

М. И. ШЕВЕЛЮК

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Допущено Главным управлением
политехнических и машиностроительных вузов
Министерства высшего образования СССР
в качестве учебного пособия
для высших учебных
заведений*

ГОСУДАРСТВЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ОБОРОНГИЗ
Москва 1960

В книге изложены теоретические основы проектирования жидкостных ракетных двигателей; на основании данных, опубликованных в иностранной печати, рассмотрены режимы работы, рабочие процессы и характеристики ЖРД и его камеры, проектирование и расчет распыливающих устройств и системы подачи топлива в камеру ЖРД, а также характеристики применяемых топлив. В книге освещены также вопросы охлаждения камеры, эксплуатации и испытания ЖРД.

Книга является учебным пособием для вузов соответствующих специальностей; она может также служить пособием для инженеров и техников, работающих в этой области.

Рецензент докт. техн. наук проф. **А. В. Квасников**

Редактор инж. **И. Л. Яновский**

Зав. редакцией инж. *С. Д. Красильников*

ПРЕДИСЛОВИЕ

В последние годы в нашей и заграничной печати опубликован ряд статей и отдельных трудов, посвященных теории и проектированию жидкостных ракетных двигателей (ЖРД).

Из числа этих работ особого внимания заслуживают учебные пособия, написанные советскими учеными А. В. Болгарским и В. К. Шукиным, Г. Б. Синяревым и М. В. Добровольским, В. И. Феодосьевым и Г. Б. Синяревым и др.

Предлагаемая работа представляет собой попытку обобщить материалы по теории и проектированию жидкостных ракетных двигателей для летательных аппаратов различного назначения.

Некоторые вопросы реактивной техники до сих пор еще мало разработаны. Это заставило автора в ряде случаев ограничиться их качественным анализом, близким к конкретным задачам инженерной практики проектирования двигателей.

Автором систематизированы, уточнены и частично разработаны вопросы, относящиеся к теории и проектированию ЖРД.

Для практического использования сообщаемых сведений в работе помещены графики, таблицы и примерные расчеты.

На основе изложенного можно выбрать соответствующий тип двигателя для заданного аппарата и требуемый вид топлива, установить для него оптимальные рабочие и конструктивные параметры, выбрать материалы, рассчитать геометрические, эксплуатационные, гидравлические и другие характеристики, установить конструктивные схемы его отдельных элементов и в целом спроектировать в первом приближении экономичный и надежный в работе двигатель, обеспечивающий аппарату наибольшую дальность полета.

Автор стремился придерживаться терминологии и буквенных обозначений, наиболее полно отвечающих физической сущности понятий и удобных для пользования.

Приведенные в работе сведения не претендуют на полное освещение вопросов по затронутой теме и, естественно, требуют еще доработки.

О всех замеченных недостатках или ошибках автор просит сообщить по адресу: Москва, И-51, Петровка, 24, Оборонгиз.

Автор

Глава 1

ВВЕДЕНИЕ

Основным элементом ракетных снарядов различного назначения является их двигатель.

Тип двигателя обуславливает в основном конструкцию, габаритные размеры и летные характеристики этих снарядов. От выбранного типа двигателя, вида используемых в нем компонентов топлива, от его конструктивных, эксплуатационных и других характеристик зависит дальность полета снаряда.

Настоящая работа ставит своей целью дать студентам вузов и инженерно-техническим работникам краткие сведения по теории и основным принципам проектирования жидкостных ракетных двигателей. На базе этих сведений можно в каждом конкретном случае рационально выбрать для разработки принципиальную схему ЖРД, компоненты топлива для него, рабочие и конструктивные параметры, произвести необходимые расчеты эксплуатационных, геометрических и прочих характеристик и решить другие вопросы, связанные с созданием надежной и экономичной в работе конструкции двигателя.

Для успешного изучения этого курса необходимо, кроме общей инженерной подготовки, иметь ясное представление о существующих конструкциях ЖРД и ЖРС (жидкостный ракетный снаряд), а также знать химию и теорию горения жидких топлив, основы теплообмена и теплопередачи, теорию прочности и устойчивости конструкций, аэродинамику больших скоростей, баллистику и теорию автоматического регулирования.

§ 1. Краткая история развития жидкостных ракетных двигателей

Разработка основ теории и создание первых конструкций жидкостных ракетных двигателей и снарядов к ним в основном принадлежат нашей Родине.

Основоположником теории реактивных двигателей является великий русский ученый Н. Е. Жуковский, который в своей работе «О реакции вытекающей и втекающей жидкости», опубликованной в 1882 г., впервые в мире вывел уравнение силы реакции вытекающей жидкости, а в более поздних работах дал уравнение к. п. д. струи жидкости.

Большая роль в создании теории реактивного движения принадлежит русскому ученому И. В. Мещерскому, выдающиеся работы которого по механике тел переменной массы, опубликованные в 1897 г., явились основой современной теории движения реактивных снарядов.

Среди русских ученых, прославивших новаторством свою Родину, стоит К. Э. Циолковский, который является основоположником идеи создания жидкостного ракетного двигателя, творцом теории полета реактивных аппаратов, автором ряда их схем и других предложений.

Первую свою работу под названием «Исследование мировых пространств реактивными приборами» К. Э. Циолковский опубликовал в 1903 г. в журнале «Научное обозрение», № 5.

В этой работе и в последующих ее дополнениях, изданных в 1911—1914 гг., а затем в 1924—1929 гг. и позже, К. Э. Циолковским с гениальной проницательностью поставлены и решены основные вопросы теории и устройства жидкостного ракетного снаряда.

Им впервые в мире предложены:

- 1) схема жидкостного ракетного двигателя (1903 г.);
- 2) использование жидкого кислорода в качестве окислителя горючего (1903 г.);
- 3) насосная подача топлива в камеру двигателя (1903 г.);
- 4) графит и тугоплавкие металлы для изготовления камеры двигателя (1903 г.);
- 5) охлаждение камеры двигателя одним из компонентов топлива (1903 г.);
- 6) охлаждение камеры двигателя по замкнутому циклу (1903 г.);
- 7) использование внутриатомной и электрической энергии для работы реактивного двигателя (1911 г.);
- 8) использование озона в качестве окислителя и жидкого метана и скипидара в качестве горючих (1914 г.);
- 9) использование окислов азота в качестве окислителя (1926 г.);
- 10) использование пятиоксида азота в качестве окислителя и одноатомного водорода в качестве горючего (1927 г.);
- 11) расположение рулей в струе газов за соплом камеры двигателя для управления снарядом при полете в разреженных слоях атмосферы и в пустоте (1929 г.) и др.

В своих работах К. Э. Циолковский также рассмотрел и другие вопросы реактивного движения, а именно:

- 1) доказал, что реактивный двигатель может создавать тягу и в безвоздушном пространстве;
- 2) указал на большие перспективы практического использования реактивных снарядов для изучения космического пространства;
- 3) доказал, что наклонный подъем реактивного снаряда выгоднее вертикального;
- 4) доказал, что для реактивных аппаратов средней и большой дальности полета жидкое топливо выгоднее твердого (пороха);

5) доказал, что реактивные снаряды средней и большой дальностей полета должны иметь органы управления и самоуправления во время полета;

6) рассмотрел движение реактивного снаряда в пустоте без учета и с учетом силы тяжести;

7) вывел знаменитую формулу для определения максимальной скорости полета реактивного снаряда в конце активного участка в безвоздушном пространстве;

8) указал целесообразность повышения давления газов в камере сгорания двигателя для увеличения удельной тяги;

9) определил к. п. д. реактивного двигателя во время полета, а также указал ряд путей и перспектив развития этого вида техники.

К. Э. Циолковский поставил на твердую научную почву изучение движения ракет как тел переменной массы.

К. Э. Циолковский выдвинул гениальные идеи:

1) о создании составных реактивных снарядов для достижения больших дальностей полета;

2) о целесообразности применения крылатых реактивных снарядов для достижения больших дальностей полета;

3) о создании реактивного самолета;

4) о космических станциях, т. е. об искусственных спутниках Земли в виде специальных реактивных снарядов, и др.

Современная наука о реактивной технике основывается главным образом на работах К. Э. Циолковского. Его идеи частично были популяризованы в книге Я. И. Перельмана, изданной в 1915 г. под названием «Межпланетные путешествия».

Вопросами реактивного движения К. Э. Циолковский начал заниматься с 1883 г. С февраля по май этого года им была написана работа под названием «Свободное пространство», в которой он рассмотрел некоторые вопросы, связанные с использованием реактивного движения. В 1896 г. им была написана повесть под названием «Вне земли», в которой он также указывал на реактивный снаряд как на аппарат для межпланетных путешествий.

Великая Октябрьская социалистическая революция дала полную возможность К. Э. Циолковскому развить творческую деятельность. Повседневное внимание Коммунистической партии и Советского правительства к его научно-исследовательской работе способствовало широкой известности и признанию его работ.

До Великой Октябрьской социалистической революции им было написано 80 работ, из которых 50 было опубликовано в печати, а после революции им написано и опубликовано в печати 150 работ.

Многочисленные работы К. Э. Циолковского в области реактивной техники создали ему мировую известность. Профессор Г. Оберт писал К. Э. Циолковскому в сентябре 1929 г. из Германии: «Посылаю Вам привет . . . Надеюсь, что Вы дождетесь исполнения Ваших великих целей . . . Вы зажгли свет, и мы будем работать, пока величайшая мечта человечества не исполнится».

В 1917 г. начал исследовательскую работу в области реактивного движения русский ученый Ю. В. Кондратюк, который в 1929 г. опубликовал работу под заглавием «Завоевание межпланетных пространств» (переиздана Оборонгизом в 1947 г.). В этой работе он сделал ряд важнейших выводов и высказал много оригинальных идей в области реактивной техники, в частности:

1) доказал, что снаряд, не сбрасывающий в полете своих топливных баков по мере их опорожнения, вылететь за пределы земного тяготения не может;

2) исследовал динамику взлета крылатого реактивного снаряда;

3) внес новые предложения по осуществлению космических станций и межпланетных перелетов при помощи реактивных аппаратов;

4) предложил использовать в качестве горючих ЖРД твердые вещества: литий, бор и др.

Он же исследовал вопрос о нагревании реактивного снаряда при полете в атмосфере.

В 1908 г. реактивным движением начал заниматься наш соотечественник Ф. А. Цандер, который в изданной им в 1932 г. книге под названием «Проблемы полета при помощи реактивных аппаратов» изложил результаты своих исследований по ряду весьма важных вопросов реактивной техники и наметил пути ее развития, а именно:

1) указал на целесообразность использования в качестве топлива металлических элементов реактивного снаряда после выполнения ими своих прямых функций с целью достижения наибольшей дальности полета;

2) разработал теорию струйных нагнетателей и теорию ЖРД и рассмотрел при этом основные принципы теплового расчета и охлаждения камеры двигателя;

3) предложил ряд циклов работы ЖРД и дал вывод их к. п. д.;

4) разработал теорию полета снаряда по эллиптической траектории;

5) исследовал подъем самолета с реактивным двигателем;

6) исследовал различные виды жидких топлив с целью выбора наиболее эффективных из них для работы реактивного двигателя и рассмотрел ряд других вопросов, связанных с реактивной техникой.

В 1930—1932 гг. Ф. А. Цандер создал и испытал реактивный двигатель ОР-1, который работал на воздушно-бензиновой смеси и развивал тягу до 5 кг. Второй экспериментальный двигатель ОР-2, построенный по его проекту в 1932 г. для работы на жидком кислороде и бензине, огневые испытания прошел в 1933 г. без участия Ф. А. Цандера, умершего через 10 дней после первой пробы двигателя. Камера сгорания этого двигателя охлаждалась кислородом, а сопло камеры—водой. Компоненты топлива подавались в камеру сгорания этого двигателя сжатым воздухом.

За границей, начиная со второго десятилетия XX в., появляются первые исследования по вопросам космических полетов, а затем и по жидкостным ракетным снарядам. Среди ученых, посвятивших свои труды указанным проблемам, следует назвать Р. Эно-Пельтри (Франция), первая работа которого была опубликована в печати в 1903 г., и Р. Годдара (США), начавшего свои работы в 1915 г. и создавшего впоследствии несколько типов метеорологических снарядов с ЖРД. Большой вклад в теорию реактивного полета внесли труды Г. Оберта (Германия), опубликованные в 1927 г., и Е. Зенгера (Австрия), изданные в 1933 г.

Первые надежно действующие ЖРД были созданы в СССР. В Германии несколько позже, чем в СССР, появились двигатели реактивного института в Пеенемюнде (А-4 и «Вассерфаль»), фирмы БМВ, фирмы Вальтер и др.; в США—двигатели Калифорнийского технологического института, фирм Аэроджет Инжиниринг, Ризкшн Моторс и др.

С появлением первых надежно действующих двигателей определились возможности практического применения их для снарядов дальнего действия, различного вида зенитных снарядов, воздушных торпед и др.

Огромным достижением в области развития реактивной науки и техники является создание и успешное испытание в Советском Союзе первой в мире межконтинентальной баллистической ракеты.

Результаты испытаний этой ракеты показали, что освоение межконтинентальных баллистических ракет позволяет достигать любимых отдаленных районов земного шара, не прибегая к стратегической авиации.

Величайшим достижением советской науки и техники в области ракетостроения является запуск 4 октября 1957 г. первого в мире искусственного спутника Земли.

При запуске этот спутник, имевший форму шара диаметром 58 см и вес 83,6 кг, получил от ракеты-носителя орбитальную скорость 8000 м/сек и максимальное удаление от поверхности Земли 900 км; время одного оборота его вокруг Земли оказалось равным 1 часу 35 мин.

Этот спутник совершил 1400 оборотов вокруг Земли и пролетел около 60 миллионов километров.

Этим успешным запуском спутника Земли, созданного человечеством, внесен крупнейший вклад в сокровищницу мировой науки и культуры.

3 ноября 1957 г. в Советском Союзе был запущен второй искусственный спутник Земли (в соответствии с программой Международного геофизического года).

Этот спутник Земли представлял собой последнюю ступень ракеты-носителя с расположенными в ней контейнерами для научной аппаратуры и подопытного животного (собаки), общим весом 508,3 кг.

Вначале спутник имел следующие характеристики орбиты: форма — эллиптическая, высота в апогее — 1671 км, наклон орбиты к экватору— $65^{\circ}17'$ и период обращения—103,74 мин. При запуске орбитальная скорость спутника достигла 8000 м/сек.

Этот спутник совершил около 2370 оборотов вокруг Земли, пройдя путь 100 миллионов километров.

Успешным запуском искусственного спутника Земли с разнообразной научной аппаратурой и подопытным животным советские ученые расширили исследование космических пространств и верхних слоев атмосферы.

15 мая 1958 г. в Советском Союзе был запущен третий самый крупный в мире спутник Земли. Вес его 1327 кг. Длина спутника 3,57 м и наибольший диаметр 1,73 м.

Вначале спутник имел следующие характеристики орбиты: форма—эллиптическая, высота в апогее—1880 км, наклон орбиты к экватору— 65° и период обращения—105,95 мин.

Спутник продолжает движение вокруг Земли. На 15 февраля 1960 г. он совершил 9221 оборот.

Следующим величайшим достижением советской ракетной науки и техники является создание многоступенчатой ракеты, последняя ступень которой способна достигнуть второй космической скорости (11,2 км/сек), обеспечивающей возможность межпланетных полетов. 2 января 1959 г. в СССР был осуществлен успешный запуск такой космической ракеты в сторону Луны.

Последняя ступень ракеты весом 1472 кг без топлива была оборудована специальным контейнером с измерительной аппаратурой и радиопередатчиками для проведения научных исследований. Общий вес научной и измерительной аппаратуры с источниками питания и контейнером составлял 361,3 кг.

Эта космическая ракета через 34 часа после старта пролетела вблизи Луны (на расстоянии около 6—7 тыс. км) и на 62-м часу своего полета с момента старта, на 10 час. 5 января, удалилась от Земли на 597 тыс. км. Преодолев притяжение Земли и Луны, она вышла на орбиту своего движения вокруг Солнца.

В течение 62 час. в соответствии с программой осуществлялась надежная радиосвязь ракеты с Землей.

Обработка полученных данных измерений позволила установить, что космическая ракета 7—8 января 1959 г. окончательно вышла на периодическую орбиту искусственной планеты солнечной системы. Наибольший диаметр орбиты ракеты, расположенный между орбитами Земли и Марса, оказался равным 343,6 млн. км. Период обращения ракеты вокруг Солнца составляет 15 месяцев (450 земных суток).

Запуск космической ракеты, ставшей на вечные времена первой искусственной планетой нашей солнечной системы, открыл эру межпланетных полетов и продемонстрировал всему миру выдающиеся достижения советской науки и техники.

В период с 12 по 14 сентября 1959 г. успешно был осуществлен первый в истории полет второй советской многоступенчатой космической ракеты на Луну, доставившей на ее поверхность вымпел с изображением герба Советского Союза.

Во время этого полета с борта ракеты были переданы и приняты на Земле ценные научные данные, которые открыли новый этап в исследовании и завоевании космоса человеком.

Достижение Луны советской ракетой является выдающимся успехом отечественной науки и техники и знаменует собой начало полетов с Земли на другие планеты.

4 октября 1959 г. в СССР был осуществлен успешный запуск третьей многоступенчатой космической ракеты для дальнейшего исследования космического пространства и фотографирования невидимой с Земли стороны Луны.

С этой целью была создана автоматически управляемая с Земли межпланетная космическая станция, которая при помощи ракеты была выведена на заранее рассчитанную орбиту, огибающую Луну. В соответствии с расчетом эта станция пролетела на расстоянии нескольких тысяч километров от Луны, 18 октября произвела фотографирование обратной стороны Луны и передала по команде эти изображения на Землю при помощи специальной радиотехнической системы.

Осуществление этого запуска ракеты на Луну, в результате которого были получены до сих пор неизвестные ценнейшие научные данные о космическом пространстве, включая фотографию невидимой с Земли стороны Луны, потребовало от советских специалистов решения ряда весьма разнообразных и сложных проблем. Эти достижения советской науки и техники потрясли весь мир и вызвали огромное восхищение у всего прогрессивного человечества.

На основе достигнутых в Советском Союзе успехов по исследованию космического пространства с помощью баллистических ракет, в соответствии с планом научно-исследовательских работ, советскими учеными и конструкторами ведутся работы по созданию более мощной ракеты для запуска тяжелых спутников Земли и осуществления космических полетов к планетам солнечной системы.

8 января 1960 г. ТАСС сообщило, что для отработки такой ракеты с высокой точностью полета в течение ближайших месяцев 1960 г. будут проведены запуски этой ракеты без последней ступени в центральную часть Тихого океана. В этом сообщении был указан район ожидаемого падения ступени ракеты.

Вечером 20 января 1960 г. был произведен первый запуск такой ракеты.

Предпоследняя ступень этой ракеты вместе с макетом последней ступени, двигаясь точно по заданной траектории, развив скорость более 26 тыс. км/час и в тот же день в 20 ч. 15 мин. московского

времени достигла экватории Тихого океана заданного района, удаленного от точки старта на расстояние около 12,5 тыс. км по земной поверхности.

Макет последней ступени ракеты, приспособленный для прохождения через плотные слои атмосферы, достиг поверхности воды вблизи расчетной точки падения.

Специальные суда Советского флота, находившиеся в районе ожидаемого падения ракеты, произвели ценные телеметрические измерения на нисходящей ветви траектории полета.

Макет последней ступени ракеты наблюдался при полете в атмосфере и был засечен при падении в воду радиолокационными, оптическими и акустическими станциями, установленными на судах.

По данным проведенных измерений установлено, что отклонение точки падения ракеты от расчетной составило менее 2 км, что подтвердило высокую точность системы управления ракетой.

Старт ракеты был произведен точно в назначенное время. Полет ракеты и действие всех ее ступеней проходили в соответствии с намеченной программой. Измерительные системы и средства, установленные на борту ракеты, обеспечивали на протяжении всей трассы полета передачу необходимых данных наземным и корабельным станциям.

Вечером 31 января 1960 г. с той же целью был произведен второй запуск такой ракеты.

Последняя ступень ракеты с макетом в 19 час. 58 мин. по московскому времени достигла заданного района в экватории Тихого океана.

Макет последней ступени ракеты также наблюдался при полете в атмосфере и был засечен при падении в воду радиолокационными, оптическими и акустическими станциями, установленными на судах.

Данные произведенных измерений вновь подтвердили высокую точность управления полетом ракеты.

Успешные запуски мощной Советской баллистической многоступенчатой ракеты обеспечивают дальнейшее продвижение советской науки по пути освоения космического пространства и изучения солнечной системы.

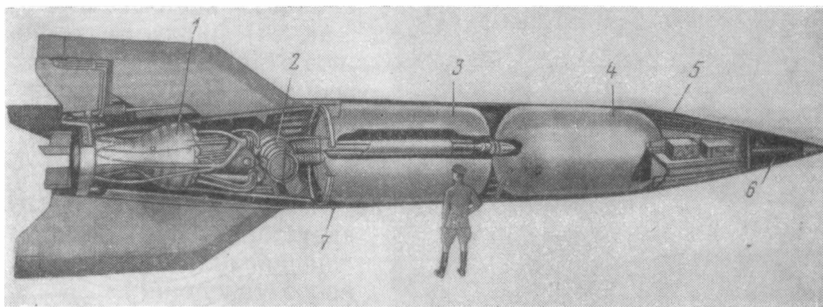
§ 2. Направления в развитии ЖРД

Анализ конструкций существующих ЖРД позволяет установить основные направления в развитии этой области техники.

В период второй мировой войны были разработаны и применялись для снарядов и воздушных торпед и самолетов кислородные, азотно-кислотные и перекисеводородные двигатели.

Применявшиеся в то время для снарядов дальнего действия кислородные ракетные двигатели имели абсолютную тягу не более 26 т, работали на относительно низкокалорийном топливе (75%-ном этиловом спирте и жидком кислороде) при низком давлении газов в камере сгорания (16 ата) и малой литровой тяге (около 60—80 кг на 1 л объема) и вследствие этого развивали небольшую удельную тягу (порядка $200 \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$).

Примером такого кислородного двигателя может служить ЖРД снаряда дальнего действия А-4 (фиг. 1.1 и 1.2).



Фиг. 1.1. Внешний вид и разрез снаряда дальнего действия А-4 с тягой у земли 25—26 т.

1—камера двигателя, 2—турбонасосный агрегат, 3—бак для кислорода, 4—бак для этилового спирта, 5—приборный отсек, 6—головная часть, 7—корпус снаряда.

В средней части снаряда размещены бак для этилового спирта 75%-ной весовой концентрации (горючее) и бак для жидкого кислорода (окислитель). Бак для горючего емкостью 4600 л весит 76 кг; в него заправляется 3900 кг горючего. Бак окислителя имеет емкость 4470 л и весит 120 кг; в него заправляется 4900 кг окислителя.

Внутри хвостовой части снаряда установлен двигатель, вес которого 930 кг.

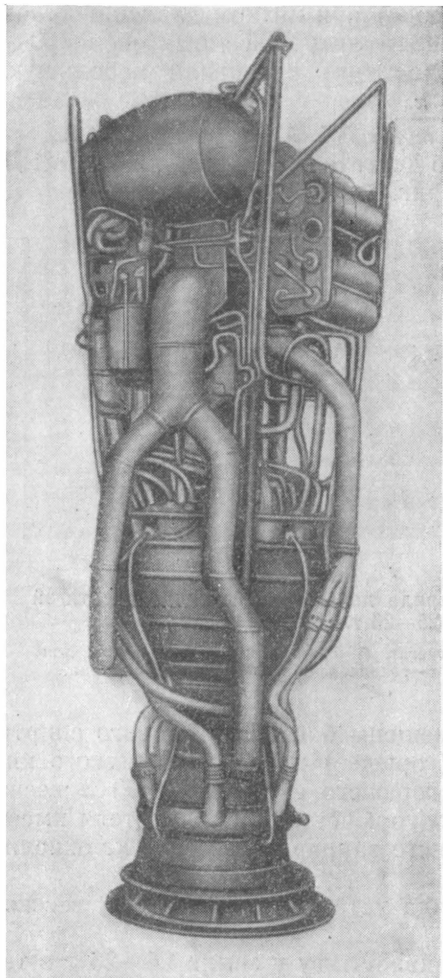
Двигатель (см. фиг. 1.2) развивает тягу у земли 25—26 т в течение 60—70 сек. и расходует при этом в 1 сек. ~125 кг топлива. Основными элементами двигателя являются сварная камера грушевидной формы (см. фиг. 1.3), турбонасосный агрегат и газогенератор системы топливоподачи. Вырабатываемый в газогенераторе парогаз из перекиси водорода 80%-ной весовой концентрации при помощи жидкого катализатора (перманганата натрия) используется для привода турбины насосного агрегата. Наибольший наружный диаметр камеры двигателя 1190 мм, ее длина 2020 мм. Вес камеры 422 кг.

На фиг. 1.4 показан старт снаряда А-4.

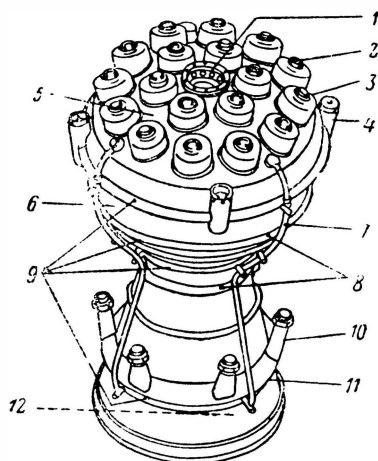
Азотнокислотные реактивные двигатели в период второй мировой войны строились на тягу от 300 до 8000 кг, с удельной тягой

$$\text{около } 190\text{--}200 \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$$

В качестве примера азотнокислотного двигателя может служить ЖРД марки С-2 радиоуправляемого зенитного снаряда «Вассерфаль» с тягой у земли 8 т (фиг. 1.5).



Фиг. 1.2. Внешний вид двигателя ракеты А-4 без топливных баков.



Фиг. 1.3. Внешний вид камеры двигателя А-4.

1—фланец для крепления главного спиртового клапана, 2—кислородная форсунка, 3—предкамера, 4—силовые опоры, 5—головка камеры, 6—камера сгорания, 7—трубопровод системы охлаждения, 8—гофр для компенсации теплового расширения наружной оболочки камеры, 9—кольцевые пояса для подачи в камеру этилового спирта, 10—штуцеры для подвода этилового спирта в межрубашечное пространство, 11—кольцевой коллектор горючего, 12—граница охлаждения части сопла.

Этот снаряд также разработан в Германии и доведен до летных испытаний в период второй мировой войны. По внешнему виду он напоминает снаряд А-4, но по сравнению с ним значительно упрощен и имеет меньшие габаритные размеры. Существенное его отличие от А-4 состоит в том, что он снабжен четырьмя широкими кры-

лышками малого размера. Он является самым крупным из всех разработанных в указанный период времени зенитных управляемых снарядов для поражения самолетов противника до высоты 20 км. Наибольший диаметр его корпуса снаряда 880 мм, длина 7835 мм, размах крыльев 1875 мм, размах хвостового оперения 2510 мм.

Вес боевой части снаряда 145 кг, в том числе 125 кг взрывчатого вещества. Полный стартовый вес снаряда составляет 3245 кг.

Двигатель этого снаряда состоит в основном из камеры сгорания эллиптической формы и газобаллонной системы топливоподдачи. Камера сгорания сварной конструкции (из листов стали за одно целое с соплом) имеет плоскую съемную головку со струйным распылом компонентов топлива. Охлаждение камеры осуществляется окислителем.

Топливом для двигателя служат самовоспламеняющиеся при смешении между собой компоненты: горючее—смесь тонка-841 и окислитель—смесь М-10. Смесь 841 состоит из 12% оптола, 20% бензола, 15% ксилола, 30% винилэтилового эфира и 23% анилина, а смесь М-10 состоит из 90% азотной кислоты 98%-ной весовой концентрации и 10% серной кислоты 96%-ной концентрации. Запас горючего в баке равен 335 кг, а запас окислителя в другом баке—1480 кг.

Давление подачи компонентов топлива в камеру сгорания двигателя равно 25 атм при давлении в последней 22,5 ата. Давление сжатого азота в баллоне системы топливоподдачи 300 атм. Время работы двигателя 43 сек. Вес камеры 43 кг, а сухой вес всего двигателя—150 кг.

Работы по созданию этого двигателя были начаты в середине 1941 г. и в первой стадии закончены в 1943 г. В этот же период было произведено около 20 первых запусков снаряда. Результаты летных испытаний снаряда выявили необходимость дальнейшей работы над снарядом по его доводке.

Во время второй мировой войны были разработаны проекты и построены серийные и экспериментальные образцы ЖРД для воздушных торпед и самолетов, в том числе и перекисеводородные двигатели «холодного типа».



Фиг. 1. 4. Старт снаряда А-4.

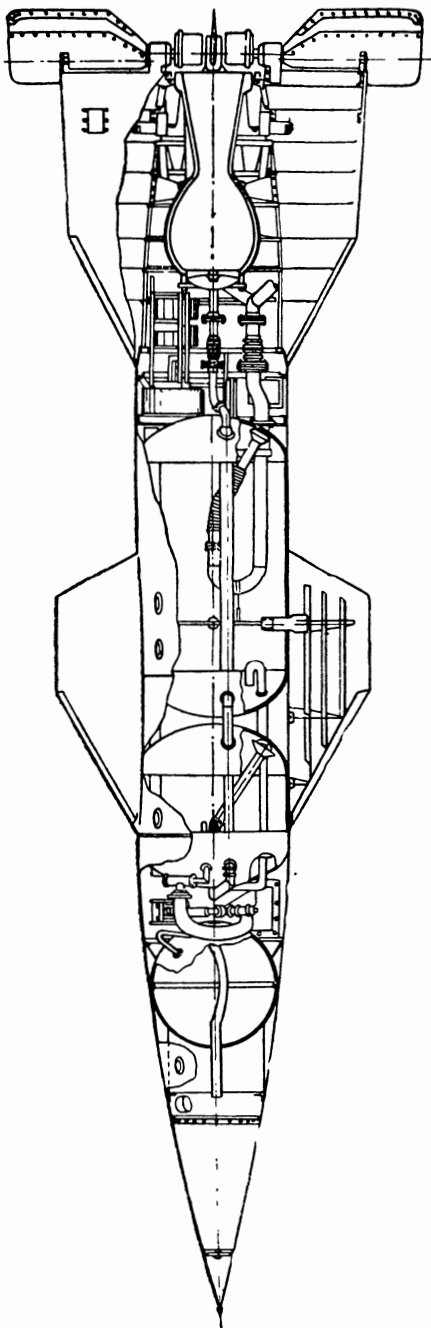
Перекисеводородные двигатели этого типа, построенные в указанный период времени и несколько позже, развивали малую удельную тягу (около 100—110 $\frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$) и поэтому дальнейшего развития и применения они не получили.

Примером перекисеводородного двигателя является ЖРД марки 109-507 (фирмы Вальтер) воздушной торпеды, развивающий тягу 550—590 кг в течение 10—13 сек. (фиг. 1.6).

Используемая в этом двигателе в качестве топлива 80%-ная перекись водорода разлагается при помощи жидкого катализатора (перманганата натрия 23%-ной весовой концентрации). Рабочие компоненты подаются в реактор при помощи сжатого воздуха. Начальное давление воздуха в баллоне 150 атм, давление подачи рабочих веществ 30—35 атм. Давление в реакторе 22 атм, температура образуемого в нем пара газа достигает 420—440° С.

Двигатель может работать до полного использования запаса перекиси водорода в баке двигателя.

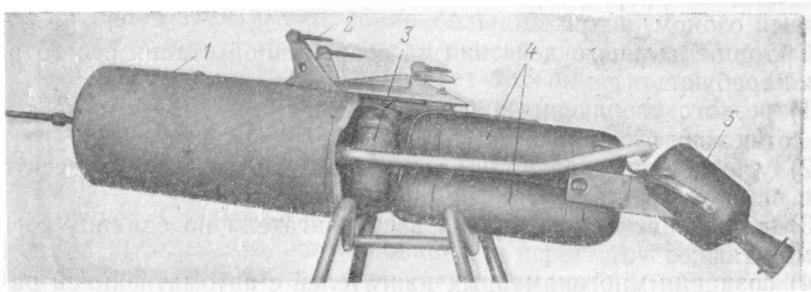
Длина двигателя (по калоту) 2210 мм, наибольший диаметр 330 мм. Сухой вес двигателя 17,5 кг, вес снаряженного двигателя рабочими веществами (перекисью водорода, водным рас-



твором перманганата натрия и сжатым воздухом) 143 кг.

Все типы перекисеводородных двигателей, разработанные в Германии фирмой Вальтер, были использованы немцами в период второй мировой войны в качестве автономных и вспомогательных для самолетов, воздушных и морских торпед.

Однако, несмотря на то, что перекись водорода не имеет преимущества перед азотной кислотой, перекисеводородные двигатели во время второй мировой войны имели большее распространение.



Фиг. 1.6. Перекисеводородные ЖРД фирмы Вальтер с тягой 550—590 кг воздушной торпеды.

1—бак для перекиси водорода, 2—узел крепления двигателя, 3—воздушные баллоны, 4—баки для перманганата натрия, 5—смесительная камера.

чем азотнокислотные. Это объясняется тем, что они раньше оказались доведенными до эксплуатационного состояния.

Параллельно с освоением перекисеводородных двигателей больших абсолютных тяг в ряде стран велась работы по созданию кислородных, азотнокислотных и других типов двигателей для мощных ракетных снарядов дальнего действия и снарядов противовоздушной обороны.

Развитие реактивной техники в послевоенный период потребовало создания ЖРД большой тяги с минимальными значениями удельного веса и удельного расхода топлива.

Для решения этой задачи потребовалось идти по пути увеличения размеров камеры сгорания, форсирования в ней процесса сгорания топлива по давлению и температуре, увеличения расхода на: ряженности и литровой тяги двигателя, а также использования наиболее эффективных топлив.

В настоящее время развитие ЖРД идет в направлении усовершенствования конструкции отдельных модификаций, разработки новых конструкций двигателей больших тяг, использующих высокоэффективные топлива и обеспечивающих высокие значения удельной тяги. Температура сгорания некоторых из этих топлив может дости-

гать 4000°C , а скорость истечения газов из сопла— $3000\text{—}4000\text{ м/сек}^1$.

В число горючих, применяемых в настоящее время, входят тонка-250², керосин, разбавленный водой этиловый спирт и др.; за границей находят применение анилин, газойль, фурфуроловый спирт и др.

В настоящее время большое внимание уделяется горючим: гидразину и горючим на его основе — метилгидразину, диметилгидразину, а также диэтиламину, горючим смесям на основе керосина и масла пиролиза и др. Представляют большой интерес окислители — жидкий фтор, фтористый кислород, а также кислород, обогащенный озоном, и др.

Снаряды дальнего действия на современной стадии своего развития требуют:

- 1) резкого увеличения абсолютной тяги двигателей до нескольких сотен тонн в одном агрегате;
- 2) увеличения удельной тяги двигателей до многих десятков тонн в одном агрегате;
- 3) дальнейшего уменьшения веса двигателя на единицу создаваемой тяги;
- 4) создания многокамерных двигателей с автоматизацией работы всех агрегатов.

По мере развития науки в области жидкостных ракетных двигателей все большее внимание сосредоточивается на таких вопросах, как надежность конструкции, простота управления и др.

При разработке мощных двигателей встречаются большие трудности. Необычайная напряженность процесса сгорания в камере двигателя, высокие скорости, давления и температуры газов, существенно превышающие все значения, достигнутые в тепловых машинах до настоящего времени, огромные секундные расходы топлива, требующие обслуживающих питательных установок мощностью в несколько десятков тысяч лошадиных сил, мощность самого двигателя, достигающая десятков миллионов лошадиных сил,—все это с особенной остротой ставит проблемы охлаждения камеры двигателя, ее взрывобезопасности, запуска и регулирования работы двигателя, освоения ТНА и способов питания его турбины, разработки новых высокопроизводительных топлив, высокопрочных сваривающихся сталей и ряд других сложнейших вопросов.

При создании двигателей больших тяг наиболее сложной проблемой является обеспечение устойчивого режима работы. Это объясняется тем, что в больших двигателях типа А-4 встречаются трудности, связанные с необходимостью выполнения внутренней оболочки камеры значительной толщины (свыше 5 мм). Во время работы в этой оболочке возникают большие температурные перепады, а следовательно, и сложно распределенные по ее толщине

¹ Экспресс-информация АН СССР, вып. 8, РТ-22, 1958.

² Г. Мебус, Расчет ракетных двигателей, ИЛ, 1959.

температурные напряжения, которые значительно снижают запас ее прочности ввиду трудности надлежащего охлаждения такой толстой оболочки, имеющей небольшой коэффициент теплопроводности (материалы, обладающие повышенным коэффициентом теплопроводности, часто имеют относительно небольшую прочность).

В ряде случаев это явление еще усложняется упругой неустойчивостью оболочки вследствие большого давления на нее охлаждающей жидкости и силы тяги со стороны сопла. Кроме того, двигатели большой тяги имеют сопло больших размеров, вес которого составляет основную часть камеры двигателя. Применение же блочной конструкции двигателя встречает большие трудности в осуществлении синхронизации и регулирования работы блока.

Параллельно с развитием кислородных двигателей больших тяг для СДД в ряде стран ведутся работы по созданию для этих целей азотнокислотных двигателей (ЖРД «Эрликон» 54).

В процессе развития мощных жидкостных ракетных двигателей возникла проблема их регулирования, в первую очередь:

- 1) поддержание постоянства тяги и давления в камере сгорания либо изменение их в соответствии с заданной программой;
- 2) поддержание заданного соотношения компонентов топлива, т. е. весового отношения окислителя к горючему;
- 3) поддержание динамической устойчивости системы подачи топлива и процесса сгорания топлива в камере двигателя;
- 4) программирование изменения давления в камере сгорания и соотношения компонентов топлива в процессе стендовых испытаний двигателя;
- 5) компенсация периодических либо постоянных ошибок, связанных с производственными отклонениями в двигателе.

Регулирование соотношения компонентов топлива в процессе работы двигателя необходимо для поддержания оптимальной удельной тяги, что увеличивает продолжительность работы двигателя и снижает конечную массу снаряда, увеличивая дальность его полета.

Величина тяги в баллистических снарядах должна изменяться по заданной программе, обусловленной величиной допустимых ускорений, либо поддерживаться постоянной. Второй случай приемлем только при отсутствии аэродинамического сопротивления и поэтому может применяться в последних ступенях многоступенчатых снарядов. В остальных случаях для достижения максимальной конечной скорости требуется оптимальное программирование величины тяги. Это также относится и к крылатым снарядам.

Одной из важных проблем, даже при использовании систем автоматического регулирования, является обеспечение в камере динамической устойчивости процесса сгорания топлива, на который, помимо формы камеры сгорания и ее головки, а также химических и физических свойств применяемых компонентов топлива, существ-

венное влияние оказывают время задержки и нелинейность процесса сгорания, жесткость конструкции, включая топливные баки и магистрали, сжимаемость компонентов топлива и аэродинамические силы. Несмотря на наличие ряда работ, посвященных теоретическому исследованию этой проблемы, в настоящее время борьба с высоко- и низкочастотными колебаниями давления газов в камере сгорания двигателя ведется пока эмпирическими методами.

В связи с созданием в последние годы космических и сверхдальних снарядов, а также снарядов для запуска крупных спутников Земли потребовались ЖРД с тягой в сотни тонн¹. В дальнейшем в двигателях больших тяг, видимо, будет использована ядерная энергия.

¹ Interavia, No. 4038, 1958.

Глава 2

ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖРД

Основным элементом жидкостных ракетных дальнобойных, зенитных и другого назначения снарядов является их двигатель—ЖРД. Дальность полета снарядов при прочих равных условиях в большой мере зависит от совершенства конструкции двигателя, вида применяемых компонентов топлива для него, а также от его конструктивных и эксплуатационных характеристик.

Для оценки эксплуатационных качеств существующих типов ЖРД и выбора двигателя согласно тактико-техническим условиям сначала нужно ознакомиться с некоторыми понятиями, определениями, основными данными и характеристиками ЖРД.

В этой главе изложена классификация существующих ЖРД и приведены их общие характеристики, позволяющие выяснить их достоинства и недостатки, сравнить их качества и установить целесообразные области применения того или иного типа двигателя. Помещены таблицы численных значений основных параметров и краткие данные о конструктивных особенностях существующих ЖРД. Приведен также анализ основных факторов, влияющих на дальность полета, и требования к двигателям боевых аппаратов. Одновременно рассмотрены и другие вопросы, относящиеся к теории и основам проектирования ЖРД.

§ 1. Основные конструктивные элементы ЖРД

Реактивным двигателем называется тепловой двигатель, создающий тягу за счет результирующей газодинамических сил, действующих на камеру двигателя при сгорании в ней топлива и истечении образующихся продуктов сгорания через сопло в окружающую среду.

Жидкостным ракетным двигателем называется реактивный двигатель, использующий для своей работы жидкое топливо.

Основными конструктивными элементами ЖРД в общем случае являются следующие.

1. *Камера двигателя*, в которой осуществляется сжигание топлива и преобразование тепловой энергии газов в кинетическую энергию вытекающей струи, в результате чего создается тяга.

Камера двигателя состоит из головки, камеры сгорания и сопла. Головка камеры двигателя служит для распыла в заданном весовом соотношении компонентов топлива, подаваемых в камеру сгорания.

В камере сгорания двигателя происходит непосредственно смешение, подогрев, испарение и сгорание топлива.

В сопле камеры двигателя происходит преобразование тепловой энергии продуктов сгорания топлива в кинетическую энергию истечения их в окружающую среду. Эти процессы оказывают огромное влияние на экономичность работы и тяговые характеристики двигателя.

Процессы в камере сгорания и в сопле двигателя тесно связаны между собой. От степени завершенности процесса в камере сгорания зависит доля химической энергии, которая может выделиться в сопле в результате догорания топлива и рекомбинации молекул газов.

2. Система топливоподдачи двигателя, обычно состоящая из одного, двух или нескольких топливных баков, механизма принудительной подачи компонентов топлива в камеру двигателя, источника энергии для приведения в действие этого механизма, коммуникаций и арматуры (трубопроводы, вентили, клапаны, расходные шайбы и т. п.), обеспечивающих в совокупности нормальный запуск, рабочий режим и остановку двигателя.

В некоторых случаях топливные баки в число элементов двигателя не включаются, а входят в состав летательного аппарата.

Двигатель может иметь такие системы топливоподдачи и управления, при которых можно запустить его в работу и остановить в случае необходимости.

3. Система зажигания двигателя, представляющая собой приспособление для зажигания топлива при запуске ЖРД.

В некоторых типах ЖРД система зажигания конструктивно не связана с камерой двигателя и даже иногда совсем отсутствует, если используются самовоспламеняющиеся компоненты топлива.

4. Силовая рама двигателя или другие средства для крепления агрегатов двигателя между собой и передачи силы тяги к боевому аппарату.

Питание агрегатов двигателя сжатым газом бывает автономным и бортовым. Для автономного питания иногда используется воздушный баллон с блоком редукторов, трубопроводами, арматурой и клапанами, необходимыми для создания напора в топливных баках и других целях.

Жесткие требования, предъявляемые к двигателю в связи с большой концентрацией энергии в применяемых топливах, сложность протекания в нем физико-химических процессов, а также требования техники безопасности во время работы привели к тому, что современные ЖРД в конструктивном отношении во многих случаях являются весьма сложными силовыми установками со значительно развитой автоматикой управления.

Стремление предельно автоматизировать работу двигателя объясняется основной особенностью ЖРД. В этих двигателях за короткое время надо проделать все операции, необходимые для надежного зажигания топлива, увеличения его подачи в камеру сгорания до номинального значения, поддержания этого расхода постоянным или его изменения в соответствии с программой работы двигателя, и, наконец, в нужный момент остановить двигатель.

Нельзя забывать, что топливо, поданное в камеру сгорания, представляет собой взрывчатую горючую смесь. Учитывая большие секундные расходы топлива в двигателе, можно ясно представить себе, что малейшее нарушение правильности работы системы подачи или запаздывание момента воспламенения топлива может привести к накоплению его в камере сгорания и, следовательно, к внезапному воспламенению с резким повышением давления в камере сгорания до большой величины и даже вследствие этого к взрыву двигателя. То же самое может произойти и при случайном перерыве горения топлива или при повторной подаче его в горячую камеру сгорания после остановки двигателя. Воспламенение топлива в этом случае от накаливаемой поверхности камеры также может вызвать взрыв двигателя.

Из сказанного ясно, что система топливоподачи должна работать очень четко. Практически это достигается автоматизацией и блокировкой системы топливоподачи двигателя. *Под автоблокировкой понимается создание таких условий, когда последующая операция, совершаемая в системе подачи двигателя, не будет выполнена до тех пор, пока не осуществится предыдущая операция.*

Автоматизация системы топливоподачи в современных ЖРД доводится до такого совершенства, что все операции по запуску, выводу двигателя на заданный режим и остановке его производятся только после подачи на двигатель одной команды.

Столь высокая степень автоматизации ЖРД нужна также и потому, что он большей частью устанавливается на беспилотных летательных аппаратах.

Назначение снаряда определяет тип двигателя, его тягу и продолжительность работы, что в свою очередь оказывает влияние на размеры камеры, емкость топливных баков и на выбор рода компонентов топлива.

§ 2. Классификация существующих ЖРД

Существующие жидкостные ракетные двигатели по своим конструктивным схемам, рабочим характеристикам и другим признакам весьма разнообразны. Это объясняется:

- 1) большим разнообразием применяемых в них топлив;
- 2) назначением того или иного типа двигателя, что определяет величину его тяги, программу и продолжительность работы;

3) особенностями процесса преобразования в двигателе химической энергии топлива в кинетическую энергию газового потока на выходе из сопла в окружающую среду;

4) экономическими, производственными и другими соображениями, а также особенностями в направлениях разработки двигателей отдельных конструкторских бюро.

Наибольшее влияние на конструкцию ЖРД имеют область его применения и вид используемого топлива.

Для выявления достоинств и недостатков тех или иных типов и конструкций двигателей, установления для них целесообразных областей применения, изучения их конструктивных и эксплуатационных особенностей существующие ЖРД целесообразно разделить по следующим наиболее характерным признакам.

1. По назначению двигателя:

а) *маршевые или основные*, когда каждый двигатель является основным на данном аппарате и работает в течение всего полета или большей части его;

б) *стартовые*, используемые для облегчения старта боевого аппарата, имеющего маршевый двигатель;

в) *ускорители*, используемые на боевом аппарате в полете в дополнение к основному двигателю с целью кратковременного увеличения тяги и скорости полета боевого аппарата.

Жидкостные ракетные ускорители обычно применяются в авиации; они часто имеют насосную подачу топлива с механическим приводом от основного двигателя самолета. Ускорители можно многократно запускать в работу во время полета самолета.

Кроме того, ЖРД могут быть предназначены для *одноразового* (однократного) *действия*, т. е. для совершения только одного полета после установки на аппарате, и *многоразового* (многократного) *действия*, т. е. для совершения нескольких полетов.

2. По роду используемого топлива ЖРД делятся на двигатели, работающие на самовоспламеняющихся и несамовоспламеняющихся компонентах топлива. Различные свойства топлив накладывают специфические черты на конструкцию двигателя.

Выбор жидких компонентов топлива для данного двигателя обычно определяется методами их применения, их наличием, характеристиками, свойствами и другими факторами.

Топлива для ЖРД бывают *однокомпонентные*, когда применяется только один жидкий компонент топлива (изопропилнитрат, нитрометан, гидразин и др.), и *двухкомпонентные*, когда применяются два жидких компонента топлива — горючее и окислитель. Существуют также трехкомпонентные топлива.

В настоящее время наибольшее распространение получили двухкомпонентные двигатели.

3. По роду используемого окислителя для горючего двигатели делятся на:

а) *кислородные*, использующие в качестве окислителя жидкий кислород, его аллотропические видоизменения и соединения с горючими элементами;

б) *азотнокислотные*, использующие в качестве окислителя окислы азота и окислители, содержащие окислы азота или являющиеся их производными;

в) *перекисеводородные*, использующие перекись водорода с жидким или твердым катализатором;

г) *фторные*, использующие в качестве окислителя фтор, фториды кислорода и другие фторсодержащие соединения;

д) *хлорные*, использующие в качестве окислителя хлор, окислы хлора и окислители, содержащие окислы хлора или являющиеся их производными.

Известны также сложные окислители, содержащие в различных сочетаниях молекулы кислорода, азота, хлора и фтора, а также растворы некоторых окислов, кислот и других компонентов друг в друге¹.

Возможны также двигатели, работающие на суспензиях металлов и металлоидов с жидкими горючими².

Деление двигателей по роду используемого окислителя весьма существенно, так как различия в свойствах окислителей определяют конструктивные формы двигателей. Нет такого двигателя, который мог бы работать на нескольких разных окислителях.

Каждый двигатель разрабатывается для вполне определенного окислителя и, как правило, в силу различия свойств используемых окислителей конструкция одного двигателя отличается от конструкции другого. Разработка ЖРД всегда начинается с выбора окислителя и горючего для этого двигателя.

4. По способу подачи топлива в камеру сгорания ЖРД делятся на двигатели:

а) с вытеснительной системой топливоподачи при помощи:

— *газового аккумулятора давления* (ГАД), т. е. давления холодного газа, обычно воздуха (ВАД), поступающего из специального баллона в топливные баки;

— *порохового аккумулятора давления* (ПАД), т. е. давления горячих пороховых газов, образующихся во время работы двигателя в специальной камере при сжигании порохового заряда;

— *жидкостного аккумулятора давления* (ЖАД), т. е. давления горячих продуктов сгорания самовоспламеняющихся компонентов топлива, образующихся во время работы двигателя в одной общей или двух отдельных специальных камерах (газогенераторах), установленных в верхних днищах топливных баков;

б) с нагнетательной системой топливоподачи при помощи:

— *турбонасосного агрегата*, т. е. с подачей компонентов топли-

ва из баков в камеру сгорания двигателя центробежными насосами, приводимыми в действие парогазовой турбиной, питаемой парогазом, производимым в специальном газогенераторе из перекиси водорода, изопропилнитрата, гидразина или от сжигания основных компонентов топлива, или газом, отбираемым из камеры сгорания двигателя;

— *инжекторов*, работа которых основана на принципе использования кинетической энергии, развиваемой газом при его расширении в особом сопле (необходимый газ для работы инжектора отбирается из камеры сгорания или производится в специальном парогазогенераторе).

Вытеснительную систему топливоподачи с газовым аккумулятором давления (ГАД) часто называют газобаллонной системой топливоподачи.

5. По тепловой нагрузке ЖРД бывают:

а) *«горячего»* типа, в которых сжигается топливо при высокой температуре (около 2700—3600° С), и

б) *«холодного»* типа, в которых протекает разложение перекиси водорода при сравнительно низкой температуре (около 320—480° С).

6. По способу охлаждения камеры ЖРД делятся на двигатели, имеющие:

а) *регенеративное охлаждение*, состоящее в том, что один из компонентов топлива (или иногда оба компонента) перед поступлением в камеру сгорания проходит через межоболочное пространство камеры и охлаждает при этом внутреннюю оболочку сопла и камеры сгорания;

б) *эффузионное охлаждение*, состоящее в том, что охлаждающая жидкость подается из межоболочного пространства внутрь камеры через малые поры во внутренней оболочке, выполненной из специального пористого материала, и тем охлаждает ее и одновременно образует на внутренней поверхности парогазовую пленку, предохраняющую оболочку от чрезмерного нагревания горячими газами;

в) *проточное водяное охлаждение*, обычно применяемое на стелловых установках.

Возможно также охлаждение камеры двигателя циркулирующей водой, являющейся одновременно рабочим телом для питания турбины насосного агрегата системы топливоподачи двигателя (замкнутое регенеративное охлаждение двигателя).

На выбор соответствующего способа охлаждения двигателя в основном влияет теплонпряженность камеры сгорания и сопла.

Регенеративный способ охлаждения в настоящее время является самым распространенным, как наиболее надежный и экономичный. В этом случае тепло, переданное от внутренней оболочки к охлаждающей жидкости, возвращается в камеру сгорания.

Для регенеративного охлаждения двигателя обычно применяют тот компонент топлива, который обладает наименьшими коррозион-

ными свойствами, высокими значениями теплоемкости, теплопроводности и другими выгодными для этой цели характеристиками. Для охлаждения камер двигателей малых тяг обычно используется окислитель, так как горючего недостаточно для надежного охлаждения.

7. По способу защиты внутренней оболочки камеры от перегрева (при регенеративном охлаждении) ЖРД делятся на двигатели:

а) с *газовой завесой горючего*, создаваемой со стороны головки камеры через периферийные форсунки малого расхода;

б) с *пленочными завесами горючего*, создаваемыми в наиболее теплонапряженных частях камеры двигателя; горючее подается на внутреннюю поверхность оболочки через специальные отверстия или щели в ней, при этом жидкость течет по этой поверхности в направлении газового потока, постепенно нагревается и испаряется и тем предохраняет оболочку от чрезмерного нагревания;

в) с *изоляцией газовой поверхности* оболочки от тепла газового потока (в качестве изоляции могут служить керамика, графит, окислы металлов и др.).

Защиту оболочки камеры от перегрева газовой или пленочной завесой горючего, как и эффузионный способ охлаждения, обычно применяют в том случае, когда вследствие высокой теплонапряженности камеры двигателя ее нельзя охладить наиболее простым и экономичным способом или когда использование последнего при указанных условиях сопряжено с большими трудностями.

Охлаждающий тракт камеры ЖРД может быть шелевым, спиральным, спирально-щелевым и других форм.

В конструктивном отношении наиболее простым и дешевым является кольцевой тракт охлаждения.

Камеры бывают однооболочные и двухоболочные. Однооболочные камеры имеют двигатели «холодного» типа и неохлаждаемые двигатели «горячего» типа, предназначенные для работы не более 5—15 сек. Двухоболочные камеры имеют охлаждаемые двигатели «горячего» типа с относительно большей продолжительностью работы.

Система охлаждения камеры двигателя должна обеспечивать снятие охлаждающей жидкостью с внутренней оболочки камеры местных тепловых потоков, которые имеют максимальное значение вблизи критического сечения сопла, при допустимом разогреве этой жидкости в тракте.

8. По числу камер сгорания двигателя делятся на:

а) *однокамерные*, т. е. имеющие в своей конструкции только одну камеру сгорания, и

б) *многокамерные*, т. е. имеющие в своей конструкции несколько камер сгорания, способных работать по мере надобности одновре-

менно или в отдельности с целью изменения величины тяги двигателя.

Камеры ЖРД изготавливаются стальными, медно-стальными, алюминиевыми, керамико-стальными и из других материалов.

Камеры сгорания ЖРД бывают цилиндрические, конические суживающиеся, эллиптические, грушевидные, шаровые и других форм.

На выбор целесообразной формы камеры сгорания двигателя влияют вид используемого топлива, способ его распыла, давление в камере сгорания, величина тяги и продолжительность работы двигателя, технология его изготовления, стоимость и другие факторы.

Выходную часть сопла камеры ЖРД конструктивно выполняют:

а) конической (угол раствора выходной части сопла обычно колеблется от 25 до 35°) и

б) профилированной (для получения осевого или близкого к нему потока газов в выходном сечении сопла).

Сопла двигателей могут быть нерегулируемого и регулируемого сечения по высоте.

9. По способу распыла компонентов топлива камеры ЖРД бывают:

а) со струйным распылом (подобно двигателю зенитного управляемого снаряда «Вассерфаль»);

б) со щелевым распылом (подобно двигателю зенитного снаряда «Рейнтохтер»);

в) с центробежным распылом;

г) с предкамерным распылом (подобно двигателям А-4).

Центробежные форсунки делятся на однокомпонентные и двухкомпонентные.

По конструкции приварные и съемные головки камеры имеют плоскую, шатровую, шаровую и другие формы. К головке камеры сгорания шаровой формы относится та часть ее, на которой расположены топливораспыливающие органы.

10. По способу зажигания основных компонентов топлива при запуске ЖРД делятся на двигатели:

а) с химическим зажиганием, т. е. посредством основных или пусковых самовоспламеняющихся при контакте компонентов топлива;

б) с электрическим зажиганием, т. е. посредством электрических устройств (электросвечи и электродуги);

в) с пиротехническим зажиганием, т. е. посредством пирозлектропатрона (факела, образующегося при сгорании пороховой шашки).

11. По величине номинальной тяги ЖРД условно можно делить на двигатели:

а) малой тяги (порядка 0,5—5 т), предназначенные для воздушных торпед различного назначения, небольших зенитных снарядов, стартовых двигателей и самолетов в качестве основных двигателей;

б) *средней тяги* (порядка 5—25 т), предназначенные для крупных зенитных снарядов и самолетов, небольших дальнобойных снарядов, скоростных и сверхскоростных самолетов-истребителей, перехватчиков и разведчиков, и

в) *большой тяги* (свыше 25 т), предназначенные для больших и сверхдальнобойных снарядов.

ЖРД изготавливаются без регулирования тяги и с регулируемой тягой во время работы двигателя.

Регулирование величины тяги ЖРД осуществляют:

а) изменением секундного расхода топлива в камеру сгорания путем изменения давления подачи и

б) включением в работу или выключением части топливных форсунок или отдельных камер (если двигатель многокамерный).

Если баки входят в число элементов двигателя, ЖРД различают:

а) с *последовательным расположением баков* (один бак расположен за другим, по одной оси);

б) с *концентрическим расположением баков* (один бак расположен внутри другого).

Топливные баки также можно подразделить на:

а) *несущие*, которые одновременно являются корпусом снаряда и несут его нагрузки, и *не несущие*, которые помещаются в корпусе снаряда и несут только статическую нагрузку от находящихся в них рабочих компонентов;

б) *разгруженные* от давления рабочего газа (при турбонасосной топливоподаче) и *нагруженные* давлением рабочего газа (при вытеснительной системе топливоподачи с ВАД, ПАД и ЖАД):

в) «*холодные*», предназначенные для жидкого кислорода; *горячие*, из которых компонент топлива вытесняется горячим газом, и *нормальные*, из которых компонент топлива вытесняется в камеру сгорания холодным газом.

12. По связи двигателя с боевым аппаратом можно различать ЖРД:

а) *конструкции, не зависящей* от боевого аппарата (двигатель подвешивается к боевому аппарату или устанавливается на аппарате);

б) *конструкции, зависящей* от боевого аппарата (двигатели зенитных, ближнебойных и дальнобойных снарядов).

§ 3. Основные параметры ЖРД

Основными параметрами, характеризующими летно-эксплуатационные качества ЖРД любого типа и конструкции, являются следующие.

1. *Абсолютная или полная тяга*, создаваемая двигателем при работе на расчетном режиме, P_{Σ} (кг, т).

Абсолютная тяга камеры двигателя, отнесенная к объему камеры сгорания V_k , называется литровой тягой:

$$P_l = \frac{P}{V_k} \text{ кг тяги/л.} \quad (2.1)$$

2. Удельная тяга двигателя, т. е. тяга, отнесенная к суммарному секундному расходу топлива в двигателе:

$$P_{уд\Sigma} = \frac{P_\Sigma}{G_\Sigma} \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}} \quad (2.2)$$

или

$$P'_{уд} = \gamma_T P_{уд} \frac{\text{кг тяги}}{\text{л топлива/сек}},$$

где P_Σ — суммарная тяга двигателя в кг;

G_Σ — суммарный расход топлива в двигателе, состоящий в общем случае из расхода топлива в камеру сгорания G_s и в газогенератор системы топливоподдачи G'_s и расхода горючего на образование защитной завесы около огневой поверхности оболочки камеры $G_{зав}$, в кг/сек;

γ_T — удельный вес топлива в кг/л;

$P_{уд}$ — удельная тяга камеры.

В существующих ЖРД удельную тягу можно определить по замеренным на испытательном стенде значениям тяги и расхода топлива в камеру сгорания.

Абсолютная тяга не характеризует степень совершенства работы ЖРД. Качественным показателем работы двигателя является его удельная тяга, называемая иногда удельным импульсом.

Чем больше удельная тяга двигателя, тем меньше при заданной величине абсолютной тяги будет секунднй расход топлива, а следовательно, тем меньшими будут необходимый запас топлива в баках для заданной продолжительности работы, габариты и вес двигателя.

Чем больше удельная тяга ЖРД при работе на данном топливе и прочих равных условиях, тем лучше организован в двигателе рабочий процесс, тем совершеннее двигатель в конструктивном отношении.

Абсолютная и удельная тяги камеры двигателя при работе в процессе на заданном режиме являются постоянными величинами.

Необходимая тяга ЖРД определяется при расчете заданного боевого аппарата (зависит от дальности полета, величины полезной нагрузки и других факторов).

3. Удельный расход топлива в двигателе, т. е. расход топлива, приходящийся на единицу тяги двигателя в одну секунду или в час:

$$C_{уд} = \frac{1}{P_{уд}} \frac{\text{кг топлива/сек}}{\text{кг тяги}} = \frac{1}{P_{уд}} 3600 \frac{\text{кг топлива/час}}{\text{кг тяги}}. \quad (2.3)$$

Удельный расход топлива наравне с удельной тягой является важной эксплуатационной характеристикой двигателя, так как чем меньше его значение, тем при прочих равных условиях больше дальность и продолжительность полета боевого аппарата с данным двигателем.

Величина $C_{уд}$ зависит от давления в камере сгорания, вида используемого топлива и организации рабочего процесса в камере двигателя.

4. Удельный вес двигателя, т. е. вес, приходящийся на единицу тяги двигателя:

$$\gamma_{дв} = \frac{G_{дв}}{P_{\Sigma}} \text{ кг/кг тяги}, \quad (2.4)$$

где $G_{дв}$ — сухой вес двигателя в кг.

Под сухим весом двигателя подразумевается вес его конструкции при баках, не заполненных рабочими компонентами (топливом, газом и т. п.).

При заданной величине абсолютной тяги удельный вес определяет сухой общий вес двигателя, который в значительной мере влияет на характеристики боевого аппарата.

5. Удельная лобовая тяга двигателя, т. е. тяга, отнесенная к 1 см^2 наибольшего поперечного сечения двигателя:

$$P_{\text{лоб}} = \frac{P_{\Sigma}}{F_{дв}} \text{ кг тяги/см}^2, \quad (2.5)$$

где $F_{дв}$ — наибольшая площадь поперечного сечения двигателя в см^2 .

Удельная лобовая тяга имеет важное значение при оценке аэродинамических качеств двигателя, так как чем больше ее значение при заданной тяге, тем меньше может быть мидель боевого аппарата с этим двигателем. Существующие двигатели имеют $P_{\text{лоб}} = 1 \div 4 \text{ кг тяги/см}^2$.

К числу параметров, характеризующих двигатель, также относится его эффективный коэффициент полезного действия, соотношение компонентов топлива χ , объем камеры сгорания V_K и давление в ней p_K .

Обычно в качестве исходных параметров ЖРД даются его относительные параметры при работе на расчетном режиме, приведенные к стандартным атмосферным условиям.

При указанных условиях существующие снарядные ЖРД (снаряда „Авангард“ и др.) имеют $P_{уд} \approx 200 \div 240 \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$; $C_{уд} \approx 15 \div 18 \frac{\text{кг топлива/час}}{\text{кг тяги}} = 4,0 \div 5,0 \frac{\text{кг топлива/сек}}{\text{т тяги}}$; $\gamma_{дв} = 10 \div 40 \text{ кг/т тяги}$.

К эксплуатационным качествам двигателя относятся его приемистость и надежность работы, срок службы, простота обслуживания и др.

Перечисленные выше параметры двигателя позволяют оценить данный тип двигателя по величине силы тяги, экономичности работы, габаритам (внешним размерам) и эксплуатационным качествам; выявить в первом приближении основные преимущества и недостатки того или иного двигателя и установить рациональные области его применения.

Основные параметры двигателя, определяющие его качества, зависят от конструктивных особенностей, режимов работы самого двигателя, внешних условий и ряда других факторов. Существенное влияние на удельную тягу, удельный расход топлива и к. п. д. двигателя оказывают теплотворность топлива, давление в камере сгорания и в выходном сечении сопла. Поэтому для определения основных качеств проектируемого двигателя и правильного выбора его параметров необходимо знать зависимости абсолютной и удельной тяг, секундного и удельного расходов топлива от высоты полета, давления в камере сгорания и других факторов.

§ 4. Преимущества и недостатки ЖРД

На данном этапе развития реактивной техники реализованы и практически используются лишь реактивные двигатели, работающие за счет химической энергии разложения и окисления топлива.

К таким двигателям относятся реактивные двигатели, работающие на твердом топливе (пороховые ПРД), на жидком горючем и атмосферном воздухе (ВРД) и на жидком топливе ЖРД; эти двигатели получили в настоящее время наибольшее развитие и применение.

Жидкостные ракетные двигатели по сравнению с воздушно-реактивными имеют следующие преимущества:

1) могут создавать тягу и в безвоздушном пространстве, так как их работа не зависит от окружающей среды (высота полета определяется только запасом топлива в баках и удельной тягой двигателя);

2) абсолютная тяга в противоположность воздушно-реактивным двигателям с подъемом на высоту возрастает и мало зависит от скорости полета в плотных слоях атмосферы;

3) возможность сосредоточения в одном двигателе весьма большой тяги (до 1000 т) при сравнительно небольших габаритах и малом удельном весе двигателя (от 0,01 до 0,040 кг/кг тяги)¹;

4) общий вес двигателя меньше, чем вес любого воздушного типа двигателя той же мощности;

¹ Экспресс-информация АН СССР, вып. 20, АДС-78, 1958.

5) удобство сопряжения двигателя с боевым аппаратом вследствие относительно небольших габаритных размеров;

6) возможность получения относительно больших скоростей и высот полета, недоступных для ВРД (снаряд дальнего действия А-4 на высоте 35—37 км имел скорость полета около $1520 \text{ м/сек} = 5\,500 \text{ км/час}$);

7) не требуется специальный двигатель для запуска.

Подобно другим типам двигателей ЖРД позволяют осуществлять многократные запуски и регулирование силы тяги изменением секундного расхода топлива в камеру сгорания.

Основными недостатками ЖРД являются:

1) низкая экономичность работы при небольших скоростях полета (большой удельный расход топлива);

2) кратковременность работы двигателя, обусловленная весьма большим удельным расходом топлива (до $15\text{—}20 \frac{\text{кг топлива/час}}{\text{кг тяги}}$);

3) незначительный ресурс работы двигателя (от 2,5 сек. до 2 час. вместо 50—300 час. ВРД и 100—350 час. поршневых двигателей);

4) с увеличением дальности полета за счет увеличения запаса топлива в баках снижается полезная нагрузка боевого аппарата;

5) необходимость иметь на летательном аппарате жидкий окислитель горючего, обращение с которым часто связано с большими трудностями.

Указанные преимущества и недостатки ЖРД определили области их применения.

Однако по сравнению с двигателями других типов эти достоинства и недостатки данного ЖРД можно наиболее полно выявить лишь при рассмотрении конкретных условий его работы, как то: тяговой программы, высоты и скорости полета и т. д.

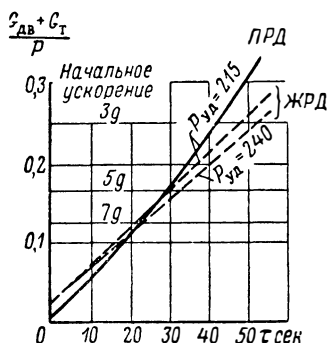
В некоторых случаях (при небольшой продолжительности работы, малой тяге, в особых областях применения) с ЖРД может успешно конкурировать пороховой ракетный двигатель (ПРД).

К достоинствам ПРД относятся прежде всего простота его конструкции и способа зарядки топливом, постоянная готовность к действию, надежность в работе, дешевизна, меньший удельный вес, незначительная зависимость конструкции от типа боевого аппарата и широкое применение в самых разнообразных областях современной техники. К тому же работа порохового двигателя не зависит от маневра снаряда и ускорения его в полете.

Твердые топлива (пороха) имеют несколько меньший, чем у жидких топлив, удельный импульс и более дороги, но зато их преимуществом является значительно больший удельный вес. Пороха по сравнению с жидкими топливами более надежны и безопасны в эксплуатации. Они лучше сохраняются в течение длительного хранения при любой атмосферной температуре, не ядовиты, не агрессивны по отношению к металлам, готовы к употреблению в лю-

бой момент, не требуют каких-либо длительных и сложных приготовлений перед применением и т. п.

Однако весовые характеристики пороховых двигателей могут быть лучшими по сравнению с ЖРД только при малой продолжительности их работы. При продолжительности работы более 20 сек. ЖРД обладают меньшим отношением веса двигателя (включая и топливо) к развиваемой тяге, чем ПРД. Даже при одинаковой удельной тяге ($P_{уд} = 215 \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$) весовые характеристики



ПРД могут быть сравнимы с ЖРД только при времени работы порядка 26 сек. (фиг. 2.1). При меньшей продолжительности работы ПРД имеют лучшие весовые и тяговые характеристики, чем ЖРД, так как они при данном весе заряда обеспечивают повышенную тягу без пропорционального увеличения веса сухой конструкции. К тому же вследствие меньшего отношения веса к тяге ПРД позволяют получить большие ускорения снаряда.

Фиг. 2.1. Приближенное сравнение весовых характеристик (включая и топливо) ПРД и ЖРД при различной продолжительности работы.

Другой основной причиной, ограничивающей применение пороховых ракетных снарядов в ряде случаев, являются высокая стоимость пороха, большие размеры пороховой камеры при значительном времени работы и возникновение неустойчивого, резонансного горения пороха в длинных камерах малого диаметра, когда по камере текут горячие пороховые газы с большими скоростями.

Таблица 2.1

Тип двигателя	Максимально достижимая скорость полета км/час
Поршневые	600
Турбовинтовые	900
Турбореактивные	2000
Прямоточные ВРД	6000
Пороховые РД	28000
Жидкостные РД	50000
Термоатомные РД	100000
Электропозонные РД	500000
Фотонные РД	300·10 ⁶

В табл. 2. 1 приведены ориентировочные значения практически максимально достижимых скоростей полета летательных аппаратов в зависимости от используемых типов двигателей¹.

§ 5. Области применения ЖРД

Жидкостные ракетные двигатели имеют весьма обширные области применения.

В настоящее время ЖРД в основном используются для:

1) неуправляемых и управляемых в полете снарядов (зенитных, ближнего и дальнего действия, космических и др.);

2) самолетов-истребителей в качестве основной силовой установки и самолетов-бомбардировщиков в качестве двигателей-ускорителей, предназначенных для кратковременных маневров самолета, увеличения горизонтальной и вертикальной скоростей полета и высотности.

Сравнительно ограниченное применение ЖРД имеют в метеорологических снарядах, гоночных автомобилях и мотоциклах, грузовых автомашинах, предназначенных для работы на плохих проселочных и горных дорогах (для облегчения движения автомашины).

Неуправляемые жидкостные ракетные снаряды (НРС) применяются главным образом в качестве тактического оружия для стрельбы на ближние дистанции.

Управляемые жидкостные ракетные снаряды (УЖРС) по внешнему виду в основном похожи на неуправляемые снаряды и в полете управляются при помощи специальных приборов. Эти снаряды могут быть использованы для стратегических целей как средства ПВО и для проведения научных исследований мирового пространства. Такие снаряды имеют весьма различные назначения («земля—земля», «земля—воздух», «земля—вода», «воздух—воздух» и пр.).

Поскольку в этих снарядах направление полета корректируется приборами, то кучность стрельбы в этом случае значительно превышает кучность стрельбы неуправляемыми жидкостными и пороховыми ракетными снарядами.

Дальность и высота полета одноступенчатых УЖРС без стартовых двигателей ограничиваются трудностями конструирования этих снарядов при высоких отношениях веса сухой конструкции и полезного груза к полному стартовому весу снаряда и сравнительно низкой эффективностью применяемых топлив.

Самолеты с ЖРД в качестве основных двигателей по сравнению с самолетами, имеющими двигатели других типов (ВМГ, ТВРД, ТРД и ПРД), обладают преимуществами в отношении потолка, скорости полета и скороподъемности.

В настоящее время самолет с этим двигателем является единственным летательным аппаратом, позволяющим совершить полет

¹ Экспресс-информация АН СССР, вып. 8, РТ-23, 1958.

на исключительно больших высотах и с очень большими скоростями. Однако большой секундный расход топлива в ЖРД ограничивает дальность, продолжительность полета и другие важные характеристики самолета. К тому же средства увеличения дальности самолета с этим двигателем не являются многообещающими. Поэтому ЖРД целесообразно применять только для самолетов, предназначенных для кратковременных полетов и больших высот.

Ракетные двигатели обусловили возможность завоевания межпланетных пространств. Однако решение этой задачи еще потребует огромного труда по линии увеличения к. п. д. двигателей, использования наиболее эффективных трудно эксплуатируемых жидких топлив, конструирования снарядов с максимальным относительным содержанием топлива, с использованием схем составных снарядов и т. п.

Атомные реактивные двигатели будут применяться без ограничений как для взлета с Земли, так и для полетов вне ее, при условии, что удовлетворительно будут решены основные вопросы, связанные с их созданием.

§ 6. Требования, предъявляемые к двигателям боевых аппаратов

К двигателям боевых аппаратов предъявляются следующие основные требования:

1) компактность и простота конструкции, дешевизна массового производства и эксплуатации;

2) автоматичность работы и герметичность топливopодающих устройств;

3) небольшие удельный вес и габариты двигателя заданной тяги;

4) постоянная боевая готовность к пуску в интервале температур от -40 до $+50^{\circ}\text{C}$;

5) надежность запуска, работы и остановки;

6) хорошая приемистость — стабильное нарастание тяги (для снарядных двигателей время выхода на режим 90% номинальной тяги не должно превышать 1—3 сек., считая от момента подачи пускового электрического импульса);

7) высокая экономичность работы (возможно большее значение удельной тяги);

8) процесс сгорания топлива в камере двигателя должен быть динамически устойчивым в заданном диапазоне тяг, при маневрах боевого аппарата и возмущениях во время полета;

9) постоянство создаваемой тяги на установленном режиме работы;

10) возможность остановки двигателя до израсходования запаса топлива в баках (в случае необходимости);

11) возможность длительного хранения двигателя, заправленного топливом, и перевозки его на автомашинах или на железнодорожном транспорте (это особенно важно для двигателей зенитных снарядов и воздушных торпед);

12) материалы двигателя и его антикоррозионные покрытия должны допускать его длительное хранение;

13) удобство монтажа двигателя с боевым аппаратом и др.

Этот перечень требований в одинаковой мере относится к двигателям одноразового действия (зенитным и дальнобойным управляемым снарядам и др.) и многократного (авиационного типа).

К авиационным двигателям многократного действия, ускорителям и стартовым двигателям предъявляются следующие дополнительные требования.

а) К двигателю многократного действия:

1) возможность запуска на любой высоте полета в течение не более 3 сек.;

2) возможность не менее 6—7 запусков в полете;

3) регулирование тяги в пределах до 0,1 от максимального значения;

4) управление работой от одного рычага;

5) ресурс работы должен быть не менее 2 час.

б) К ускорителям автономных двигателей:

1) возможность запуска на любой высоте в течение не более 3 сек.;

2) возможность не менее 3—4 запусков в полете;

3) регулирование тяги (в случае необходимости) до 0,3 от максимального значения;

4) ресурс работы камеры сгорания должен быть не менее 1 часа.

в) К стартовым двигателям:

1) возможность синхронного пуска нескольких параллельно работающих двигателей;

2) возможность сбрасывания на землю на парашюте после окончания работы.

Старт неуправляемых зенитных и баллистических снарядов и сообщения им начального ускорения полета возможны посредством применения порохового заряда в камере сгорания маршевого ЖРД.

Приведенный перечень требований в общем вполне выполним и к тому же он достаточно полно характеризует эксплуатационные возможности двигателей различного назначения.

В каждом отдельном случае к двигателю могут быть предъявлены и другие дополнительные требования.

При проектировании азотнокислотных двигателей необходимо дополнительно учитывать весьма большую ядовитость, коррозионные свойства азотной кислоты и непрерывное испарение (дымление) ее. Установка на боевом аппарате азотнокислотного двигателя и баков требует специального подхода, обеспечивающего пол-

ную изоляцию двигателя от других частей аппарата. Материалы, применяемые для двигателей этого типа, должны быть коррозионно-стойкими к азотной кислоте.

§ 7. Факторы, влияющие на скорость и дальность полета снаряда с ЖРД

На скорость в конце активного участка $V_{\text{кон}}$ и дальность полета снаряда L влияет много различных факторов, из которых основными являются следующие:

1) коэффициент относительного запаса топлива в баках снаряда:

$$a = \frac{G_T}{G_0}; \quad (2.6)$$

2) коэффициент тяговооруженности снаряда:

$$b = \frac{P_0}{G_0}; \quad (2.7)$$

3) удельная тяга двигателя:

$$P_{\text{уд}_0} = \frac{P_0}{G_z}, \quad (2.8)$$

где G_T — запас топлива в баках снаряда перед стартом;
 G_0 — полный стартовый (начальный) вес снаряда;
 P_0 — абсолютная тяга двигателя при старте снаряда;
 G_z — секундный расход топлива в двигателе;

4) угол траектории полета снаряда в конце активного участка относительно вертикали;

5) аэродинамическая форма снаряда, принцип его многоступенчатости и др.

Коэффициент относительного запаса топлива в баках снаряда a оказывает наибольшее влияние на $V_{\text{кон}}$ и L , но практически он ограничивается конструктивными особенностями снаряда и применяемыми для него материалами.

В существующих зенитных снарядах $a \approx 0,60 \div 0,65$, а дальнобойных $a \approx 0,72 \div 80$.

Меньшее значение коэффициента a зенитных снарядов по сравнению с дальнобойными баллистическими снарядами объясняется тем, что их выполняют более прочными и тяжелыми вследствие возможного полета с большими поперечными ускорениями и, следовательно, нагрузками.

Возможны более совершенные в весовом отношении дальнобойные снаряды, но этого можно пока достичь дорогой ценой (применением составных снарядов, использованием более эффективного топлива и т. д.).

При заданных значениях $P_{уд}$ и b величины $V_{кон}$ и L тем больше, чем выше a .

Коэффициент тяговооруженности снаряда b имеет наименьшее влияние на $V_{кон}$ и L сравнительно с a и $P_{уд}$ и к тому же обладает ограниченной практической возможностью. При увеличении b дальность полета вначале растет стремительно, а при $b > 10$ остается почти постоянной. При данных значениях a и $P_{уд}$ повышение b увеличивает $V_{кон}$ и L тем больше, чем выше a . Практически даже при $a = 0,80$ (дальнобойный снаряд) принимать $b > 3$ нецелесообразно, так как для увеличения b необходимо увеличить абсолютную тягу двигателя, а следовательно, размеры и вес двигателя и снаряда, что при определенных условиях сводит к нулю выигрыш, получаемый за счет увеличения b .

В существующих зенитных снарядах $b \approx 2,5 \div 6$ и выше, а в дальнобойных $b \approx 1,8 \div 2,5$.

При более низкой тяговооруженности снаряд обладает плохими стартовыми свойствами, а при более высокой — плохой весовой характеристикой, что снижает эффективность использования снаряда.

Теоретический оптимум тяговооруженности снаряда зависит в основном от его назначения, типа, совершенства конструкции и принятого способа старта.

Чем больше тяговооруженность снаряда, тем больше его скороподъемность и осевая перегрузка. Одним из факторов, определяющих верхний предел тяговооруженности снаряда, является осевая перегрузка, допускаемая условиями работы и прочности приборов бортовой системы управления снаряда.

Удельная тяга двигателя $P_{уд}$ является вторым после коэффициента a весьма важным фактором, увеличивающим $V_{кон}$ и L (скорость $V_{кон}$ пропорциональна в первой степени, а L — во второй степени величине $P_{уд}$).

При данном значении b влияние $P_{уд}$ на $V_{кон}$ и L тем больше, чем выше коэффициент a . Но увеличение $P_{уд}$ требует повышения давления в камере сгорания двигателя, использования более калорийного топлива с высокой температурой горения, а следовательно, конструктивно более сложной системы охлаждения камеры сгорания и сопла и других мероприятий, что усложняет конструкцию двигателя, увеличивает его удельный вес и стоимость. Очевидно, что практически увеличение $V_{кон}$ и L будет достигаться за счет одновременного увеличения a и $P_{уд}$, а также других мероприятий. Всегда нужно стремиться создать двигатель с наибольшей $P_{уд}$ и наименьшим удельным весом.

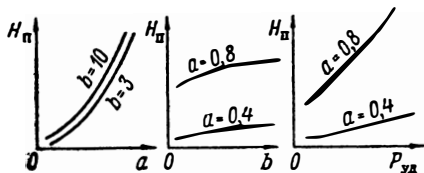
На фиг. 2.2 приведены графики зависимости высоты полета дальнобойного снаряда H_n от значений a , b и $P_{уд}$ без учета сопротивления окружающей среды и влияния ускорения силы тяжести.

В табл. 2.2 приведены данные ориентировочной зависимости L от a и $P_{уд}$ для снаряда дальнего действия А-4 без учета сопротивления окружающей среды и ускорения силы тяжести.

Таблица 2.2

Увеличение a при $P_{уд_0}=200$ кгсек/кг %	Повышение L относительно дальности снаряда А-4 за счет увеличения a при $P_{уд_0}=200$ кгсек/кг $L=350$ км принята за единицу	Увеличение $P_{уд}$ для такого же повышения L , как и за счет роста a для $a=70\%$
70	1	$P_{уд_0}=200$ кгсек/кг
85	2,3	350
90	4	350
95	6	400

Приближенные данные этой таблицы показывают, что увеличение a быстро достигает своего практического предела, так как вряд ли можно будет создать одноступенчатый снаряд, в котором 90% веса занимало бы топливо, т. е. с $a=90\%$.



Фиг. 2.2. Высота полета снаряда H в зависимости от значений a , b и $P_{уд}$.

Повышение $P_{уд}$ эффективно влияет на увеличение L практически в большом диапазоне. Кроме того, рост $P_{уд}$ практически возможен до высокого предела, если не ограничиваться определенным источником энергии.

Дальность полета ЖРС любого типа в значительной мере определяется скоростью $V_{коя}$.

Развитие ракетных летательных аппаратов определяется следующими величинами скорости полета в конце активной траектории¹:

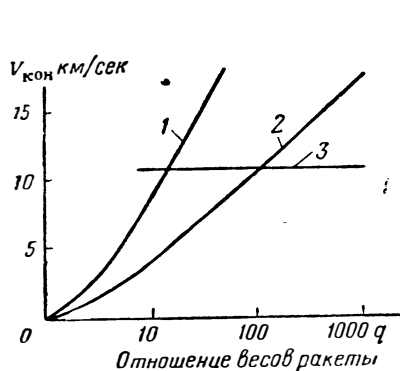
- снарядов для поражения бомбардировщиков и истребителей 1—2 км/сек;
- снарядов для борьбы с межконтинентальными ракетами ~3—7 км/сек;
- снарядов дальнего действия ($L=1000\div 10\,000$ км) ~2—8 км/сек;
- самолетов-снарядов ($L=1000\div 20\,000$ км) ~1—6 км/сек;
- ракет-носителей искусственных спутников ~8 км/сек;
- ракет для космических полетов ~11,2 км/сек.

Оптимальное удовлетворение этих требований зависит в первую очередь от достигаемой величины удельной тяги.

Каждый из перечисленных типов ракетных снарядов в процессе развития требует различных конструктивных решений. Однако все связанные с ними проблемы могут быть принципиально разрешены при использовании химических молекулярных топлив.

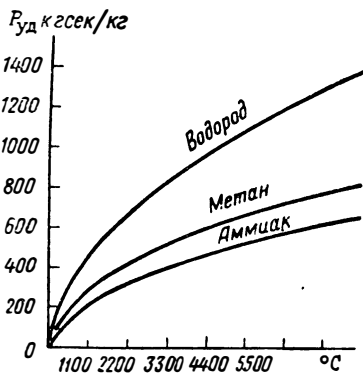
¹ Вопросы ракетной техники, 1958, вып. 5, ИЛ.

На фиг. 2.3 показаны расчетные приближенные значения допустимых скоростей полета одноступенчатой ракеты в конце выгорания топлива с учетом сопротивления атмосферы и эффекта гравитации



Фиг. 2.3. Скорость полета одноступенчатой ракеты в конце выгорания топлива в зависимости от q .

1— $P_{уд}=300$ кг сек/кг; 2— $P_{уд}=600$ кг сек/кг; 3—скорость ухода ракеты от Земли.



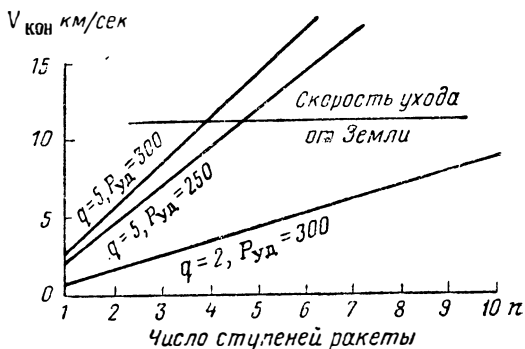
Фиг. 2.4. Теоретическая удельная тяга в зависимости от температуры рабочего тела в реакторе атомного двигателя.

тации в зависимости от отношения весов $q = G_0/G_k$, где G_0 — стартовый вес снаряда с топливом и G_k — вес снаряда в конце выгорания топлива¹.

Графики этой фигуры показывают, что при $P_{уд} = 300$ кг сек/кг для достижения на высоте космической скорости полета (11 км/сек) требуется одноступенчатая ракета с явно нереальным отношением весов $q \geq 150$. При $P_{уд} = 600$ кг сек/кг мыслимо практическое создание ракеты (например, для полета на Луну) с отношением весов $q = 9$.

На фиг. 2.4 показаны теоретические значения $P_{уд}$ в зависимости от температуры в реакторе атомного двигателя и свойств его рабочего тела — теплоносителя энергии.

На фиг. 2.5 приведены расчетные приближенные значения до-



Фиг. 2.5. Скорость полета в конце выгорания топлива, достигаемая многоступенчатыми ракетами, имеющими различные q и удельные тяги.

¹ Aviation Age, v. 28, No. 1, 1957.

стижимых скоростей полета многоступенчатых ракет в конце выгорания топлива.

Графики этой фигуры показывают, что при отношении весов $q=2$ и $P_{уд}=300$ кг сек/кг космическая скорость полета может быть достигнута только 12—13-ступенчатыми ракетами. При $q=5$ и $P_{уд}=300$ кг сек/кг для космических полетов требуются трех- или четырехступенчатые ракеты с ЖРД.

Главной задачей при проектировании и конструировании ЖРД является допустить возможно высокие значения давления и температуры газов в камере сгорания в сочетании с необходимой ее прочностью. На величину $P_{уд}$ существенно влияют степень совершенства сопла камеры, метод его охлаждения и др.

Создание совершенной конструкции снаряда требует новых конструктивных решений и более совершенных методов производства как самого снаряда, так и двигателя.

§ 8. Основные вопросы, решаемые при проектировании и расчете ЖРД

Основные вопросы, которые необходимо решать при проектировании и расчете жидкостного ракетного двигателя для аппарата любого назначения, в основном сводятся к следующему.

К р а ц и о н а л ь н о м у в ы б о р у:

- а) вида топлива, систем его подачи и распыла;
- б) основных параметров двигателя, обеспечивающих решение поставленной задачи (давление в камере сгорания и в выходном сечении сопла и др.);
- в) формы камеры сгорания и сопла двигателя;
- г) способа (системы) охлаждения двигателя;
- д) системы запуска и управления работой двигателя, включающей различные клапаны (электрические, гидравлические, пневматические) и другие элементы;
- е) конструктивных схем отдельных элементов двигателя;
- ж) материалов для изготовления двигателя.

К р а с ч е т а м п о о п р е д е л е н и ю:

- а) характеристик двигателя (высотных, дроссельных, гидравлических и др.);
- б) геометрических размеров камеры сгорания и сопла двигателя;
- в) параметров и геометрических размеров систем подачи и распыла топлива, а также охлаждающего тракта двигателя.

Решение этих вопросов обычно основывается:

- 1) на проверенных теоретических и эксплуатационных данных и
- 2) на результатах последующих испытаний спроектированного и построенного образца для проверки и доводки до экономичной и надежной работы.

При определении основных параметров и размеров проектируемого двигателя обычно используют относительные данные (коэффициенты) современных двигателей.

При проектировании ЖРД нужно руководствоваться ведомственными и общесоюзными стандартами и нормами, а также техническими условиями на изготовление, сборку и испытание.

Общих правил для проектирования ЖРД нельзя дать потому, что разработка каждой отдельной конструкции двигателя зависит от его назначения, вида топлива, располагаемых данных и других факторов. Однако обычные методы выбора форм камеры сгорания и сопла двигателя, значений его основных параметров, а также расчетов теплопередачи, эксплуатационных, геометрических и гидравлических характеристик, систем подачи и впрыска топлива, за немногими исключениями, пригодны для всех типов ЖРД.

При проектировании двигателя большое внимание уделяется вопросам простоты и дешевизны конструкции, удобства управления и эксплуатации, надежности и экономичности работы и т. д.

Решение задачи создания надежной конструкции ЖРД большой тяги затрудняется тем, что оно связано с непрерывной интенсификацией тепловых процессов в камере сгорания, увеличением расхода топлива и использованием наиболее эффективных топлив. Целесообразный выбор компонентов топлива для конкретного двигателя, предназначенного решать определенную задачу, является первым и обязательным условием успеха работ по созданию двигателя. Однако наибольшие трудности возникают при разработке конструкции двигателя.

После того как определена схема двигателя соответственно выбранному виду топлива, разрабатывают конструктивные и другие мероприятия по обеспечению устойчивого горения в камере сгорания двигателя, без пульсаций давления и детонационных явлений, способных разрушить двигатель в первые секунды его работы в процессе выхода на номинальный режим либо в любой последующий момент вследствие сильных вибраций и взрывов.

Следующим основным этапом разработки двигателя является решение проблемы охлаждения камеры сгорания и сопла. Надежное охлаждение ЖРД всегда представляет большие трудности при создании сколько-нибудь длительно работающих двигателей, развивающих значительную удельную тягу.

Следующим этапом является разработка системы топливоподдачи двигателя и, наконец, последним этапом — системы пуска и регулирования двигателя.

Удачное решение этих задач возможно только при условии учета последних научных достижений в развитии ЖРД и в других смежных областях техники.

Глава 3

РАБОЧИЕ ЦИКЛЫ И К. П. Д. ДВИГАТЕЛЯ

Работа ЖРД состоит в преобразовании химической энергии жидкого топлива в тепловую, а затем в кинетическую энергию продуктов сгорания, вытекающих из сопла в атмосферу, в результате чего создается реактивная сила — тяга двигателя.

Это преобразование в ЖРД химической энергии топлива в соответствующие другие виды энергии, как и в любом другом двигателе, практически сопряжено с непроизводительной затратой части энергии сжигаемого топлива. Величина этой потери тем меньше, чем совершеннее двигатель.

В настоящей главе рассмотрены термодинамические процессы, лежащие в основе преобразования в ЖРД химической энергии топлива в кинетическую энергию газового потока.

§ 1. Цикл работы идеального двигателя

Циклом работы ЖРД принято называть совокупность термодинамических процессов с рабочим телом в камере двигателя, в результате которых химическая энергия топлива преобразуется в кинетическую энергию газов на выходе из сопла в окружающую среду.

Для выявления и анализа главнейших параметров, оказывающих основное влияние на экономичность работы двигателя и служащих для сравнительной оценки реальных двигателей, в теорию ЖРД введено понятие о цикле работы идеального двигателя.

Под циклом работы идеального двигателя принято понимать некоторый замкнутый и обратимый термодинамический цикл, составленный из простейших термодинамических процессов и представляющий собой упрощенную схему сочетания действительных процессов, протекающих в реальном ЖРД.

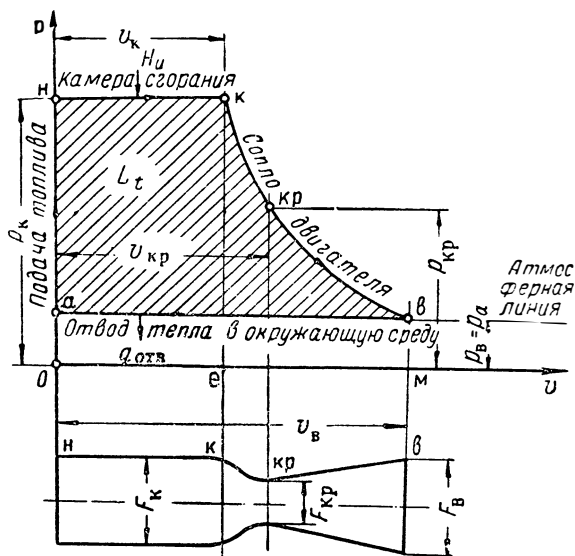
В соответствии с этим для цикла работы идеального двигателя приняты следующие допущения:

1) компоненты топлива сжимаются и подаются в камеру сгорания при отсутствии гидравлических сопротивлений в коммуникациях и пренебрежимо малой затрате энергии на эти процессы по сравнению с механической работой, производимой продуктами сгорания топлива;

2) при распылении и перемешивании компонентов топлива, подаваемых в камеру сгорания, образуется абсолютно однородная (гомогенная) горючая топливная смесь;

3) расходы компонентов топлива в камеру сгорания — постоянные во времени;

4) топливо в камере двигателя сгорает при постоянном давлении и полном тепловыделении (при $\varphi_k=1$);



Фиг. 3.1. Цикл работы идеального ЖРД в координатах $p-v$.

5) продукты сгорания топлива представляют идеальный газ;

6) расширение продуктов сгорания в сопле протекает по адиабате, т. е. без теплообмена с окружающей средой, без догорания топлива, рекомбинации, релаксации и вязкостного трения молекул газов;

7) в любом поперечном сечении камеры сгорания и сопла по длине имеют место одинаковые поля давления, температуры и скорости;

8) движение газов в выходном сечении сопла одномерное, линии токов газа между собой параллельны;

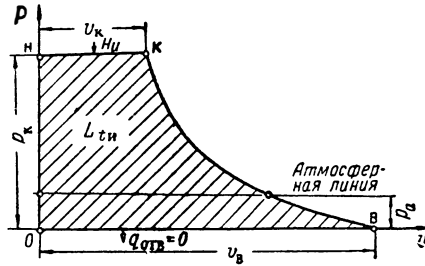
9) в двигателе используется все тепло, за исключением тепла, уходящего с отходящим газом.

При этих допущениях цикл работы идеального двигателя состоит из одной изохоры, двух изобар и одной адиабаты (фиг. 3.1):

1) изохора сжатия и подачи топлива в камеру сгорания, характеризующая процессы в системе топливоподачи двигателя (линия an);

- 2) изобара сгорания топлива в камере двигателя (линия $нк$);
- 3) адиабата расширения газов в сопле двигателя (линия $кв$);
- 4) изобара отвода тепла от рабочего тела в окружающую среду, представляющая условное замыкание рабочего цикла (линия $ва$).

Все основные параметры, характеризующие работу 1 кг газа, в цикле идеального двигателя имеют предельно высокие значения, степень приближения к которым те же параметров реального двигателя определяет совершенство последнего.



Фиг. 3.2. Цикл работы идеального ЖРД в пустоте (с полным расширением газов в сопле).

Полная полезная работа 1 кг газа в цикле идеального двигателя на фиг. 3.1 изображена площадью заштрихованной диаграммы и аналитически выражается так:

$$\begin{aligned}
 L_t &= \text{пл. онкк} + \text{пл. еквк} - \text{пл. оавк} = p_k v_k + \\
 &+ \frac{1}{k-1} (p_k v_k - p_b v_b) - p_b v_b = \frac{k}{k-1} (p_k v_k - p_b v_b) = \\
 &= \frac{k}{k-1} (R_k T_k - R_b T_b) = \frac{k}{k-1} R_k (T_k - T_b) = \frac{k}{k-1} R_k T_k \left(1 - \frac{T_b}{T_k}\right) = \\
 &= \frac{k}{k-1} R_k T_k \left[1 - \left(\frac{p_b}{p_k}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] = \frac{w_{в.н}^2}{2g} \text{ кгм/кг.}
 \end{aligned}$$

Полная работа 1 кг газа в цикле идеального двигателя при работе в пустоте с полным расширением газа в сопле ($p_b = p_a = 0$) будет

$$L_{tп} = \frac{k}{k-1} R_k T_k = \frac{k}{k-1} p_k v_k = \frac{w_{\max}^2}{2g} \text{ кгм/кг,} \quad (3.1)$$

где $w_{в.н}$ — идеальная скорость истечения газов из сопла камеры двигателя;

w_{\max} — максимально-идеальная скорость истечения газов из сопла при полном расширении (до $p_b = 0$).

По отношению к величине L_t принято оценивать экономичность реального двигателя, цикл работы которого осуществляется при тех же давлениях газов в камере сгорания и в выходном сечении сопла, но при потере энергии топлива и других отступлениях от условий работы идеального двигателя.

На фиг. 3. 2 показан цикл работы идеального двигателя в пустоте (с полным расширением газов в сопле).

Совершенство работы идеального ЖРД принято оценивать величиной термического к. п. д. η_t , который учитывает только теплопотерю топлива с отходящими газами в окружающую среду согласно второму закону термодинамики.

§ 2. Цикл работы реального двигателя

Условия работы реального двигателя существенно отличаются от условий работы идеального двигателя. При работе реального двигателя необходимо учитывать:

- 1) гидрпотери в коммуникациях при подаче жидких компонентов топлива в камеру сгорания;
- 2) неоднородность полей скоростей и концентраций компонентов топлива в поперечных сечениях по длине камеры сгорания вследствие несовершенства распыла их и смешения;
- 3) потери тепла топлива в виде диссоциации, неполноты сгорания и теплоотдачи в окружающую среду;
- 4) падение давления рабочего тела по длине камеры сгорания вследствие гидрпотерь и ускорения потока при нагревании;
- 5) догорание компонентов топлива в сопле, не успевших догореть в камере из-за несовершенства их распыла и смешения и ограниченного времени пребывания их в камере;
- 6) установление химического и энергетического равновесия продуктов сгорания топлива при их течении и расширении в сопле;
- 7) потери вследствие вязкостного трения газов, т. е. трения молекул между собой и о стенки камеры;
- 8) неравномерность истечения газов в закритической части сопла и непараллельность потока газов в окружающую среду;
- 9) недорасширение или перерасширение газа в сопле вследствие различных режимов и внешних условий работы двигателя и др.

В связи с этим цикл работы реального двигателя отличается от цикла идеального двигателя (см. фиг. 3. 1), и полная работа 1 кг газа в нем L_i меньше теоретически мыслимой полной работы идеального цикла L_t на величину побочных потерь энергии топлива $L_{\text{пот}}$, т. е.

$$L_i = L_t - L_{\text{пот}} \quad (3.2)$$

Работа цикла L_i определяет удельную тягу двигателя. Чем больше L_i , тем больше $P_{\text{уд}}$ двигателя.

На величину побочных теплопотерь топлива в реальном двигателе $L_{\text{пот}}$ больше всего влияют:

- 1) конструкция распылительной головки камеры (способ распыла и смешения компонентов топлива, тип и распределение форсунок на головке камеры);

2) химический состав компонентов топлива и их соотношение между собой;

3) величина объема камеры сгорания и ее конструктивная форма;

4) геометрические характеристики сопла и его профиль;

5) внешние условия работы двигателя (работа у земли, на уровне моря или на некоторой высоте от земли) и др.

В силу ряда перечисленных факторов, сопровождающих и усложняющих рабочий процесс в камере сгорания и сопле реального двигателя, практически невозможно точно определить параметры рабочего тела даже в характерных сечениях камеры двигателя; поэтому при расчете двигателя часто приходится вводить ряд допущений и коэффициентов, упрощающих решение задачи.

§ 3. Классификация скоростей истечения газа из сопла камеры ЖРД

Процесс истечения газа из сопла камеры двигателя характеризуется величиной абсолютной скорости потока за соплом.

Для вывода формул коэффициентов полезного действия двигателя необходимо уяснить физическую сущность условных понятий о скоростях истечения газа из сопла камеры двигателя.

В теории ЖРД принято различать скорости истечения газов:

1) максимально-идеальную w_{\max} ; 2) идеальную $w_{в.и}$; 3) теоретическую $w_{в.т}$; 4) действительную $w_{в}$; 5) эффективную w_{ϕ} ; 6) критическую $w_{кр}$.

Максимально-идеальной называют скорость истечения, которую имел бы газ в выходном сечении сопла камеры идеального двигателя при полном преобразовании располагаемой химической энергии 1 кг топлива в кинетическую энергию газа при бесконечно большой степени его расширения, т. е.

$$w_{\max} = \sqrt{2gH_u} = 91,53 \sqrt{H_u} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} R_k T_k} \text{ м/сек}, \quad (3.3)$$

где H_u ккал/кг — низшая теплотворность топлива.

Величина идеальной скорости истечения характеризует качество топлива.

Идеальной называют скорость истечения, которую имел бы газ в выходном сечении сопла камеры идеального двигателя при адиабатическом изменении состояния и наличии противодавления атмосферного воздуха, т. е.

$$\begin{aligned} w_{в.и} &= \sqrt{2gH_u \eta_t} = 91,53 \sqrt{H_u \eta_t} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} R_k T_k \left[1 - \left(\frac{p_b}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \\ &= \sqrt{2g \frac{k}{k-1} R_k T_k \eta_t} = w_{\max} \sqrt{\eta_t} \text{ м/сек}, \quad (3.4) \end{aligned}$$

где η_t — термический к. п. д. двигателя.

Теоретической называют скорость истечения химически активных газов в выходном сечении сопла камеры реального двигателя. Вычисляемую теоретически с учетом только одной теплотери топлива в камере сгорания в виде диссоциации газов и при предположении полностью химически и энергетически равновесного изэнтропического изменения состояния продуктов сгорания в сопле камеры, т. е.

$$w_{в.т} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} R_{к.т} T_{к.т} \left[1 - \left(\frac{p_{в}}{p_{к}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = 91,53 \sqrt{I_{к} - I_{в}} \text{ м/сек},$$

где k — среднее значение показателя степени уравнения изэнтропы; $I_{к}$ и $I_{в}$ — энергосодержание газов в камере сгорания и соответственно в выходном сечении сопла камеры реального двигателя в ккал/кг.

Действительной называется средняя скорость истечения газов в выходном сечении сопла камеры реального двигателя, обычно определяемая в предположении политропического расширения газов в сопле:

$$\begin{aligned} w_{в} &= \sqrt{2g H_u 427 \eta_i} = 91,53 \sqrt{H_u \eta_i} = \\ &= \sqrt{2g \frac{n}{n-1} R_{к} T_{к} \left[1 - \left(\frac{p_{в}}{p_{к}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \text{ м/сек}, \end{aligned} \quad (3.5)$$

где η_i — термический к. п. д. двигателя.

При выводе уравнений для определения скорости истечения газов из сопла камеры двигателя не учтены:

1) скорости впрыска компонентов топлива в камеру сгорания вследствие их пренебрежимо малых величин относительно скорости истечения газов из сопла;

2) тепловое сопротивление камеры сгорания двигателя (понижение давления по длине камеры в связи с разогревом и разгоном продуктов сгорания до скорости $w_{к}$), которое в случае необходимости учитывается особым коэффициентом (см. § 13 гл. 6);

3) потеря энергии газового потока вследствие наличия радиальной составляющей скорости на выходе из расширяющейся части сопла камеры, которая обычно также учитывается особым коэффициентом.

Скорость $w_{в}$ является суммарной характеристикой эффективности работы двигателя.

В существующих ЖРД $w_{в} \approx 2000 \div 2500$ м/сек. Для продуктов сгорания наиболее теплоэффективных химических топлив возможная скорость истечения составляет около 4,5 км/сек.

Получение максимальной скорости истечения газов из сопла камеры является одной из основных задач конструктора двигателя.

Чем больше скорость w_b , тем больше пропорциональная ей удельная тяга двигателя, так как $P_{уд} = w_b/g \approx 0,1 w_b$ (при $p_b = p_a$).

Эффективной называется условная скорость газов за соплом камеры реального двигателя, вычисленная по общему уравнению тяги двигателя, работающего на соответствующем режиме и высоте полета:

$$P_H = \frac{G_s}{g} w_b + F_b (p_b - p_a) = \frac{G_s}{g} w_{эф}, \quad (3.6)$$

т. е.

$$w_{эф} = \frac{g P_H}{G_s} = w_b + \frac{g F_b}{G_s} (p_b - p_a) = g P_{уд.н} \text{ м/сек.} \quad (3.7)$$

При $p_b = p_a$ имеем $w_{эф.н} = w_{эф} = w_b$.

Можно различать эффективные скорости истечения:

- 1) у земли или на уровне моря $w_{эф.0}$;
- 2) при полете на некоторой высоте $w_{эф.н}$;
- 3) при полете в пустоте $w_{эф.п}$.

Критической называется скорость течения газов в критическом сечении сопла камеры двигателя:

$$w_{кр} = \sqrt{2g \frac{n}{n+1} R_k T_k} = \sqrt{ngkT_{кр}} \text{ м/сек.} \quad (3.8)$$

Увеличение скорости w_b принципиально возможно за счет увеличения параметров H_u , R_k , n , p_k/p_b , T_k и η . Некоторые из этих параметров практически весьма ограничены.

В наиболее широких пределах можно повысить w_b за счет использования в ЖРД топлив большей теплотворности, а также топлив, продукты сгорания которых при прочих равных условиях имеют наибольшее значение R_k .

Применение топлив большой теплотворности для увеличения скорости истечения при прочих равных условиях обычно повышает температуру сгорания и поэтому требует более интенсивного охлаждения камеры двигателя, более интенсивного съема тепла с нагреваемой внутренней оболочки камеры и применения более жаростойких и дорогих металлов для изготовления камеры.

При большой теплонапряженности оболочки камеры может потребоваться конструктивно более сложная, относительно дорогая и менее экономичная система охлаждения двигателя.

Увеличение скорости истечения газов за счет повышения давления в камере сгорания выше определенного предела, разного для каждого типа двигателя, практически ограничивается из-за увеличения веса двигателя и затруднений в охлаждении камеры.

Увеличение w_b за счет уменьшения давления газов на выходе из сопла двигателя p_b тоже практически ограничено тактическим на-

значением боевого аппарата, условиями работы двигателя относительно окружающей среды и другими факторами.

В существующих двигателях перепад давлений в сопле составляет $p_k/p_B \approx 16 \div 60$ и выше. Дальнейшее повышение начального давления газов в камере сгорания приводит к сравнительно небольшому приросту скорости истечения, но зато к более значительному увеличению удельного веса двигателя. Поэтому вряд ли можно ожидать, чтобы с экономической точки зрения в камере сгорания применялось давление свыше $60-100 \text{ ата}$. При уменьшении же давления газов на выходе из сопла двигателя снижается стартовая тяга двигателя и повышается вес сопла, так что снижение его в каждом отдельном случае ограничивается определенными пределами.

§ 4. Коэффициенты полезного действия двигателя

Совершенство преобразования в ЖРД химической энергии топлива в кинетическую энергию продуктов сгорания на выходе из сопла камеры принято характеризовать к. п. д.: термическим η_t ; внутренним η_i ; относительным η ; механическим η_m и эффективным η_e . Кроме того, работу двигателя во время полета снаряда принято характеризовать дополнительными к. п. д.: тяговым η_p и общим $\eta_{об}$.

Термический к. п. д. двигателя η_t показывает, какая часть располагаемой химической энергии топлива, подаваемого в камеру сгорания, преобразовалась бы в кинетическую энергию газов на выходе из сопла камеры в случае идеального ЖРД, т. е.

$$\eta_t = \frac{L_i}{H_u 427} = \frac{w_{в.н}^2 / 2g}{w_{\max}^2 / 2g} = \left(\frac{w_{в.н}}{w_{\max}} \right)^2 =$$

$$= \left(\frac{\sqrt{2g \frac{k}{k-1} R_k T_k \left[1 - \left(\frac{p_B}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}}{\sqrt{2g \frac{k}{k-1} R_k T_k}} \right)^2 = 1 - \left(\frac{p_B}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

т. е.

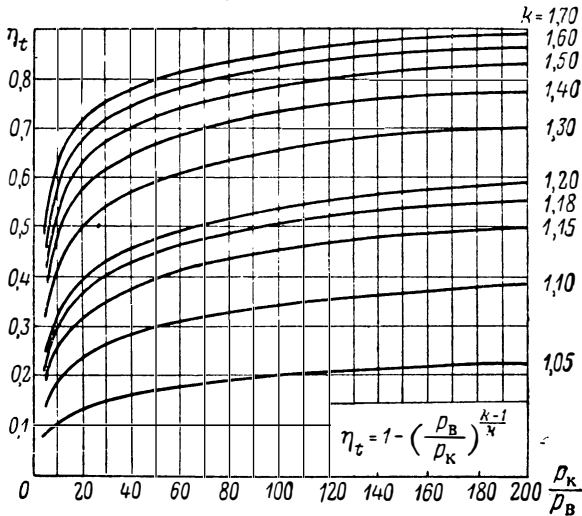
$$\eta_t = \left(\frac{w_{в.н}}{w_{\max}} \right)^2 = 1 - \left(\frac{p_B}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (3.9)$$

Следовательно, при определении термического к. п. д. двигателя учитывается только теплотеря рабочего тела согласно второму закону термодинамики.

Значение η_t зависит от степени расширения газов в сопле p_k/p_B и показателя адиабаты k (от рода топлива).

Практически различные топлива при одинаковых условиях имеют неодинаковые скорости горения и рекомбинации, отличаются составом газов, теплоемкостью и, следовательно, величиной показателя k .

В табл. 3.1 и на фиг. 3.3 приведены значения η_t при $p_b = 1 \text{ ата}$ и различных величинах p_k и k . Данные таблицы и кривые фиг. 3.3 показывают, что при увеличении p_k значение η_t вначале растет стремительно (тем больше, чем больше k), а затем медленно и около 200 ата остается почти постоянным.



Фиг. 3.3. Термический к. п. д. двигателя η_t в зависимости от p_k и k .

Следовательно, для получения наибольшего значения η_t необходимо, чтобы двигатель работал при возможно высоком p_k , а также на таком топливе, продукты сгорания которого имеют наибольший показатель отношения теплоемкостей $k = c_p/c_v$.

При повышении p_k увеличивается перепад давления в сопле p_k/p_b и интенсифицируется рабочий процесс в двигателе в основном за счет уменьшения диссоциации газов в камере сгорания. В некоторых случаях может быть оправдано повышение p_k до 100 ата для уменьшения габаритов и веса камеры двигателя.

Если двигатель работает с недорасширением газов в сопле (при $p_b > p_a$), то в этом случае термический к. п. д. выразится формулой

$$\eta_{t \text{ нед}} = \varphi_{\text{нед}} \eta_t, \quad (3.10)$$

где $\varphi_{\text{нед}}$ — коэффициент полноты расширения газов в сопле относительно атмосферного давления:

$$\varphi_{\text{нед}} = \frac{1 - (p_b/p_k)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - (p_a/p_k)^{\frac{k-1}{k}}};$$

здесь p_b — давление в выходном сечении сопла двигателя с недо-
расширением газов ($p_b > p_a$);

p_a — давление атмосферного воздуха.

Существующие двигатели имеют $\eta_i \approx 0,40 \div 0,70$.

Таблица 3.1

Значения η_i в зависимости от p_k и k при $p_b = 1 \text{ атм}$

p_b/p_k						
k	1/5	1/10	1/20	1/50	1/100	1/200
1,0	0	0	0	0	0	0
1,05	0,074	0,104	0,133	0,150	0,197	0,223
1,10	0,136	0,189	0,238	0,299	0,342	0,382
1,15	0,189	0,259	0,323	0,400	0,451	0,499
1,18	0,218	0,196	0,367	0,449	0,505	0,554
1,20	0,232	0,319	0,393	0,479	0,536	0,586
1,30	0,310	0,412	0,449	0,595	0,654	0,706
1,40	0,369	0,482	0,575	0,673	0,732	0,780
1,50	0,415	0,536	0,632	0,729	0,785	0,829
1,60	0,453	0,578	0,675	0,769	0,822	0,863
1,70	0,482	0,613	0,709	0,800	0,850	0,887

Внутренний к. п. д. двигателя показывает, какая часть располагаемой химической энергии топлива, подаваемого в камеру сгорания реального двигателя, преобразуется в кинетическую энергию газов на выходе из сопла, т. е.

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u 427} = \frac{w_b^2 / 2g}{w_{\max}^2 / 2g} = \left(\frac{w_b}{w_{\max}} \right)^2. \quad (3.11)$$

При $p_b \neq p_a$ значение w_b нужно заменять значением $w_{\text{вф}}$. Так как при $p_b = p_a$ абсолютная тяга камеры двигателя

$$P = \frac{G_s}{g} w_b, \text{ откуда } w_b = \frac{gP}{G_s} \text{ м/сек,}$$

то

$$\eta_i = \frac{w_b^2 / 2g}{H_u 427} = \frac{\left(\frac{gP}{G_s} \right)^2 / 2g}{H_u 427} = \frac{P^2}{87,05 H_u G_s^2}.$$

Поскольку $P_{\text{уд}} = P / G_s$, то

$$\eta_i = \frac{P_{\text{уд}}^2}{87,05 H_u} = 0,0115 \frac{P_{\text{уд}}^2}{H_u}. \quad (3.12)$$

Если P и G_s замерены во время испытаний двигателя на стенде, то по последним уравнениям можно вычислить η_i и w_b весьма точно.

Существующие двигатели имеют $\eta_i \approx 0,30 \div 0,50$.

Относительный к. п. д. двигателя показывает степень отклонения рабочего процесса в камере реального двигателя от рабочего процесса в камере идеального двигателя, т. е.

$$\eta_o = \frac{L_l}{L_t} = \frac{w_b^2/2g}{H_u 427 \eta_{it}} = \frac{\eta_i}{\eta_{it}}. \quad (3.13)$$

Этот к. п. д. учитывает потери энергии топлива в реальном двигателе, обусловленные физической неполнотой сгорания топлива вследствие несовершенства смешения его компонентов, недостаточной скоростью горения и рекомбинации газов при расширении в сопле, а также потери, связанные с энергетически неравновесным истечением газов из сопла и неадиабатичностью процесса (теплообменом с окружающей средой, теплоотдачей оболочке вследствие трения и излучения).

Существующие двигатели (снаряда «Авангард» и др.) имеют $\eta_o \approx 0,65 \div 0,90$.

При повышении p_k значения η_i и η_o увеличиваются за счет увеличения коэффициента тепловыделения топлива φ_k . Повышение p_k за счет увеличения G_s без изменения размеров камеры сгорания и сопла двигателя приводит сначала к увеличению η_i и η_o в связи с приближением рабочего режима к оптимальному режиму по расходу топлива в данном объеме камеры сгорания, а затем к их уменьшению вследствие несоответствия объема камеры сгорания V_R все увеличивающемуся секундному расходу топлива G_s и понижению при этом φ_k (фиг. 3. 4).

Механический к. п. д. двигателя учитывает снижение внутреннего к. п. д. двигателя в связи с возможными дополнительными расходами топлива на обслуживание системы топливоподачи и на образование защитной завесы около огневой поверхности оболочки камеры.

При $p_o = p_a$ удельную тягу можно выразить так:

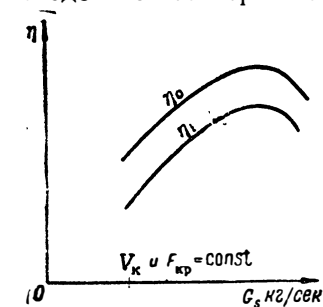
1) камеры сгорания:

$$P_{уд.к} = \frac{P_k}{G_s} = \frac{w_b}{g} = \frac{91,53 \sqrt{H_u \eta_{it}}}{g} = 9,33 \sqrt{H_u \eta_{it}} \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}};$$

2) двигателя в целом:

$$P_{уд.д} = \frac{P_{\Sigma}}{G_{\Sigma}} = 9,33 \sqrt{H_u \eta_{it} \eta_m} \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}},$$

где G_{Σ} — суммарный расход топлива в двигателе в кг/сек.



Фиг. 3. 4. Коэффициенты η_i и η_o в зависимости от G_s двигателя при неизменных значениях V_k и $F_{кр}$.

Абсолютная тяга двигателя с ТНА может быть больше тяги двигателя без ТНА, если отработавшие газы в турбине, вытекая в окружающую среду, создают дополнительную тягу $\Delta P_{\text{ТНА}}$ или дожимаются в основной или дополнительной камере двигателя.

Поделив приведенное выше выражение для $P_{\text{уд.к}}$ на выражение для $P_{\text{уд.г}}$, получим формулу для вычисления механического к. п. д. двигателя, т. е.

$$\eta_m = \left(\frac{P_{\text{уд.г}}}{P_{\text{уд.к}}} \right)^2 = \left(\frac{P_{\Sigma}}{P_{\text{к}}} \right)^2 \left(\frac{G_s}{G_s + G'_s} \right)^2 = \left(\frac{P_{\Sigma}}{P_{\text{к}}} \right)^2 \left(\frac{1}{1 + G_s/G'_s} \right)^2 = \left(\frac{P_{\Sigma}}{P_{\text{к}}} \right)^2 \left(\frac{1}{1 + \zeta_{\text{гг}}} \right)^2, \quad (3.14)$$

откуда

$$P_{\text{уд.г}} = P_{\text{уд.к}} \sqrt{\eta_m} = P_{\text{уд.к}} \frac{P_{\Sigma}}{P_{\text{к}}} \frac{1}{1 + \zeta_{\text{гг}}} \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}},$$

или при $P_{\Sigma} = P_{\text{к}}$ получим

$$P_{\text{уд.г}} = P_{\text{уд.к}} \frac{1}{1 + \zeta_{\text{гг}}} \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}},$$

где $\zeta_{\text{гг}} = \frac{G'_s}{G_s} \approx f(p_{\text{к}}, p_{\text{п}})$ — относительный расход топлива на обслуживание системы топливоподачи (газогенератора) двигателя.

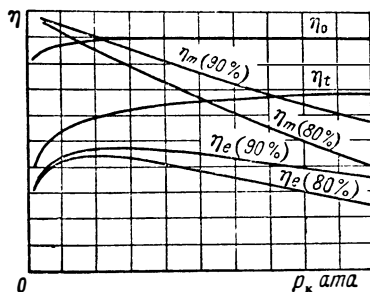
В существующих двигателях с ТНА имеем:

- 1) в снарядных $\zeta_{\text{гг}} \approx 0,015 \div 0,030$;
- 2) в авиационных $\zeta_{\text{гг}} \approx 0,050 \div 0,060$.

Для существующих снарядных двигателей с питанием турбины ТНА парогазом из 80%-ной перекиси водорода или продуктами сгорания топлива, отбираемыми из камеры сгорания двигателя (снаряда «Атлас» и др.) $\eta_m \approx 0,97 \div 0,98$.

При повышении $p_{\text{к}}$ значение η_m понижается почти по закону прямой (фиг. 3.5). Чем совершеннее система топливоподачи двигателя, тем η_m больше.

В двигателях с замкнутой системой охлаждения и питания турбины $\eta_m \approx 1$, так как расход энергии на привод циркуляционного насоса этой системы пренебрежимо мал. Для двигателей с подачей посредством ВАД, у которых $G_s = 0$, формально $\eta_m = 1$. Однако при сравнении эффективности работы этих двигателей с ЖРД, имеющими ТНА,



Фиг. 3.5. К. п. д. двигателя $\eta_t, \eta_i, \eta_o, \eta_e$ и η_m в зависимости от $p_{\text{к}}$.

все же не следует упускать из виду предварительную затрату энергии на получение сжатого газа для системы топливоподачи.

Эффективный к. п. д. двигателя показывает, какая часть располагаемой химической энергии суммарного расхода топлива в реальном двигателе преобразуется в кинетическую энергию газов, в результате которой создается сила тяги, т. е.

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = \eta_i \eta_o \eta_m. \quad (3.15)$$

Этот к. п. д. можно выразить так:

$$\eta_e = \frac{L_i}{\left(H_u + H'_u \frac{G'_s}{G_s}\right) 427} = \frac{w_B^2/2g}{(H_u + H'_u \zeta_{гр}) 427}. \quad (3.15')$$

Если на привод ТНА расходуется то же топливо, что и в камеру сгорания двигателя, то $H_u = H'_u$ и

$$\eta_e = \frac{w_B^2/2g}{(1 + \zeta_{гр}) H_u 427} = \frac{\eta_i}{1 + \zeta_{гр}},$$

откуда

$$w_B = \sqrt{2g H_u 427 (1 + \zeta_{гр})} \eta_e \text{ м/сек.}$$

У некоторых двигателей $G'_s = 0$ и, следовательно, $\eta_e = \eta_i$.

Существующие двигатели имеют $\eta_e \approx 0,25 \div 0,45$ и выше.

В ряде выполненных ЖРД для привода ТНА иногда используется 80%-ная перекись водорода.

Для двигателя, находящегося в полете, эффективный к. п. д. нужно определять с учетом кинетической энергии основного и вспомогательного топлив, движущихся вместе с боевым аппаратом со скоростью V м/сек, пользуясь формулой

$$\begin{aligned} \eta_{eV} &= \frac{w_{\text{эф}}^2/2g + V^2/2g}{(H_u + H'_u \zeta_{гр}) 427 + \frac{V^2}{2g} (1 + \zeta_{гр})} = \\ &= \frac{w_{\text{эф}}^2 + V^2}{2g (H_u + H'_u \zeta_{гр}) 427 + V^2 (1 + \zeta_{гр})}. \end{aligned} \quad (3.16)$$

Если ТНА работает на основном топливе, то $H_u = H'_u$, и поэтому

$$\eta_{eV} = \frac{w_{\text{эф}}^2 + V^2}{2g \left(H_u 427 + \frac{V^2}{2g} \right) (1 + \zeta_{гр})}. \quad (3.16')$$

При теплотворности топлива порядка $H_u = 2000$ ккал/кг и скорости полета $V_{\text{кон}} = 3000$ м/сек ($M \approx 10$) кинетическая энергия топлива составляет около 50% его теплотворности. Таким количеством энергии пренебрегать нельзя.

Тяговый к. п. д. двигателя показывает, какая часть располагаемой кинетической энергии газов за соплом камеры реального двигателя используется при полете боевого аппарата, т. е.

$$\eta_P = \frac{L_{\text{кин.исп}}}{L_{\text{кин.расп}}} = \frac{L_{\text{кин.исп}}}{L_{\text{кин.исп}} + L_{\text{кин.неисп}}} = \frac{P_{\text{уд}} V}{P_{\text{уд}} V + \frac{(\omega_{\text{эф}} - V)^2}{2g}} =$$

$$= \frac{(\omega_{\text{эф}}/g) V}{\frac{\omega_{\text{эф}}}{g} V + \frac{(\omega_{\text{эф}} - V)^2}{2g}} = \frac{2\omega_{\text{эф}} V}{\omega_{\text{эф}}^2 + V^2} = \frac{2(V/\omega_{\text{эф}})}{1 + (V/\omega_{\text{эф}})^2}. \quad (3.17)$$

При $V/\omega_{\text{эф}} = 0$ $\eta_P = 0$; при $\omega_{\text{эф}} = V$ $\eta_P = 1$, т. е. достигает максимума, когда $\omega_{\text{эф}} = 0$ относительно земли, а при $V/\omega_{\text{эф}} > 1$ — понижается (фиг. 3.6).

Снаряд дальнего действия А-4 при скорости полета в конце активного участка $V_{\text{кон}} = 1525$ м/сек и скорости $\omega_{\text{эф}} = 2135$ м/сек имел $\eta_P = 0,94$.

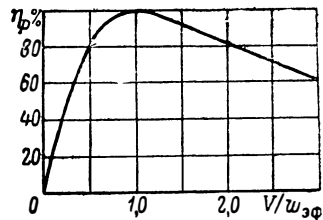
Общий к. п. д. двигателя показывает, какая часть располагаемой химической энергии суммарного расхода топлива в реальном ЖРД полезно используется при полете боевого аппарата, т. е.

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{eV} \eta_P. \quad (3.18)$$

Для оценки и сравнения между собой работы различных ЖРД пользуются величиной удельной тяги двигателя.

При теоретическом расчете к. п. д. и удельной тяги двигателя необходимо знать точные значения теплот реакций и фазовых переходов, теплоемкостей и констант равновесия продуктов сгорания данного топлива.

Значения всех приведенных выше к. п. д. двигателя в значительной мере зависят от вида используемого топлива. Следует иметь в виду, что для ЖРД характерен не эффективный к. п. д. η_e , а его удельная тяга, определяемая эффективной скоростью истечения, так как возможны случаи, когда путем разбавления водой топливной смеси и снижения ее теплотворности можно даже повысить η_e или η_o , а следовательно, и η_e при одновременном снижении $P_{\text{уд}}$. Поэтому лучшим окажется не тот двигатель, который экономичнее



Фиг. 3.6. Тяговый к. п. д. двигателя η_P в зависимости от отношения скоростей $V/\omega_{\text{эф}}$.

использует располагаемое тепло, а тот, который развивает наибольшую удельную тягу.

По этой причине значения к. п. д. можно использовать только для сравнительной оценки ЖРД, работающих на одном и том же топливе и при одинаковых условиях его сжигания или же при работе данного двигателя с разными скоростями полета.

Пример 1. Двигатель развивает тягу $P = 908$ кг при расходе топлива $G_s = 4,86$ кг/сек и $H_u = 1665$ ккал/кг.¹

Скорость полета снаряда $V = 1285$ м/сек.

Определить $w_{эф}$, $L_{кин}$, η_i , η_p , $\eta_{общ}$ и $P_{уд}$.

Решение.

1. Эффективная скорость истечения газов

$$w_{эф} = \frac{gP}{G_s} = \frac{9,81 \cdot 908}{4,86} = 1840 \text{ м/сек.}$$

2. Кинетическая энергия 1 кг газов за соплом двигателя

$$L_{кин} = \frac{w_{эф}^2}{2g} = \frac{1840^2}{2 \cdot 9,81} = 17,2 \cdot 10^5 \text{ кгм/кг.}$$

3. К. п. д. двигателя:

а) внутренний

$$\eta_i = \frac{w_{эф}/2g}{H_u/427} = \frac{1840/2 \cdot 9,81}{1665 \cdot 427} = \frac{7,2 \cdot 10^5}{1665 \cdot 427} = 0,242 = 24,2\% ;$$

б) тяговый

$$\eta_p = \frac{2 \frac{v}{w_{эф}}}{1 + \left(\frac{v}{w_{эф}}\right)^2} = \frac{2 \frac{1285}{1840}}{1 + \left(\frac{1285}{1840}\right)^2} = 0,375 = 37,5\% ;$$

в) общий

$$\begin{aligned} \eta_{общ} &= \frac{PV}{G_s H_u/427 + \frac{V^2}{2g} G_s} = \frac{w_{эф} V}{g H_u/427 + V^2/2} = \frac{2(V/w_{эф})}{\frac{1}{\eta_i} + (V/w_{эф})^2} = \\ &= \frac{2(1285/1840)}{0,242 + \left(\frac{1285}{1840}\right)^2} = 0,0936 = 9,36\% . \end{aligned}$$

4. Удельная тяга

$$P_{уд} = \frac{w_{эф}}{g} = \frac{1840}{9,81} = 187 \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}} .$$

5. Удельный расход топлива

$$C_{уд} = \frac{G_s}{P} = \frac{4,86}{908} = 0,00535 \frac{\text{кг топлива/сек}}{\text{кг тяги}} = 5,35 \frac{\text{кг топлива/сек}}{\text{т тяги}}$$

¹ Д. Саттон. Ракетные двигатели, ИЛ, 1950.

§ 5. Изменение основных параметров рабочего тела по длине камеры ЖРД

В процессе работы в ЖРД изменяется состояние рабочего тела (топлива и продуктов сгорания) при его движении вдоль камеры сгорания и сопла. При этом изменение параметров рабочего тела по длине камеры двигателя (давления, температуры, скорости и др.) обуславливается характером протекания в ней рабочего процесса.

У большинства выполненных ЖРД компоненты топлива подаются из баков в камеру сгорания под давлением $p_n \approx 20 \div 60 \text{ ата}$ и выше (фиг. 3.7).

В охлаждающей рубашке и в форсунках головки камеры двигателя давление компонентов топлива понижается приблизительно на $10\text{—}18 \text{ ата}$ вследствие увеличения скорости их истечения и гидравлических сопротивлений в коммуникациях и распылительной головке.

По длине непосредственно камеры сгорания давление газового потока медленно понижается вследствие потерь на трение о поверхность оболочки и увеличения скорости движения под влиянием притока тепла сжигаемого топлива (а иногда и изменения поперечного сечения камеры сгорания по ее длине). Понижение давления газов по длине обычной цилиндрической камеры сгорания незначительно.

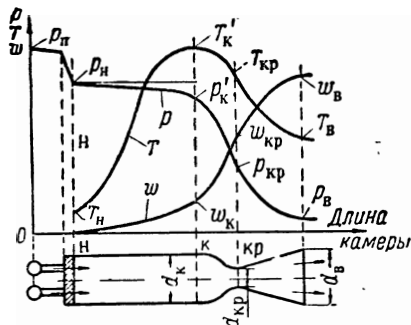
Понижение давления газов в конце цилиндрической камеры сгорания обычно не превышает $0,5\text{—}1\%$ давления у головки камеры. Поэтому при расчетах перепад давления газов в камере сгорания можно принимать постоянным, а камеру сгорания считать изобарической камерой, если $f_k = F_k/F_{кр} \geq 5 \div 6$.

В сопле двигателя давление газового потока значительно понижается, так как здесь имеет место геометрическое воздействие на поток, и на выходе из сопла в атмосферу оно обычно достигает $0,6\text{—}1,2 \text{ ата}$.

Давление на срезе сопла камеры зависит от внешних условий использования двигателя и поэтому должно быть различным для двигателей разного назначения.

Температура компонентов топлива, поступающих из баков в камеру сгорания двигателя (жидких при нормальных физических условиях), практически равна температуре окружающей среды.

Если компонент топлива используется для охлаждения камеры сгорания и сопла двигателя, то при этом он обычно подогревается



Фиг. 3.7. Картина изменения основных параметров рабочего тела по длине камеры реального двигателя.

на $50\text{--}100^\circ\text{C}$ и более, но не выше температуры его кипения при данном местном давлении в охлаждающем тракте.

Впрыснутые в камеру сгорания компоненты топлива вначале подогреваются за счет тепла сгорания предыдущих порций топлива, испаряются и затем по мере перемешивания между собой воспламеняются и сгорают.

Температура газов в зоне подготовки топлива к сгоранию остается почти постоянной, резко возрастает в зоне горения и уменьшается во время расширения газов в сопле. Температура у головки камеры сгорания обычно достигает $600\text{--}900^\circ\text{C}$. При предкамерном распыле компонентов топлива эта температура выше.

Температура газов в конце камеры сгорания (перед соплом) достигает $2800\text{--}3300^\circ\text{C}$, а в выходном сечении сопла $1000\text{--}2000^\circ\text{C}$. Эти температуры значительно превышают температуру плавления материалов внутренней оболочки камеры, что вызывает необходимость надежного охлаждения ее.

Скорость впрыска $w_{\text{впр}}$ компонентов топлива в камеру сгорания в основном зависит от давления подачи, конструкции распыливающего устройства, давления в камере сгорания и других факторов и обычно колеблется от 20 до 40 м/сек.

Скорость газов медленно растет по длине камеры сгорания и резко увеличивается в сопле двигателя.

В камерах сгорания ЖРД $w_k \approx 50 \div 200$ м/сек и $w_v \approx 2000 \div 2500$ м/сек.

Вследствие значительной турбулизации газового потока и весьма неравномерного распределения в нем скоростей во всех сечениях камеры сгорания и сопла можно говорить только о средних параметрах рабочего тела, несколько отвлекаясь от их истинных значений.

Следует также иметь в виду, что приведенные выше численные значения параметров рабочего тела в характерных сечениях камеры сгорания и сопла двигателя являются ориентировочными; в каждом отдельном случае необходимо определять их расчетами или экспериментально (последний метод пригоден для существующих двигателей).

§ 6. Уравнения, характеризующие закономерность изменения параметров газового потока по длине сопла ЖРД

При проектировании и расчете ЖРД необходимо знать закономерность изменения параметров газового потока (давления, температуры, скорости и др.) по длине камеры сгорания и сопла.

Связь между температурами газового потока в различных сечениях камеры двигателя, с одной стороны, и скоростями, давлениями и плотностями этого потока, с другой, можно выразить соответствующими уравнениями газодинамики. При использовании этих уравнений обычно делается допущение, что температуры, скорости

и давления газов в рассматриваемых сечениях проточного канала одинаковы. Эти допущения в достаточной мере справедливы только для сопловой части камеры двигателя и совсем неприменимы к условиям работы камеры сгорания, где характеристики рабочего тела весьма переменны и не поддаются точному количественному анализу.

Параметры газового потока в камере ЖРД изменяются вследствие:

1) *геометрического воздействия* на поток, т. е. изменения поперечного сечения канала для газового потока;

2) *теплового воздействия* на поток, т. е. отвода тепла от газового потока на испарение компонентов топлива, в окружающую среду и вследствие диссоциации продуктов сгорания топлива, а также подвода тепла к газовому потоку в результате сгорания топлива и рекомбинации продуктов диссоциации газов;

3) *расходного воздействия* на поток, т. е. увеличения секундного количества газа в результате испарения и сгорания компонентов топлива (присутствием в газовом потоке мельчайших жидких частиц топлива можно пренебречь из-за относительной малости их), и

4) *химического воздействия* на поток, т. е. изменения числа молей в единице массы газового потока в результате протекания химических реакций (сгорания топлива, диссоциации и рекомбинации молекул газов).

Интенсивность перечисленных воздействий на газовый поток в ЖРД различна и количественный учет ее весьма затруднителен.

Скорость газового потока в двигателе увеличивается в основном из-за геометрического воздействия. В камере сгорания скорость газа увеличивается главным образом за счет теплового и химического воздействий. Однако последние приводят к значительному увеличению скорости газового потока только в скоростной камере сгорания двигателя, где относительная площадь $f_k < 3$. Потребность в такой скоростной камере сгорания практически не возникает.

Расходное воздействие на газовый поток в ЖРД сопла еще менее значительно.

Так как в обычно выполняемых камерах сгорания двигателей $f_k > 4$ и поэтому скорость газового потока на выходе в сопло оказывается сравнительно небольшой, то при расчете ЖРД значение ее может быть принято равным нулю. Это допущение позволяет определять параметры газового потока на выходе из камеры сгорания в сопло только на основании данных термодинамического расчета двигателя. В тех случаях, когда этой скоростью газа нельзя пренебречь, значение ее можно определить после термодинамического расчета процесса сгорания топлива.

При расчете ЖРД обычно вычисляют количественные соотношения геометрического воздействия на газовый поток в сопле, влияние же других воздействий на газ при этом учитывается показателем политропы n или другими параметрами, на основании положений технической термодинамики и газодинамики.

Количественные соотношения геометрического воздействия на газовый поток наиболее удобно получить в виде зависимостей отдельных параметров газа от скоростного режима, т. е. от числа $M = \omega/a$, где ω —скорость потока и a —местная скорость звука.

Скоростной режим адиабатического течения газового потока в геометрическом сопле двигателя можно выразить так:

а) при входе в сопло камеры

$$M_k = \frac{w'_k}{a_k} = \frac{w_k}{\sqrt{kgR'_k T'_k}} = \frac{w_k}{\sqrt{k \frac{p'_k}{\rho_k}}}; \quad (3.19)$$

б) в любом поперечном сечении сопла

$$M = \frac{w}{a} = \frac{w}{\sqrt{kgRT}} = \frac{w}{\sqrt{k \frac{p}{\rho}}}, \quad (3.19')$$

здесь $kT = pv = p/\gamma = p/g\rho$.

Для дозвукового потока $M < 1$, для сверхзвукового потока $M > 1$, а при $\omega = a$ $M = 1$.

При адиабатическом течении температура полностью заторможенного газового потока в любом поперечном сечении камеры сгорания и сопла двигателя остается одинаковой, т. е.

$$T^* = T + \Delta T_{\text{дин}} = T + A \frac{w^2}{2gc_p} = \text{const}, \quad (3.20)$$

где T и w —соответственно истинная температура и скорость газового потока до торможения;

$\Delta T_{\text{дин}}$ —динамический прирост температуры вследствие торможения газового потока, достигающий существенной величины при скоростях, близких к скорости звука (например, при скорости $w = 10$ м/сек $\Delta T_{\text{дин}} = 0,05^\circ \text{C}$; при $w = 100$ м/сек $\Delta T_{\text{дин}} = 5,0^\circ \text{C}$, а при $w = 350$ м/сек $\Delta T_{\text{дин}} = 60^\circ \text{C}$).

Так как из уравнения состояния 1 кг газа

$$c_p = \frac{k}{k-1} AR = \frac{k}{k-1} A \frac{p}{g\rho T},$$

то выражению (3.20) можно придать вид

$$T^* = T + T \frac{k-1}{2} \frac{w^2}{k \frac{p}{\rho}} = T \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right). \quad (3.20')$$

Аналогичное выражение получаем для температуры адиабатического торможения газового потока во входном сечении сопла двигателя:

$$T^* = T'_k = T_k \left(1 + \frac{k-1}{2} M_k^2 \right), \quad (3.20'')$$

где T'_k — истинная температура газового потока на входе в сопло со скоростью ω_k .

Поскольку в существующих двигателях скорость газов на входе в сопло $\omega_k \approx 60 \div 200$ м/сек, то можно считать, что значения истинной температуры T'_k , температуры T_z , определяемой термодинамическим расчетом двигателя, и температуры адиабатически заторможенного газового потока T_k^* (соответствующей $\omega_k=0$) практически мало отличаются.

Сравнение правых частей уравнений (3.20'') и (3.20') дает соотношение истинных температур газового потока для двух любых рассматриваемых сечений сопла двигателя:

$$\frac{T}{T'_k} = \frac{1 + \frac{k-1}{2} M_k^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}. \quad (3.21)$$

Так как для этих сечений сопла при адиабатическом течении газа его температуры связаны с давлениями и плотностями известными уравнениями

$$\frac{T}{T'_k} = \left(\frac{p}{p'_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{\rho}{\rho'_k} \right)^{k-1},$$

откуда

$$\frac{p}{p'_k} = \left(\frac{T}{T'_k} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{и} \quad \frac{\rho}{\rho'_k} = \left(\frac{T}{T'_k} \right)^{\frac{1}{k-1}},$$

то уравнению (3.21) можно придать вид

$$\frac{p}{p'_k} = \left(\frac{1 + \frac{k-1}{2} M_k^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

и

$$\frac{\rho}{\rho'_k} = \left(\frac{1 + \frac{k-1}{2} M_k^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (3.21')$$

Аналогично можно получить соотношения параметров газового потока для критического, выходного и любого из поперечных сечений сопла двигателя.

Если скорость газового потока на выходе в сопло ω_k практически пренебрежимо мала и поэтому можно принять $M_k=0$, то уравнения (3. 21) и (3. 21') примут вид

$$\frac{T}{T'_k} = \frac{T}{T_k} = \left(\frac{p}{p_k}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2},$$

откуда

$$M = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{T_k}{T} - 1\right)} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{p_k}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]};$$

$$\frac{p}{p'_k} = \frac{p}{p_k} = \left(\frac{T}{T_k}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

и

$$\frac{p}{p_k} = \frac{p}{p_k} = \left(\frac{T}{T_k}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \left(\frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}\right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (3. 21'')$$

Применяя эти выражения к критическому сечению сопла, т. е. принимая в них $M=M_{кр}=1$, соответственно получим

$$\frac{T_{кр}}{T_k} = \frac{2}{k+1}; \quad \frac{p_{кр}}{p_k} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{и} \quad \frac{\rho_{кр}}{\rho_k} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Для продуктов сгорания ЖРД, имеющих показатель $k=1,2$, находим $\rho_{кр}=0,56 \rho_k$; $T_{кр}=0,909 T_k$ и $\rho_{кр}=0,621 \rho_k$.

Давление адиабатически заторможенного газового потока в любом поперечном сечении сопла двигателя определится по известной из технической термодинамики адиабатической зависимости параметров газа:

$$p^* = p \left(\frac{T^*}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{ата},$$

где p и T — статическое абсолютное давление и соответственно температура в любом поперечном сечении сопла.

Введение в теорию ЖРД понятий о параметрах адиабатического торможения газа в ряде случаев значительно упрощает расчеты,

так как при этом исключается необходимость учитывать изменение кинетической энергии газового потока по длине камеры сгорания и сопла двигателя.

Соотношение скоростей газового потока для двух рассматриваемых сечений сопла двигателя определится из выражения

$$\frac{M}{M_K} = \frac{\frac{w}{\sqrt{k g R T}}}{\frac{w_K}{\sqrt{k g R'_K T'_K}}} = \frac{w}{w_K} \sqrt{\frac{T'_K}{T_K}},$$

т. е.

$$\frac{w}{w_K} = \frac{M}{M_K} \sqrt{\frac{T}{T'_K}}, \quad (3.22)$$

так как при адиабатическом течении газа $R_K = R'_K = \text{const}$.

После замены в этой формуле T/T'_K его выражением из (3.21) получим окончательно

$$\frac{w}{w_K} = \frac{M}{M_K} \sqrt{\frac{1 + \frac{k-1}{2} M_K^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}}. \quad (3.23)$$

На фиг. 3.8 показаны зависимости параметров газового потока по длине геометрического сопла от числа M .

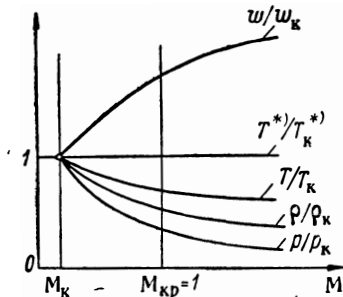
В некоторых случаях расчетные формулы упрощаются, если параметры состояния газа определяются в виде зависимостей не от числа M , а от коэффициента скорости $\lambda = \frac{w}{a_{кр}} = \frac{w}{a_{кр}}$.

Зависимости изменения температуры, давления и других параметров газа от коэффициента скорости λ выражаются следующими известными формулами:

$$\frac{T}{T_K} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2;$$

$$\frac{p}{p_K} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$\frac{\rho}{\rho_K} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}};$$



Фиг. 3.8. Изменения основных параметров газа при адиабатическом течении в геометрическом сопле двигателя в зависимости от числа M .

$$\sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1 + \frac{2}{M^2}}};$$

$$M = \lambda \sqrt{\frac{2}{k+1 - (k-1)\lambda^2}}.$$

Так как в расчетах ЖРД рассматривается одномерный газовый поток, то независимо от профиля сопла единственной переменной величиной, характеризующей сопло, является площадь его проходного сечения F .

Поскольку основным параметром, характеризующим изменение состояния газового потока по длине сопла, является давление p , то обычно определяют зависимость изменения p от F , а затем вычисляют соответствующие этому давлению другие параметры газа.

Соотношение произвольного и критического поперечных сечений сопла двигателя в зависимости от давления газового потока определяют из уравнения неразрывности потока, написанного применительно к этим сечениям сопла:

$$G = F \omega \rho = F_{кр} \omega_{кр} \rho_{кр} = \text{const}, \quad (3.24)$$

т. е.

$$\frac{F}{F_{кр}} = \frac{\omega_{кр}}{\omega} \frac{\rho_{кр}}{\rho}.$$

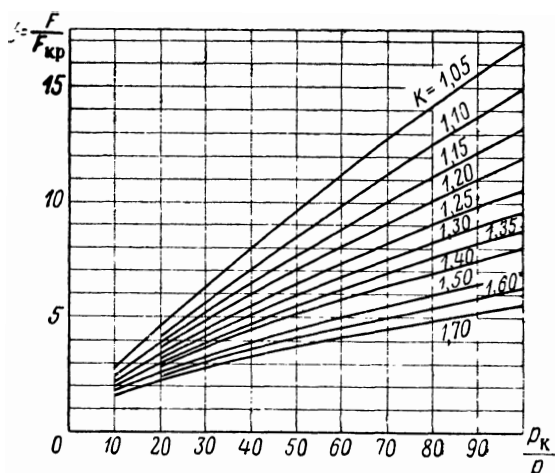
После подстановки в это уравнение известных выражений для $\omega_{кр}$, ω , $\rho_{кр}$ и ρ и соответствующих преобразований окончательно получим

$$f = \frac{F}{F_{кр}} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{k-1} \left(\frac{p_k}{p} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{k-1}{k+1} \left[1 - \left(\frac{p_k}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} =$$

$$= \frac{1}{M} \left(\frac{1 + \frac{k-1}{2} M^2}{\frac{k+1}{2}} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} = \frac{1}{\lambda} \left(\frac{\frac{2}{k+1}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2} \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (3.25)$$

Это уравнение дает необходимую связь между величиной проходного поперечного сечения сопла F и давлением газового потока в данном сечении (при заданных значениях $F_{кр}$ и p_k) и также может быть использовано для определения выходного сечения сопла $F_в$ при давлении газов $p_в$.

Связь между F и p не является непосредственной, но, задавшись необходимым отношением p_k/p , по приведенному уравнению можно определить искомое отношение площадей $f = F/F_{кр}$ (фиг. 3.9).



Фиг. 3.9. Значения $F/F_{кр}$ в зависимости от отношения p_k/p и показателя адиабаты k или политропы n .

Задаваясь рядом значений давления газового потока по длине сопла камеры двигателя, можно вычислить соответствующие им другие параметры газа:

$$T = T_k \left(\frac{p}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad \rho = \rho_k \left(\frac{p}{p_k} \right)^{\frac{1}{k}};$$

$$\gamma = \gamma_k \left(\frac{p}{p_k} \right)^{\frac{1}{k}}; \quad v = v_k \left(\frac{p_k}{p} \right)^{\frac{1}{k}};$$

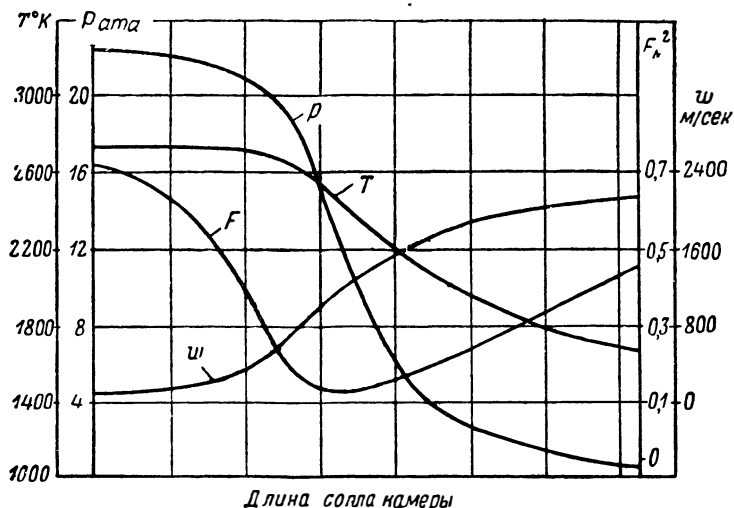
$$\begin{aligned} \omega &= \lambda \omega_{кр} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \\ &= \sqrt{2g \frac{k}{k-1} R_k T_k \left[1 - \left(\frac{p}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \end{aligned}$$

где

$$\omega_{кр} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} R_k T_k} = \sqrt{g k R_k T_{кр}}.$$

Имея основные геометрические размеры сопла и вычертив его в соответствующем масштабе, по выражению $d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}$ можно определить сечения, которым будут соответствовать вычисленные значения параметров газового потока, и построить графики их изменения по длине сопла камеры (фиг. 3. 10).

Выведенные здесь уравнения для адиабатического течения газа применимы и для изэнтропического и политропического процессов



Фиг. 3. 10. Изменение параметров газового потока по длине сопла камеры двигателя.

расширения газов в сопле двигателя при условии замены в них показателя адиабаты k показателем изэнтропы или политропы n .

Обычно показатель политропы $n \approx 1,10 \div 1,20$ и $F_b/F_{bp} \approx 3 \div 4$.

При увеличении k отношение F_b/F_{bp} уменьшается, что указывает на выгоду применения топлив, продукты сгорания которых имеют большее значение k .

Чем больше перепад давления газов в сопле p_{κ}/p_b , тем больше длина сопла при заданном угле раствора, его поверхность и вес.

При дозвуковом течении скорость газа w увеличивается более интенсивно, чем удельный объем v , а при сверхзвуковом течении — наоборот. Поэтому площадь канала сопла в дозвуковой области должна уменьшаться, а в сверхзвуковой увеличиваться, что видно

из уравнения неразрывности газового потока $F = G \frac{v}{w}$ (фиг. 3. 11).

Следовательно, критическое сечение сопла двигателя является границей, где характер геометрического воздействия на газовый поток меняется на противоположный.

В действительном процессе тепло $dQ > 0$, и работа трения газа $dL > 0$; поэтому равенство скоростей $w = a$ устанавливается при $dF > 0$, т. е. в расширяющейся части сопла. Это значит, что в наиболее узком сечении сопла скорость движения газов меньше скорости звука.

Пример 2. Построить графики адиабатического изменения параметров газового потока v , T , w , F и M в зависимости от длины сопла, если $p_k = 21 \text{ ата}$; $p_B = 1,03 \text{ ата}$; $T_k = 2200^\circ \text{ К}$; $G_r = G_s = 1 \text{ кг/сек}$; $v_k = 0,373 \text{ м}^3/\text{кг}$; $R_k = = 35,3 \text{ кгм/кг}^\circ \text{ С}$ и $k = 1,3$.

Решение.

Задаемся рядом значений давления газов по длине сопла $p = 17,5; 14,0; 11,5; 7,0$ и $4,2 \text{ ата}$ и для каждого из них определяем площадь поперечного сечения сопла.

При давлении $p = 17,5 \text{ ата}$ имеем:

1) удельный объем газов

$$v = v_k \left(\frac{p_k}{p} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,373 \left(\frac{21}{17,5} \right)^{1/1,3} = 0,43 \text{ м}^3/\text{кг};$$

2) температуру газов

$$T = T_k \left(\frac{p}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 2220 \left(\frac{17,5}{21} \right)^{1,3-1} = 2100^\circ \text{ К};$$

3) скорость истечения

$$w = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} R_k T_k \left[1 - \left(\frac{p}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} =$$

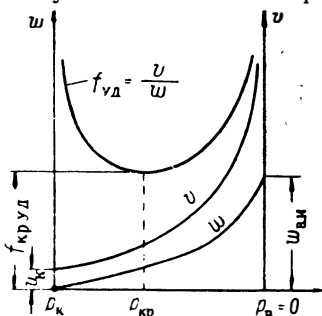
$$= \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 35,3 \cdot 2220 \left[1 - \left(\frac{17,5}{21} \right)^{1,3-1} \right]} = 530 \text{ м/сек};$$

4) площадь поперечного сечения сопла

$$F = \frac{G_s v}{w} = \frac{10 \cdot 0,43}{530} = 0,000812 \text{ м}^2 = 8,12 \text{ см}^2;$$

5) отношение местной скорости к скорости звука

$$M = \frac{w}{\sqrt{k g R T}} = \frac{530}{\sqrt{9,81 \cdot 1,3 \cdot 35,3 \cdot 2100}} = 0,53.$$



Фиг. 3.11. Безразмерная площадь геометрического сопла двигателя в зависимости от числа M при адиабатическом течении газа.

Аналогично определяем параметры газового потока при других выбранных значениях давления и результаты расчетов сводим в табл. 3.2.

Таблица 3.2

p кг/см ²	v м ³ /кг	T °К	w м/сек	w/v	F см ²	М
$p_k=21$	0,37	2200	0	0	—	0
17,5	0,43	2100	530	1230	3,12	0,53
14,0	0,51	2020	775	1520	6,50	0,81
$p_{кр}=11,5$	0,60	1930	980	1550	6,32	1,00
7,0	0,88	1720	1220	1390	7,10	1,42
4,2	1,30	1530	1440	1110	8,82	1,79
$p_b=1,03$	3,80	1105	1830	482	20,20	2,59

Пример 3. Определить основные геометрические размеры сопла камеры двигателя, если $G_s = 13,54$ кг/сек; $p_k = 20$ ата; $T_k = 2787^\circ$ К; $\gamma_k = 2,023$ кг/м³; $w_b = 2174$ м/сек; $\gamma_b = 0,153$ кг/м³; $R = 35,25$ кгм/кг[°]С и $n = 1,16$.

Решение.

1. Параметры газовой смеси в критическом сечении сопла

$$T_{кр} = \frac{2T_k}{n+1} = \frac{2 \cdot 2787}{1,16+1} = 2580^\circ \text{ К};$$

$$p_{кр} = p_k \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = 20 \left(\frac{2}{1,16+1} \right)^{\frac{1,16}{1,16-1}} = 11,43 \text{ кг/см}^2;$$

$$\gamma_{кр} = \frac{p_{кр}}{RT_{кр}} = \frac{11,43 \cdot 10^4}{35,27 \cdot 2580} = 1,257 \text{ кг/см}^3;$$

$$w_{кр} = \sqrt{gnRT_{кр}} = \sqrt{9,81 \cdot 1,16 \cdot 35,25 \cdot 2580} = 1017 \text{ м/сек.}$$

2. Основные геометрические размеры сопла:

$$F_{кр} = \frac{G_s}{w_{кр}\gamma_{кр}} = \frac{13,54 \cdot 10^4}{1017 \cdot 1,257} = 105,9 \text{ см}^2;$$

$$d_{кр} = 1,128 \sqrt{F_{кр}} = 1,128 \sqrt{105,9} = 13,17 \text{ см} = 131,7 \text{ мм};$$

$$F_b = \frac{G_s}{w_b\gamma_b} = \frac{13,54 \cdot 10^4}{2174 \cdot 0,153} = 407,1 \text{ см}^2;$$

$$d_b = 1,128 \sqrt{F_b} = 1,128 \sqrt{407,1} = 25,6 \text{ см} = 256 \text{ мм.}$$

Пример 4. Определить теоретическую удельную тягу у земли и удельные площади критического и выходного сечений сопла камеры двигателя, работающей на керосине и азотной кислоте 96%-ной весовой концентрации при $\alpha = 0,78$; $p_k = 40$ ата и $p_b = 0,8$ ата, если термодинамическим расчетом найдены следующие теоретические параметры газов в камере сгорания: $T_k = 2900^\circ$ К, $R_k = 34$ кгм/кг[°]С и $k = 1,16$.

Решение.

1. Удельный вес газа в камере сгорания

$$\gamma_k = \frac{p_k}{R_k T_k} = \frac{40 \cdot 10^4}{34 \cdot 2900} = 4,06 \text{ кг/м}^3.$$

2. Параметры газа в выходном сечении сопла камеры:

а) температура

$$T_B = T_K \left(\frac{P_B}{P_K} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 2900 \left(\frac{0,8}{40} \right)^{\frac{1,16-1}{1,16}} = 2900 \cdot 0,5839 = 1690^\circ \text{K};$$

б) удельный вес

$$\gamma_B = \gamma_K \left(\frac{T_B}{T_K} \right)^{\frac{1}{k-1}} = 4,06 \left(\frac{1690}{2900} \right)^{\frac{1}{1,16-1}} = 4,06 \cdot 0,052 = 0,21 \text{ кг/м}^3;$$

в) коэффициент скорости

$$\lambda_B = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_B}{P_K} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{\frac{1,16+1}{1,16-1} \left[1 - \left(\frac{0,8}{40} \right)^{\frac{1,16-1}{1,16}} \right]} = 2,37;$$

г) скорость истечения

$$\begin{aligned} w_B &= \lambda_B a_{Kp} = \lambda_B \sqrt{2g \frac{k}{k+1} R_K T_K} = \\ &= 2,37 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{1,16}{1,16+1} 34 \cdot 2900} = 2418 \text{ м/сек}; \end{aligned}$$

д) относительная площадь выходного сечения сопла камеры

$$\begin{aligned} f_B &= \frac{F_B}{F_{Kp}} = \frac{1}{\lambda_B} \left(\frac{\frac{2}{k+1}}{1 - \frac{k-1}{2} \lambda_B^2} \right)^{\frac{1}{k-1}} = \\ &= \frac{1}{2,37} \left(\frac{\frac{2}{1,16+1}}{1 - \frac{1,16-1}{2} \cdot 2,37^2} \right)^{\frac{1}{1,16-1}} = 5,024; \end{aligned}$$

е) удельная площадь выходного сечения сопла камеры

$$f_{уд.в} = \frac{1}{w_B \gamma_B} = \frac{1}{2418 \cdot 0,21} = 0,001974 \text{ м}^2/\text{кг} = 19,74 \text{ см}^2/\text{кг};$$

ж) удельная площадь критического сечения сопла камеры

$$f_{уд.кр} = f_B f_{уд.кр} = 5,024 \cdot 19,74 = 3,93 \text{ см}^2/\text{кг}.$$

3. Удельная тяга камеры двигателя

$$\begin{aligned} P_{уд.н} &= \frac{P_H}{G_S} = \frac{\frac{G_S}{g} w_B + F_B (P_B - P_A)}{G_S} = \frac{w_B}{g} + \frac{F_B}{G_S} (P_B - P_A) = \\ &= \frac{w_B}{g} + f_{уд.в} (P_B - P_A) = \frac{2418}{9,81} + 19,34 (0,8 - 1) = 243,052 \text{ кг сек/кг}. \end{aligned}$$

Глава 4

РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЖРД

В эксплуатации ЖРД работают при различных внутренних режимах и внешних условиях.

Управление величиной тяги двигателя осуществляется обычно изменением секундного расхода топлива в камеру сгорания и давления в ней. При этом изменяются не только тяга, но и экономичность работы двигателя.

С изменением условий окружающей среды основные параметры ЖРД тоже изменяются, так как при этом уменьшается противодавление за соплом, что при прочих равных условиях также отражается на величинах абсолютной и удельной тяг двигателя. При расчете боевых аппаратов с ЖРД необходимо знать основные параметры двигателя (абсолютную и удельную тяги) при расчетном и различных нерасчетных режимах работы на месте у земли или на уровне моря и в условиях полета. Зависимости абсолютной и удельной тяг от таких основных величин, определяющих режим работы двигателя, как давление в камере сгорания, высота полета и т. п., носят название характеристик двигателя.

В этой главе рассмотрены характеристики ЖРД при возможных внутренних режимах и условиях его работы, изложены методы определения при этом абсолютной и удельной тяг, а также удельного расхода топлива и других параметров, необходимых для расчета двигателя.

Кроме того, приведен краткий анализ факторов, влияющих на величину удельной тяги, и указаны пути повышения экономичности работы двигателя.

Изложенный материал позволяет определить оптимальные параметры и выбрать целесообразный режим работы проектируемого двигателя.

§ 1. Расчетный и нерасчетный режимы работы двигателя

Рабочее состояние ЖРД, характеризуемое совокупностью параметров, определяющих его к. п. д., абсолютную и удельную тяги, тепловую, статическую и динамическую нагрузки его отдельных элементов, принято называть *режимом работы двигателя*, а соответствующие ему параметры рабочего процесса в двигателе, как то: секунднй расход топлива и коэффициент его состава, давления

в камере сгорания и в выходном сечении сопла и др., — *параметрами режима работы двигателя*.

Термодинамическим расчетом ЖРД можно оценить основные характеристики двигателя только при каких-либо одних расчетных условиях работы.

В эксплуатационных условиях работы абсолютная и удельная тяги двигателя могут изменяться в зависимости от внутреннего режима работы двигателя (от изменения давления газов в камере сгорания в результате изменения секундного расхода топлива в ней или весового соотношения его компонентов) и внешних условий (высота и скорость полета, давление окружающей среды).

Если ЖРД работает на расчетном секундном расходе топлива в камеру сгорания (расчетном давлении в ней), то такой режим называется *расчетным*, а если секунднй расход топлива в камеру сгорания будет больше или меньше расчетного, то такой режим называется *нерасчетным*.

Отношение давления газов в камере сгорания p_{κ} при заданном режиме работы двигателя к давлению газов в выходном сечении сопла этой камеры $p_{\text{в}}$ называют *степенью расширения газов в сопле*.

Если в сопле камеры газы расширяются до давления наружного воздуха ($p_{\text{в}} = p_{\text{а}}$), то степень расширения газов в сопле и режим его работы называют *оптимальными*; если газы в сопле недорасширяются или перерасширяются относительно давления наружного воздуха ($p_{\text{в}} \neq p_{\text{а}}$), то степени расширения газов в сопле и режимы его работы называют *неоптимальными*.

Изменение режима работы сопла двигателя может быть вызвано изменением секундного расхода топлива в камеру сгорания относительно расчетного значения и изменением высоты полета (атмосферного давления). На оптимальном режиме сопло двигателя может работать только при неизменных значениях высоты и скорости полета снаряда и секундного расхода топлива в камеру сгорания. В условиях эксплуатации сопла камер снарядных двигателей обычно работают при неоптимальных режимах перерасширения и недорасширения газов.

Наивыгоднейшим режимом работы двигателя является расчетный при оптимальном расширении газа в сопле. Этот режим работы называют *оптимальным*, так как ему соответствуют наибольшие значения эффективного к. п. д. и удельной тяги относительно их значений при работе сопла камеры на неоптимальных режимах (недорасширении или перерасширении газов в сопле). Для этого режима работы двигателя обычно даются численные значения его рабочих параметров.

В зависимости от режима работы сопла двигателя у земли или на уровне моря существующие ЖРД могут быть разделены на две группы:

1) *неввысотные* двигатели, в которых во время нормальной работы у земли или на уровне моря давление газов в выходном сечении сопла равно или больше атмосферного давления, т. е. при $p_{\text{в}}=p_{\text{а}}$;

2) *высотные* двигатели, в которых во время нормальной работы у земли или на уровне моря давление газов в выходном сечении сопла меньше давления атмосферного воздуха, т. е. при $p_{\text{в}}<p_{\text{а}}$.

Высотный двигатель может работать на режиме оптимального расширения газа в сопле только на расчетной высоте $H_{\text{расч}}$, где достигается равенство между $p_{\text{в}}$ и $p_{\text{а}}$.

Основной характеристикой высотного двигателя является величина давления газов в выходном сечении сопла $p_{\text{в}}$. Следовательно, под расчетной высотой сопла двигателя следует понимать ту расчетную высоту полета, где $p_{\text{в}}=p_{\text{а}}$.

В зависимости от высоты сопла ЖРД принято разделять на двигатели *умеренной высоты* (при $p_{\text{в}}>0,6 \text{ ата}$) и *большой высоты* (при $p_{\text{в}}<0,6 \text{ ата}$). Большую высоту имеют двигатели последней ступени составных снарядов.

§ 2. Эксплуатационные режимы работы двигателя

По секундному расходу топлива в камеру сгорания можно различать следующие характерные режимы работы (тяги) двигателя.

1. *Пусковой*, представляющий работу двигателя в период от момента воспламенения топлива в камере сгорания до достижения двигателем рабочего режима.

2. *Номинальный режим тяги*, соответствующий длительной нормальной нагрузке двигателя при номинальном (удельном) расходе топлива в камеру сгорания.

3. *Максимальный режим тяги*, соответствующий кратковременной наибольшей нагрузке двигателя при максимально допустимой расходонапряженности его камеры сгорания и повышенном удельном расходе топлива сравнительно с номинальным режимом.

При прочих равных условиях такое форсирование работы двигателя связано с ухудшением экономичности его из-за несоответствия объема камеры сгорания нерасчетному секундному расходу топлива в камеру сгорания и других причин.

Кратковременное увеличение тяги двигателя сравнительно с расчетной номинальной тягой может вызываться необходимостью увеличения скороподъемности боевого аппарата, сокращения длины пробега самолета при старте или кратковременного увеличения максимальной скорости полета.

В эксплуатации ЖРД редко работает на режиме максимальной тяги. Обычно большую часть времени двигатель работает с тягой меньше максимальной.

4. *Минимальный режим тяги*, соответствующий минимально допустимой нагрузке двигателя, ниже которой работа его становится неустойчивой.

Значение минимальной тяги зависит от конструкции и назначения двигателя и иногда составляет около 10—30% номинальной тяги.

5. *Рабочий режим*, соответствующий нагрузке двигателя в диапазоне от минимальной до установленной максимальной величины тяги, при которой обеспечивается устойчивая работа двигателя.

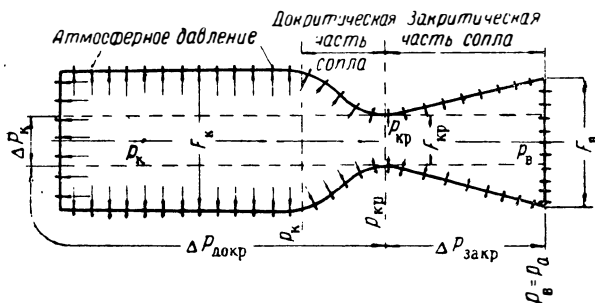
Продолжительность работы ЖРД на соответствующих режимах устанавливается конструктором двигателя.

Приведенная здесь классификация режимов работы (тяги) двигателя может иметь особый смысл в основном для основных двигателей и самолетных двигателей-ускорителей. Стартовые двигатели имеют один рабочий режим.

6. *Устойчивый режим работы* двигателя, соответствующий нагрузке, при которой процесс сгорания топлива в камере протекает без аномальных пульсаций давления газов.

§ 3. Факторы, обуславливающие силу тяги ЖРД

Тягой ЖРД называется результирующая всех гидродинамических сил давления, действующих на камеру двигателя при истечении из нее газов в окружающую среду.



Фиг. 4.1. Определение тяги ЖРД как результирующей силы воздействия давления газов на внутреннюю и давления воздуха на внешнюю поверхность камеры двигателя.

Сила тяги двигателя без учета давления атмосферного воздуха (при работе двигателя в пустоте) обуславливается следующими тремя силами давления газов, действующими на камеру сгорания и сопло в направлении их оси (фиг. 4.1):

1) неуравновешенной силой давления газов на поверхность головки камеры сгорания, равной произведению давления в камере p_k

на площадь головки, по величине равной площади критического сечения сопла $F_{кр}$, т. е.

$$\Delta P_k = p_k F_{кр}; \quad (4.1)$$

2) силой, равной разности сил давления газов, действующих на оставшуюся часть головки камеры сгорания (площадь $F_k - F_{кр}$) и докритическую часть сопла, имеющую в направлении оси двигателя такую же площадь:

$$\Delta P_{докр} = (p_k - p_{рез.докр}) (F_k - F_{кр}); \quad (4.2)$$

3) неуравновешенной силой давления газов на закритическую часть сопла, имеющую в направлении оси двигателя площадь $F_v - F_{кр}$:

$$\Delta P_{закр} = p_{рез.закр} (F_v - F_{кр}), \quad (4.3)$$

т. е.

$$P_n = \Delta P_k + \Delta P_{докр} + \Delta P_{закр}, \quad (4.4)$$

где p_k — абсолютное давление газов в камере сгорания (давление на головку камеры) в *ата*;
 F_k и F_v — площадь наибольшего поперечного сечения камеры сгорания и соответственно выходного сечения сопла;

$p_{рез.докр}$ и $p_{рез.закр}$ — результирующее абсолютное давление газов на докритическую и соответственно закритическую части сопла в *ата*.

Силы давления газов на камеру двигателя в перпендикулярном направлении к ее оси взаимно уравновешиваются подобно аналогичным силам давления воздуха на двигатель при работе его в атмосфере (см. фиг. 4.1).

Результирующая всех осевых сил, вызываемых давлением жидкости в охлаждающем тракте камеры двигателя, обычно близка к нулю.

Абсолютная тяга камеры двигателя при работе в атмосфере выразится равенством

$$P_H = P_n - F_v p_a, \quad (4.5)$$

где $F_v p_a$ — сила противодействия атмосферного воздуха газовому потоку в выходном сечении сопла камеры двигателя.

Величина тяги P_n зависит только от внутренних условий работы данного двигателя, характеризуемых давлением в камере сгорания p_k , а член $F_v p_a$ зависит только от внешних условий работы двигателя, т. е. от давления окружающей среды p_a . При работе двигателя в пустоте, где $p_a = 0$, член $F_v p_a = 0$.

Тягу существующего двигателя можно определить на испытательном стенде при определенных атмосферных условиях.

§ 4. Абсолютная тяга двигателя

Абсолютная тяга ЖРД камеры в общем случае состоит из:

1) *динамического члена тяги*, равного изменению количества движения продуктов сгорания секундного расхода топлива в камере сгорания двигателя:

$$P_{\text{дин}} = \frac{G_s}{g} w \text{ кг}; \quad (4.6)$$

2) *статического члена тяги*, равного силе давления на двигатель расширяющихся за соплом продуктов сгорания топлива:

$$P_{\text{ст}} = F_B (p_B - p_a) \text{ кг}, \quad (4.7)$$

т. е.

$$\begin{aligned} P_H &= P_{\text{дин}} + P_{\text{ст}} = \frac{G_s}{g} w_B + F_B (p_B - p_a) = \\ &= \frac{G_s}{g} w_B + F_B p_B \left(1 - \frac{p_a}{p_B}\right) = \frac{G_s}{g} w_{\text{эф.н}}. \end{aligned} \quad (4.8)$$

Это выражение называется общим уравнением тяги двигателя. Этому уравнению можно придать другие выражения, часто встречающиеся в литературе, если учесть, что

$$w_B = 91,53 \sqrt{H_u \eta_i}; \quad F_B = G_s / w_B \gamma_B = G_s v_B / w_B \quad \text{и} \quad p_B v_B = R_B T_B,$$

т. е.

$$\begin{aligned} P_H &= \frac{G_s}{g} 91,53 \sqrt{H_u \eta_i} + F_B (p_B - p_a) = \\ &= 9,33 G_s \sqrt{H_u \eta_i} + F_B (p_B - p_a) = \frac{G_s}{g} w_{\text{эф.н}}; \end{aligned} \quad (4.8')$$

$$P_H = \frac{G_s}{g} w_B + \frac{G_s}{w_B \gamma_B} (p_B - p_a) = \frac{G_s}{g} \left(w_B + g \frac{p_B - p_a}{w_B \gamma_B} \right);$$

$$P_H = \frac{G_s}{g} w_B + \frac{G_s v_B}{w_B} p_B \left(1 - \frac{p_a}{p_B}\right) = \frac{G_s}{g} \left[w_B + \frac{g R_B T_B}{w_B} \left(1 - \frac{p_a}{p_B}\right) \right].$$

Последние два уравнения позволяют определить тягу двигателя независимо от его геометрических размеров.

Уравнению тяги можно также придать такой вид:

$$\begin{aligned} P_H &= \frac{G_s}{g} w_B + F_B p_B - F_B p_a = F_B p_B \left(1 + \frac{G_s w_B}{g F_B p_B}\right) - F_B p_a = \\ &= F_B p_B \left(1 + \frac{F_B w_B \gamma_B w_B}{g F_B p_B}\right) - F_B p_a = F_B p_B \left(1 + \frac{n}{n} \frac{w_B^2 \gamma_B}{g p_B}\right) - F_B p_a = \\ &= F_B p_B \left(1 + n \frac{w_B^2}{n g R_B T_B}\right) - F_B p_a \end{aligned}$$

или окончательно

$$P_H = F_B p_B (1 + n M_B^2) - F_B p_a = \frac{G_s}{g} \omega_{\text{эф.н}}, \quad (4.8'')$$

где n — показатель политропы расширения газов в сопле;
 $M_B = \omega_B / a_B$ — отношение скорости истечения газов в выходном сечении сопла ω_B к местной скорости звука a_B (число Маха).

Общее уравнение тяги может быть использовано для расчетов характеристик двигателя.

В камере двигателя, работающей на данном топливе при $p_B/p_a \geq 0,3-0,4$, значение p_K/p_B не зависит от G_s или p_K ; давление p_B не зависит от p_a , а зависит от p_K ; скорость ω_B не зависит от p_K и p_a , а зависит от p_K/p_B (от размеров сопла камеры), т. е. для данной камеры при указанных условиях ее работы величина ω_B является величиной постоянной.

Для расчетов расходных характеристик общее уравнение тяги нужно привести к другому виду.

Если в общем уравнении тяги двигателя

$$P_H = \frac{G_s}{g} \omega_B + F_B (p_B - p_a)$$

заменить

$$G_s = \frac{F_{\text{кр}} \omega_{\text{кр}}}{c_{\text{кр}}}, \text{ а затем } \omega_B = \sqrt{2g \frac{n}{n-1} p_K v_K \left[1 - \left(\frac{p_B}{p_K} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]},$$

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{2g \frac{n}{n+1} p_K v_K} \quad \text{и} \quad v_{\text{кр}} = v_K \left(\frac{n+1}{2} \right)^{\frac{1}{n-1}},$$

то получим

$$P_H = \frac{F_{\text{кр}} \omega_{\text{кр}}}{c_{\text{кр}}} \frac{\omega_B}{g} + F_B (p_B - p_a) =$$

$$= p_K F_{\text{кр}} \sqrt{\frac{2n^2}{n-1} \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}} \left[1 - \frac{p_B}{p_K} \right]^{\frac{n-1}{n}}} + F_B (p_B - p_a). \quad (4.8''')$$

Это уравнение показывает, что абсолютная тяга двигателя пропорциональна давлению в камере сгорания p_K и площади критического сечения сопла $F_{\text{кр}}$.

При работе двигателя в пустоте, где $p_a = 0$ и поэтому $F_B p_a = 0$, уравнения (4.8—4.8''') выразятся так:

$$\left. \begin{aligned}
 P_n &= 9,33G_s \sqrt{H_u \eta_i} + F_B p_B = \frac{G_s}{g} w_{\text{эф.п.}}; \\
 P_n &= \frac{G_s}{g} w_B + F_B p_B; \\
 P_n &= \frac{G_s}{g} \left(w_B + \frac{g R_B T_B}{w_B} \right); \\
 P_n &= F_B p_B (1 + n M_B^2); \\
 P_n &= p_K F_{\text{кр}} \sqrt{\frac{2n^2}{n-1} \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}} \left[1 - \left(\frac{p_B}{p_K} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} + F_B p_B.
 \end{aligned} \right\} (4.9)$$

При изменении давления в камере сгорания p_K , высоты H и скорости V полета абсолютная тяга данного двигателя изменяется так как

$$\begin{aligned}
 p_B &= f(p_K) \text{ и} \\
 p_a &= f'(H, V).
 \end{aligned}$$

При постоянном G_s и тех же размерах сопла $P_{\text{дин}}$ не изменяется, а $P_{\text{ст}}$ может изменяться только за счет изменения p_a . При $p_B = p_a$ значение $P_{\text{ст}} = 0$, при $p_B > p_a$ оно положительно, а при $p_B < p_a$ — отрицательно (фиг. 4.2).

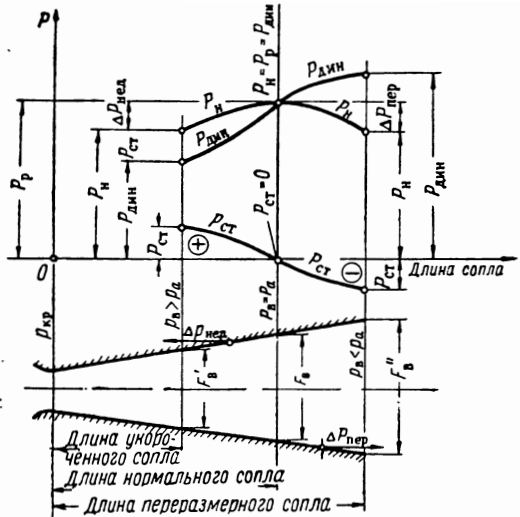
Расширение газов в сопле камеры двигателя до давления окружающей среды возможно только при наличии сопла нормальной длины.

Абсолютная тяга двигателя при работе сопла на оптимальном (расчетном) режиме выражается так:

$$P_{\text{опт}} = P_p = P_{\text{дин}} = \frac{G_s}{g} w_B. \quad (4.10)$$

Оптимальный режим работы сопла ЖРД является наивыгоднейшим, так как при этом двигатель развивает максимальную тягу (при прочих равных условиях).

Тяга двигателя при работе сопла на режиме недорасширения или перерасширения газов P_n всегда меньше тяги двигателя, полу-



Фиг. 4.2. Абсолютная тяга двигателя в зависимости от длины сопла при постоянном расходе топлива в камеру сгорания.

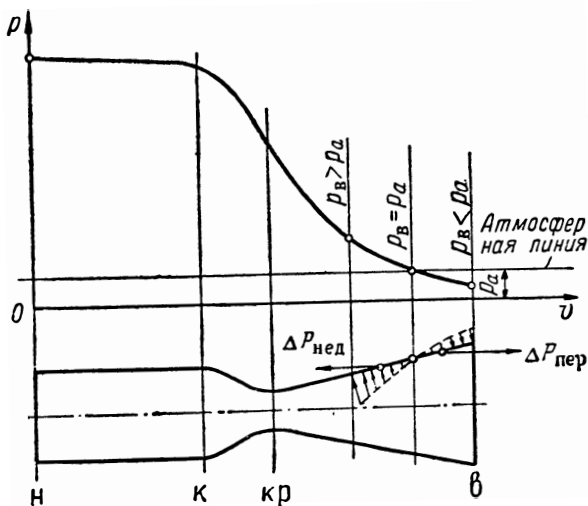
чаемой при расчетном оптимальном режиме работы камеры сгорания и сопла $P_{\text{опт}}$, соответственно на величины (фиг. 4. 2 и 4. 3):

$$\Delta P_{\text{нед}} = (F_{\text{в}} - F'_{\text{в}}) p_{\text{рез.нед}}$$

и

$$\Delta P_{\text{пер}} = (F''_{\text{в}} - F_{\text{в}}) p_{\text{рез.пер}} \quad (4.11)$$

где $p_{\text{рез.нед}}$ и $p_{\text{рез.пер}}$ — результирующие истинные давления газов на поверхность соответственно укороченной и удлиненной частей сопла камеры двигателя.



Фиг. 4. 3. Изменение давления газов на поверхность сопла укороченной, нормальной и увеличенной длины.

Поэтому абсолютная тяга камеры двигателя при работе сопла на неоптимальном режиме будет:

1) в случае недорасширения газов в сопле

$$P_{\text{н}} = P_{\text{опт}} - \Delta P_{\text{нед}},$$

откуда $P_{\text{опт}} = P_{\text{н}} + \Delta P_{\text{нед}}$;

2) в случае перерасширения газов в сопле

$$P_{\text{н}} = P_{\text{опт}} - \Delta P_{\text{пер}},$$

откуда $P_{\text{опт}} = P_{\text{н}} + \Delta P_{\text{пер}}$.

Следовательно, при заданных значениях G_s и p_k укорочение или удлинение данного сопла двигателя приводит к изменению величин $p_{\text{в}}$ и $\omega_{\text{в}}$, $P_{\text{дин}}$ и $P_{\text{ст}}$. Например, при укорочении сопла нормальной

длины возрастает p_v , уменьшается $P_{дин}$ вследствие некоторого недорасширения газов в сопле, а $P_{ст}$ возрастает в связи с увеличением перепада давлений газов за соплом, в результате чего тяга двигателя соответственно уменьшается относительно расчетной оптимальной величины $P_{опт}$.

Изменение абсолютной тяги двигателя в зависимости от изменения длины сопла соответствует определенному изменению высоты H или скорости V полета.

Тяга невысокого двигателя при работе на некоторой высоте H выражается уравнением

$$P_H = P_{опт} + F_v (p_v - p_a). \quad (4.12)$$

Невысотный двигатель в пустоте развивает примерно на 10—20% большую тягу, чем у земли.

Так как двигатель снаряда дальнего действия обычно большую часть времени работает в разреженных слоях атмосферы, то его целесообразно выполнить высотным, т. е. с удлиненным соплом у земли или на уровне моря (при $p_v < p_a$).

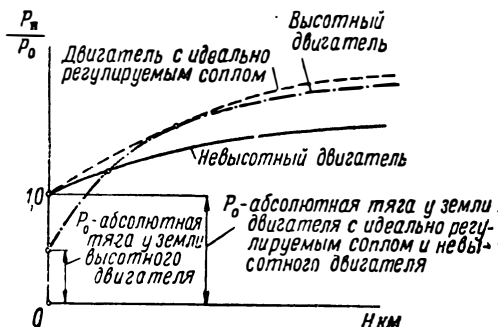
Такой высотный двигатель при работе у земли и на небольших высотах будет создавать меньшую тягу, чем невысокий двигатель (с нормальной длиной сопла). Но зато с подъемом на высоту через короткое время тяга такого двигателя станет при прочих равных условиях больше тяги невысокого двигателя (фиг. 4.4).

Снаряд с таким высотным двигателем при прочих равных условиях будет иметь относительно большую дальность полета. По этой причине в настоящее время двигатели для дальнобойных и некоторых зенитных снарядов выполняют высотными. Высотность проектируемого двигателя обычно выбирают в зависимости от типа и тактического назначения снаряда. Абсолютную тягу высотного двигателя определяют по приведенным выше общим уравнениям тяги.

На фиг. 4.5 приведены результаты приближенных расчетов по определению абсолютной и удельной тяг двигателя А-4 на уровне моря и в пустоте при работе его на 80%-ном этиловом спирте и жидком кислороде при $p_k = 20 \text{ ата}$, $n = 1,16$ и различных значениях p_v (условно при различных длинах сопла камеры).

Кривые этой фигуры показывают, что:

1) укорочение сопла относительно его нормальной земной длины приводит к уменьшению абсолютной и удельной тяг двигателя при работе у земли, в разреженных слоях атмосферы и в пустоте;



Фиг. 4.4. Изменение абсолютной тяги невысокого и высотного ЖРД в зависимости от высоты полета H .

2) удлинение сопла относительно его нормальной земной длины приводит к уменьшению абсолютной и удельной тяг двигателя при старте и к значительному увеличению их при работе двигателя в разреженных слоях атмосферы;

3) увеличение площади выходного сечения сопла на 30% и его длины на 6% относительно сопла нормальной длины у земли повышает абсолютную и удельную тяги двигателя в пустоте приблизительно на 5%, а внутренний к. п. д. почти на 10%.

Вектор тяги двигателя должен строго совпадать с осью полета снаряда. Практически выполнить это условие весьма трудно, так что фактически всегда имеет место некоторая несоосность тяги двигателя относительно снаряда.

Расчеты показывают, что нарушение центральности вектора тяги ЖРД на 0,5% может вызвать боковое ускорение около 0,1g от тяги двигателя. Для снаряда с отношением масс 7:1 в конце активного полета боковое ускорение может достигать 0,1g, а боковая скорость ~60 м/сек.

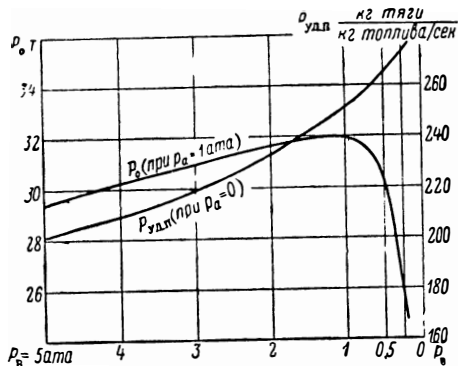
Это обстоятельство заставляет применять те или иные способы для управления снарядом при старте и в полете, а также для изменения направления его полета в случае необходимости. Для этой цели в снарядах большой и средней

тяг можно использовать газовые рули, приводимые в действие гидросистемой (рулевыми машинами). Газовыми рулями можно создать боковое ускорение до 20% от осевого значения тяги двигателя.

Если за соплом двигателя в газовом потоке установлены газовые рули, то тяга двигателя уменьшается на величину $\Delta P_{руль}$ кг. Величина сопротивления газовых рулей снаряда зависит от их конструкции, размеров, углов поворота в газовом потоке и степени обгорания их во время работы двигателя. В баллистических снарядах поворот газовых рулей возможен в пределах $\pm 25^\circ$, рабочие же повороты их обычно осуществляются в интервале $\pm 12^\circ$. Это указывает на то, что силы, действующие на газовые рули на участке управления полетом снаряда, изменяются в широких пределах.

Лобовое сопротивление газовых рулей снаряда дальнего действия А-4 в неотклоненном положении равно около 640 кг, а в отклоненном положении доходит до 1560 кг.

При расчетах потери тяги ЖРД на газовых рулях обычно принимают по данным статистики равной для оперенных снарядов



Фиг. 4. 5. Абсолютная тяга камеры двигателя при работе у земли и удельная тяга в пустоте в зависимости от p_k при постоянном p_k .

около 1÷3% и для неоперенных—около 2÷4% от тяги двигателя у земли. Это удобно в практическом отношении, так как на земле сопротивление газовых рулей можно определить экспериментально.

От высоты полета величина $\Delta P_{рул}$ практически не зависит, так как плотность и скорость вытекающей струи газов из сопла двигателя не зависят от давления окружающей среды, т. е. от высоты полета.

Для управления полетом снаряда в некоторых случаях вместо газовых рулей применяют специальные рулевые камеры сгорания, которые также можно использовать в качестве конечной ступени двигателя. Изменяя соответствующим образом расход топлива в отдельные камеры, можно осуществить поворот снаряда в нужном направлении.

Если в топливную систему входит турбонасосный агрегат, обработавший газ которого вытекает в атмосферу через расширяющееся сопло выходной трубы, направленное параллельно оси двигателя, то при этом создается добавочная тяга двигателя:

$$\Delta P_{ТНА} = \varepsilon_1 G'_s P_{уд.ТНА},$$

где ε_1 — коэффициент, учитывающий недобор удельной тяги с того топлива, которое расходуется в газогенератор (вследствие частичного использования теплоперепада газов в турбине и частичного выброса их через клапан постоянства давления, если таковой имеется);

G'_s — расход топлива в газогенератор турбонасосного агрегата в кг/сек;

$P_{уд.ТНА}$ — удельная тяга, создаваемая газами при их истечении из сопла выхлопной трубы ТНА, в $\frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$.

Практика показывает, что значение $\Delta P_{ТНА}$ может составлять около 0,2—0,5% от тяги камеры двигателя.

С учетом изложенного суммарная абсолютная тяга двигателя выразится уравнением

$$P_{\Sigma} = P_k + \Delta P_{ТНА} - \Delta P_{рул} = \varepsilon_2 P_k + \Delta P_{ТНА} = \varepsilon_2 G_s P_{уд.к} + \varepsilon_1 G'_s P_{уд.ТНА},$$

где ε_2 — коэффициент, учитывающий потерю тяги двигателя вследствие наличия за соплом газовых рулей.

Абсолютная тяга ЖРД у земли или на уровне моря является весьма важной характеристикой двигателя, так как она определяет устойчивость боевого аппарата в момент старта.

Величина тяги двигателя у земли обычно обусловливается тактическим назначением боевого аппарата. Так, например, для существующих снарядов дальнего действия типа А-4 величина тяги у земли должна быть почти в 2 раза больше стартового веса снаряда.

Требования увеличить вес полезного груза и дальность полета боевого аппарата приводят к большому росту абсолютной тяги двигателя. В конце второй мировой войны тяга двигателя достигала 26 т.

Практика показывает, что создавать однокамерные двигатели на весьма большие тяги нецелесообразно вследствие чрезмерного увеличения при этом размеров и веса двигателя и затруднений в экспериментальной его доводке. В опубликованной литературе имеются сведения о том, что могут быть созданы однокамерные двигатели с тягой в несколько сот тонн.

Вероятно, снаряды с большой тягой будут многокамерными с синхронизацией тяги отдельных камер сгорания. Такой двигатель позволит управлять полетом снаряда дифференцированным дросселированием отдельных камер сгорания или поворотом их относительно оси снаряда.

Тяга многокамерного двигателя практически может достичь весьма большой величины.

Расчеты показывают, что двигатель в виде связки из нескольких камер уменьшенного размера имеет меньший общий вес, чем однокамерный двигатель той же тяги, работающей при тех же прочих условиях. Преимуществом многокамерного двигателя также является удобство регулирования тяги, однако габаритный размер его больше размера однокамерного двигателя.

Следует иметь в виду, что ЖРД при запуске обычно набирают полную тягу только после небольшого промежутка времени с момента подачи пускового импульса. Точно так же и при выключении (остановке) двигателя тяга его прекращается не мгновенно, а наблюдается, как говорят, явление последействия, приводящее к разбросу дальности полета, особенно баллистических снарядов.

Величина импульса последействия и некоторый разброс его значения в ЖРД обуславливается продолжением поступления в камеру и сгорания в ней того топлива, которое оказалось неотсеченным из-за конструктивных особенностей двигателя.

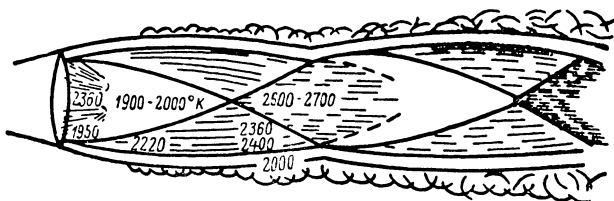
В момент подачи сигнала отсечки компонентов в камеру поступает некоторое количество топлива, которое сгорает спустя определенный промежуток времени, равный задержке его газообразования. Отсечные клапаны запаздывают срабатывать после подачи сигнала для их закрытия; процесс закрытия также протекает не мгновенно, так что в этот момент определенное количество топлива продолжает поступать в камеру и сгорать в ней. После закрытия отсечных клапанов неотсеченное топливо частично устремляется в камеру сгорания вследствие инерционного эффекта, а также частичного парообразования при понижении давления в магистралях, особенно в тракте охлаждения камеры двигателя. Кроме того, в момент отсечки подачи компонентов в камеру находится некоторое количество газов определенного давления. В силу всего этого двигатель обладает импульсом последействия, который приводит

к существенному разбросу дальности полета баллистических снарядов.

Чтобы уменьшить разброс дальности полета этих снарядов, иногда перед полной отсечкой подачи топлива в камеру сгорания двигатель вначале переводят на работу с меньшим секундным расходом, т. е. на конечную ступень тяги. С этой же целью применяют весьма совершенные приборы системы управления полетом снаряда на активном участке траектории. Уменьшить рассеивание (разброс) дальности полета дальнобойных снарядов можно путем уменьшения импульса последствия ЖРД, а также точным учетом его величины при разработке механизма отделения боевой головки от корпуса снаряда.

§ 5. Работа сопла камеры двигателя на неоптимальных режимах

За соплом камеры, работающим на неоптимальных режимах, происходит преобразование сверхзвукового газового потока в дозвуковой с восстановлением давления от p_b до p_a благодаря системе скачков уплотнения (фиг. 4. 6).



Фиг. 4.6. Преобразование газового потока за соплом двигателя посредством скачков уплотнения вследствие истечения из сопла с недорасширением относительно давления атмосферного воздуха (при $p_b > p_a$).

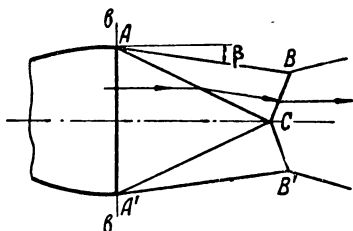
В диапазонах рабочих режимов недорасширения и перерасширения газов в выходном сечении сопла двигателя обычно устанавливается расчетная скорость истечения w_b , величина которой не зависит от условий окружающей среды и определяется только параметрами газов в камере сгорания и геометрией сопла.

В случае работы сопла при $p_b > p_a$ струя газа за соплом вначале расширяется с увеличением скорости, а затем вследствие своего инерционного скоростного перерасширения подвергается сжатию за счет воздействия на нее относительно большого давления окружающих слоев воздуха и т. д. Эти процессы перерасширения и пересжатия газовой струи и примыкающих к ней слоев атмосферного воздуха относительно его давления в невозмущенном состоянии обычно сопровождаются косыми скачками уплотнения.

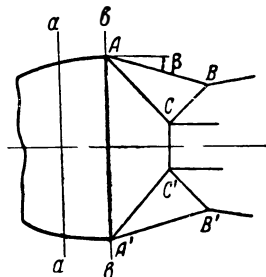
Чем больше неоптимальный режим работы сопла камеры отклоняется от оптимального, тем сильнее возмущения в струе газов за соплом камеры двигателя.

В случае работы сопла при $p_b < p_a$ преобразование сверхзвукового газового потока в дозвуковой значительно сложнее (фиг. 4.7 и 4.8). Здесь давление газа восстанавливается до давления окружающей среды благодаря системе косых и даже, возможно, прямого скачков уплотнения.

Уменьшение отношения давления p_b/p_a вызывает увеличение угла β (см. фиг. 4.7), и когда он превысит некоторое предельное значение β' , которое зависит от числа M_b , схема преобразования газового потока за соплом еще больше усложняется (см. фиг. 4.8).



Фиг. 4.7. Преобразование газового потока за соплом двигателя посредством скачков уплотнения вследствие его перерасширения относительно давления атмосферного воздуха (при $p_b < p_a$).



Фиг. 4.8. Преобразование газового потока при истечении из сопла двигателя с появлением прямого скачка уплотнения вследствие значительного перерасширения газов относительно давления атмосферного воздуха.

В этом случае около оси газового потока появляется прямой (вернее криволинейный) скачок уплотнения $C-C'$, который при уменьшении p_b/p_a до определенного значения переместится к выходному сечению сопла.

До приближения этого прямого скачка к выходному сечению сопла камеры скорость истечения будет сверхзвуковой, поскольку в этом случае ее величина определяется только параметрами газов в конце камеры сгорания и конструкцией сопла. При этом давление в газовом потоке за соплом будет восстанавливаться до давления атмосферного воздуха посредством косых скачков уплотнения.

После того как прямой скачок уплотнения подойдет к выходному сечению сопла камеры, скорость истечения газов будет звуковой.

При дальнейшем понижении p_b/p_a прямой скачок уплотнения газов войдет внутрь сопла. Тогда в сопле за плоскостью этого скачка уплотнения газовый поток станет дозвуковым и сильно возмущенным, что в результате может привести к отрыву его от поверхности стенок сопла (фиг. 4.9) и значительному снижению удельной тяги двигателя.

Практически отрыв газов от стенок сопла камеры ЖРД может наступить при $p_n/p_a = 0,3 \div 0,4$.

Режимы с наличием прямых скачков внутри сопла нерациональны и поэтому не допускаются при нормальной работе двигателя. Такие режимы могут иметь место только при запуске и остановке двигателя, а также при стендовых испытаниях высотных двигателей.

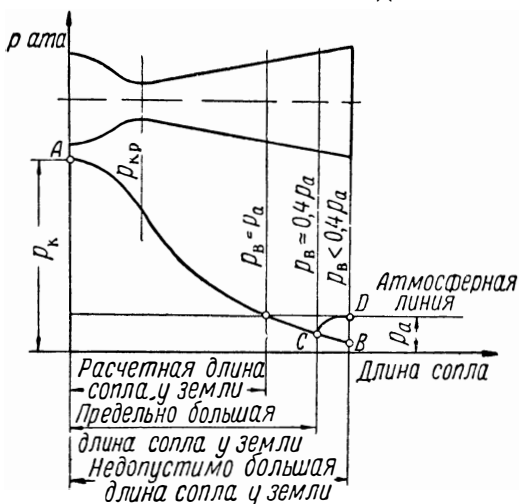
При изменении режима работы камеры ЖРД до возникновения внутри сопла прямого скачка уплотнения газов тяга двигателя может определяться по приведенным выше общим уравнениям (4.8) и (4.9), в других случаях эти уравнения будут давать неправильные результаты вычислений.

Исследованиями установлено, что струя газов за соплом двигателя влияет на аэродинамические характеристики снаряда в сторону уменьшения лобового сопротивления при сверхзвуковых скоростях полета и увеличения его при дозвуковых скоростях полета.

При дозвуковой скорости полета струя газов, вытекающих из сопла двигателя со сверхзвуковой скоростью, действует подобно эжектору и вызывает подсасывание окружающего воздуха за летящим снарядом. Это явление значительно сказывается в случае таких аппаратов, как снаряды, воздушные торпеды и некоторые типы реактивных самолетов, в которых двигатель расположен в конусообразной задней части.

Эжектирующее действие газов, вытекающих из сопла двигателя, вызывает ускорение окружающего воздуха и, следовательно, местное увеличение поверхностного трения, а также понижение давления на поверхность снаряда вблизи сопла. Это приводит к повышению лобового сопротивления за счет движущегося воздуха и понижения атмосферного давления на выходе из сопла (это понижение давления вызывает увеличение тяги, создаваемой разностью давлений между газами на выходе из сопла и атмосферным воздухом).

При полете снаряда со сверхзвуковой скоростью у задней части его возникает область турбулентного следа с пониженным местным



Фиг. 4.9. Скачки уплотнения газового потока в сопле двигателя вследствие чрезмерного перерасширения относительно давления атмосферного воздуха.

давлением. Под действием реактивной струи область пониженного давления заполняется вытекающими из двигателя газами, что приводит к повышению давления на хвостовую часть снаряда. При этом уменьшается лобовое сопротивление, т. е. увеличивается тяга.

§ 6. Коэффициент тяги двигателя

Для упрощения расчетов в теорию ЖРД введено понятие о коэффициенте тяги двигателя, который представляет собой отношение абсолютной тяги камеры P к произведению давления газов в камере сгорания p_k на площадь критического сечения сопла $F_{кр}$, т. е.

$$K = \frac{P}{p_k F_{кр}}. \quad (4.13)$$

Этот коэффициент показывает, во сколько раз увеличивается тяга камеры двигателя относительно основного члена тяги $p_k F_{кр}$ благодаря наличию суживающейся и расширяющейся частей сопла.

Используя понятие о коэффициенте тяги камеры двигателя, общему уравнению тяги

$$P_n = \frac{G_s}{g} \omega_v + F_v p_v - F_r p_a = P_n - F_v p_a$$

можно придать следующую безразмерную форму:

$$\frac{P_n}{p_k F_{кр}} = \frac{P_n}{p_k F_{кр}} - \frac{F_v p_a}{p_k F_{кр}}$$

или

$$K_n = K_n - f_v \frac{p_a}{p_k}, \quad (4.14)$$

где $K_n = \frac{P_n}{p_k F_{кр}}$ — коэффициент тяги двигателя при истечении газов из сопла в атмосферу;

$K_n = \frac{P_n}{p_k F_{кр}}$ — коэффициент тяги двигателя при истечении газов из сопла в пустоту;

$f_v = \frac{F_v}{F_{кр}}$ — относительная площадь выходного сечения сопла.

При этом получим следующие дополнительные выражения для определения тяги камеры двигателя:

$$P = p_k F_{кр} K; \quad P_n = p_k F_{кр} K_n; \quad P_n = p_k F_{кр} K_n.$$

Имея в виду, что абсолютная тяга камеры выражается также уравнением

$$P_n = p_k F_{кр} \sqrt{\frac{2n^2}{n-1} \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{n-1}} \left[1 - \left(\frac{p_B}{p_k}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]} + F_B(p_B - p_a) = p_k F_{кр} K_n,$$

получим

$$K_n = \sqrt{\frac{2n^2}{n-1} \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{n-1}} \left[1 - \left(\frac{p_B}{p_k}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]} + \frac{F_B(p_B - p_a)}{p_k F_{кр}}. \quad (4.15)$$

Эта формула показывает, что K_n зависит также и от давления атмосферного воздуха p_a , значение которого с подъемом на высоту уменьшается и в пустоте равно нулю. Поэтому при заданном режиме работы камеры коэффициент тяги K_n с подъемом на высоту увеличивается и в пустоте достигает максимума K_n .

Поскольку тяга камеры в пустоте выражается уравнением $P_n = F_B p_B (1 + n M_B^2)$, то коэффициент тяги ЖРД при работе в пустоте можно выразить так:

$$K_n = \frac{P_n}{p_k F_{кр}} = \frac{F_B p_B (1 + n M_B^2)}{p_k F_{кр}} = f_B \frac{p_B}{p_k} (1 + n M_B^2). \quad (4.16)$$

Если в этой формуле заменить f_B и p_B/p_k уже известными их выражениями в зависимости от числа M_B , а затем заменить это число его значением в зависимости от коэффициента скорости λ_B , или выразить последний через отношение p_B/p_k , то после соответствующих преобразований получим следующие выражения для коэффициента тяги двигателя при работе в пустоте:

$$K_n = \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{2(n-1)}} \frac{1 + n M_B^2}{M_B \sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M_B^2}} = \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{1}{n-1}} \frac{\lambda_B^2 + 1}{\lambda_B} =$$

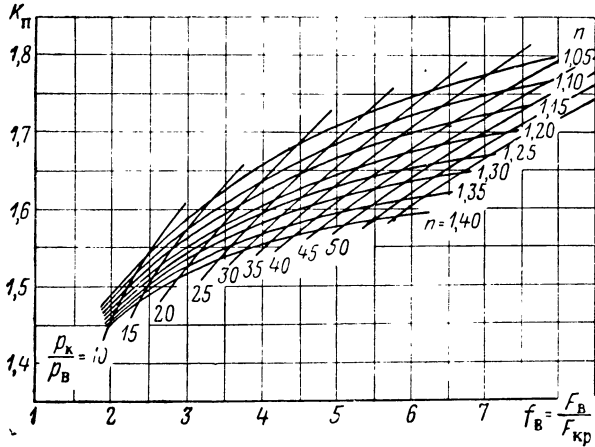
$$= 2 \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{1}{n-1}} \frac{n}{\sqrt{n^2 - 1}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_B}{p_k}\right)^{\frac{n-1}{n}}} \left[1 + \frac{n-1}{2n} \frac{\left(\frac{p_B}{p_k}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{1 - \left(\frac{p_B}{p_k}\right)^{\frac{n-1}{n}}}\right]. \quad (4.16')$$

По этим же формулам можно определить и теоретический коэффициент тяги двигателя при работе в пустоте $K_{n,т}$, если в них соответствующие действительные параметры заменить их теоретическими значениями, полученными при термодинамическом расчете камеры двигателя.

Между действительным коэффициентом тяги двигателя при работе в пустоте K_n и его теоретическим значением $K_{п.т}$ имеется следующая связь:

$$K_n = \varphi_c K_{п.т}, \quad (4.17)$$

где φ_c — коэффициент полноты скорости истечения газов из сопла камеры двигателя.



Фиг. 4.10. Номограмма для определения геометрических размеров сопла двигателя.

Теоретический коэффициент тяги в пустоте наиболее просто определить по уравнению (4.16'), заменив в ней показатель политропы n показателем адиабаты k .

В существующих двигателях $K_n \approx 1,5 \div 1,8$. При увеличении p_k и уменьшении n или k значение K_n возрастает.

С учетом изложенного тягу камеры двигателя можно также выразить так:

$$P_n = p_k F_{кр} \varphi_c K_{п.т} - F_B p_a; \quad P_n = p_k F_{кр} \varphi_c K_{п.т}.$$

Приведенные здесь формулы позволяют определить основные геометрические размеры сопла камеры и некоторые ее рабочие параметры. При этом для приближенных расчетов можно пользоваться графиками фиг. 3.9, 4.10 и 4.11.

Пример 1. Определить абсолютную тягу двигателя при работе в пустоте и геометрические размеры сопла камеры, если $p_k = 40 \text{ ата}$, $p_B = 1 \text{ ата}$, $n = 1,15$ и $F_{кр} = 39 \text{ см}^2$.

Решение.

1. По графику фиг. 4.10 при $p_k/p_B = 40/1 = 40$ и $n = 1,15$ находим $K_n = 1,725$ и $f_B = 6,5$.

2. Тяга камеры двигателя в пустоте

$$P_n = p_k F_{кр} K_n = 40 \cdot 39 \cdot 1,725 = 2667 \text{ кг}.$$

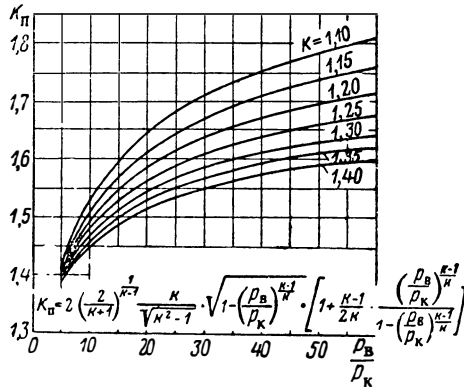
3. Площадь выходного поперечного сечения сопла

$$F_B = f_B F_{кр} = 6,5 \cdot 39 = 253,5 \text{ см}^2.$$

4. Диаметры критического и выходного сечений сопла:

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4F_{кр}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 39}{3,14}} = 7,042 \text{ см}; \quad d_B = \sqrt{\frac{4 \cdot 253,5}{3,14}} = 17,92 \text{ см}.$$

Определим также тягу камеры двигателя в пустоте и давление газов в выходном сечении сопла при $p_k = 40 \text{ ата}$, $n = 1,15$, $d_{кр} = 7 \text{ см}$ и $d_B = 21 \text{ см}$.



Фиг. 4. 11. Коэффициент тяги двигателя в пустоте в зависимости от степени расширения газов в сопле и показателя адиабаты k .

Эту задачу решаем следующим образом.

1. Относительная площадь выходного сечения сопла камеры будет

$$f_B = F_B/F_{кр} = d_B^2/d_{кр}^2 = 21^2/7^2 = 8,9.$$

2. По графику фиг. 4. 10 при $f_B = 8,9$ и $n = 1,15$ находим степень расширения газов в сопле:

$$p_k/p_B = 60,$$

откуда $p_B = p_k/60 = 40/60 \approx 0,67 \text{ ата}$.

3. По графику фиг. 4. 11 при $p_k/p_B = 60$ и $n = 1,15$ находим коэффициент тяги камеры в пустоте $K_n = 1,76$.

4. Площадь критического сечения сопла определим по формуле

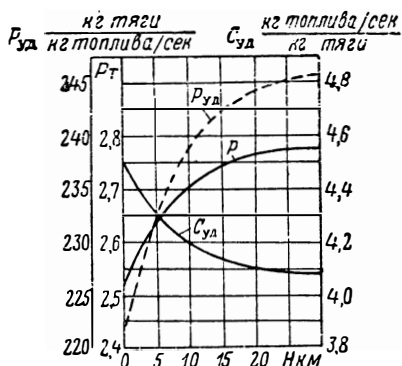
$$F_{кр} = \frac{\pi d_{кр}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 7^2}{4} = 38,48 \text{ см}^2.$$

5. Тяга камеры двигателя при работе в пустоте:

$$P_n = K_n p_k F_{кр} = 1,76 \cdot 40 \cdot 38,4 = 2703,36 \text{ кг}.$$

§ 7. Удельная тяга двигателя

Экономичность работы ЖРД на данном топливе и соответствующем режиме обычно принято оценивать величиной удельной тяги.



Фиг. 4. 12. Расчетные зависимости абсолютной тяги, удельной тяги и удельного расхода топлива от высоты полета.

При расчете характеристики ЖРД для оценки используемого в нем топлива и качества рабочего процесса величину удельной тяги в зависимости от режима и условий работы двигателя следует определять с учетом секундных расходов компонентов топлива в камеру сгорания, на обслуживающие системы топливopодачи и на образование защитной завесы около огневой поверхности оболочки камеры двигателя.

Расчеты показывают, что удельная тяга двигателя значительно зависит от высоты полета H боевого аппарата (см. фиг. 4. 12), причем чем меньше давление в камере сгорания p_k , тем больше зависимость $P_{уд}$ от H .

С учетом изложенного следует различать удельную тягу только камеры и двигателя в целом, т. е.

1. Камеры двигателя:

а) в общем случае

$$P_{уд.к} = P_k / G_s; \quad (4.18)$$

б) при работе сопла на оптимальном режиме ($p_b = p_a$)

$$P_{уд.опт} = P_{опт} / G_s = w_b / g;$$

в) при работе сопла на неоптимальном режиме ($p_b \geq p_a$)

$$P_{уд.н} = P_n / G_s = w_{эф} / g;$$

г) при работе у земли или на уровне моря ($H=0$)

$$P_{уд.0} = P_0 / G_s;$$

д) при работе в пустоте ($p_a = 0$) $P_{уд.п} = P_n / G_s$.

2. Двигателя в целом:

а) в общем случае

$$P_{уд \Sigma} = P_{\Sigma} / G_{\Sigma}; \quad (4.19)$$

б) при работе сопла на неоптимальном режиме ($p_b \geq p_a$)

$$P_{уд \Sigma н} = P_{\Sigma н} / G_{\Sigma};$$

в) при работе у земли или на уровне моря ($H=0$)

$$P_{уд \Sigma 0} = P_{\Sigma 0} / G_{\Sigma};$$

г) при работе в пустоте ($p_a = 0$) $P_{уд. \Sigma п} = P_{\Sigma п} / G_{\Sigma}$.

Удельную тягу камеры двигателя при работе в пустоте также можно выразить формулой

$$P_{уд. п} = P_{п} / G_s = p_k F_{кр} K_{п} / G_s = \beta K_{п},$$

где $\beta = p_k F_{кр} / G_s$ — действительный импульс давления газов в камере сгорания в кгсек/кг.

При этом удельная тяга камеры двигателя при работе сопла на неоптимальном режиме ($p_b \neq p_a$) будет

$$\begin{aligned} P_{уд.н} &= \frac{P_{п}}{G_s} = \frac{P_{п} - F_b p_a}{G_s} = \beta K_{п} - f_{уд.в} p_a = \\ &= \beta K_{п} - \beta f_b \frac{p_a}{p_k} = \beta \left(K_{п} - f_b \frac{p_a}{p_k} \right), \end{aligned}$$

где $f_{уд.в} = F_b / G_s$ — действительная удельная площадь выходного сечения сопла камеры в кг/см²;

$f_b = F_b / F_{кр}$ — относительная площадь выходного сечения сопла камеры.

В теории ЖРД также принято различать теоретическую удельную тягу камеры двигателя

$$P_{уд.т} = w_{в.т} / g.$$

Так как действительные рабочие характеристики камеры можно выразить следующим образом через соответствующие теоретические характеристики, вычисленные при термодинамическом расчете двигателя:

$$K_{п} = \varphi_c K_{п.т}; \quad \beta = \varphi_{p_k} \beta_t; \quad P_{уд} = \varphi_{уд} P_{уд.т}; \quad f_{уд.в} = \varphi_{p_k} f_{уд.в.т},$$

то удельную тягу камеры двигателя можно определить так:

$$P_{уд.п} = \varphi_{p_k} \beta_t \varphi_c K_{п.т};$$

$$P_{уд.н} = (\beta_t \varphi_c K_{п.т} - f_{уд.в.т} p_a) = \varphi_{p_k} \beta_t \left(\varphi_c K_{п.т} - f_b \frac{p_a}{p_k} \right);$$

$$P_{уд.н} = \varphi_{уд} P_{уд.т} + \varphi_{p_k} f_{уд.в.т} (p_b - p_a),$$

где $\varphi_{p_k} = \beta / \beta_t$ — коэффициент полноты давления газов в камере сгорания двигателя;

$P_{уд} = w_{в} / g$ и $P_{уд.т} = w_{в.т} / g$ — соответственно действительная и теоретическая динамические удельные тяги камеры двигателя.

Удельную тягу камеры при неоптимальной работе сопла $P_{уд.в}$ в удельную тягу при оптимальной работе сопла $P_{уд.опт}$ можно переписать по формуле

$$P_{уд.опт} \approx P_{уд.н} \frac{\sqrt{1 - (p_a/F_k)^{\frac{n-1}{n}}}}{\sqrt{1 - (p_b/p_k)^{\frac{n-1}{n}}}} \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}. \quad (4.19')$$

По аналогичной формуле можно пересчитывать удельные тяги двигателей, работающих при разных p_k и одинаковых значениях p_b . На величину удельной тяги влияют режим и условия работы двигателя, его конструктивные особенности и другие факторы, как то:

- 1) вид топлива, его состав и способ распыла;
- 2) давление в камере сгорания;
- 3) степень расширения газов в сопле;
- 4) форма и размеры камеры сгорания;
- 5) угол раствора и конфигурация сопла двигателя;
- 6) относительная площадь камеры сгорания $f_k = F_k/F_{кр}$;
- 7) система охлаждения двигателя;
- 8) характер защиты оболочки камеры и сопла от перегрева;
- 9) система топливоподачи, ее конструктивное выполнение и экономичность работы;
- 10) давление подачи топлива в камеру сгорания;
- 11) высота полета (см. фиг. 4. 12) и др.

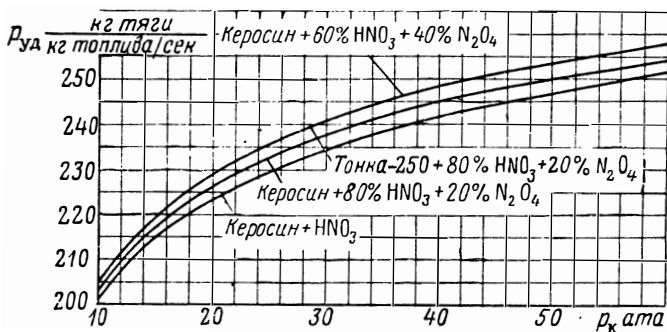
Улучшением распыла и смешения компонентов топлива и отказом от обогащения горючим периферийного факела, часто используемого для защиты оболочки камеры от перегрева, а также применением ряда других мероприятий можно существенно повысить удельную тягу двигателя.

При повышении давления в камере сгорания до $p_k \approx 60 \text{ ата}$ удельная тяга возрастает вначале стремительно, от 60 до 100 ата рост ее постепенно замедляется и около 200 ата она остается почти постоянной (фиг. 4. 13 и 4. 14).

Увеличение $P_{уд}$ за счет повышения p_k выше определенного значения практически ограничено. Повышение p_k при прочих равных условиях вызывает:

- 1) уменьшение габаритов камеры сгорания из-за меньшего удельного объема образующихся продуктов сгорания топлива;
- 2) увеличение термического к. п. д. двигателя η_t благодаря увеличению перепада давления газов в сопле;

3) увеличение коэффициента тепловыделения топлива в камере сгорания Φ_k вследствие интенсификации рабочего процесса за счет уменьшения диссоциации газов и увеличения коэффициента физи-



Фиг. 4.13. Зависимость теоретической удельной тяги двигателя от давления в камере сгорания для некоторых топлив при $p_b=1$ ата и $\alpha=0,8$.

ческой полноты сгорания топлива $\Phi_{п.к.}$, что в совокупности с первым фактором увеличивает скорость газов на выходе из сопла и пропорциональную ей удельную тягу двигателя;

4) снижение времени пребывания топлива в камере сгорания $\tau_{пр}$, что также уменьшает ее потребный объем, габариты и вес.

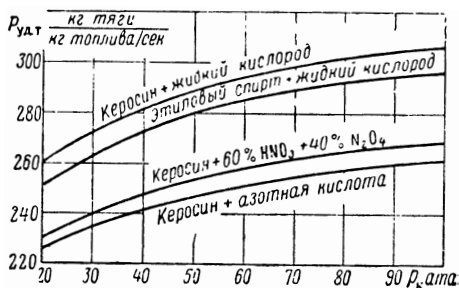
Однако, начиная с некоторой величины p_k , дальнейшее увеличение его не дает заметных преимуществ.

С другой стороны, повышение p_k в основном приводит к следующим явлениям:

1) повышению температуры в камере сгорания двигателя и усложнению системы ее охлаждения;

2) изменению длины сопла камеры двигателя в связи с необходимостью срабатывания в сопле большого перепада давления газов;

3) возрастанию веса двигателя вследствие требования большей прочности камеры сгорания, сопла и других элементов двигателя;



Фиг. 4.14. Теоретическая удельная тяга двигателя в зависимости от давления в камере сгорания для некоторых топлив при $p_b=1$ ата и $\alpha=0,8$.

4) увеличению затраты энергии на подачу топлива в камеру сгорания под большим напором и

5) повышению стоимости двигателя.

Практически давление газов в камере сгорания двигателя выбирают в каждом отдельном случае на основании сравнительных расчетов, выявляющих его влияние на удельную тягу, габариты и вес камеры и системы подачи двигателя, на возможность надежного охлаждения двигателя и т. п.

В дальнейшем можно ожидать увеличения в двигателях отношения p_k/p_v за счет повышения p_k и понижения p_v , что особенно выгодно для дальнобойных снарядов и некоторых типов самолетов¹.

Вполне вероятны конструкции реактивных двигателей с давлением в камере сгорания до 100—200 *ата* и выше, когда будут построены атомные реакторы, предназначенные для использования тепла ядерных реакций.

Наиболее радикальным средством повышения $P_{уд}$ является использование высокоэффективных топлив. Однако этот путь увеличения $P_{уд}$ приводит к повышению T_v , что сильно усложняет проблему охлаждения двигателя.

Расчеты показывают, что практически возможный предел повышения $P_{уд}$ за счет химической энергии топлива лежит около 350—450 $\frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$.

Величина удельной тяги, характеризующая экономичность работы двигателя, не вскрывает специфики протекания теплового процесса в камере сгорания и в сопле двигателя, его резервы для повышения экономичности. В этом отношении наиболее показательными являются к. п. д. двигателя.

Земные данные удельной тяги имеют существенное значение только для невысоких двигателей.

Основной характеристикой экономичности работы высотных ЖРД следует считать их удельную тягу в пустоте.

Наиболее полной характеристикой экономичности работы высотного двигателя является его средняя удельная тяга по траектории полета, выражаемая формулой

$$P_{уд.ср} = \frac{\frac{G_s}{g} w_v + F_v (p_v - p_{a.ср})}{G_s} \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}, \quad (4.19'')$$

где $p_{a.ср}$ — среднее по траектории полета атмосферное давление в *ата*.

¹ Вопросы ракетной техники, вып. 1 и 2, 1954, ИЛ.

§ 8. Расходы топлива в двигателе

Для определения размеров камеры сгорания, распылительной головки камеры, топливных баков, системы топливоподачи, включая и пуско-регулирующие агрегаты, нужно знать секундные расходы компонентов топлива в двигателе в камеру и на питание средств подачи.

В жидкостном ракетном двигателе в общем случае принято различать следующие секундные расходы топлива:

1) *основной* — в камеру сгорания двигателя при работе его на заданном режиме G_s кг/сек;

2) *пусковой* — в камеру сгорания, соответствующий режиму работы двигателя на первой пусковой ступени, $G_{сн}$ кг/сек;

3) *вспомогательный* — на обслуживание системы топливоподачи (ТНА, ЖАД) G'_s кг/сек.

Секундный расход топлива в камеру сгорания при работе двигателя на соответствующем рабочем режиме определяется по формуле

$$G_s = \frac{P_n}{P_{уд.н}} = \frac{P_n}{w_{эф}g} = \frac{gP_n}{w_{эф}} \text{ кг/сек.} \quad (4.20)$$

Для проектирования и расчета двигателя необходимо знать связь между секундным расходом топлива в камеру G_s , величиной площади поперечного критического сечения сопла $F_{кр}$ и параметрами газов на входе в сопло из камеры сгорания.

Газодинамика дает следующую зависимость между G_s , $F_{кр}$ и параметрами газа на входе в сопло ЖРД:

$$\left. \begin{aligned} G_s &= p_k F_{кр} \sqrt{\frac{ng}{R_k T_k}} \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{2(n-1)}} = p_k B = F_{кр} C \text{ кг/сек} \\ \text{или} \\ G_s &= \frac{p_k F_{кр} A}{\sqrt{R_k T_k}} = p_k F_{кр} \frac{A}{\sqrt{R_k T_k}} = \frac{p_k F_{кр}}{\beta} \end{aligned} \right\} \quad (4.21)$$

где $A = \sqrt{2g \frac{n}{n+1} \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{2}{n-1}}} = \sqrt{ng} \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{2(n-1)}}$ — коэффициент,

незначительно зависящий от показателя политропы n (при увеличении n от 1,1 до 1,2 величина A повышается от 1,98 до 2,03);

$\beta = \frac{\sqrt{R_k T_k}}{A} = \frac{p_k F_{кр}}{G_s}$ — удельный импульс давления газов в камере сгорания, характеризует свойства топлива и полноту его сгорания.

Для случая понижения давления газов по длине камеры сгорания имеем

$$G_s = p'_k F_{кр} \sqrt{\frac{ng}{R'_k T'_k} \left(\frac{1 + \frac{n-1}{2} M_k^2}{\frac{n+1}{2}} \right)^{\frac{n+1}{2(n-1)}}} \quad \text{кг/сек.} \quad (4.22)$$

Эти формулы показывают, что при условии неизменности температуры и состава продуктов сгорания топлива значения p_k и $F_{кр}$ изменяются прямо пропорционально изменению G_s .

Пользуясь этими формулами при указанном допущении, можно вычислить зависимости G_s от p_k или $F_{кр}$ и тяги P от G_s или p_k и построить соответствующие графики.

Для двигателей больших тяг требуются большие секундные расходы топлива, что является одной из основных трудностей в деле создания таких двигателей.

Секундные расходы окислителя и горючего определяются из уравнения суммарного расхода топлива в камеру сгорания:

$$G_s = G_{s,r} + G_{s,o} \text{ кг/сек};$$

имея в виду, что $G_{s,o} = \chi G_{s,r}$, получим

$$G_s = G_{s,r} + \chi G_{s,r} = G_{s,r} (1 + \chi), \quad (4.23)$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} G_{s,r} &= \frac{G_s}{1 + \chi} \text{ кг/сек}; \\ G_{s,o} &= \frac{\chi G_s}{1 + \chi} \text{ кг/сек}, \end{aligned} \right\} \quad (4.24)$$

где $\chi = G_{s,o}/G_{s,r}$ — действительный весовой коэффициент состава топлива.

Секундные расходы окислителя и горючего в камеру сгорания двигателя также можно определить по формулам:

$$\left. \begin{aligned} G_{s,o} &= g_o G_s \text{ кг/сек}; \\ G_{s,r} &= g_r G_s \text{ кг/сек}, \end{aligned} \right\} \quad (4.25)$$

где g_o и g_r — весовые доли компонентов топлива в кг/кг.

Некоторые двигатели больших тяг, предназначенные для снарядов дальнего действия, выполнены с двумя ступенями тяги — пусковой и рабочей. Например, двигатель А-4 имеет пусковую и конечную тягу 8 т и рабочую тягу 26 т. Вывод двигателя из первой ступени на вторую производится после того, как он нормально вышел на предыдущую, пусковую ступень.

Пусковая ступень тяги вводится с целью запуска двигателя с секундным расходом топлива в камеру сгорания, меньшим расхода на рабочем режиме (подобно двигателю А-4), и избежания тем самым возможного взрыва двигателя при воспламенении скопившейся в камере сгорания горючей смеси в случае неисправности в зажигании топлива при запуске.

В некоторых существующих двигателях для СДД расход $G_{s.п} \approx 20 \div 30\%$ от G_s .

Секундный расход топлива на обслуживание системы топливоподачи G'_s при работе на расчетном режиме составляет около 1,5—3% от секундного расхода топлива в камеру сгорания двигателя G_s .

При снижении тяги двигателя посредством дросселирования секундного расхода топлива в камеру сгорания процентный расход топлива на привод турбины насосного агрегата возрастает вследствие нарушения при этом оптимальных условий работы газогенератора и турбины системы топливоподачи. Например, при тяге двигателя, равной 20% от расчетного значения, расход топлива на привод ТНА может достигать 10% от G_s .

Экономичность двигателя иногда оценивают величиной удельного расхода топлива:

1) на 1 кг тяги в час

$$C_{уд} = \frac{G_s}{P_H} 3600 = \frac{1}{P_{уд.н}} 3600 = \frac{g}{w_{эф}} \frac{\text{кг топлива}}{\text{кг тяги}}, \quad (4.26)$$

2) на тяговую силу-час

$$C_P = \frac{G_s}{N_P} 3600 = \frac{G_s 75}{P_H V} 3600 = C_{уд} \frac{75}{V} \text{ кг/л.с.ч}, \quad (4.27)$$

где V — скорость полета снаряда в м/сек.

Удельный расход топлива в ЖРД в значительной мере зависит от качества самого топлива.

Теоретический удельный расход некоторых топлив в ЖРД при оптимальном соотношении компонентов, $p_K=40$ ата и $p_B=1$ ата имеет следующие приближенные значения:

	кг/т сск
1) керосин+азотная кислота 98%-ная	4,35
2) тонка-250+азотная кислота 98%-ная	4,09
3) керосин+60% HNO_3 98%-ной+40% N_2O_4	3,98
4) тонка-250+60% HNO_3 98%-ной+40% N_2O_4	3,95
5) димазин (ДМГ)+60% HNO_3 98%-ной+40% N_2O_4	3,82
6) этиловый спирт 93,5%-ный+жидкий кислород	3,68
7) керосин+жидкий кислород	3,56
8) гидразин+трифторид хлора	3,51
9) димазин (ДМГ)+жидкий кислород	3,41
10) гидразин+жидкий кислород	3,36

11) гидразин + трифторид азота	3,24
12) керосин + моноокись фтора	3,00
13) аммиак + жидкий фтор	2,92
14) гидразин + жидкий фтор	2,90

Приведенные цифры показывают, что кислородные двигатели имеют относительно меньший удельный расход топлива, что объясняется более высокой H_u топлива на основе кислорода.

При увеличении высоты полета удельный расход топлива уменьшается обратно пропорционально $P_{удв}$, если не учитывать инерционные нагрузки.

Удельный расход топлива при работе двигателя на данном режиме в пустоте не зависит от высоты полета и является постоянной величиной.

Можно считать, что экономия в расходе топлива на 1% позволяет при прочих равных условиях увеличить полезную нагрузку снаряда приблизительно на 10%.

Пример 2. Двигатель развивает тягу 1000 кг при секундном расходе топлива в камеру сгорания 4,86 кг. Определить удельный расход топлива в двигателе.

Решение.

1) удельная тяга двигателя

$$P_{уд} = \frac{P}{G_s} = \frac{1000}{4,86} = 206 \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}};$$

2) удельный расход топлива

$$C_{уд} = \frac{1}{P_{уд}} = \frac{1}{206} = 0,00485 \frac{\text{кг топлива/сек}}{\text{кг тяги}} = 4,85 \frac{\text{кг топлива/сек}}{\text{т тяги}}.$$

§ 9. Способы и пределы регулирования тяги двигателя

В некоторых случаях к ЖРД предъявляется требование возможности регулирования величины тяги в больших или меньших пределах. Это может потребоваться, например, для осуществления заданного закона изменения тяги и ускорения ракеты по времени, получения заданной скорости полета в момент отсечки двигателя или компенсации изменения характеристик агрегатов двигателя и изменения атмосферного давления с высотой для обеспечения оптимального режима работы и получения при этом наилучших тяговых характеристик.

Жидкостный ракетный двигатель с неизменным секундным расходом топлива в камеру сгорания обеспечивает снаряду полет с переменным ускорением ввиду уменьшения противодействия атмосферы с подъемом в высоту (роста статического члена тяги) и снижения веса снаряда по мере выгорания компонентов топлива на снаряде. Практически же для полета баллистических ракет в атмосфере определенной плотности более целесообразным может ока-

заться полет при постоянном ускорении, что можно осуществить регулированием тяги двигателя. При полете этих ракет в пустоте выгодно иметь двигатель с постоянной тягой. Расчеты показывают, что для получения наилучших летных характеристик ракет различного назначения необходимо регулировать тягу двигателя по времени в соответствии с некоторыми оптимальными для них законами. Это позволяет значительно увеличить полезную нагрузку ракеты по сравнению с ее значением при полете с постоянной тягой.

В случае применения ЖРД для пилотируемых самолетов регулирование их тяги по времени необходимо производить в соответствии с наиболее выгодными условиями набора высоты, обеспечения максимальной скорости, дальности и продолжительности полета. Например, для получения максимальной скорости полета самолета требуется возможно большая тяга двигателя, а для максимальной дальности и продолжительности полета необходимо, чтобы двигатель работал на соответствующей малой тяге. Для полета самолета на крейсерских режимах и на больших высотах можно регулировать тягу так, чтобы обеспечить в сопле камеры оптимальное расширение газов.

Практически регулирование тяги ЖРД может осуществляться посредством:

- 1) изменения секундного расхода топлива в камеру сгорания (дросселирования двигателя), т. е. изменения в ней давления;
- 2) включения или выключения из работы отдельных камер сгорания, если двигатель многокамерный.

Изменять секундный расход топлива в камеру сгорания двигателя можно путем:

а) изменения давления подачи топлива в камеру сгорания через постоянное число форсунок, например, регулированием подачи топлива в газогенератор, в результате чего изменятся число оборотов турбины и производительность насосов системы топливоподачи двигателя;

б) применения поворотных золотников (подобно двигателю БМВ-Р3386), при помощи которых по мере необходимости закрываются или открываются часть форсуночных отверстий в головке камеры сгорания для подачи топлива;

в) применения с той же целью групповой системы форсунок (подобно двигателю «Вальтер» 109-509А), позволяющей по мере надобности включать или выключать из работы отдельные группы топливных форсунок.

В двигателе БМВ-Р3386 поворот регулирующих золотников осуществляется в зависимости от изменения высоты и скорости полета специальным автоматом постоянства числа М. В двигателе «Вальтер» 109-509А камера имеет 12 форсунок щелевого струйного типа. Все эти форсунки объединены в две группы по три форсунки и одну из шести форсунок. Работой этих групп форсунок по мере надобности управляет летчик.

Способ регулирования тяги ЖРД дросселированием является наиболее простым, но весьма неэкономичным, так как при увеличении или уменьшении секундного расхода топлива в камеру сгорания относительно его оптимального значения ухудшаются:

1) процессы распыла и смешения компонентов топлива из-за изменения нормального перепада давления компонентов в форсунках;

2) качество рабочего процесса в камере двигателя вследствие уменьшения в ней давления газов, ухудшения качества распыла и несоответствия объема камеры сгорания и размеров сопла изменившемуся секундному расходу топлива;

3) условия охлаждения камеры двигателя регенеративным способом, особенно в тех случаях, когда один из компонентов топлива служит охлаждающей жидкостью; это может привести к перегреву и даже прогару внутренней оболочки камеры вследствие уменьшения количества топлива в связи с понижением тяги и ухудшения при этом условий теплообмена с оболочкой не соответственно изменившемуся тепловому режиму работы двигателя.

Кроме того, с уменьшением расхода топлива в камеру сгорания в ней снижается давление и поэтому увеличивается степень диссоциации продуктов сгорания, что в общем снижает удельную тягу двигателя и нарушает устойчивость его работы.

Это указывает на то, что способ регулирования тяги двигателя дросселированием может оказаться целесообразным только в сравнительно узких пределах.

Потеря удельной тяги $\Delta P_{уд}$ при дросселировании расхода топлива в камеру двигателя зависит от высоты полета и глубины дросселирования. С подъемом в высоту потеря $\Delta P_{уд}$ уменьшается и в пустоте теоретически равна нулю. Можно считать, что пятикратное уменьшение тяги камеры двигателя за счет дросселирования на уровне моря сопровождается понижением удельной тяги почти на 20% и потерей ее приблизительно на 8% от номинального значения.

Уменьшение потери удельной тяги, обусловленной уменьшением перепада давлений в форсунках в связи с дросселированием расхода топлива, возможно регулированием тяги путем применения упомянутых выше поворотных золотников или групповой системы форсунок. При этих способах регулирования невыключенная часть форсунок работает при расчетных (оптимальных) перепадах давления. Однако такое регулирование тяги также связано с неизбежным ухудшением условий охлаждения камеры двигателя по изложенным выше причинам. Кроме того, выключение из работы части форсунок не обеспечит равномерное распределение компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания, что ухудшит сгорание топлива в относительно большом объеме камеры и вызовет оплавление неработающей части форсунок вследствие притока

к ним газов высокой температуры, а также некоторую асимметрию тяги камеры двигателя.

Качественный распыл компонентов топлива при регулировании тяги двигателя дросселированием расхода топлива возможен при использовании форсунок с сопловым регулированием. Однако такие форсунки конструктивно сложны.

Многокамерные двигатели допускают ступенчатое регулирование тяги выключением или включением отдельных камер для работы на оптимальном режиме без снижения экономичности двигателя. Однако многокамерные (блочные) двигатели имеют сравнительно сложную систему топливоподачи в связи с необходимостью синхронизации тяги отдельных камер и большие габариты. При изменении секундного расхода топлива в камеру сгорания двигателей, работающих с переменной тягой, давление газов в камере должно быть постоянным; значительное снижение его величины приведет к ухудшению рабочего процесса в камере сгорания, к возникновению неустойчивого режима сгорания топлива и другим отрицательным последствиям.

Следовательно, регулирование тяги ЖРД путем дросселирования секундного расхода топлива связано с понижением экономичности работы двигателя, нарушением нормальных условий охлаждения камеры и возникновением неустойчивой работы.

Нижний предел снижения тяги двигателя при дросселировании расхода топлива практически может быть установлен или безопасно допустимым нагревом данной охлаждающей жидкости в тракте камеры или возникновением скачка уплотнения газов в сопле, что может иметь место при отношении давлений газов на выходе из сопла и атмосферного воздуха около $p_b/p_a \leq 0,4$.

Приведенное отношение давлений показывает, что практически возможная глубина дросселирования двигателя по этому параметру для изменения тяги у земли и на малых высотах меньше, чем на больших высотах. Можно считать, что при понижении тяги и давления газов в камере сгорания двигателя на 80% температура охлаждающей жидкости может повыситься почти на 50%.

Если охлаждающая жидкость допускает только незначительное повышение температуры или требуется весьма глубокое дросселирование камеры двигателя для снижения тяги, то может оказаться необходимым изменение состава топлива для уменьшения температуры продуктов сгорания топлива при весьма малых тягах, применение пленочной защиты оболочки камеры от перегрева и др.

Регулирование тяги двигателя ниже 10% от ее номинального значения практически осуществить невозможно из-за неустойчивого горения топлива в камере сгорания, чрезмерного повышения температуры охлаждающей жидкости и резкого снижения удельной тяги. В некоторых существующих типах авиационных ЖРД, работающих на азотной кислоте и керосине, тяга регулируется в пределах 30—100%. Несколько более широкие пределы регулирования

тяги (12—100%) возможны для двигателей, работающих на самовоспламеняющихся компонентах топлива (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Пределы регулирования тяг и некоторых существующих ЖРД

Марка двигателя	Назначение двигателя	Способ регулирования тяги	Тяга двигателя кг		Пределы регулирования тяги %
			максим.	миним.	
„Вальтер“ 109-509А	Авиационный	Групповые форсунки	1700	200	11,7
ВМВ-РЗ386	Зенитный снаряд	Поворотные золотники	380	60	15,7
„Скример“	Авиационный	Дросселирование расхода	3600	450	12,5

Хороший запуск и плавное регулирование тяги двигателя в широких пределах могут быть обеспечены только при сохранении необходимого соотношения компонентов топлива. Это относится также к составу топлива, используемого для работы газогенератора. При невыполнении этого условия может иметь место чрезмерно высокая температура в камере газогенератора или неравномерность сгорания и даже прекращение реакции.

При проектировании любой системы регулирования двигателя необходимо учитывать требования к системе при режимах запуска, нормальной работы и в момент отсечки. В общем случае желательно очень точное регулирование всех трех режимов работы двигателя; однако возможности конструктора в этом отношении ограничены соображениями практического порядка.

Это обстоятельство приводит к появлению новых проблем, в частности, обеспечения одинаковых характеристик насосов, и к усложнению системы регулирования (наличию нескольких цепей обратной связи). Применение блока однокамерных двигателей приводит к дальнейшему усложнению системы в результате появления нескольких цепей регулирования.

Поскольку ЖРД с регулируемой тягой по определенному закону конструктивно очень сложны, то применение их в ряде случаев оказывается нецелесообразным. На этом основании тяга большинства выполненных современных снарядов не регулируется. В двигателях дальнобойных снарядов регулирование тяги может осуществ-

вляться в виде одной ступени при запуске и за несколько секунд до остановки двигателя, что вызывается необходимостью обеспечить надежный запуск и остановку двигателя согласно заданной программе.

§ 10. Расходные характеристики двигателя

Расходными или дроссельными характеристиками ЖРД называются зависимости абсолютной P и удельной $P_{уд}$ тяг двигателя при определенных значениях высоты и скорости полета от давления в камере сгорания p_k , т. е.

$$P \text{ и } P_{уд} = f(p_k),$$

или от факторов, определяющих величину этого давления, как то: секундного расхода топлива в камеру сгорания C_s ; давления подачи компонентов топлива в камеру сгорания p_n ; числа оборотов n турбонасосного агрегата, если он входит в систему топливоподдачи двигателя, и др.

При помощи расходных характеристик обычно устанавливается наиболее выгодный режим работы двигателя в эксплуатационных условиях и выявляются целесообразность и пределы регулирования тяги изменением секундного расхода топлива в камеру сгорания.

Расходные характеристики ЖРД по давлению газов в камере сгорания могут быть построены по данным земных испытаний двигателя на стенде и аналитического расчета для земных или произвольных значений высоты и скорости полета.

Расходные характеристики с работающего двигателя на испытательном стенде обычно снимаются при неизменном весовом соотношении компонентов топлива. Выполнение этого условия при переменных режимах работы двигателя практически весьма затруднено. Расходные характеристики могут также сниматься для определения удельной тяги двигателя при разных весовых соотношениях компонентов топлива.

Рассчитать расходные характеристики двигателя практически можно только приближенно, так как нельзя точно оценить уменьшение коэффициента тепловыделения топлива φ_k и изменение показателя политропы n расширения газов в сопле в связи с изменением секундного расхода топлива в камеру сгорания G_s относительно его расчетного номинального значения $G_{s,p}$. При расчетах расходных характеристик приходится принимать значения φ_k и n постоянными и равными их значениям при работе двигателя на оптимальном режиме.

Без учета изменения φ_k и n по расходной характеристике двигателя имеют место соотношения:

$$\frac{G_s}{G_{s,p}} = \frac{p_k}{p_{k,p}},$$

откуда $C_s = G_s p \frac{p_k}{p_{k,p}} \text{ кг/сек}$;

$$\frac{p_v}{p_{v,p}} = \frac{p_k}{p_{k,p}},$$

откуда $p_v = p_k \frac{p_{v,p}}{p_{k,p}} \text{ ата}$;

$$\frac{\Delta p_{c,п}}{\Delta p_{c,п,p}} = \left(\frac{G_s}{G_s p} \right)^2,$$

откуда $\Delta p_{c,п} = \Delta p_{c,п,p} \left(\frac{G_s}{G_s p} \right)^2 = \Delta p_{c,п,p} \left(\frac{p_k}{p_{k,p}} \right)^2$,

где $\Delta p_{c,п,p}$ и $\Delta p_{c,п}$ — суммарный перепад давления топлива в вытеснительной системе подачи двигателя при работе камеры соответственно на расчетном и нерасчетном режимах работы в кг/см^2 .

С учетом этих соотношений общему уравнению тяги камеры двигателя можно придать вид

$$\begin{aligned} P_H &= \frac{w_v}{h} G_s + F_v p_v - F_v p_a = \frac{w_v}{g} G_s p \frac{p_k}{p_{k,p}} + F_v p_k \frac{p_{v,p}}{p_{k,p}} - F_v p_a = \\ &= \left(\frac{w_v}{g} \cdot \frac{G_s p}{p_{k,p}} + F_v \frac{p_{v,p}}{p_{k,p}} \right) p_k - F_v p_a = \left(\frac{P_{\text{дин}}}{p_{k,p}} + F_v \frac{p_{v,p}}{p_{k,p}} \right) p_k - F_v p_a. \end{aligned}$$

Заменяя в этом выражении постоянное значение для данного двигателя $\frac{P_{\text{дин}}}{p_{k,p}} + F_v \frac{p_{v,p}}{p_{k,p}} = A$, получим окончательно уравнение для вычисления тяги двигателя при выбранных значениях давления в камере сгорания:

$$P_H = A p_k - F_v p_a.$$

Так как согласно приведенному выше соотношению $p_k = \frac{p_{k,p}}{G_s p} G_s$, то последнему уравнению можно придать вид

$$P_H = A p_k - F_v p_a = A \frac{p_{k,p}}{G_s p} G_s - F_v p_a = A' G_s - F_v p_a,$$

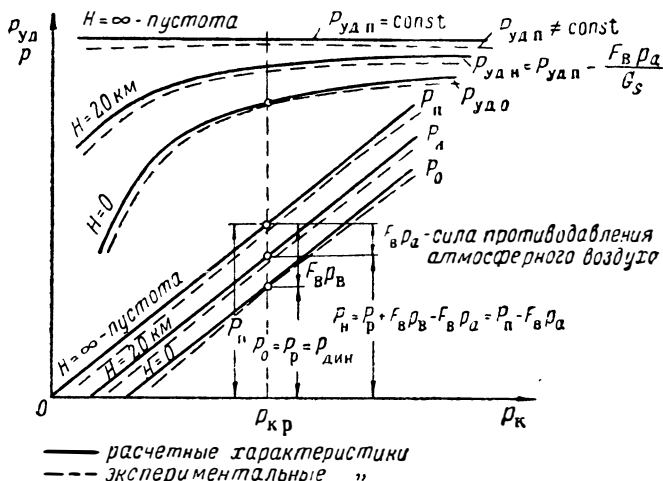
где $A' = \frac{P_{\text{дин}} + F_v p_{v,p}}{G_s p}$ — постоянная величина для данного двигателя.

Секундный расход топлива в камеру сгорания при работе двигателя на расчетном режиме $G_s p$ определяется по формулам § 8 этой главы.

Тяга камеры двигателя при работе в пустоте, т. е. при $F_{в}p_a=0$, определится по формулам:

$$P_{п} = A p_{к} \text{ или } P_{п} = A' G_s.$$

Эти формулы показывают, что при работе двигателя в пустоте зависимость $P_{п}$ от $p_{к}$ или G_s представляет собой прямую линию, проходящую через начало координат, а при работе в атмосфере — прямую линию, расположенную ниже предыдущей на величину $F_{в}p_a$ (фиг. 4. 15 и 4. 16). Следует иметь в виду, что расходная характеристика двигателя в реальных условиях представляет собой



Фиг. 4. 15. Примерные расходные характеристики двигателя при работе в атмосфере и в пустоте.

почти прямую линию только до расходов топлива в камеру, равных $\sim 30-40\%$ от номинального. При более низких расходах топлива расходная характеристика протекает по круто возрастающей кривой, направленной своей левой ветвью вниз.

Удельная тяга камеры двигателя при соответствующем значении $p_{к}$ определится по формуле

$$P_{уд.п} = \frac{P_{п}}{G_s} = \frac{A p_{к} - F_{в} p_a}{G_s p} = \frac{A p_{к.р}}{G_s p} - \frac{F_{в} p_{к.р} p_a}{G_s p p_{к}}$$

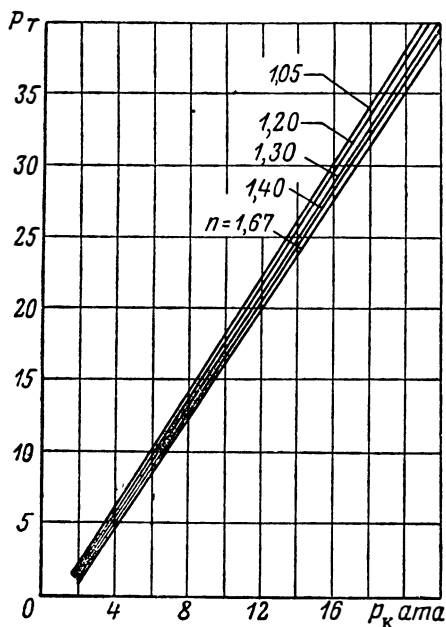
Для данного двигателя отношение $A p_{к.р} / G_s p$ есть величина постоянная. Обозначив ее через B и учитывая, что в пустоте $p_a=0$, находим выражение для работы двигателя в пустоте:

$$P_{уд.п} = \frac{A p_{к.р}}{G_s p} = B = \text{const.}$$

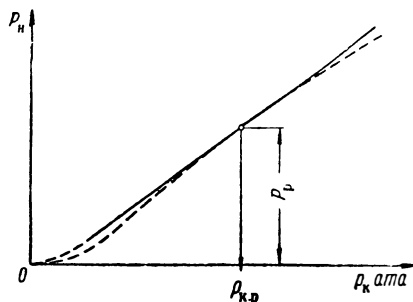
Это выражение показывает, что при допущении постоянства φ_k и n по дроссельной характеристике изменение удельной тяги в зависимости от p_k или G_s при работе двигателя в пустоте представляет собой горизонтальную линию (см. фиг. 4. 15).

Вследствие ухудшения экономичности работы двигателя в связи с изменением G_s относительно $G_{s,p}$ и наличия гидродинамических потерь энергии газов ввиду работы сопла в оптимальных условиях реальная зависимость тяги от давления в камере сгорания представляет собой некоторую кривую линию, близкую к прямой (фиг. 4. 17).

Так как кривизна этой линии весьма незначительна, то при отсутствии данных стендовых



Фиг. 4.16. Расходные характеристики двигателя А-4 при работе на уровне моря, вычисленные при различных показателях политропы n .



Фиг. 4.17. Примерные графики расчетной (сплошная линия) и экспериментальной (пунктирная линия) расходных характеристик двигателя при работе у земли.

испытаний двигателя можно вполне полагаться на расчетные расходные характеристики.

Расчет изменения тяги двигателя от p_k может быть выполнен при помощи номограммы фиг. 4. 10 в следующем порядке:

1) для заданного значения $f_b = F_b/F_{кр}$ и выбранной величины n по номограмме определяют отношение p_k/p_b и коэффициент тяги в пустоте K_n ;

2) для каждого выбранного значения p_k определяют $K_n = K_n - f_b \frac{p_a}{p_k}$ и вычисляют тягу двигателя по формуле $P_n = K_n p_k F_{кр}$.

В основу расчета зависимости P_n и $P_{удн}$ от p_k также может быть положена уже известная общая формула тяги двигателя:

$$P_n = p_k F_{кр} \sqrt{\frac{2n^2}{n-1} \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{n-1}} \left[1 - \left(\frac{p_b}{p_k}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]} + F_b (p_b - p_a).$$

Для вычисления тяги двигателя по этой формуле при выбранных значениях p_k (например, при $p_k = 5; 10; 15; 20 \text{ ата}$ и т. д.) нужно задаться предполагаемым средним значением показателя политропы n и при помощи графиков фиг. 3. 9 определить в зависимости от $f_b = F_b/F_{кр}$ данного двигателя и выбранного значения n отношение p_k/p_b , а затем p_b .

На фиг. 4. 16 приведены результаты таких расчетов дроссельных характеристик двигателя А-4 при работе на уровне моря при различных значениях n . Для этого двигателя $f_b = 3,42$.

Кривые этой фигуры показывают, что n незначительно влияет на дроссельную характеристику двигателя. Например, при изменении n от 1 до 1,67 тяга двигателя А-4 при данном p_k изменяется приблизительно на 10%. Увеличение n при неизменном p_k вызывает уменьшение тяги двигателя.

Так как при соответствующих значениях p_k невозможно точно оценить величину показателя политропы n расширения газов в сопле, то и в этом случае результаты расходной характеристики двигателя получаются приближенными.

Для выполненных двигателей среднее значение n достаточно точно можно определить по замеренным во время экспериментов величинам p_k и p_b .

Для построения расходных характеристик камеры двигателя можно пользоваться формулами:

$$P_n = p_k F_{кр} \varphi_c K_{п.т} - F_b p_a; \quad G_s = \frac{G_{s.p}}{p_{к.р}} p_k \quad \text{и} \quad P_{уд.н} = \frac{P_n}{G_s}.$$

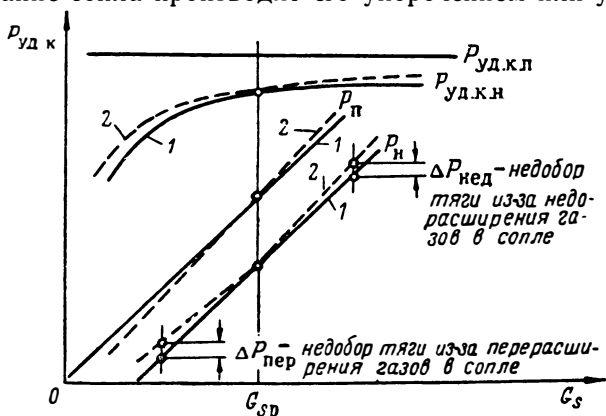
Для расчета расходных характеристик двигателя по давлению подачи компонентов топлива в камеру сгорания p_n можно пользоваться формулой

$$p_n = p_k + \Delta p_{с.п} = p_k + \Delta p_{с.п.р} \left(\frac{p_k}{p_{к.р}}\right)^2 = p_k + \Delta p_{с.п.р} \left(\frac{G_s}{G_{s.p}}\right)^2.$$

Двигатели последних ступеней составных снарядов должны начинать и кончать свою работу в пустоте. Это обстоятельство требует знания расходных характеристик высотных и чрезмерно высотных двигателей и уметь строить их на основе данных земных стендовых испытаний.

На фиг. 4. 18 показаны расходные характеристики ЖРД с нерегулируемым высотным соплом по расходу G_s (сплошные линии) и с идеально регулируемым соплом в соответствии с расчетными условиями работы (при $p_b = p_a$).

В данном случае при отклонении G_s от расчетной величины $G_{s,р}$ регулирование сопла производят его укорочением или удлинением.



Фиг. 4.18. Расходные характеристики двигателя с нерегулируемым и с идеально регулируемым по высоте соплом.

1—двигатель с нерегулируемым по высоте соплом, 2—двигатель с идеально регулируемым соплом.

При этом нерегулируемое сопло двигателя работает в неоптимальных условиях, т. е. с перерасширением или недорасширением газов относительно давления окружающей среды p_a .

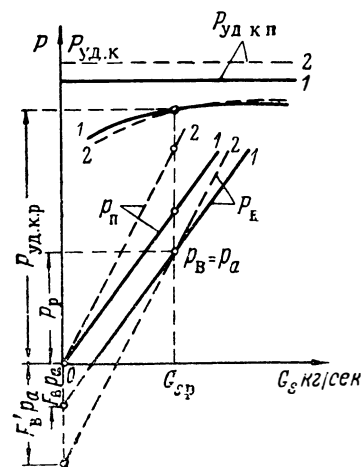
На фиг. 4.19 показаны расходные характеристики невысокого и высотного ЖРД при работе в атмосфере и в пустоте (пунктирные линии относятся к высотному двигателю).

Сравнивать расчетные и экспериментальные расходные характеристики ЖРД можно только при условии приведения их к одинаковым условиям (лучше к нормальным).

Для выбора наиболее выгодного режима работы двигателя также представляют интерес следующие примерные его характеристики (фиг. 4.20):

1) зависимости удельного расхода топлива $C_{уд}$ и внутреннего к. п. д. η_i двигателя от давления в камере сгорания p_k ;

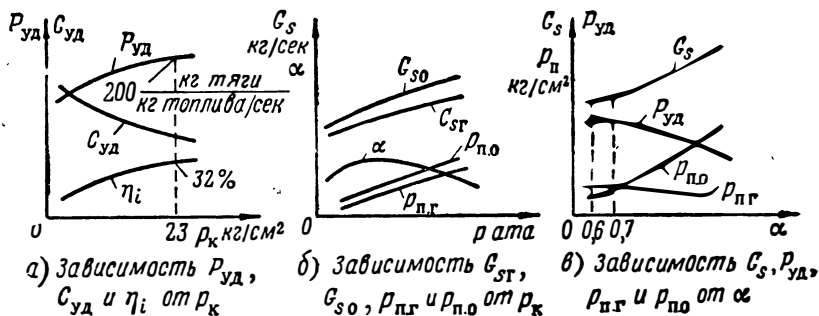
2) зависимости секундных расходов в камеру сгорания горючего $G_{s,г}$ и окислителя $G_{s,о}$, давлений их подачи $p_{п,г}$ и $p_{п,о}$ и коэффициента избытка окислителя в топливе α от давления в камере сгорания;



Фиг. 4.19. Расходные характеристики невысокого и высотного двигателей.

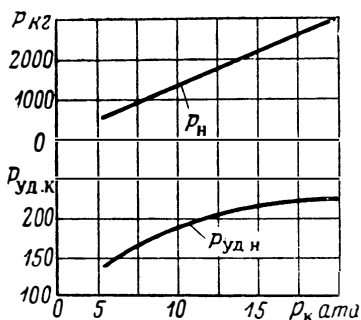
1—невысотный двигатель, 2—высотный двигатель.

3) зависимости секундного расхода топлива в камеру сгорания G_s , давлений подачи компонентов топлива $p_{п.г}$ и $p_{п.о}$ абсолютной P и удельной $p_{уд}$ тяг двигателя от коэффициента избытка окислителя α .

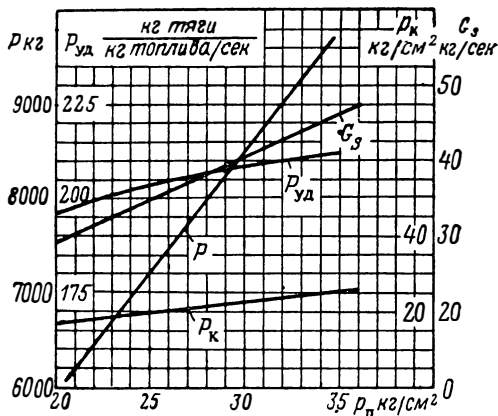


Фиг. 4. 20. Зависимость некоторых параметров рабочего процесса двигателя от давления в камере сгорания и коэффициента избытка окислителя в топливе.

Совокупность различных расходных и высотных характеристик позволяет достаточно точно оценить ЖРД любого типа и конструкции с точки зрения секундного расхода топлива, силы тяги, эффективности работы и тех требований, которые предъявляются к камере, агрегатам системы топливоподдачи и регулированию работы двигателя.



Фиг. 4. 21. Расчетные расходные характеристики двигателя (пример 3).



Фиг. 4. 22. Расчетные расходные характеристики двигателя.

Пример 3. Рассчитать расходную характеристику двигателя при $p_k = 20, 15, 10$ и 5 кг/см^2 для $V = 0$ и $H = 0$, если $P_D = 3000 \text{ кг}$, $F_B = 407,1 \text{ см}^2$, $p_{к.р} = 20 \text{ кг/см}^2$, $G_{ср} = 13,54 \text{ кг/сек}$, $p_{в.р} = 1,00 \text{ кг/см}^2$.

Решение.

1. При заданных исходных данных двигателя расчетные формулы расходной характеристики примут вид

$$P_n = 170,3p_k - 407,1 \text{ кг};$$

$$P_{уд.н} = 251,1 - \frac{602}{p_k} \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}.$$

2. Результаты вычислений абсолютной и удельной тяг для заданных давлений газов в камере сгорания сведены в табл. 4.2 и представлены графически на фиг. 4.21.

Таблица 4.2

$p_k, \text{ кг/см}^2$	20	15	10	5
$P_n \text{ кг}$	3000	2150	1296	445
$P_{уд.н} \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$	221	210	191	131

На фиг. 4.22 показана расходная характеристика двигателя в зависимости от давления подачи топлива, имеющего у земли расчетную тягу 8500 кг и удельную тягу $213 \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$, давление в камере сгорания 22 ата, давление в выходном сечении сопла 1 ата, секундный расход топлива в камеру сгорания 39,9 кг/сек и перепад давлений в топливной магистрали 7,7 ата. Площадь выходного сечения сопла камеры 1052 см².

§ 11. Реальные расходные характеристики ЖРД

Реальные расходные характеристики можно построить по данным стендовых огневых испытаний ЖРД, т. е. с учетом фактических значений различных побочных параметров двигателя, влияющих на его работу в любой момент времени.

При работе двигателя в реальных условиях изменяются следующие параметры, которые влияют на величины абсолютной и удельной тяг:

- 1) удельные веса рабочих компонентов двигателя (топлива и средств парогазогенерации) в связи с изменением их температуры;
- 2) напор компонентов топлива перед насосами по мере их расхода;
- 3) соотношение компонентов топлива (их весовая концентрация);
- 4) давление парагаза перед ТНА или давление в баках при других системах топливоподачи и др.

При изменении этих параметров соответственно изменяются число оборотов ТНА, секундные расходы рабочих компонентов в двигателе, давление в камере сгорания и, следовательно, тяга двигателя.

Расходные и высотные характеристики ЖРД обычно рассчитывают при постоянных номинальных значениях этих параметров. Они всегда отличаются от его экспериментальных характеристик. Для построения расчетным путем точных характеристик двигателя следует учесть изменение его упомянутых выше факторов; при этом получается следующая система уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \Delta G_{s_o} &= a\Delta p_o + b\Delta p_r + c\Delta \gamma_o + e\Delta \gamma_r + f\Delta G_{nr} + i\Delta c_1; \\ \Delta G_{s_r} &= a'\Delta p_o + b'\Delta p_r + c'\Delta \gamma_o + e'\Delta \gamma_r + f'\Delta G_{nr} + i'\Delta c_1; \\ \Delta n &= l\Delta G_{s_o} + m\Delta G_{s_r} + o\Delta \gamma_o + q\Delta \gamma_r + r\Delta G_{nr} + s\Delta c_1, \end{aligned} \right\} \quad (4.28)$$

где ΔG_{s_o} и ΔG_{s_r} — изменение секундного расхода соответственно окислителя и горючего в кг/сек;

Δp_o и Δp_r — изменение напоров компонентов топлива перед насосами;

$\Delta \gamma_o$ и $\Delta \gamma_r$ — изменение удельных весов тех же компонентов топлива;

ΔG_{nr} — изменение расхода парогаса в кг/сек;

Δc_1 — изменение скорости парогаса на выходе из сопел турбины ТНА, определяемое изменением температуры и состава рабочего тела парогазогенерации;

Δn — изменение числа оборотов ТНА;

$a, b, c, \dots, a', b', c', \dots$ — постоянные коэффициенты.

При этом изменение секундного расхода топлива в камеру сгорания двигателя выразится формулой

$$\Delta G_s = \Delta G_{s_o} + \Delta G_{s_r} = (a + a')\Delta p_o + (b + b')\Delta p_r + (c + c')\Delta \gamma_o + (e + e')\Delta \gamma_r + (f + f')\Delta G_{nr} + (i + i')\Delta c_1. \quad (4.29)$$

Изменение весового коэффициента состава топлива будет

$$\Delta \gamma = \frac{G_{s_o} + \Delta G_{s_o}}{G_{s_r} + \Delta G_{s_r}} - \gamma, \quad (4.30)$$

где γ — коэффициент состава топлива при работе двигателя на номинальном режиме (когда все изменения побочных параметров равны нулю).

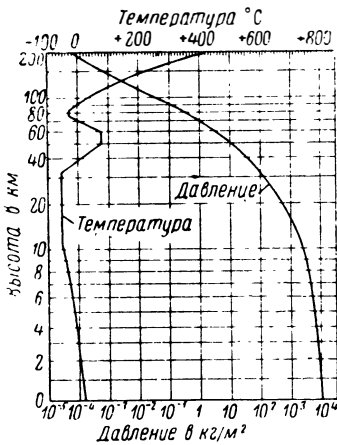
Изменение тяги двигателя при этом находят при помощи расходных характеристик с учетом найденных значений ΔG_s и $\Delta \gamma$.

При полете двигателя на различных высотах, с большими скоростями или ускорениями число побочных факторов, влияющих на работу двигателя, увеличивается.

Ускорение боевого аппарата во время полета обуславливается в основном уменьшением веса аппарата вследствие расхода топлива из баков и понижением с высотой сопротивления атмосферного воздуха.

§ 12. Высотные характеристики двигателя

Для целесообразного использования двигателя важно знать, как изменяются его характеристики при изменении внешних условий работы, т. е. высоты H и скорости V полета.



Фиг. 4. 23. Температура и давление в атмосфере на высотах от нуля до 200 км.

на боевом аппарате, оснащенные аппаратурой, позволяющей с достаточной точностью измерить необходимые параметры. Поэтому обычно эти характеристики ЖРД строят расчетным путем. При этом точный расчет этих характеристик весьма усложняется невозможностью точно оценить изменение давления атмосферного воздуха вокруг двигателя и за его соплом при изменении высоты и скорости полета.

Давление окружающей среды p_a , в которую происходит истечение газов из сопла двигателя, является основным внешним фактором, влияющим на величины абсолютной и удельной тяг двигателя. Это давление изменяется в зависимости от изменения высоты и скорости полета.

Для построения высотной характеристики ЖРД без учета изменения давления воздуха за соплом двигателя вследствие изменения скорости полета (идеальной высотной характеристики двигателя) значения p_a в зависимости от высоты полета можно брать из

Высотной характеристикой ЖРД называется зависимость абсолютной P и удельной $P_{уд}$ тяг двигателя от высоты полета H при определенном давлении в камере сгорания p_k и постоянной скорости полета V .

Так как двигатель может работать на режимах максимальной, номинальной и минимальной тяг, то высотную характеристику двигателя необходимо строить для нескольких давлений в камере сгорания, обуславливающих эти режимы работы.

Построение высотных и скоростных характеристик ЖРД опытным путем связано с чрезмерно большими трудностями, так как для этого требуется применить весьма сложное оборудование — специальные аэродинамические трубы и барокамеры, обеспечивающие натурные испытания работающего двигателя

табл. 4.3 Международной стандартной атмосферы, которая составлена до высоты 75 км.

При высотах свыше 25 км значение p_a можно оценивать по графикам фиг. 4.23. Графики эти показывают, что на больших высотах p_a настолько мало, что им можно пренебречь; если на высоте 20 км считать $p_a=0$, то ошибка в вычислении тяги не превысит 1%. Поэтому высотные характеристики двигателя с достаточной точностью можно рассчитывать только по данным табл. 4.3.

Таблица 4.3

Международная стандартная атмосфера

Высота км	Давление кг/см ²	Температура T °К	Высота км	Давление кг/см ²	Температура T °К
0	1,033	288	16	0,113	216,5
1	0,917	281,5	17	0,089	216,5
2	0,811	275	18	0,076	216,5
3	0,715	268,5	19	0,065	216,5
4	0,620	262	20	0,056	216,5
5	0,550	255,5	21	0,048	216,5
6	0,481	249	22	0,041	216,5
7	0,418	242,5	23	0,035	216,5
8	0,363	236	24	0,030	216,5
9	0,314	229,5	25	0,025	216,5
10	0,269	223	26	0,020	216,5
11	0,231	216,5	30	0,0124	
12	0,197	216,5	40	0,003	
13	0,168	216,5	50	0,00093	
14	0,143	216,5	60	0,00031	
15	0,122	216,5	75	0,000031	

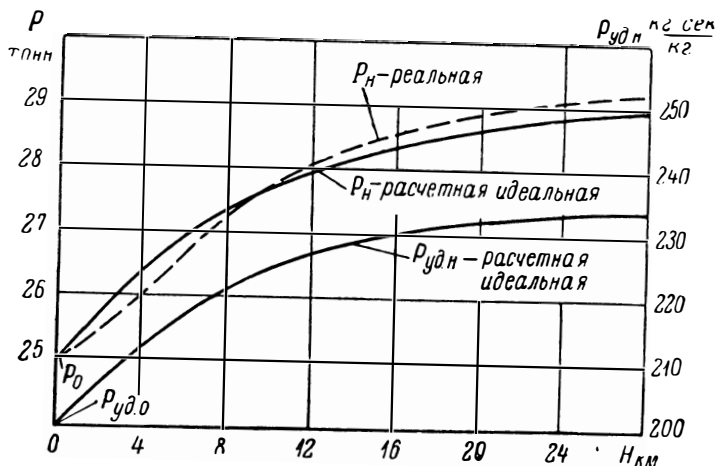
Относительное увеличение тяги ЖРД с подъемом на высоту зависит от высотности сопла и в современных двигателях в пределах изменения атмосферного давления от одной атмосферы до пустоты может достигать 10—20%.

Определение p_a в зависимости от скорости полета представляет большие трудности и возможно только на основании аэродинамического расчета боевого аппарата с учетом формы последнего.

На фиг. 4.24 показаны высотные характеристики двигателя А-4, имеющего $F_b=4295 \text{ см}^2$, $p_b=0.85 \text{ ата}$, $P_0=25 \text{ т}$ и $P_{\text{в.10}}=200$

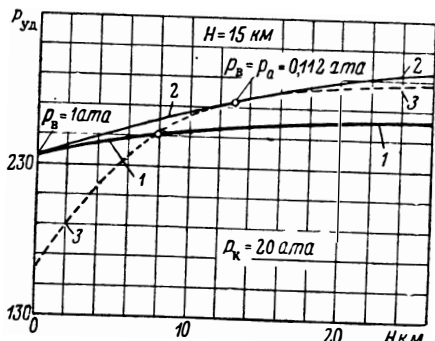
кг тяги
кг топлива/сек

Кривые этой фигуры показывают, что на высоте 28 км двигатель развивает приблизительно на 15,5% большую тягу, чем у зем-



Фиг. 4.24. Высотные характеристики двигателя А-4 (пунктиром показана реальная характеристика).

ли, а при работе в пустоте — на 17%. При неизменном расходе в камере сгорания на столько же процентов возрастает и удельная тяга двигателя.



Фиг. 4.25. Высотные характеристики невысотного и высотного двигателей, а также двигателя с идеально регулируемым по высоте соплом.

1—невысотный двигатель, 2—двигатели с идеально регулируемым по высоте соплом, 3—высотный двигатель.

2) при увеличении высоты полета абсолютная тяга высотного двигателя возрастает более интенсивно, чем у невысотного двигателя, причем тем больше, чем больше высотность двигателя;

На фиг. 4.25 показаны примерные расчетные высотные характеристики невысотного и высотного двигателей, а также двигателя с идеально регулируемым соплом по высоте полета, построенные по значениям p_n , взятым из табл. 4.7. Все эти двигатели идентичны, т. е. работают на одном и том же топливе и одинаковом давлении в камере сгорания.

Кривые этой фигуры показывают, что:

1) высотный двигатель имеет относительно малую тягу у земли, что ухудшает стартовые свойства боевого аппарата;

3) двигатель с идеально регулируемым соплом по высоте полета имеет относительно наиболее благоприятную характеристику, что указывает на необходимость выполнения такого двигателя с регулируемой высотой хотя бы на одно или два фиксированных положения.

Двигатель, помимо высокой экономичности работы, должен обеспечить аппарату хороший взлет, т. е. его тяга у земли должна в заданное число раз превышать стартовой вес аппарата. Коэффициент относительной тяги двигателя $b = P_0/G_0$ зависит от тактического назначения снаряда. Расчеты показывают, что с повышением давления в камере сгорания увеличение абсолютной и удельной тяг двигателя по высоте полета становится все менее значительным. Следует иметь в виду, что удельная тяга будет изменяться в зависимости от абсолютной тяги двигателя, так как G_s от p_a не зависит и при расчете внешней характеристики остается постоянным.

Пример 4. Рассчитать высотные характеристики двигателя при $p_k = 20; 15; 10$ и 5 кг/см^2 для высот полета $H = 0; 5; 10; 20$ и 30 км , если $P_p = 3000 \text{ кг}$, $F_B = 407,1 \text{ см}^2$, $p_k = 20 \text{ кг/см}^2$, $G_{sp} = 13,54 \text{ кг/сек}$, $p_{в.р} = 1,00 \text{ кг/см}^2$.

Решение.

1. Абсолютную и удельную тяги двигателя определяем по формулам:

$$P_n = AP_k - F_B p_a \quad \text{и} \quad P_{уд.н} = \frac{P_n}{G_s} = B - C \frac{p_a}{p_k},$$

которые при заданных параметрах приводятся к виду:

$$\text{а) при } p_k = 20 \text{ кг/см}^2 \quad P_n = 3407 \div 407,1 p_a; \\ P_{уд.н} = 251,1 \div 30,1 p_a;$$

$$\text{б) при } p_k = 15 \text{ кг/см}^2 \quad P_n = 2557 \div 407,1 p_a; \\ P_{уд.н} = 251,1 - 20,1 p_a;$$

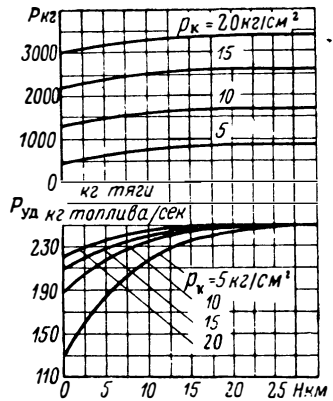
$$\text{в) при } p_k = 10 \text{ кг/см}^2 \quad P_n = 1703 \div 407,1 p_a; \\ P_{уд.н} = 251,1 \div 60,2 p_a;$$

$$\text{г) при } p_k = 5 \text{ кг/см}^2 \quad P_n = 852 \div 407,1 p_a; \\ P_{уд.н} = 251,1 \div 120,4 p_a,$$

где p_a в кг/см^2 и $P_{уд.н}$ в $\frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$.

2. Атмосферное давление для заданных высот, взятое из табл. 4.7. приведено в табл. 4.4.

3. Результаты вычислений абсолютной и удельной тяг при заданных высотах полета сведены в табл. 4.5 и представлены графически на фиг. 4.26.



Фиг. 4.26. Расчетные высотные характеристики двигателя (см. пример 4).

Таблица 4.4

$H, \text{ км}$	0	5	10	20	30
$p_a, \text{ кг/см}^2$	1,033	0,550	0,269	0,055	0,011

Таблица 4.5

Значения $P_n/P_{уд. н}$ по высоте полета

Давление в камере сгорания P_k кг/см^2	Высота полета H в км				
	0	5	10	20	30
20	$\frac{2986}{220}$	$\frac{3198}{235}$	$\frac{3298}{243}$	$\frac{3385}{250}$	$\frac{3404}{251}$
15	$\frac{2137}{210}$	$\frac{2333}{229}$	$\frac{2448}{240}$	$\frac{2535}{249}$	$\frac{2553}{251}$
10	$\frac{1283}{189}$	$\frac{1479}{218}$	$\frac{1594}{235}$	$\frac{1681}{248}$	$\frac{1699}{251}$
5	$\frac{432}{127}$	$\frac{628}{185}$	$\frac{743}{210}$	$\frac{830}{245}$	$\frac{848}{250}$

§ 13. Реальные высотные характеристики ЖРД

В предыдущем параграфе нами рассмотрено изменение абсолютной и удельной тяги двигателя в зависимости от естественного изменения давления невозмущенного атмосферного воздуха по высоте полета. В реальных же условиях работы двигателя давление окружающей среды за соплом камеры всегда меньше давления невозмущенного воздуха. Это явление обуславливается разрежением, возникающим за соплом двигателя при его полете с большими скоростями и ускорениями, и влияет на величину тяги двигателя. Поэтому при точном расчете высотных характеристик двигателя необходимо учитывать конкретные внешние условия его работы.

В реальных условиях работы абсолютная тяга двигателя зависит от следующих факторов:

- 1) высоты, скорости и ускорения полета боевого аппарата;
- 2) системы наддува топливных баков;

3) системы топливоподачи двигателя;

4) удельного веса и уровня компонентов топлива в баках и др.

Часть этих факторов влияет в сторону увеличения, а часть — уменьшения абсолютной тяги двигателя. Например, при увеличении высоты и скорости полета боевого аппарата типа А-4 уменьшается давление воздуха вокруг двигателя относительно атмосферного давления, а при большой скорости полета (свыше числа $M=2,6$) образующееся за соплом двигателя разрежение доходит даже до полного вакуума, в результате чего происходит следующее.

1. Увеличивается степень расширения газов за соплом двигателя вследствие уменьшения противодействия p_a , в связи с чем возрастает **ет тяга двигателя** за счет роста статистического члена $P_{ст} = F_v(p_b - p_a)$.

2. Увеличивается степень расширения отработавших газов турбины насосного агрегата при их истечении в окружающую среду, в связи с чем возрастает доля тяги отработавших газов турбонасосного агрегата двигателя $\Delta P_{ТНА}$ вследствие уменьшения противодействия p_a (если ТНА входит в систему топливоподачи двигателя и отработавшие в турбине газы при истечении в окружающую среду дополнительно расширяются и создают тягу).

3. Уменьшается давление бортового газа на выходе из редуктора давления топливной системы двигателя вследствие уменьшения давления окружающей среды p_a на мембрану редуктора, в связи с чем уменьшается подача парагаза в турбину, обороты ее падают, производительность насосов снижается, что приводит к уменьшению тяги двигателя. Аналогичное влияние на тягу двигателя возможно при наличии других приборов, чувствительных к изменению давления окружающей среды.

4. Изменяется давление на всасывании топливных насосов двигателя вследствие изменения наддува топливных баков (если используется скоростной наддув или наддув от бортового источника сжатого газа), в связи с чем изменяется секундная подача топлива в камеру сгорания и, следовательно, тяга двигателя.

5. Увеличивается напор компонентов топлива перед насосами за счет инерционных сил, возникающих при ускорении боевого аппарата, причем тем больше, чем выше удельный вес и уровень компонентов топлива в баках перед насосами, что аналогично п. 4 изменяет тягу двигателя.

6. Уменьшается весовое соотношение компонентов топлива при их подаче в камеру сгорания двигателя под воздействием факторов, упомянутых в пп. 3—5, в связи с чем изменяются теплоэффективность топлива и, следовательно, тяга двигателя.

Для учета влияния всех перечисленных выше факторов на величину тяги и построения реальной высотной характеристики необходимо иметь основные характеристики:

а) камеры сгорания и сопла двигателя — давление газов в камере и на выходе из сопла, площадь выходного сечения сопла;

б) системы топливоподачи—турбины, насосов, регуляторов давления и т. п. и

в) боевого аппарата — высоту, скорость, ускорение полета, углы поворота во времени, так как один и тот же двигатель может показать различные реальные характеристики в зависимости от того снаряда, на котором он установлен.

Практически эта задача сводится к составлению и совместному приближенному решению нескольких уравнений, учитывающих влияние перечисленных выше факторов на работу двигателя.

Главным из этих факторов является давление атмосферного воздуха за соплом двигателя, поэтому его величину при проектировании ЖРД необходимо оценивать с учетом конкретных условий работы двигателя.

Реальная высотная характеристика двигателя, т. е. с учетом влияния на работу двигателя всех перечисленных факторов, выражается уравнением

$$P_{\Sigma H} = P_p \left(1 + \frac{\Delta G_s}{G_s} \right) + F_v (P_v - p_a) + \Delta P_{\text{ТНА}} - \Delta P_{\text{рул}}, \quad (4.31)$$

где P_p — тяга двигателя у земли на расчетном номинальном режиме;

$\Delta P_{\text{ТНА}}$ — тяга, создаваемая отработавшими газами ТНА;

$\Delta P_{\text{рул}}$ — потеря тяги двигателя на газовых рулях;

$\Delta G_s = \Delta G_{s \Gamma} + \Delta G_{s o}$ — изменение секундного расхода топлива в камеру сгорания в кг/сек вследствие:

а) влияния изменения давления окружающего воздуха на работу редуктора давления, определяющего в свою очередь режимы работы ПГГ и ТНА (если таковые входят в систему топливоподачи двигателя);

б) влияния на работу насосов переменного скоростного наддува топливных баков; при увеличении высоты полета скоростной наддув уменьшается, а при увеличении скорости полета — увеличивается;

в) влияния изменения уровня компонентов топлива в баках вследствие их расходов;

г) влияния изменения напора компонентов топлива в баках за счет инерционных сил, возникающих при ускорении боевого аппарата, и других причин.

На фиг. 4. 24 приведены результаты расчета реальной высотной характеристики двигателя А-4, установленного на снаряде дальнего действия.

Очевидно, что один и тот же двигатель может иметь различные реальные высотные характеристики в зависимости от особенностей тех аппаратов, на которых он установлен. Изменение конструкции, емкости топливных баков, скорости и ускорения взлета, величины наддува баков и т. п. неизбежно вызывает изменение давления подачи компонентов топлива в камеру сгорания и, следовательно, тяги двигателя.

Построение реальных высотных характеристик ЖРД для аппаратов тесно связано с расчетом элементов траектории этих аппаратов. Поэтому высотная характеристика двигателя и траектория полета аппарата должны определяться совместными расчетами.

Кривые фиг. 4. 24 показывают, что реальная высотная характеристика двигателя незначительно отличается (на 1—3%) от идеальной характеристики (пунктирная линия), вычисленной при тех же начальных условиях по упрощенной формуле, учитывающей только за соплом двигателя нормальное давление невозмущенного воздуха по высоте полета. Имея в виду это обстоятельство, можно пользоваться для расчета высотных характеристик упрощенной формулой тяги.

§ 14. Выбор оптимальной высотности сопла камеры двигателя

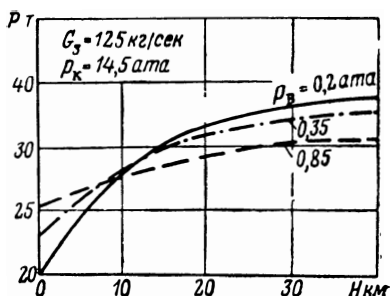
Одним из основных параметров, непосредственно влияющим на величину абсолютной тяги двигателя, является давление окружающей среды, которое при полете аппарата может изменяться в зависимости от высоты и скорости полета.

Двигатели большинства аппаратов с подъемом на высоту работают без изменения давления газов в камере сгорания, но так как при этом атмосферное давление p_a уменьшается, то возникает необходимость для аппаратов такого типа использовать высотные двигатели, у которых при работе у земли давление газов в выходном сечении сопла p_b несколько меньше давления атмосферного воздуха p_a .

При правильном выборе величины p_b двигатель может развивать наибольшую по траектории полета среднюю удельную тягу $P_{уд.ср}$ и обеспечить этим аппарату при прочих равных условиях максимальную дальность полета.

Результаты вычислений и построения высотных характеристик для двигателя А-4 соплами различной высотности при прочих равных условиях (см. фиг. 4. 27) показывают, что:

1) двигатель небольшой высотности ($p_b=0,85 \text{ ата}$) при работе у земли развивает относительно большую тягу, чем высотный двигатель (см. кривую $p_b=0,85 \text{ ата}$), но зато с подъемом на высоту его тяга возрастает менее интенсивно и в результате на большой высоте оказывается относительно небольшой; в силу этого и $P_{уд.ср}$ будет небольшой;



Фиг. 4. 27. Расчетные высотные характеристики двигателя А-4 при условно различных длинах сопла.

2) двигатель чрезмерно большой высотности развивает относительно большую тягу на значительных высотах, но он имеет весьма малую тягу у земли и на небольших высотах полета (см. кривую $p_v=0,2 \text{ ата}$), в результате чего и $P_{уд.ер}$ также получается небольшой;

3) двигатель умеренной высотности, очевидно, будет иметь относительно большую $P_{уд.ер}$. (см. кривую $p_v=0,35 \text{ ата}$);

4) прирост дальности полета снаряда А-4 при $p_v=0,35 \text{ ата}$ составляет около 8% дальности, получаемой при $p_v=0,85 \text{ ата}$.

Так как время работы ЖРД на различных режимах по тяге и высоте полета зависит в основном от траектории полета аппарата, то выбирать высотность сопла проектируемого двигателя нужно только для конкретного реактивного аппарата, на котором будет установлен двигатель.

Для проектируемого двигателя нужно выбирать p_v таким, при котором $P_{уд.ер}$ и, следовательно, дальность полета снаряда при прочих равных условиях будут наибольшими.

Оптимальная высотность сопла двигателя зависит от траектории полета аппарата, что указывает на некоторую трудность вычисления $p_{v.опт}$, требующего предварительно знать траекторию полета проектируемой установки. Чем совершеннее аппарат в конструктивном отношении, т. е. чем меньше его относительный конечный вес $\mu_{кон}$ (для снаряда А-4 имеем $\mu_{кон} = G_k/G_0 = 0,32$) и выше удельная тяга двигателя, тем меньше будет значение $p_{v.опт}$ и больше эффекта следует ожидать от применения сопла оптимальной высотности.

Применение высотных сопел обеспечивает существенный прирост дальности полета аппарата по сравнению с невысотным соплом, тем больший, чем совершеннее аппарат.

При выборе высотности сопла проектируемого двигателя следует иметь в виду, что:

1) увеличение высотности сопла увеличивает габариты и вес сопла, в связи с чем возникают трудности с охлаждением его больших поверхностей, а также резко возрастает затрата энергии на подъем и ускорение прироста веса сопла в связи с уменьшением p_v ;

2) значительно уменьшается тяга двигателя у земли, что весьма ухудшает стартовые свойства снаряда;

3) при перерасширении газов в сопле до давления ниже $p_v \approx 0,3 p_a$ происходит отрыв газового потока от стенок сопла в связи с появлением скачков уплотнения, что значительно уменьшает удельную тягу двигателя.

В силу этих причин, а также и потому, что стартовая тяга скороподъемных и тяжелых снарядов типа А-4 практически не должна быть меньше удвоенного веса снаряда при старте, целесообразно некоторое увеличение давления в выходном сечении сопла относительно его оптимального значения. При этом сопло двигателя укоротится, снизится его вес и возрастет стартовая тяга. Последнее

обстоятельство указывает на необходимость сравнительной оценки влияния веса и удельной тяги двигателя на дальность полета снаряда (для достижения наибольшей дальности полета необходимо определять весовой эквивалент тяги).

При проектировании двигателя величиной давления в выходном сечении сопла часто задаются на основании данных статистики (с учетом назначения снаряда).

В настоящее время для двигателей одноступенчатых снарядов давление газов в выходном сечении сопла принимают $p_v = 0,6 \div 0,85 \text{ ат}$.

Иногда величину p_v принимают равной давлению атмосферного воздуха p_a на той высоте, на которой окажется снаряд после израсходования половины запаса топлива в баках. Такое решение вопроса нельзя считать обоснованным.

Для сопел двигателей второй и последующих ступеней многоступенчатого снаряда, чтобы значительно не увеличивать выходное сечение сопла, можно принимать $p_v = 0,1 \div 0,3 \text{ ат}$.

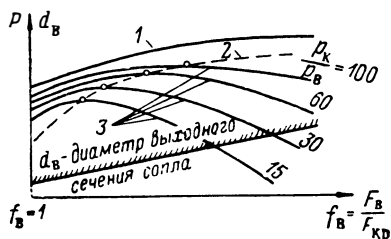
При выборе величины p_v необходимо учитывать реальную высоту двигателя, назначение снаряда, характер траектории его полета, способ охлаждения сопла, влияние на дальность полета снаряда увеличения веса двигателя в связи с изменением p_v и ряд других факторов.

На фиг. 4.28 показаны кривые зависимости абсолютной тяги камеры двигателя P от безразмерной площади сопла $f_v = F_v / F_{кр}$ при различных условиях работы. Кривая 1 показывает изменение P в зависимости от изменения f_v при работе двигателя в пустоте; с увеличением f_v величина P возрастает.

Пунктирная кривая 2 показывает изменение P в зависимости от f_v в случае работы двигателя непрерывно на расчетном режиме; этот режим поддерживают изменением секундного расхода топлива в камеру сгорания.

Кривые 3 показывают изменение P в зависимости от изменения f_v при различных степенях расширения газов в сопле; например, $\epsilon_c = p_k / p_v = 15; 30; 60$ и 100 . Каждая из этих кривых имеет максимум при $p_v = p_a$, т. е. когда соответствующая кривая пересекается с кривой 2.

Кривые этой фигуры показывают, что двигатель при малом давлении в камере сгорания p_k более чувствителен к изменению длины сопла, чем при больших p_k . Они также указывают на то, что двигатели с большим p_k можно выполнять невысотными, так как при этом они будут иметь относительно малую потерю в тяге.

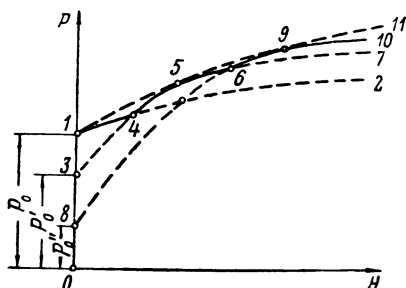


Фиг. 4.28. Зависимость абсолютной тяги двигателя от безразмерной площади среза сопла f_v .

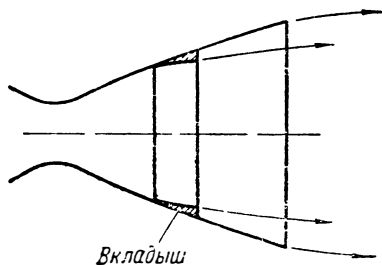
§ 15. Регулирование высотности сопла камеры двигателя

Наилучшую высотную характеристику имел бы двигатель с идеально регулируемым по высоте полета соплом камеры, которое по высоте полета удлиняют для сохранения оптимальных расчетных условий работы двигателя ($p_{в}=p_a$).

Это указывает на необходимость создания камер двигателей с регулируемыми по высоте полета соплами хотя бы на одно или два фиксированных положения, что при прочих равных условиях значительно увеличивает дальность полета без снижения его стартовой тяги относительно снаряда с невысотным двигателем.



Фиг. 4. 29. Характер двухступенчатого регулирования высотности сопла двигателя.



Фиг. 4. 30. Принципиальная схема одноступенчатого регулирования высотности сопла двигателя.

На фиг. 4. 29 показаны высотные характеристики двигателя:

- 1) с нормальным земным соплом (кривая 1-4-2);
- 2) с переразмерным земным соплом (кривые 3-4-5-6-7 и 8-6-9-10);
- 3) с идеально регулируемым по высоте соплом (кривая 1-5-9-11);
- 4) с двухступенчатым регулируемым соплом (кривая 1-4-5-6-9-10), причем первая ступень регулирования включается в работу в точке 4, а вторая — в точке 6.

Кривые этих высотных характеристик показывают, что применение регулирования высотности сопла позволяет:

- 1) увеличивать стартовую тягу двигателя;
- 2) повышать экономичность работы двигателя, определяемую величиной $P_{уд.ср}$, и
- 3) увеличивать дальность полета аппарата (за счет первых двух факторов).

Регулирование высотности сопла с подъемом на высоту наиболее эффективно для дальнобойных и сверхдальнобойных снарядов, активная траектория которых близка к вертикальной.

Практическое осуществление регулирования высотности сопла камеры хотя бы в простейшем виде (на один или два фиксированных значения $f_{в}=F_{в}/F_{кп}$) весьма сложно. Сопло двигателя обыч-

но работает в условиях высоких температур, поэтому выполнить его регулируемым и к тому же охлаждаемым очень трудно.

Одноступенчатое регулирование высотности сопла можно осуществить без больших конструктивных трудностей применением специального соплового вкладыша (фиг. 4.30). При старте снаряда и при подъеме его до определенной высоты полета этот вкладыш будет отрывать струю газов от стенок сопла камеры двигателя, и поэтому оно будет работать как нормальное земное сопло. После достижения некоторой высоты сопловой вкладыш сгорает или механически удаляется и сопло начинает работать как высотное.

Практически возможны также и другие способы одноступенчатого регулирования высотности сопла двигателя.

§ 16. Основные характеристики кислородного ЖРД А-4

Ниже приведены основные данные немецкого двигателя А-4, предназначенного для снарядов дальнего действия.

Давление в камере сгорания в $кг/см^2$	14,5
Секундный расход топлива в $кг/сек$:	
кислорода жидкого	69
этилового спирта 75%-ной концентрации	56
общий	125
Температура в камере сгорания (замеренная) в $^{\circ}C$	2367
Абсолютная тяга на уровне моря в $кг$	25 000
Скорость истечения газов из сопла на уровне моря в $м/сек$:	
действительная	1995
теоретическая	2200
Коэффициент полноты скорости в сопле	0,90
Перепад давления в системе охлаждения в $кг/см^2$	4,3
Перепад давления спирта в форсунках (средний) в $кг/см^2$	2,4
Диаметр камеры сгорания (максимальный) в $мм$	920
Диаметр критического сечения сопла в $мм$	400
Диаметр выходного сечения сопла в $мм$	740
Характеристическая эквивалентная длина камеры сгорания в $м$	2,87
Расход этилового спирта для создания пленочных завес камеры (от общего расхода спирта в камеру) в %	13
Среднее значение удельного теплового потока в $ккал/м^2 сек$	510
или $ккал/м^2 час$	1,83·10 ⁶
Повышение температуры спирта в охлаждающей рубашке камеры в $^{\circ}C$	35
Число предкамер грушевидной камеры сгорания	18
Сухой вес в $кг$:	
камеры двигателя	422
турбонасосного агрегата	160
парогазогенератора	73
баллонов со сжатым воздухом	75
силовой рамы двигателя	56

общий вес двигателя (без баков)	930
кислородного бака	120
спиртового бака	76
Вес рабочих компонентов в баках двигателя в кг:	
этилового спирта	3814
жидкого кислорода	4900
перекиси водорода 80%-ной концентрации	177
перманганата натрия 28%-ной концентрации	14

Глава 5

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВ ЖРД

Жидкое вещество или совокупность жидких веществ, используемых в ЖРД в качестве источника энергии и рабочего тела для создания реактивной тяги, принято называть топливом двигателя. Каждое из таких жидких веществ, отдельно хранимых и отдельно подаваемых в камеру сгорания и составляющих в совокупности топливо для двигателя, называется компонентом топлива.

Компонент топлива, подвергающийся окислению в процессе сгорания в камере двигателя, принято называть горючим, а компонент топлива, окисляющий горючее в камере сгорания двигателя, — окислителем. При этом окисление понимается в широком смысле этого слова, т. е. собственно окисление — реакция горючих элементов с кислородом, фторирование — реакция горючего с фтором, хлорирование — реакция горючего с хлором и т. д.

На первом этапе развития ЖРД в качестве горючих применяли низкокалорийные углеводороды вроде спиртов, аминов, гидразингидрат и лишь в редких случаях керосин, а в качестве окислителей использовали 80%-ный водный раствор перекиси водорода, азотную кислоту и лишь в редких случаях жидкий кислород.

В настоящее время основное внимание уделяется высококалорийным и более эффективным топливам. Применение этих топлив в ЖРД позволяет получить более высокие значения удельной тяги двигателя, уменьшить его количество при заданной абсолютной тяге и продолжительности работы, а следовательно, уменьшить объем топливных баков, габариты снаряда и при прочих равных условиях достичь относительно большой дальности полета.

При проектировании двигателя в первую очередь выбирают компоненты топлива исходя из соображений эксплуатации и получения наилучших летных характеристик снаряда.

В настоящей главе даны краткие сведения о существующих видах топлива для ЖРД, приведены параметры, характеризующие качество компонентов топлива, и изложены основные требования к топливу для ЖРД.

Физические, термические и другие данные горючих и окислителей, рассматриваемых в настоящей главе, частично заимствованы из Технической энциклопедии, Справочника химика и других источников.

§ 1. Основные виды топлив ЖРД

По характеру использования в ЖРД топливо принято называть основным, пусковым и вспомогательным.

Основным топливом называются жидкие компоненты топлива, используемые непосредственно для работы камеры двигателя, а пусковым топливом — жидкие самовоспламеняющиеся компоненты топлива, используемые только в период запуска двигателя для первоначального воспламенения в камере сгорания несамовоспламеняющихся компонентов основного рабочего топлива.

Вещества, используемые в двигателе в качестве источника тепловой энергии и рабочего тела для питания газогенератора турбины насосного агрегата и жидкостного аккумулятора давления систем подачи из баков в камеру сгорания основных компонентов топлива, иногда называют вспомогательным топливом. Для этой цели также может быть использована небольшая часть компонентов основного топлива или газы, отбираемые из камеры двигателя.

В ЖРД могут быть использованы:

1) *однокомпонентные жидкие топлива*, в которых горючее и окислитель объединены в одном жидком веществе в виде химического соединения или устойчивой механической смеси (унитарные топлива);

2) *двухкомпонентные и многокомпонентные жидкие топлива*, состоящие из двух и более отдельно хранимых компонентов горючего и окислителя и отдельно подаваемых в камеру сгорания двигателя.

К однокомпонентным топливам относятся нитрометан (CH_3NO_2), представляющий собой высококалорийное, но сравнительно дорогое и взрывоопасное унитарное топливо, нитроглицерин ($\text{C}_3\text{H}_5\text{N}_3\text{O}_9$), растворы в азотной кислоте четырехоксида азота, тетранитрометана и других окислителей с горючим¹.

Однокомпонентные жидкие топлива характеризуются следующими особенностями:

а) однородностью горючей смеси;

б) постоянством всех ее основных характеристик (значениями коэффициента избытка окислителя, теплотворности, скорости сгорания и др.);

в) кинетическим характером сгорания в первичной стадии (независимо от гидродинамических факторов);

г) значительной склонностью некоторых топлив к разложению, детонации и взрыву.

При использовании унитарного топлива можно существенно упростить всю систему топливоподачи и несколько выиграть в весе двигателя по сравнению с двигателем, работающим на двухкомпонентном топливе. Однако существующие унитарные топлива значительно уступают двухкомпонентным топливам вследствие их:

¹ Экспресс-информация АН СССР, вып. 10, АДС—39, 1959.

1) значительной взрывоопасности (с мощным бризантным действием) при удовлетворительной теплотворности или

2) сравнительно низкой теплотворности при необходимой взрывоопасности.

Попытки примирить эти противоречия пока не дали желательного эффекта. До сих пор не создан ни один двигатель, надежно работающий на жидком унитарном топливе, несмотря на многие попытки конструкторов.

Особенно взрывоопасным и токсичным является нитрометан, представляющий собой при обычной температуре слегка маслянистую жидкость, используемую в промышленности в качестве растворителя и составной части лаков и красок для покрытий. Его температура кипения $+110^{\circ}\text{C}$, температура плавления -29°C и температура продуктов сгорания при 35 атa — около 2170°C , что указывает на благоприятное его использование с термодинамической точки зрения. При горении нитрометана образуется бледное, почти невидимое пламя.

Так как скорость детонации нитрометана во много раз превышает скорость нормального горения, а давление впрыска его в камеру сгорания должно быть таким, чтобы лишь незначительно превысить давление в камере сгорания, то детонационная волна может распространиться по топливопроводам и вызвать в них взрыв и аварию двигателя.

Для запуска двигателя, работающего на нитрометане, требуется специальная система зажигания и для начального воспламенения его — небольшое количество газообразного кислорода.

К числу наиболее распространенных двухкомпонентных топлив относятся:

а) водные растворы этилового спирта с жидким кислородом;

б) керосины с азотной кислотой (96 или 98%-ной концентрации по весу) или с ее растворами и др.

Двухкомпонентные жидкие топлива характеризуются следующими особенностями:

а) отдельным хранением и подачей в камеру сгорания двигателя;

б) относительной безопасностью при хранении и использовании в двигателе;

в) диффузионным (в основном) процессом сгорания в турбулентном потоке при одновременном смешении частиц горючего и окислителя (скорость сгорания обуславливается скоростью смешения);

г) возможностями подбора стабильных и наиболее эффективных компонентов топлива и регулирования скорости сгорания его путем изменения интенсивности смешения, так как при высоких температурах, развиваемых в очаге горения, скорость химической

реакции несоизмеримо больше, чем скорость смесеобразования, и др.

При диффузионном сгорании топлива пределы допустимого форсажа, не нарушающего устойчивого горения, гораздо шире, чем при кинетическом горении, что объясняется в основном предельной неоднородностью газового потока по концентрации компонентов топлива, т. е. по избытку окислителя.

Двухкомпонентные и многокомпонентные топлива делятся на:

1) *несамовоспламеняющиеся* топлива, жидкие компоненты которых при контакте между собой не загораются и для своего воспламенения требуют постороннего источника тепла, и

2) *самовоспламеняющиеся* топлива, жидкие компоненты которых в случае контакта между собой начинают гореть без постороннего источника тепла.

Примером несамовоспламеняющихся топлив служат спирт с кислородом, керосин с азотной кислотой и др.

Для каждого горючего можно подобрать такой окислитель, с которым рассматриваемое горючее будет самовоспламеняться при нормальной температуре. Поэтому деление горючих на самовоспламеняющиеся и несамовоспламеняющиеся лишено смысла, если не приведено указание на применяемый при этом конкретный окислитель, с которым рассматриваются комбинации горючих.

С фтором и озоном самовоспламеняется большинство горючих. Достаточно велико число горючих, самовоспламеняющихся с кислородом (фосфор, борводороды, некоторые металлорганические соединения и многие другие). Ряд горючих воспламеняется с моноокисью фтора. Горючие, самовоспламеняющиеся с азотной кислотой, как правило, самовоспламеняются с жидкими окислами азота, с их растворами в тетранитрометане, с окислами хлора и хлорной кислотой или их растворами, а также с моноокисью фтора.

Возникновение самовоспламенения в значительной мере зависит от условий, при которых происходит смешение реагирующих компонентов.

В настоящее время в ЖРД получили применение горючие, самозвоспламеняющиеся при контакте с азотной кислотой и перекисью водорода. К группе самовоспламеняющихся горючих с этими окислителями относятся:¹

- а) смесь ксилидина и триэтиламина с азотной кислотой;
- б) смесь анилина (65% по весу) и фурфуролового спирта (35%) с азотной кислотой;
- в) смесь оптола, анилина, ксилола, бензола и винилэтилового спирта с азотной кислотой;
- г) гидразингидрат с перекисью водорода;

¹ А. В. Болгарский и В. К. Шукин, Рабочий процесс в жидкостных ракетных двигателях, Оборонгиз, 1953.

д) ксилидин со смесью АМ-50 (смесь состоит по весу из 50% азотной кислоты 98%-ной концентрации и 50% олеума для нитрации, ГОСТ 701—41) и некоторые другие горючие, используемые в различных комбинациях друг с другом и с катализаторами воспламенения в качестве как основных, так и пусковых горючих компонентов топлива.

В качестве пусковых самовоспламеняющихся компонентов топлива успешно используют ксилидин со смесью АМ-40 или АМ-50 и другие сочетания горючих и окислителей.

Основное преимущество использования в ЖРД самовоспламеняющихся компонентов в качестве основного и пускового топлива состоит в следующем:

а) значительно упрощается система запуска двигателя, так как в этом случае не требуется особое устройство для зажигания топлива;

б) уменьшается опасность взрыва горючей смеси в камере сгорания при запуске и остановке двигателя, так как скопление несгоревшего топлива в камере почти невозможно;

в) уменьшаются объем и вес камеры сгорания, так как самореагирующие компоненты не требуют значительного времени для подготовки к сгоранию, что увеличивает литровую тягу двигателя.

Основными недостатками самовоспламеняющихся топлив являются:

а) производство этих топлив значительно сложнее, в силу чего они дороже относительно несамовоспламеняющихся топлив, и

б) большая пожароопасность в случае их течи в коммуникациях двигателя.

Условия воспламенения и горения топлива в камере сгорания требуют, чтобы несамовоспламеняющиеся компоненты топлива имели возможно низкую температуру воспламенения, а самовоспламеняющиеся компоненты топлива — возможно малый период задержки их самовоспламенения (период индукции). Особо важное значение имеет последнее требование.

Под периодом задержки самовоспламенения понимают время, прошедшее от момента соприкосновения между собой жидких самовоспламеняющихся компонентов топлива до их воспламенения.

Для безопасности запуска двигателя время задержки самовоспламенения компонентов топлива не должно превышать 0,03 сек. Для надежности запуска двигателя в различных метеорологических условиях и на различных высотах необходимо, чтобы время задержки самовоспламенения не возрастало чрезмерно при понижении температуры топлива и уменьшении атмосферного давления.

Чем ниже температура воспламенения самовоспламеняющихся компонентов топлива, тем меньше потребная энергия для их активации при зажигании, т. е. тем меньше требуется тепловой энергии извне для того, чтобы эти компоненты зажечь. Если в какой-то группе частиц топливной смеси начнется горение, то энергия

активации для других частиц будет передаваться от ранее химически прореагировавших между собой частиц компонентов топлива.

Величина энергии активации для различных топливных смесей различна. Чем больше потребная энергия активации, тем труднее воспламенить топливную смесь.

Ниже приведены основные характеристики горючих, окислителей и образуемых ими топлив, представляющих наибольший интерес для использования в ЖРД.

§ 2. Параметры, характеризующие качество топлива

Для выбора вида топлива и расчетов его процессов сгорания, а также расчета двигателя необходимо иметь полные и точные сведения о параметрах (физико-химических и др.) горючего, окислителя и топлива в целом.

К таким параметрам, характеризующим качество топлива, относятся:

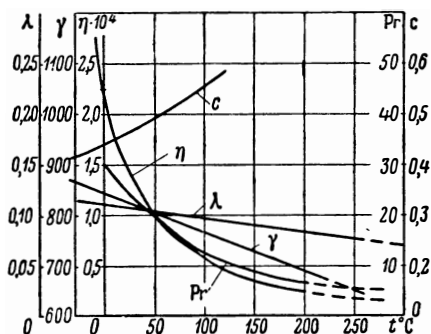
- 1) удельный вес топлива и его компонентов в зависимости от температуры;
- 2) температуры замерзания (плавления) и кипения этих компонентов топлива при данном давлении;
- 3) их удельная теплоемкость, вязкость и поверхностное натяжение;
- 4) элементарные составы компонентов топлива;
- 5) коэффициент состава топлива (соотношение окислителя к горючему) или коэффициент избытка окислителя в топливе;
- 6) величины теплотворности или энергосодержания топлива и его компонентов;
- 7) температуры вспышки и самовоспламенения, период индукции и пределы воспламенения данного топлива;
- 8) температура сгорания топлива при данных условиях;
- 10) удельное газообразование топлива, т. е. объем образующихся газов при сгорании единицы веса или объема топлива, приведенный к стандартным условиям;
- 11) удельная тяга, развиваемая двигателем при работе на данном топливе и при определенных условиях;
- 12) химическая стойкость компонентов топлива и продуктов сгорания топлива;
- 13) агрессивное действие компонентов топлива и продуктов его сгорания на материальную часть двигателя;
- 14) взаимная растворимость компонентов топлива и химическое влияние их друг на друга;
- 15) содержание в компонентах топлива посторонних примесей и их влияние на эксплуатацию двигателя;
- 16) химическая активность компонентов топлива, т. е. способность горючего и окислителя вступать в реакцию друг с другом,

характеризуемая скоростью химического превращения реагирующих веществ в данных условиях;

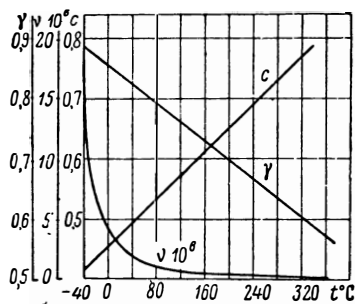
17) теплота образования компонента, подогрева его до температуры кипения и теплота испарения компонентов топлива;

18) гигроскопичность, летучесть и ядовитость компонентов топлива;

19) техническая доступность, стоимость и другие характеристики компонентов топлива.



Фиг. 5. 1. Физические константы тректорного керосина в зависимости от температуры (при нормальном давлении).



Фиг. 5. 2. Физические константы керосина в зависимости от температуры (при нормальном давлении).

Перечисленные свойства и характеристики топлива определяют к. п. д. и удельную тягу двигателя, возможность его охлаждения одним из компонентов топлива, систему питания топливом, надежность работы, удобство и безопасность эксплуатации, возможность и целесообразность использования топлива в двигателе.

Основным показателем, определяющим качество данного топлива, является развиваемая им весовая и объемная удельные тяги.

Удельный вес, температура замерзания и кипения при данных условиях, а также другие характеристики некоторых компонентов топлива приведены в таблицах, заимствованных из справочников и других литературных источников.

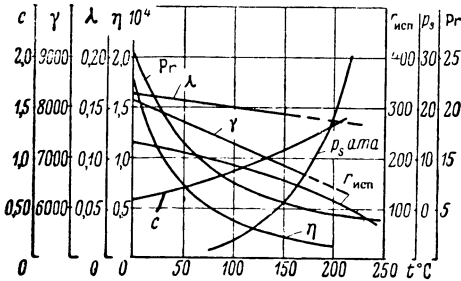
На фиг. 5. 1—5. 7 приведены физические константы (удельный вес, удельная теплоемкость, теплопроводность, вязкость и др.) наиболее широко используемых горючих и окислителей в зависимости от температуры.

Некоторые физические константы топлива или его отдельных компонентов могут быть определены по следующим формулам:

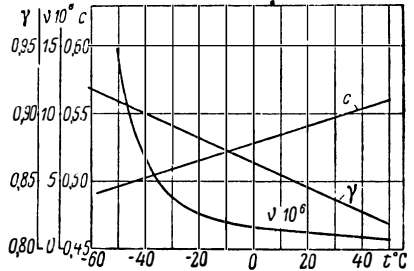
1) удельный вес топлива

$$\gamma_T = \frac{\gamma_T + \chi' \gamma_0}{1 + \chi'} = \frac{\gamma_0 \gamma_T (1 + \gamma)}{\gamma_0 + \chi \gamma_T}, \quad (5.1)$$

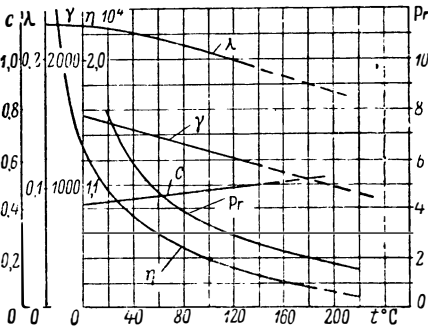
где γ_T и γ_0 — удельные веса соответственно горючего и окислителя при данных значениях температуры и давления; χ' и χ — объемное и весовое соотношение компонентов топлива;



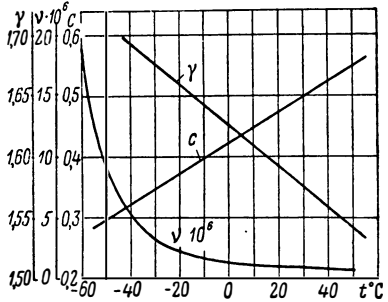
Фиг. 5.3. Физические константы этилового спирта 100%-ной весовой концентрации в зависимости от температуры (при нормальном давлении).



Фиг. 5.4. Физические константы горючего тонка-250 в зависимости от температуры (при нормальном давлении).



Фиг. 5.5. Физические константы азотной кислоты 100%-ной весовой концентрации в зависимости от температуры (при нормальном давлении).



Фиг. 5.6. Физические константы в зависимости от температуры окислителя, состоящего из 80% HNO_3 98%-ной и 20% N_2O_4 (при нормальном давлении).

2) удельный вес смеси нескольких компонентов

$$\gamma = g_1 \gamma_1 + g_2 \gamma_2 + \dots + \text{и т. д.}, \quad (5.2)$$

где g_1, g_2 и т. д. — весовые доли соответствующих компонентов в 1 кг смеси;

γ_1, γ_2 и т. д. — удельные веса этих компонентов при данных значениях температуры и давления;

3) теплоемкость смеси компонентов

$$c = g_1 c_1 + g_2 c_2 + \dots + \text{и т. д.}, \quad (5.3)$$

где c_1, c_2 и т. д. — теплоемкости соответствующих компонентов в смеси при данных значениях температуры и давления;

4) теплопроводность данного жидкого неассоциированного компонента

$$\lambda = \lambda_0 \left(\frac{\gamma}{\gamma_0} \right)^{4/3} \text{ ккал/м в час } ^\circ\text{C}, \quad (5.4)$$

где $\lambda_0 = \frac{1,52 \cdot 10^{-4}}{\mu^{1/3}} c_0 \gamma_0^{4/3}$ — теплопроводность в ккал/м час $^\circ\text{C}$;

c_0 — теплоемкость и

γ_0 — удельный вес компонента при данных значениях температуры и давления;

μ — молекулярный вес этого компонента;

5) теплопроводность смеси компонентов (приближенно)

$$\lambda = g_1 \lambda_1 + g_2 \lambda_2 + \dots + \text{и т. д.}, \quad (5.5)$$

где λ_1, λ_2 и т. д. — коэффициенты теплопроводности соответствующих компонентов топлива при данных значениях температуры и давления;

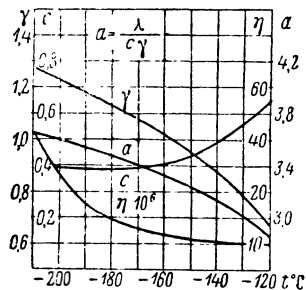
6) коэффициент кинематической вязкости смеси компонентов

$$\nu = \frac{1}{(g_1/\nu_1) + (g_2/\nu_2) + \dots + \text{и т. д.}} \text{ м}^2/\text{сек}, \quad (5.6)$$

где ν_1, ν_2 и т. д. — коэффициенты кинематической вязкости соответствующих компонентов при данных значениях давления и температуры ($\nu = \eta/\rho$, здесь ρ — плотность компонента).

К основным параметрам, характеризующим качество топлива, также относится его эффективность, т. е. величина достигаемой скорости полета снаряда в конце активного участка при работе двигателя на данном топливе, так как эта скорость является основным фактором, определяющим дальность полета реактивного снаряда.

Относительная эффективность данного топлива или его компонентов при одинаковых условиях использования (одинаковых значениях тяги ЖРД и давления в камере сгорания, постоянных секундных



Фиг. 5.7. Физические константы жидкого кислорода в зависимости от температуры.

Упругость насыщенных паров некоторых компонентов топлива, применяемых в образцах иностранных ракет

Вещество	Химическая формула	Давление в атм								Критические параметры	
		2	5	10	20	30	40	50	60	$t_{кр}$ °С	$P_{кр}$ атм
Температура, °С											
Этиловый спирт 100%-ный	C_2H_5OH	97,5	126,0	151,8	183,0	203,0	218,0	230,0	242,0	243	63,1
То же 92%-ный	—	100	128	155	183	210	232	250	266	—	—
Метиловый спирт 100%-ный	CH_3OH	84,0	112,5	138,0	167,8	186,5	203,5	214,0	224,0	240	78,7
Изопропиловый спирт 100%-ный	C_3H_7OH	101,3	130,2	155,7	186,0	205,0	220,2	232,0	—	235	53,0
Анилин	C_6H_7N	212,8	254,8	292,7	342,0	375,5	400,0	424,4	—	426	52,4
Аммиак	NH_3	-18,7	+4,7	25,7	50,1	66,1	78,9	89,3	98,3	132,4	111,5
Керосин	—	185	225	287	340	330	—	—	—	404,0	30,6
Тонка-250	—	100	170	214	270	304	—	—	—	358	34
Гидразин	N_2H_4	135	175	205	235	262	275	290	300	380	145
Диметилгидразин несимметричный (димазин)	$C_2H_8N_2$	84	110	142	173	190	208	224	235	249	62
Метилгидразин	CH_5N_2	—	—	—	—	—	—	—	—	257	75
Кислород жидкий	O_2	-176,0	-164,5	-153,1	-140,0	-130,7	-124,1	—	—	-118,9	49,7
Азотная кислота 100%-ная	HNO_3	120	150	190	230	264	290	312	—	—	—
То же 98%-ная	—	100	138	160	205	226	240	—	—	—	—
Четырехокись азота	N_2O_4	37,3	59,8	79,4	100,3	112,3	121,0	127,0	132,2	158,0	99,0
Смесь из 80% HNO_3 98%-ной + 20% N_2O_4	—	58	83	103	124	135	144	155	160	198,0	132,0
Вода	H_2O	120,1	152,4	180,5	213,1	234,6	251,1	264,7	270,5	374,15	225,65

расходах топлива и др.) может быть оценена по соответствующим формулам.

В табл. 5.1 приведена упругость насыщенных паров некоторых компонентов топлива, а в приложении VIII — зависимость упругости паров некоторых жидкостей от температуры.

§ 3. Способы пересчета элементарных весовых составов компонентов топлива в условные химические формулы и наоборот

При оценке топлива и термодинамическом расчете ЖРД иногда приходится пересчитывать элементарные весовые составы компонентов топлива в условные химические формулы и наоборот.

В случае использования кислородных окислителей компоненты топлива 100 %-ной весовой концентрации в общем виде могут иметь следующие элементарные весовые составы.

Горючее: C_r —углерод; H_r —водород; O_r —кислород; N_r —азот.	Окислитель: C_o —углерод; H_o —водород; O_o —кислород; N_o —азот.
Всего 100% или 1 кг	Всего 100% или 1 кг

Эти же составы горючего и окислителя могут быть выражены в виде следующих условных химических формул:

а) горючее $C_{c_1}H_{h_1}O_{o_1}N_{n_1}$, и б) окислитель $C_{c_2}H_{h_2}O_{o_2}N_{n_2}$,

где c_1, h_1, o_1, n_1 и c_2, h_2, o_2, n_2 — число атомов отдельных элементов соответственно горючего и окислителя.

Аналогичные условные химические формулы можно написать для большого числа элементов, образующих горючие и окислители, например $C_c H_h O_o N_n F_f Cl_{cl_1}$ — сложный окислитель.

Пересчет заданных весовых долей элементов горючего C_r, H_r, O_r, N_r и окислителя C_o, H_o, O_o, N_o % в условные химические формулы сводится в основном к определению числа атомов отдельных элементов компонентов топлива по следующим формулам.

Г о р ю ч е г о:

$$c_1 = \frac{C_r}{12}; \quad h_1 = \frac{H_r}{1}; \quad o_1 = \frac{O_r}{16}; \quad n_1 = \frac{N_r}{14}. \quad (5.7)$$

О к и с л и т е л я:

$$c_2 = \frac{C_o}{12}; \quad h_2 = \frac{H_o}{1}; \quad o_2 = \frac{O_o}{16}; \quad n_2 = \frac{N_o}{14}. \quad (5.8)$$

Пересчет заданных составов компонентов топлива из условных химических формул в весовые доли элементов производят по следующим формулам.

Горючего:

$$\left. \begin{aligned} C_r &= \frac{12c_1}{\mu_r}; & H_r &= \frac{h_1}{\mu_r}; \\ O_r &= \frac{16o_1}{\mu_r}; & N_r &= \frac{14n_1}{\mu_r} \text{ кг/кг.} \end{aligned} \right\} \quad (5.9)$$

Окислителя:

$$\left. \begin{aligned} C_o &= \frac{12c_2}{\mu_o}; & H_o &= \frac{h_2}{\mu_o}; \\ O_o &= \frac{16o_2}{\mu_o}; & N_o &= \frac{14n_2}{\mu_o} \text{ кг/кг,} \end{aligned} \right\} \quad (5.10)$$

где $\mu_r = 12c_1 + h_1 + 16o_1 + 14n_1$ — молекулярный вес горючего;
 $\mu_o = 12c_2 + h_2 + 16o_2 + 14n_2$ — то же окислителя.

Если горючее и окислитель состоят из нескольких отдельных компонентов, то их весовые доли элементов определяются по следующим формулам.

Горючего:

$$\left. \begin{aligned} C_r &= g_1 C_{r_1} + g_2 C_{r_2}; & H_r &= g_1 H_{r_1} + g_2 H_{r_2}; \\ O_r &= g_1 O_{r_1} + g_2 O_{r_2} \text{ и } N_r &= g_1 N_{r_1} + g_2 N_{r_2}. \end{aligned} \right\} \quad (5.11)$$

Окислителя:

$$\left. \begin{aligned} C_o &= g_1 C_{o_1} + g_2 C_{o_2}; & H_o &= g_1 H_{o_1} + g_2 H_{o_2}; \\ O_o &= g_1 O_{o_1} + g_2 O_{o_2} \text{ и } N_o &= g_1 N_{o_1} + g_2 N_{o_2}, \end{aligned} \right\} \quad (5.12)$$

где g_1 и g_2 — весовые доли смеси горючего в кг/кг;
 C_{r_1}, H_{r_1} и C_{r_2}, H_{r_2} — элементы одного и соответственно другого компонента в смеси горючего в кг/кг;

C_{o_1}, H_{o_1} и C_{o_2}, H_{o_2} — то же окислителя в кг/кг

Составы компонентов топлива при заданных концентрациях их в водных растворах можно выразить следующими условными химическими формулами:

$$C_{c_1} H_{h_1} O_{o_1} N_{n_1} \cdot m_r H_2O \text{ и } C_{c_2} H_{h_2} O_{o_2} N_{n_2} \cdot m_o H_2O; \quad (5.13)$$

здесь m_r и m_o — число молей воды, приходящейся на 1 моль чистого горючего и соответственно окислителя, определяемое по формулам:

$$m_r = \frac{\mu_r(100 - \sigma_r)}{18\sigma_r} \text{ моля/моль; } m_o = \frac{\mu_o(100 - \sigma_o)}{18\sigma_o} \text{ моля/моль,} \quad (5.14)$$

где $\sigma_r\%$ и $\sigma_o\%$ — концентрация в водном растворе горючего и соответственно окислителя.

Если в данных водных растворах содержится $\sigma_r\%$ горючего и $\sigma_o\%$ окислителя, то веса соответствующих растворов по расчету на 1 моль чистого горючего будут:

$$\mu'_r = \mu_r + 18m_r = \mu_r \frac{100}{\sigma_r} \text{ кг}; \quad \mu'_o = \mu_o + 18m_o = \mu_o \frac{100}{\sigma_o} \text{ кг}. \quad (5.15)$$

Пример 1. Написать для керосина условную химическую формулу, если весовые доли его элементов следующие: $C_r = 86,4\%$ и $H_r = 13,6\%$.

Решение.

1. Числа атомов отдельных элементов керосина заданного состава будут

$$c_1 = \frac{C_r}{12} = \frac{86,4}{12} = 7,2 \text{ и } h_1 = \frac{H_r}{1} = 13,6.$$

2. Керосин имеет условную химическую формулу $C_{7,2}H_{13,6}$.

Пример 2. Определить элементарный весовой состав горючего, состоящего по весу из 50% триэтиламина ($C_6H_{15}N$) и 50% ксилидина ($C_8H_{11}N$).

Решение.

1. Молекулярные веса компонентов горючего:

а) триэтиламина

$$\mu_{r_1} = 12c_1 + h_1 + 14n_1 = 12 \cdot 6 + 1 \cdot 15 + 14 \cdot 1 = 101,0;$$

б) ксилидина

$$\mu_{r_2} = 12 \cdot 8 + 11 \cdot 1 + 14 \cdot 1 = 121,25.$$

2. Весовые доли элементов компонентов смеси горючего:

а) триэтиламина

$$C_{r_1} = \frac{12c_1}{\mu_{r_1}} = \frac{12 \cdot 6}{101,2} = 0,7115 \text{ кг} = 71,15\%;$$

$$H_{r_1} = \frac{h_1}{\mu_{r_1}} = \frac{15}{101,2} = 0,1482 \text{ кг} = 14,82\%;$$

$$N_{r_1} = \frac{14n_1}{\mu_{r_1}} = \frac{14 \cdot 1}{101,2} = 0,1403 \text{ кг} = 14,03\%;$$

б) ксилидина

$$C_{r_2} = 12 \frac{c_1}{\mu_{r_2}} = \frac{12 \cdot 8}{121,25} = 0,7939 \text{ кг} = 79,39\%;$$

$$H_{r_2} = \frac{h_1}{\mu_{r_2}} = \frac{11}{121,25} = 0,0907 \text{ кг} = 9,07\%;$$

$$N_{r_2} = 14 \frac{n_1}{\mu_{r_2}} = \frac{14}{121,25} = 0,1154 \text{ кг} = 11,54\%.$$

Всего 1 кг или 100%

3. Весовые доли элементов смеси горючего:

$$C_r = g_1 C_{r_1} + g_2 C_{r_2} = 0,5 \cdot 0,7115 + 0,5 \cdot 0,7939 = 0,7527 \text{ кг};$$

$$H_r = g_1 H_{r_1} + g_2 H_{r_2} = 0,5 \cdot 0,1482 + 0,5 \cdot 0,0907 = 0,1194 \text{ кг};$$

$$N_r = g_1 N_r + g_2 N_{r_2} = 0,5 \cdot 0,1403 + 0,5 \cdot 0,1154 = 0,1279 \text{ кг}.$$

Всего 1 кг

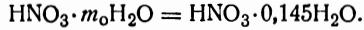
Пример 3. Написать условную химическую формулу для азотной кислоты; 96%-ной весовой концентрации и определить весовые доли ее элементов.

Решение.

1. В водном растворе азотной кислоты содержится воды:

$$m_o = \mu_o \frac{(100 - \sigma_o)}{18\sigma_o} = 63 \frac{(100 - 96)}{18,96} = 0,145 \text{ моля/моль.}$$

2. Условная химическая формула данного водного раствора азотной кислоты имеет вид



3. Вес водного раствора по расчету на 1 моль чистой азотной кислоты:

$$\mu'_o = \mu_o \frac{100}{\sigma_o} = 63 \frac{100}{96} = 69,7 \text{ кг.}$$

4. Весовые доли элементов компонентов смеси окислителя:

а) азотной кислоты

$$\text{H}_{o_1} = \frac{1}{63} = 0,016 \text{ кг/кг; } \text{N}_{o_1} = \frac{14 \cdot 1}{63} = 0,762 \text{ кг;}$$

$$\text{O}_{o_1} = \frac{16 \cdot 3}{63} = 0,222 \text{ кг/кг;}$$

всего

$$\text{H}_{o_1} + \text{N}_{o_1} + \text{O}_{o_1} = 0,016 + 0,762 + 0,222 = 1 \text{ кг;}$$

б) воды

$$\text{H}_{o_2} = \frac{1}{18} = 0,111 \text{ кг/кг и } \text{O}_{o_2} = \frac{16,1}{18} = 0,889 \text{ кг/кг;}$$

всего

$$\text{H}_{o_2} + \text{O}_{o_2} = 0,111 + 0,889 = 1 \text{ кг.}$$

5. Весовые доли элементов смеси окислителя:

$$\text{H}_o = g_1 \text{H}_{o_1} + g_2 \text{H}_{o_2} = 0,96 \cdot 0,016 + 0,04 \cdot 0,111 = 0,020 \text{ кг/кг;}$$

$$\text{N}_o = 0,96 \cdot 0,762 = 0,213 \text{ кг/кг;}$$

$$\text{O}_o = 0,96 \cdot 0,222 + 0,04 \cdot 0,889 = 0,763 \text{ кг/кг}$$

Всего 1 кг или 100%

§ 4. Определение теоретического и действительного количества окислителя для полного сгорания единицы горючего

Для полного сгорания данного количества горючего теоретически требуется вполне определенное количество окислителя.

Например, для полного сгорания 1 кг тракторного керосина теоретически (стехиометрически) требуется 14,8 кг воздуха, или 7,4 кг перекиси водорода, или 5,4 кг азотной кислоты 98%-ной концентрации по весу, или 3,42 кг жидкого кислорода.

Поэтому для кислородного окислителя состав топлива в общем виде можно выразить следующей условной химической формулой:



где χ_{μ} — число молей окислителя, теоретически потребное для полного сгорания 1 моля горючего, определяемое из равенства чисел атомов кислорода до и после полного сгорания горючих элементов топлива (табл. 5.2 и 5.3), т. е.

$$o_1 + \chi_{\mu}o_2 = 2(c_1 + \chi_{\mu}c_2) + 0,5(h_1 + \chi_{\mu}h_2),$$

откуда

$$\chi_{\mu} = \frac{2c_1 + 0,5h_1 - o_1}{o_2 - (2c_2 + 0,5h_2)} \text{ моля/моль}. \quad (5.17)$$

В этой формуле числитель представляет собой число потребных атомов кислорода для полного сгорания 1 моля горючего, а знаменатель — число атомов кислорода, содержащихся в 1 моле окислителя.

Таблица 5.2

Число атомов отдельных элементов в молекуле горючего, окислителя и топлива в общем виде

Элементы горючего и окислителя	В 1 моле горючего	В 1 моле окислителя	В топливе из расчета на 1 моль горючего
Углерод	c_1	$\chi_{\mu} c_2$	$c_1 + \chi_{\mu} c_2$
Водород	h_1	$\chi_{\mu} h_2$	$h_1 + \chi_{\mu} h_2$
Кислород	o_1	$\chi_{\mu} o_2$	$o_1 + \chi_{\mu} o_2$
Азот	n_1	$\chi_{\mu} n_2$	$n_1 + \chi_{\mu} n_2$

Аналогичные формулы можно написать для топлива, состоящего из большого числа элементов горючего и окислителя.

Теоретически потребное количество окислителя для полного сгорания данной весовой единицы горючего часто называют *коэффициентом состава топлива*.

Предыдущие формулы позволяют определить молярный стехиометрический коэффициент состава топлива независимо от концентраций горючего и окислителя.

При 100%-ной весовой концентрации горючего и окислителя весовой и объемный стехиометрические коэффициенты состава топлива определяются по формулам:

$$\chi_o = \frac{G_{s o}}{G_{s r}} = \chi_{\mu} \frac{\mu_o}{\mu_r} = \chi_{\mu} \frac{12c_2 + h_2 + 16o_2 + 14n_2}{12c_1 + h_1 + 16o_1 + 14n_1} \text{ кг/кг}; \quad (5.18)$$

$$\chi'_o = \frac{V_{s o}}{V_{s r}} = \frac{G_{s o}/\gamma_o}{G_{s r}/\gamma_r} = \chi_o \frac{\gamma_r}{\gamma_o} \text{ л/л}, \quad (5.19)$$

откуда

$$\chi_o = \chi' \frac{\gamma_o}{\gamma_r} \text{ кг/кг}, \quad (5.20)$$

где γ_r и γ_o — удельные веса соответственно горючего и окислителя в кг/л.

Таблица 5.3

Потребное число атомов кислорода для сгорания горючих элементов топлива и получаемое при этом число молей продуктов сгорания

Уравнения сгорания горючих элементов топлива	Потребное число атомов кислорода для полного сгорания горючих элементов топлива	Получаемое число молей продуктов полного сгорания 1 моля горючего моля/моль
$C + O_2 = CO_2$ $H_2 + 0,5O_2 = H_2O$ Азот не горит	$2(c_1 + \gamma_\mu c_2)$ $0,5(h_1 + \gamma_\mu h_2)$ Кислорода не требуется	$M_{CO_2} = c_1 + \gamma_\mu c_2$ $M_{H_2O} = 0,5(h_1 + \gamma_\mu h_2)$ $M_{N_2} = n_1 + \gamma_\mu n_2$
Всего теоретически требуется кислорода и образуется продуктов сгорания топлива	$2(c_1 + \gamma_\mu c_2) +$ $+ 0,5(h_1 + \gamma_\mu h_2) =$ $= o_1 + \gamma_\mu o_2$	$M_r = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} =$ $= c_1 + 0,5 h_1 + n_1 +$ $+ \gamma_\mu (c_2 + 0,5 h_2 + 0,5 n_2)$

При заданных весовых концентрациях горючего σ_r % и окислителя σ_o % в водных растворах состав топлива в общем виде выразится следующей условной химической формулой:

$$C_{c_1} H_{h_1} O_{o_1} N_{n_1} m_r H_2O + \gamma_\mu (C_{c_2} H_{h_2} O_{o_2} N_{n_2} m_o H_2O), \quad (5.21)$$

где m_r и m_o — числа молей воды в 1 моле соответственно горючего и окислителя, определяемые по приведенным выше формулам, в моль/моль.

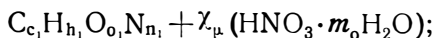
При этом весовой и объемный стехиометрические коэффициенты состава топлива определяются по формулам:

$$\chi_o = \chi_\mu \frac{\mu_o'}{\mu_r'} = \chi_\mu \frac{\mu_o \frac{100}{\sigma_o}}{\mu_r \frac{100}{\sigma_r}} = \chi_\mu \frac{\mu_o \sigma_r}{\mu_r \sigma_o} \text{ кг/кг}; \quad (5.22)$$

$$\chi_o' = \chi_\mu \frac{\mu_o \sigma_r}{\mu_r \sigma_o} \frac{\gamma_r}{\gamma_o} \text{ л/л}. \quad (5.23)$$

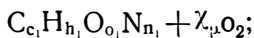
Можно написать формулы для определения коэффициентов χ_μ и χ_o применительно к конкретным топливам, например:

1) для сложного горючего и водного раствора азотной кислоты различной весовой концентрации



$$\chi_\mu = \frac{2c_1 + 0,5h_1 - o_1}{3 - 0,5h_2} \text{ моля/моль}; \quad \chi_o = \chi_\mu \frac{63 + 18m_o}{12c_1 + h_1 + 16o_1} \text{ кг/кг};$$

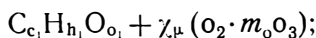
2) для сложного горючего и кислорода



$$\chi_\mu = c_1 + 0,25h_1 - 0,5 \cdot o_1 \text{ моля/моль};$$

$$\chi_o = \chi_\mu \frac{32}{12c_1 + h_1 + 16 \cdot o_1 + 14n_1} \text{ кг/кг};$$

3) для горючего и раствора озона в кислороде



$$\chi_\mu = \frac{2c_1 + 0,5h_1 - o_1}{2 + 3m_o} \text{ моля/моль}; \quad \chi_o = \chi_\mu \frac{32 + 48m_o}{12c_1 + h_1 + 16 \cdot o_1} \text{ кг/кг}.$$

Если топливо задано в виде элементарных составов горючего и окислителя, то весовой стехиометрический коэффициент состава топлива определится по таким формулам.

1. В случае использования окислителя, состоящего из чистого кислорода:

$$\chi_o = \frac{8}{3} C_r + 8H_r - O_r \text{ кг/кг},$$

где C_r , H_r и O_r — элементы горючего в кг/кг.

2. В случае использования окислителя, в состав которого также входят горючие элементы:

$$\chi_o = \frac{\frac{8}{3} C_r + 8H_r - O_r}{O_o - \left(\frac{8}{3} C_o + 8H_o \right)} \text{ кг/кг}.$$

В этом случае молярный стехиометрический коэффициент состава топлива определится из предыдущей формулы:

$$\chi_o = \chi_\mu \frac{\mu_o \sigma_r}{\mu_r \sigma_o}, \text{ т. е. } \chi_\mu = \chi_o \frac{\mu_r \sigma_o}{\mu_o \sigma_r} \text{ кмоль/кмоль}.$$

В табл. 5.4—5.6 приведены значения весовых и объемных стехиометрических коэффициентов состава наиболее широко используемых топлив.

Пример 4. Определить χ_μ , χ_o и χ_o' топлива, состоящего из керосина состава $C_{7,15} H_{13,5}$ и азотной кислоты 96%-ной весовой концентрации, если $\gamma_r = 0,84 \text{ кг/л}$, $\gamma_o = 1,5 \text{ кг/л}$ и $m_o = 0,184 \text{ кмоль/кмоль}$.

Решение.

Коэффициенты состава данного топлива будут:

$$а) \gamma_{\mu} = \frac{2c_1 + 0,5h_1 - o_1}{o_2 - 0,5h_2} = \frac{2 \cdot 7,15 + 5 \cdot 13,5 - 0}{3 - 0,5 \cdot 1} = 8,16 \text{ кмоль/кмоль};$$

б) весовой

$$\chi_o = \gamma_{\mu} \frac{\mu_o + 18m_o}{12c_1 + h_1 + 16o_1} = 8,16 \frac{63 \cdot 18 \cdot 0,184}{12 \cdot 7,15 + 13,5} = 5,512 \text{ кг/кг};$$

в) объемный

$$\chi'_o = \chi_o \frac{\gamma_r}{\gamma_o} = 5,512 \frac{0,84}{1,5} = 3,081 \text{ л/л}.$$

Пример 5. Определить теоретический расход тетранитрометана $C(NO_2)_4$ для полного сгорания 1 кмоль и 1 кг керосина следующего состава: $C_r = 86,4\%$ и $H_r = 13,6\%$.

Решение.

1. Условная химическая формула керосина заданного состава имеет вид

$$\frac{C_{86,4}}{12} \frac{H_{13,6}}{1} = C_{7,2}H_{13,6}$$

2. Стехиометрический коэффициент состава топлива будет:

а) молярный

$$\gamma_{\mu} = \frac{2 \cdot 7,2 + 0,5 \cdot 13,6}{8 - 2,1} = 3,537 \text{ кмоль/кмоль};$$

б) весовой

$$\chi_o = \gamma_{\mu} \frac{\mu_o}{\mu_r} = 3,537 \frac{196}{100} = 6,933 \text{ кг/кг}.$$

Те же результаты можно получить другим путем.

Для этого вычислим весовой элементарный состав тетранитрометана, т. е.

$$C_o = \frac{12}{196} 100 = 6,12\%; \quad N_o = \frac{4 \cdot 14}{196} 100 = 28,58\%;$$

$$O_o = \frac{8 \cdot 16}{196} 100 = 65,30\%.$$

При этом получим

$$\chi_o = \frac{\frac{8}{3} C_r + 8H_r - O_r}{O_o - \left(\frac{8}{3} C_o + 8N_o\right)} = \frac{\frac{8}{3} 86,4 + 8 \cdot 13,6}{65,3 - \frac{8}{3} 6,12} = 6,93 \text{ кг/кг};$$

$$\gamma_{\mu} = \chi_o \frac{\mu_r}{\mu_o} = 6,93 \frac{100}{196} = 3,537 \text{ кмоль/кмоль}.$$

Пример 6. Определить теоретический расход азотной кислоты 100 и 90%-ной весовой концентрации для полного сгорания 1 кмоль и 1 кг толуола C_7H_8 .

Решение.

$$1) \quad \chi_o = \frac{2c_1 + 0,5h_1 - o_1}{O_2 - (2c_2 + 0,5h_2)} = \frac{2 \cdot 7 + 0,5 \cdot 8}{3 - 0,5 \cdot 1} = 7,2 \text{ кмоль/кмоль};$$

$$2) \quad \chi_o = \chi_{\mu} \frac{\mu_o}{\mu_r} = 7,2 \frac{63}{92} = 4,93 \text{ кг/кг};$$

$$3) \quad \chi_o = \chi_{\mu} \frac{\mu_o \sigma_r}{\mu_r \sigma_o} = 7,2 \frac{63 \cdot 100}{92 \cdot 90} = 5,46 \text{ кг/кг}.$$

Пример 7. Определить теоретически необходимое количество азотной кислоты для сгорания 1 кг керосина, если компоненты имеют элементарные составы:

а) керосин:

$$C_r = 85,6\% = 0,856 \text{ кг};$$

$$H_r = 14,4\% = 0,144 \text{ кг}$$

Всего 100% или 1 кг

б) азотная кислота:

$$H_o = 1,6 = 0,016 \text{ кг};$$

$$O_o = 76,2\% = 0,762 \text{ кг};$$

$$N_o = 22,2\% = 0,222 \text{ кг}$$

Всего 100% или 1 кг

Решение.

$$\chi_o = \frac{\frac{8}{3} C_r + 8H_r - O_r}{O_o - \left(\frac{8}{3} C_o + 8H_o \right)} = \frac{\frac{8}{3} 85,6 + 8 \cdot 14,4}{76,2 - 8 \cdot 1,6} = 5,4 \text{ кг/кг}.$$

§ 5. Определение коэффициента избытка окислителя в топливе

Расчеты и эксперименты показывают, что наибольшую удельную тягу развивает двигатель при работе на топливе с некоторым недостатком окислителя, так как при этом:

1) понижается температура продуктов сгорания топлива вследствие разбавления их горючим и, следовательно, снижаются потери тепла из-за диссоциации газов;

2) образуются продукты сгорания топлива с малым молекулярным весом (газообразный водород и другие легкие газы), а следовательно, с большей газовой постоянной;

3) улучшаются условия для смешения компонентов топлива, так как чем больше отличается состав топливной смеси от стехиометрического, тем легче осуществить перемешивание и получить стехиометрический состав смеси для компонента, находящегося в недостатке; в результате увеличивается полнота сгорания и, следовательно, повышается удельное тепловыделение топлива, что в совокупности с предыдущими факторами увеличивает удельную тягу двигателя.

Но, с другой стороны, при сжигании горючего с недостатком окислителя в продуктах сгорания остается несгоревший компонент

и теряется непроизводительно часть горючего. Поэтому уменьшение окислителя в топливе относительно стехиометрически потребного количества практически должно иметь рациональный предел.

Отношение фактически расходуемого количества окислителя для сгорания единицы количества горючего к теоретически необходимому принято называть *коэффициентом избытка окислителя* в топливе и обозначать буквой α , т. е.

$$\alpha = \frac{\chi_{\mu}}{\chi_{\mu}} = \frac{\chi}{\chi_0} = \frac{\chi'}{\chi'_0}, \quad (5.24)$$

откуда действительное количество окислителя для сгорания единицы горючего будет

$$\chi_{\mu}' = \alpha \chi_{\mu} \text{ кмоль/кмоль}; \quad \chi = \alpha \chi_0 \text{ кг/кг} \text{ и } \chi' = \alpha \chi' \text{ л/л},$$

где χ_{μ}' , χ и χ' — соответственно молярный, весовой и объемный действительные коэффициенты состава топлива.

В современных двигателях $\alpha \approx 0,70 \div 0,98$.

Если в окислителе содержатся горючие элементы, то между коэффициентом избытка окислителя и коэффициентом избытка кислорода (фтора, хлора) имеется существенная разница.

В табл. 5.4 приведены расчетные значения χ и χ' при различных α для топлива, состоящего из керосина $C_{7,15}H_{13,5}O_{0,05}$ ($\gamma_r = 0,84$ кг/л при $20^\circ C$) и водного раствора азотной кислоты различной весовой концентрации, вычисленные при нормальной температуре с учетом изменения удельного веса азотной кислоты в зависимости от ее концентрации.

Таблица 5.4

Таблица 5.5

Концентрация в %	96	98	100				Коэффициент α	χ кг/кг	χ' л/л
	χ в кг/кг			χ' в л/л					
α									
0,6	2,993	2,953	2,935	1,673	1,643	1,622	0,6	2,054	1,496
0,7	3,577	3,534	3,491	1,999	1,966	1,929	0,7	2,397	1,745
0,8	4,175	4,129	4,068	2,333	2,297	2,248	0,8	2,793	1,994
0,9	4,835	4,750	4,668	2,702	2,642	2,580	0,9	3,082	2,244
1,0	5,512	5,400	5,292	3,081	3,004	2,924	1,0	3,424	2,493

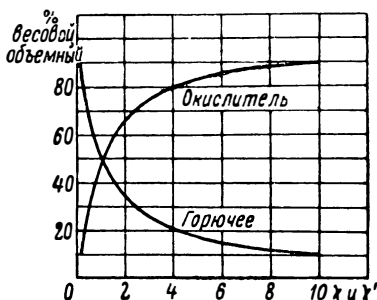
В табл. 5.5 приведены расчетные значения χ и χ' для топлива, состоящего из керосина $C_{7,15}H_{14,2}$ ($\gamma_r = 0,83$ кг/л при $20^\circ C$) и жидкого кислорода O_2 .

В табл. 5.6 приведены значения χ и χ' для топлива, состоящего из водного раствора этилового спирта различной весовой концентрации $C_2H_5OH \cdot n \cdot H_2O$ и жидкого кислорода O_2 .

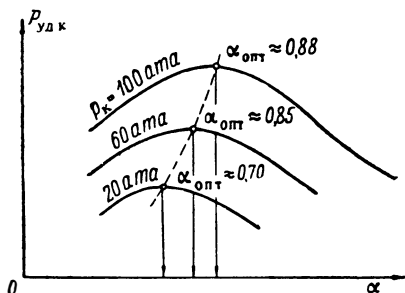
Таблица 5.6

Концентрация C_2H_5OH в %	75	85	95	100	75	85	95	100
	χ в кг/кг				χ' в л/л			
0,6	0,745	0,892	1,038	1,112	0,558	0,649	0,731	0,768
0,7	0,950	1,112	1,274	1,355	0,712	0,809	0,797	0,937
0,8	1,154	1,332	1,509	1,598	0,865	0,969	1,063	1,105
0,9	1,359	1,552	1,745	1,841	1,019	1,129	1,229	1,273
1,0	1,564	1,772	1,980	2,085	1,172	1,290	1,395	1,441

Если известно соотношение компонентов топлива по весу или по объему χ' , то по графикам фиг. 5.8 можно приблизительно определить содержание горючего и окислителя в топливе в % по весу или объему.



Фиг. 5.8. Объемное и весовое процентное содержание в топливе горючего и окислителя в зависимости от коэффициентов состава χ и χ' .



Фиг. 5.9. Удельная тяга двигателя в зависимости от коэффициента избытка окислителя в топливе при различных давлениях в камере сгорания.

Вопрос оптимального значения $\alpha_{опт}$ для различных топлив в зависимости от давления в камере сгорания еще недостаточно изучен. При заданном давлении в камере сгорания двигателя оптимальным будет то значение коэффициента избытка окислителя, которому отвечает максимум удельной тяги, значение которой, так же как и оптимальное значение этого коэффициента, зависит от характера процесса истечения продуктов сгорания топлива из сопла.

При повышении давления в камере двигателя снижается диссоциация продуктов сгорания топлива (процесс сгорания интенсифицируется), и поэтому значение α по величине максимальной удельной тяги возрастает (фиг. 5.9).

Расчеты показывают, что у топлив с высокой температурой сгорания (например керосин+жидкий кислород) максимум удельной

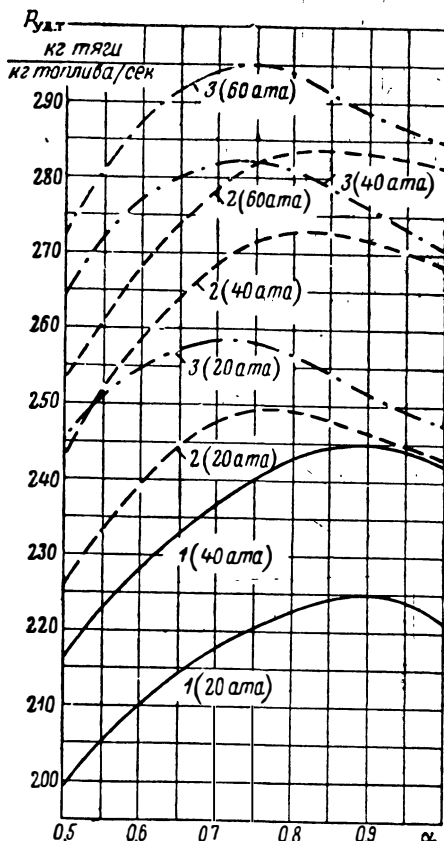
тяги лежит в области меньших α (фиг. 5. 10), чем у топлив с относительно низкой температурой сгорания (например керосин+азотная кислота).

При одном и том же давлении в камере двигателя максимум температуры сгорания топлива по

величине α лежит ближе к единице, чем максимум удельной тяги.

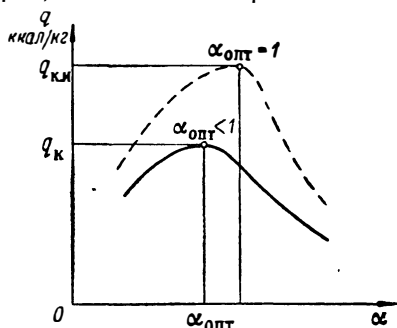
Расчеты показывают, что изменение χ относительно его оптимального значения на 5% снижает $P_{уд}$ на 0,5%, а изменение χ на 2% изменяет температуру продуктов сгорания топлива почти на 50° С и конечную скорость полета снаряда приблизительно на 4%.

Для приближенного определения оптимального значения $\alpha_{опт}$ данного топлива в зависимости от давления в камере сгорания двигателя нужно задаться несколькими предполагаемыми значениями α (не менее четырех) и вычислить при этих зна-



Фиг. 5. 10. Зависимость теоретической удельной тяги некоторых топлив от коэффициента избытка окислителя при давлении в камере сгорания $p_k=20; 40$ и 60 атм.

1—керосин +96%-ная азотная кислота, 2—93,5%-ный этиловый спирт+жидкий кислород, 3—керосин+жидкий кислород.



Фиг. 5. 11. Зависимость идеального и действительного тепловыделений топлива от коэффициента избытка окислителя.

чениях удельную тягу двигателя, а затем построить графики зависимости $P_{уд}$ от α .

На фиг. 5. 11 показаны кривые удельных тепловыделений топлива в идеальном двигателе $q_{ид}$ и в реальном двигателе q_k (с учетом побочных теплотерь) в зависимости от коэффициента избытка окислителя в топливе α .

Из этой фигуры видно, что кривая q_k имеет максимум при $\alpha < 1$, располагается ниже кривой $q_{кн}$ и стремится сблизиться с ней в области пониженных температур, связанных с большим недостатком окислителя (левая ветвь фигуры) или горючего (правая ветвь).

Это сближение обеих кривых вызывается уменьшением диссоциации продуктов сгорания топлива с переходом процесса сгорания в область более низких температур. Резкое понижение обеих кривых в области уменьшенных α (от единицы до нуля) объясняется все большим недостатком окислителя и резко замедленным ходом процесса сгорания в связи с понижением температуры.

В области $\alpha > 1$ эти кривые удельного тепловыделения, а следовательно, и температура процесса сгорания топлива понижаются более круто (по сравнению с областью $\alpha < 1$), в связи с чем замедляется и скорость процесса сгорания.

При повышении давления в камере сгорания удельное тепловыделение q_k увеличивается в связи с уменьшением диссоциации продуктов сгорания топлива.

Элементарный весовой состав 1 кг топлива при заданном коэффициенте избытка окислителя α определится по формулам:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{а) углерода} & \text{в) кислорода} \\ C_T = \frac{C_r + \alpha \chi_o C_o}{1 + \alpha \chi_o} \text{ кг/кг;} & O_T = \frac{O_r + \alpha \chi_o O_o}{1 + \alpha \chi_o} \text{ кг/кг;} \\ \text{б) водорода} & \text{г) азота} \\ H_T = \frac{H_r + \alpha \chi_o H_o}{1 + \alpha \chi_o} \text{ кг/кг;} & N_T = \frac{N_r + \alpha \chi_o N_o}{1 + \alpha \chi_o} \text{ кг/кг.} \end{array} \right\} (5.25)$$

Пример 8. Определить элементарный состав топлива, состоящего из керосина ($C_r = 0,86$; $H_r = 0,13$ и $O_r = 0,01$ кг/кг) и азотной кислоты 96%-ной весовой концентрации ($H_o = 0,020$; $O_o = 0,767$ и $N_o = 0,213$ кг/кг), если коэффициент избытка окислителя в топливе $\alpha = 0,8$.

Решение.

1. Потребное количество азотной кислоты заданной весовой концентрации для сгорания 1 кг керосина:

а) теоретическое

$$\chi_o = \frac{\frac{8}{3} C_r + 8H_r - O_r}{O_o - \left(\frac{8}{3} C_o + 8H_o \right)} = \frac{0,86 + 8 \cdot 0,13 - 0,01}{0,767 - 8 \cdot 0,02} = 5,46 \text{ кг/кг;}$$

б) действительное

$$\chi = \alpha \chi_o = 0,8 \cdot 5,46 = 4,36 \text{ кг/кг.}$$

2. Элементарный состав данного топлива будет

$$C_T = \frac{C_r + \chi C_o}{1 + \chi} = \frac{0,86}{1 + 4,36} = 0,161 \text{ кг/кг;}$$

$$\begin{aligned}
 H_T &= \frac{O_T + \chi O_o}{1 + \chi} = \frac{0,13 + 4,36 \cdot 0,02}{1 + 4,36} = 0,039 \text{ кг/кг}; \\
 O_T &= \frac{O_T + \chi O_o}{1 + \chi} = \frac{0,01 + 4,36 \cdot 0,767}{1 + 4,36} = 0,626 \text{ кг/кг}; \\
 N_T &= \frac{N_T + \chi N_o}{1 + \chi} = \frac{4,36 \cdot 0,213}{1 + 4,36} = 0,174 \text{ кг/кг} \\
 &\quad \text{Всего} \quad \quad \quad 1,00 \text{ кг}
 \end{aligned}$$

§ 6. Определение весовых и объемных частей, удельного веса и удельного объема топлива

При термодинамическом расчете двигателя необходимо знать весовые и объемные доли горючего и окислителя, удельный вес или удельный объем топлива заданного состава.

Эти характеристики топлива можно определить по формулам:

1) весовые доли компонентов топлива

$$g_T = \frac{\mu_T}{\mu_T + \alpha \chi_{\mu} \mu_o} \text{ кг/кг}; \quad g_o = \frac{\alpha \chi_{\mu} \mu_o}{\mu_T + \alpha \chi_{\mu} \mu_o} \text{ кг/кг}, \quad (5.26)$$

где $\mu_T + \alpha \chi_{\mu} \mu_o$ — число *кмоль* топлива по расчету на 1 *кмоль* горючего, причем $g_T + g_o = 1 \text{ кг}$;

2) удельные объемы компонентов топлива

$$v_T = g_T / \gamma_T \text{ л/кг}; \quad v_o = g_o / \gamma_o \text{ л/кг}, \quad (5.27)$$

где γ_T и γ_o *кг/л* — удельные веса соответственно горючего и окислителя; значения их берутся из таблиц и исправляются в зависимости от заданной температуры;

3) удельный объем топлива

$$v = v_T + v_o = g_T / \gamma_T + g_o / \gamma_o \text{ кг/л}; \quad (5.28)$$

4) удельный вес топлива

$$\gamma_T = \frac{1}{v_T} = \frac{1}{(g_T / \gamma_T) + (g_o / \gamma_o)} = \frac{\mu_T + \alpha \chi_{\mu} \mu_o}{(\mu_T / \gamma_T) + \alpha (\chi_{\mu} \mu_o / \gamma_o)} \text{ кг/л}; \quad (5.29)$$

5) объемные доли топлива

$$r_T = \frac{v_T}{v} = \frac{g_T / \gamma_T}{(g_T / \gamma_T) + (g_o / \gamma_o)} \text{ л/л}; \quad r_o = \frac{v_o}{v} = \frac{g_o / \gamma_o}{(g_T / \gamma_T) + (g_o / \gamma_o)} \text{ л/л}, \quad (5.30)$$

где $r_T + r_o = 1 \text{ л}$.

§ 7. Определение теплотворности топлива

В теории ЖРД принято различать полное и неполное сгорание топлива.

Полным называется такое сгорание топлива, во время которого один из его компонентов (находящийся в недостатке относительно стехиометрически потребного количества) полностью расходуется на образование продуктов сгорания, неспособных больше гореть.

Неполным называется такое сгорание топлива, во время которого один из его компонентов (находящийся в недостатке относительно стехиометрически потребного количества) расходуется частично на образование продуктов полного сгорания и частично таких продуктов, которые при определенных условиях еще способны гореть.

Количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании единицы веса или объема топлива, приведенное к стандартным условиям, принято называть теплотворностью топлива.

Так как за единицы количества топлива приняты 1 кмоль, 1 кг и 1 л, то принято различать молярную, весовую и объемную теплотворность топлива.

Поскольку топливо может иметь стехиометрический и нестехиометрический рабочий составы из горючего и окислителя, то также следует различать теплотворность топлива:

1) *стехиометрическую* (при $\alpha = 1$), обычно приводимую в справочной литературе, и

2) *рабочую* (при $\alpha \neq 1$); обычно определяемую расчетом в каждом отдельном случае.

Принято также различать для топлива или его компонентов:

1) *высшую теплотворность* — количество тепла, выделившегося при сгорании единицы топлива или его компонента, без учета при стандартных условиях тепла, уходящего с парами воды, образовавшимися в процессе сгорания топлива;

2) *низшую теплотворность* — то же с учетом тепла, уходящего с парами воды.

Высшая теплотворность не характерна для оценки топлива или его компонентов, так как практически не все выделяемое тепло при охлаждении продуктов сгорания до стандартных условий может быть использовано в двигателе. Поэтому при тепловых расчетах процессов принимают значение низшей теплотворности топлива. Теплотворность топлива в общем случае может обуславливаться теплом, выделяющимся при сгорании горючих элементов горючего и окислителя.

В табл. 5.7 приведены значения стехиометрической теплотворности некоторых горючих.

Если в горючем или окислителе содержится вода, то для ее испарения нужно затратить некоторое количество тепла, на величину которого снижается их теплотворность.

Таблица 5.7

Теплотворность некоторых горючих при сжигании в кислороде

Наименование горючего	$H_{\mu\Gamma}^B$ ккал/кмоль	$H_{\mu\Gamma}$ ккал/кмоль	$H_{и\Gamma}$ ккал/кг
Водород	62 644	57 785	28 792
Углерод	94 051	94 051	7 838
Бензол	783 400	751 600	9 609
Толуол	933 600	893 600	9 920
Скипидар	1 470 000	1 385 000	10 180
Этиловый спирт 100%-ный	328 000	296 200	6 440
Метиловый спирт 100%-ный	170 900	149 700	4 680
Условная формула:			
Бензин авиационный грозненский	$C_{7,13}H_{14,5}$		10 500
Керосин экспортный	$C_{7,13}H_{14,4}$		10 360
•	$C_{7,15}H_{13,5}O_{0,05}$		10 230
•	$C_{4,23}H_{12,76}O_{0,03}$		10 250

Теплотворности и энтальпии продуктов переработки нефти даже для погонов с одинаковым удельным весом обычно не одинаковы. Их значения зависят от месторождения и характеристик исходной нефти, а также от ее переработки. Поэтому для практических расчетов часто приходится пользоваться некоторыми средними значениями теплотворности и энтальпии нефтепродуктов, вычисленными в зависимости от их элементарных составов и удельных весов.

Низшая молярная стехиометрическая теплотворность при температуре 20° С может быть определена по формулам:

1) горючего:

$$H_{\mu\Gamma} = 94\,051c_1 + 57\,785 \cdot 0,5h_1 - 9718m_r \text{ ккал/кмоль}; \quad (5.31)$$

2) окислителя:

$$H_{\mu o} = 94\,051c_2 + 57\,785 \cdot 0,5h_2 - Q_{\mu o\Gamma} - 9718m_o \text{ ккал/кмоль}, \quad (5.32)$$

где 94 051 и 57 785 — низшая стехиометрическая теплотворность соответственно углерода и водорода при полном сжигании их в кислороде (см. табл. 5.7) в ккал/кмоль;

c_1 , h_1 и c_2 , h_2 — числа атомов соответственно углерода и водорода в 1 кмоль горючего и окислителя;

$0,5h_1$ и $0,5h_2$ — число кмоль паров воды, образующихся при полном сгорании 1 кмоль безводного горючего и соответственно окислителя;

9718 — количество теплоты, затрачиваемое на испарение 1 кмоль воды при давлении 1 атм

- и температуре реакции (при 1 атм теплота испарения воды $r_{исп}=539,4$ ккал/кг);
- m_r и m_o — число кмолей воды в виде примеси в 1 кмоль соответственно горючего и окислителя, определяемое по приведенным выше формулам;
- $Q_{\mu, обр}$ — теплота образования окислителя из элементов Н, С, N и О в ккал/кг; значение ее может быть положительным и отрицательным в зависимости от того, было получено или затрачено тепло при образовании данного окислителя.

В зависимости от количества тепла, выделяющегося при сгорании горючих элементов окислителя, и величины теплоты его образования теплотворность окислителя может быть положительной и отрицательной. Например, при 100%-ной концентрации окислителя имеем теплотворность:

а) азотной кислоты HNO_3 при $Q_{\mu, обр}=41\ 660$ ккал/кмоль

$$H_{\mu o} = 57\ 785 \cdot 0,5 \cdot 1 - 41\ 660 = -12\ 767,5 \text{ ккал/кмоль};$$

б) перекиси водорода H_2O_2 при $Q_{\mu, обр}=44\ 840$ ккал/кмоль

$$H_{\mu o} = 57\ 785 \cdot 0,5 \cdot 2 - 44\ 840 = 12\ 945 \text{ ккал/кмоль}.$$

Теплотворность окислителя с концентрацией меньше 100% нужно определять с учетом теплоты растворения воды в данном компоненте и расхода тепла на испарение этой воды. Процесс растворения веществ в жидкостях в большинстве случаев протекает экзотермически, т. е. с выделением тепла.

Теплота растворения воды в данном компоненте топлива может быть приближенно определена по формуле

$$Q_{\mu, раств} = \frac{Am_o}{a + m_o}, \quad (5.33)$$

где m_o — число кмолей воды, приходящееся на 1 кмоль данного компонента топлива;

A и a — коэффициенты, постоянные для каждого вещества, например для азотной кислоты $A=8974$ и $a=1,737$.

Если теплота $Q_{\mu, раст}$ отдельно не указывается, а присоединяется к $Q_{\mu, обр}$, т. е. для водных растворов величина $Q_{\mu, обр}$ принимается большей, чем она есть на самом деле, то об этом должна быть сделана особая оговорка.

Низшая рабочая теплотворность данного топлива по расчету на 1 кмоль, 1 кг и 1 л горючего определяется по формулам:

1) молярная

$$H_{\mu, т} = \alpha (H_{\mu, г} + \chi_{\mu} H_{\mu o}) \text{ ккал/кмоль}; \quad (5.34)$$

2) весовая

$$H_u = \frac{H_{\mu, т}}{\mu_r + \alpha \chi_{\mu} \mu_o} = \frac{\alpha (H_{\mu, г} + \chi_{\mu} H_{\mu o})}{\mu_r + \alpha \chi_{\mu} \mu_o} \text{ ккал/кг}; \quad (5.35)$$

3) объемная

$$H'_u = \gamma_r H_u \text{ ккал/л}, \quad (5.36)$$

где γ_r — удельный вес топлива в кг/л.

Если известны низшие рабочие весовые теплотворности горючего и окислителя, то низшую рабочую весовую теплотворность топлива можно определить по формуле

$$H_u = \frac{H_{u\Gamma} + \alpha \chi_o H_{uо}}{1 + \alpha \chi_o} \text{ ккал/кг}, \quad (5.37)$$

где χ_o — весовой стехиометрический коэффициент состава топлива.

При коэффициенте избытка окислителя $\alpha \geq 1$ теплотворность топлива равна химической энергии, определяемой по формулам:

$$I_{\mu_{x.\Gamma}} = H_{\mu_{\Gamma}} + \alpha \chi_{\mu} H_{\mu_o} \text{ ккал/кмоль}; \quad (5.38)$$

$$I_{x.\Gamma} = \frac{I_{\mu_{x.\Gamma}}}{\mu_{\Gamma} + \alpha \chi_{\mu} \mu_o} = \frac{H_{\mu_{\Gamma}} + \alpha \chi_{\mu} H_{\mu_o}}{\mu_{\Gamma} + \alpha \chi_{\mu} \mu_o} \text{ ккал/кг}. \quad (5.39)$$

Пользуясь этими формулами, можно построить графики зависимостей молекулярных и весовых химических энергий и теплотворностей любого заданного топлива в зависимости от коэффициента избытка окислителя α (фиг. 5.12).

Низшая весовая стехиометрическая теплотворность топлив, применяемых в современных двигателях, $H_u \approx 1400 \div 2500$ ккал/кг.

В табл. 5.8 приведены значения низшей стехиометрической теплотворности этилового и метилового спиртов при различных их концентрациях в водных растворах.

Таблица 5.8

Концентрация %	Этиловый спирт (C ₂ H ₅ OH)		Метиловый спирт (CH ₃ OH)	
	$H_{\mu_{\Gamma}}$ ккал/кмоль	$H_{u\Gamma}$ ккал/кг	$H_{\mu_{\Gamma}}$ ккал/кмоль	$H_{u\Gamma}$ ккал/кг
100	296 200	6440	149 700	4680
95	294 780	6080	148 710	4410
90	293 200	5740	147 620	4150
85	293 200	5380	146 390	3890
80	289 450	5030	145 010	3620
75	287 200	4680	143 440	3360
70	284 650	4330	141 650	3090
65	281 680	3980	139 600	2830
60	278 220	3630	137 200	2570

Если в качестве горючего или окислителя применяются сжиженные газы, т. е. жидкости, температура кипения которых ниже условно принятой температуры начала реакции (обычно 15—20° С), то при определении теплотворности топлива в этом случае необходимо

учесть тепло, расходуемое на испарение этого компонента и нагрев его до температуры t °С, пользуясь формулой

$$Q_{\mu \text{ исп} + \text{под}} = \mu_{\text{комп}} [r_{\text{исп}} + c_p (t - t_{\text{кип}})] \text{ ккал/кмоль}, \quad (5.40)$$

где $\mu_{\text{комп}}$ — молекулярный вес;

$r_{\text{исп}}$ — скрытая теплота испарения в ккал/кг;

c_p — теплоемкость в кал/кг °С;

$t_{\text{кип}}$ — температура кипения данного компонента в °С.

Например, для кислорода имеем $\mu r_{\text{исп}} = 1630$ ккал/моль, $\mu c_p = 7$ ккал/кмоль и $t_{\text{кип}} = -182,97^\circ \text{С}$.

Теплоты испарения и подогрева сжиженных окислителей до нормальной температуры равны в кал/моль:

окислитель:

O_2 F_2 OF_2 O_2F_2 O_3 FNO_3 NF_3

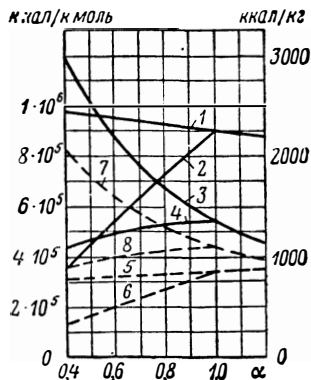
$Q_{\mu \text{ исп} + \text{под}}$:

3,1 3,0 4,0 5,2 3,6 6,0 4,4

Теплотворность является лишь статической характеристикой топлива и не отражает собой динамики процесса горения его в камере двигателя. В реальных условиях два разных по виду топлива, но имеющих почти одинаковую теплотворность, могут развивать весьма различные удельные (с единицы веса) тепловые эффекты. По этой причине теплотворность не может служить единственной характеристикой качества топлива.

При данной емкости баков снаряда выгоднее иметь топливо с большим удельным весом; поэтому для удобства оценки качества топлива теплотворность его иногда целесообразно относить не к 1 кг, а к 1 л топлива. В связи с тем, что вес топливных баков и системы топливоподачи двигателя составляет значительную часть веса снаряда, то при выборе компонентов топлива для проектируемого двигателя снаряда за критерий калорийности топлива можно брать его объемную теплотворность.

Пример 9. Определить низшую стехиометрическую теплотворность топлива ($\alpha = 1$), состоящего из керосина и азотной кислоты 98%-ной весовой концентрации, если $C_r = 85,75\%$, $H_r = 13,50\%$ и $O_r = 0,75\%$, $H_{u,r} = 10230$ ккал/кг, $\gamma_r = 0,841$ кг/л и $\gamma_o(100\%) = 1,520$ кг/л.

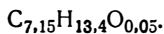


Фиг. 5.12. Изменение химической энергии и теплотворности топлива в зависимости от коэффициента избытка окислителя. Топливо — керосин + 95%-ная азотная кислота.

1 — молярная химическая энергия $I_{\mu \text{ х.т}}$; 2 — молярная теплотворность $H_{\mu \text{ т}}$; 3 — весовая химическая энергия $I_{\text{х.т}}$; 4 — весовая теплотворность $H_{\text{в}}$. Топливо — 95%-ный этиловый спирт + 80%-ная перекись водорода. 5 — молярная химическая энергия $I_{\mu \text{ х.т}}$; 6 — молярная теплотворность $H_{\mu \text{ т}}$; 7 — весовая химическая энергия $I_{\text{х.т}}$; 8 — весовая теплотворность $H_{\text{в}}$.

Решение.

1. Условная химическая формула керосина заданного состава имеет вид



2. Удельный вес данного водного раствора азотной кислоты

$$\gamma_0 = \frac{1}{g_1/\gamma_1 + g_2/\gamma_2} = \frac{1}{0,98/1520 + 0,02/1} = 1,491 \text{ кг/л.}$$

3. Стехиометрический коэффициент состава топлива:

а) молярный

$$\chi_\mu = \frac{2c_1 + 0,5h_1 - o_1}{o_2 - (2c_2 + 0,5h_2)} = \frac{2 \cdot 7,15 + 0,5 \cdot 13,4 - 0,05}{3 - 0,5 \cdot 1} = 8,4 \text{ кмоль/кмоль};$$

б) весовой

$$\chi_0 = \chi_\mu \frac{\mu_0}{\mu_T} = 8,4 \frac{63}{100} = 5,292 \text{ кг/кг.}$$

4. Удельный вес топлива

$$\gamma_T = \frac{\gamma_0 \gamma_T (1 + \chi_0)}{\gamma_0 + \chi_0 \gamma_T} = \frac{1,520 \cdot 0,841 (1 + 5,292)}{1,520 + 5,292 \cdot 0,841} = 1,34 \text{ кг/л.}$$

5. Количество воды в 1 кмоль азотной кислоты заданной концентрации

$$m_0 = \frac{\mu_0 (100 - \sigma_0)}{18\sigma_0} = \frac{63(100 - 98)}{18,98} = 0,078 \text{ кмоль/кмоль.}$$

6. Низшая молярная стехиометрическая теплотворность данного керосина при $H_{uT} = 10\,230 \text{ ккал/кг}$ (см. табл. 5.7).

$$H_{\mu T} = \mu_T H_{uT} = 1\,023\,000 \text{ ккал/кмоль.}$$

7. Низшая молярная стехиометрическая теплотворность азотной кислоты заданной концентрации при $Q_{\mu \text{обр}} = 41\,660 \text{ ккал/кмоль}$ и $Q_{\mu \text{раств}} = -325 \text{ ккал/кмоль}$

$$\begin{aligned} H_{\mu 0} &= 94\,051c_2 + 28\,892h_2 - (Q_{\mu \text{обр}} + Q_{\mu \text{раств}} + Q_{\mu \text{исп+под}}) = \\ &= 28\,892 \cdot 1 - (41\,660 + 325) = -13\,093 \text{ ккал/кмоль.} \end{aligned}$$

8. Низшая стехиометрическая теплотворность топлива:

а) молярная

$$\begin{aligned} H_{\mu T} &= \alpha (H_{\mu T} + \chi_\mu H_{\mu 0}) - 9718 (m_T + \alpha \chi_\mu m_0) = 1 (1\,023\,000 - 8,4 \cdot 13\,093) - \\ &- 9718 \cdot 1 \cdot 8,4 \cdot 0,078 \approx 906\,653,5 \text{ ккал/кмоль}; \end{aligned}$$

б) весовая

$$\begin{aligned} H_u &= \frac{H_{\mu T}}{\mu_T + \alpha \chi_\mu \mu_0 + 18(m_T + m_0)} = \frac{906\,653,5}{100 + 8,4 \cdot 63 + 18(1 + 0,078)} = \\ &= 1437,7 \text{ ккал/кг}; \end{aligned}$$

$$H'_u = \gamma_T H_u = 1,34 \cdot 1437,7 = 1926,5 \text{ ккал/л.}$$

Пример 10. Определить низшую рабочую теплотворность топлива, состоящего из водного раствора этилового спирта 90%-ной концентрации и жидкого кислорода, если $\gamma_T = 0,818 \text{ кг/л}$, $\gamma_0 = 1,14 \text{ кг/л}$, $\chi_\mu = 2,88 \text{ кмоль/кмоль}$ и $\alpha = 0,8$.

Решение.

1. Весовые доли компонентов топлива

$$g_{\Gamma} = \frac{\mu_{\Gamma} \sigma_0}{\mu_{\Gamma} \sigma_0 + \alpha \chi_{\mu} \mu_0 \sigma_{\Gamma}} = \frac{46,100}{46 \cdot 100 + 0,8 \cdot 2,88 \cdot 32 \cdot 90} = 0,399 \text{ кг/кг};$$

$$g_0 = \frac{\alpha \chi_{\mu} \mu_0 \sigma_{\Gamma}}{\mu_{\Gamma} \sigma_0 + \alpha \chi_{\mu} \mu_0 \sigma_{\Gamma}} = \frac{0,8 \cdot 2,88 \cdot 32 \cdot 90}{46 \cdot 100 + 0,8 \cdot 2,88 \cdot 32 \cdot 90} = 0,601 \text{ кг/кг}.$$

2. Удельный вес топлива

$$\gamma_{\Gamma} = \frac{1}{g_{\Gamma}/\gamma_{\Gamma} + g_0/\gamma_0} = \frac{1}{0,399/0,818 + 0,601/1,14} = 0,99 \text{ кг/л}.$$

3. Число *кмоль* воды в 1 *кмоль* этилового спирта заданной концентрации

$$m_{\Gamma} = \frac{\mu_{\Gamma} (100 - \sigma_{\Gamma})}{18 \sigma_{\Gamma}} = \frac{46 (100 - 90)}{18 \cdot 90} = 0,284 \text{ кмоль/кмоль}.$$

4. Низшая стехиометрическая теплотворность этилового спирта заданной концентрации

$$H_{\mu_{\Gamma}} = 296\,200 - 9718 m_{\Gamma} = 296\,200 - 9718 \cdot 0,284 = 294\,440 \text{ ккал/кмоль}.$$

5. Низшая рабочая теплотворность топлива при теплоте испарения и подогрева жидкого кислорода до нормальной температуры, равной $Q_{\mu \text{ исп+под}} = 3100 \text{ ккал/кмоль}$, будет:

а) молярная

$$H_{\mu_{\Gamma}} = \alpha (H_{\mu_{\Gamma}} + \chi_{\mu} H_{\mu_0}) = \alpha (H_{\mu_{\Gamma}} - \chi_{\mu} Q_{\mu \text{ исп+под}}) = \\ = 0,8 (293\,200 - 2,8 \cdot 3100) = 227\,370 \text{ ккал/кмоль};$$

б) весовая

$$H_u = \frac{H_{\mu_{\Gamma}}}{\mu_{\Gamma} \frac{100}{\sigma_{\Gamma}} + \alpha \mu_0 \frac{100}{\sigma_0}} = \frac{227\,370}{46 \frac{100}{90} + 0,8 \cdot 2,88 \cdot 32} = 1775 \text{ ккал/кг};$$

в) объемная

$$H'_u = \gamma_{\Gamma} H_u = 0,99 \cdot 1775 = 1755 \text{ ккал/л}.$$

§ 8. Определение энергосодержания топлива

При расчете процессов сгорания топлива необходимо знать энергосодержание 1 *кмоль* или 1 *кг* горючего, окислителя и топлива (исходных веществ). Согласно закону сохранения энергии энергосодержание топлива до сгорания равно энергосодержанию продуктов полного сгорания (газов) этого топлива.

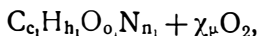
На этом основании для 1 *кмоль* горючего при $\alpha = 1$ уравнение баланса энергии выразится так:

$$I'_{\Gamma} + \chi_{\mu} I'_{\Gamma_0} = I'_{\text{газ}} \text{ ккал/кмоль}, \quad (5.41)$$

откуда энергосодержание 1 *кмоль* горючего будет

$$I'_{\Gamma} = I'_{\text{газ}} - \chi_{\mu} I'_{\Gamma_0} \text{ ккал/кмоль}.$$

Если в качестве окислителя применяется кислород, то состав топлива в общем случае выразится формулой



а энергосодержание продуктов полного сгорания этого топлива будет

$$I'_{\text{газ}} = c_1 I'_{\text{CO}_2} + 0,5 h_1 I'_{\text{H}_2\text{O}} + 0,5 n_1 I'_{\text{N}_2} + H_{\mu, \text{г}} = I'_{\text{г}} \text{ ккал/кмоль.}$$

Отсюда получается формула для определения низшей стехиометрической теплотворности 1 кмоль горючего при применении в качестве окислителя кислорода:

$$H_{\mu, \text{г}} = I'_{\text{г}} - (c_1 I'_{\text{CO}_2} + 0,5 h_1 I'_{\text{H}_2\text{O}} + 0,5 n_1 I'_{\text{N}_2}) \text{ ккал/кмоль,}$$

где I'_{CO_2} , $I'_{\text{H}_2\text{O}}$ и I'_{N_2} — энергосодержание соответственно углекислоты, водяного пара и азота в ккал/кмоль (берется из таблицы).

Энергосодержание 1 кмоль окислителя, состав которого в общем случае выражается условной химической формулой $c_o H_o O_o N_o$, можно определить по уравнению

$$I'_o = c_2 I'_{\text{CO}_2} + 0,5 h_2 I'_{\text{H}_2\text{O}} + 0,5 o_2 I'_{\text{O}_2} + 0,5 n_2 I'_{\text{N}_2} - Q_{\mu, \text{обр}} \text{ ккал/кмоль.}$$

Отсюда также получается формула для определения теплоты образования 1 кмоль окислителя:

$$Q_{\mu, \text{обр}} = I'_o - (c_2 I'_{\text{CO}_2} + 0,5 h_2 I'_{\text{H}_2\text{O}} + 0,5 o_2 I'_{\text{O}_2} + 0,5 n_2 I'_{\text{N}_2}) \text{ ккал/кмоль,}$$

где I'_{CO_2} , $I'_{\text{H}_2\text{O}}$, I'_{O_2} и I'_{N_2} — энергосодержание соответственно углерода, водорода, кислорода и азота в ккал/кмоль (берется из таблицы).

Поскольку в некоторых компонентах топлива (азотной кислоте, спиртах, перекиси водорода) обычно содержится некоторое количество воды, то при вычислении их энергосодержания необходимо учитывать выделяющуюся теплоту при растворении воды в данном компоненте топлива (см. табл. 5.9), уменьшив на ее величину энергосодержание этого компонента без воды. Энергосодержание воды обычно учитывается отдельно.

Содержание воды в азотной кислоте зависит от ее сорта и может доходить до 4% по весу.

Энергосодержание горючего или окислителя, состоящего из нескольких компонентов, можно определить по формуле

$$I_{\text{комп}} = \sum g_k I_k + Q_{\text{раств}} \text{ ккал/кг,} \quad (5.42)$$

где g_k — весовая доля k -того компонента в смеси горючего или окислителя в кг/кг;

I_k — энергосодержание k -того компонента в смеси горючего и окислителя в ккал/кг;

$Q_{\text{раств}}$ — теплота растворения одного компонента в другом в ккал/кг.

Например, энергосодержание водного раствора азотной кислоты определится по формуле

$$I_{\text{HNO}_3} = g_{\text{HNO}_3} I_{\text{HNO}_3} + g_{\text{H}_2\text{O}} I_{\text{H}_2\text{O}} + g_{\text{H}_2\text{O}} Q_{\text{раств}} \text{ ккал/кг},$$

где g_{HNO_3} и $g_{\text{H}_2\text{O}}$ — весовые доли чистой азотной кислоты и воды в смеси в кг/кг;

I_{HNO_3} и $I_{\text{H}_2\text{O}}$ — энергосодержание чистой азотной кислоты и соответственно воды в ккал/кг;

$Q_{\text{раств}}$ — теплота растворения воды в азотной кислоте, равная 325 ккал/кг.

Зная энергосодержание горючего и окислителя, можно определить энергосодержание топлива, пользуясь формулами:

1) молярное

$$I'_T = I'_r + \alpha \chi_{\mu} I'_o \text{ ккал/кмоль}; \quad (5.43)$$

2) весовое

$$I_T = \frac{I'_T}{\mu_r + \alpha \chi_{\mu} \mu_o + 18 (m_r + \alpha \chi_{\mu} m_o)} \text{ ккал/кг} \quad (5.44)$$

или

$$I_T = \frac{I_r + \alpha \chi_o I'_o}{1 + \alpha \chi_o} \text{ ккал/кг}, \quad (5.45)$$

где I_r и I_o — энергосодержание 1 кг соответственно горючего и окислителя в ккал/кг.

В табл. 5.9 приведены значения энергосодержания некоторых наиболее часто применяемых компонентов топлива.

Если известны низшая теплотворность 1 кг данного компонента топлива и элементарный весовой состав, то его энергосодержание можно определить по формуле (5.41).

Энергосодержание данного вещества зависит от принятой системы отсчета его величины и от того, куда отнесена химическая энергия: к горючему или окислительному элементу или к веществу, образующемуся в результате химической реакции.

В литературе встречаются различные способы отсчета энергосодержаний веществ. При расчетах ЖРД выбор той или иной системы отсчета величины энергосодержания данного вещества не является существенным, так как в этом случае нас интересует не абсолютное значение энергосодержания, а только относительное изменение его в течение данного процесса. Необходимо только весь расчет производить в одной системе отсчета.

Таблица 5.9

Энергосодержание (полная энтальпия) некоторых компонентов топлива при 20° С, применяемых в образцах иностранных ракет

Компоненты топлива	Формула	Энергосодержание	
		ккал/кмоль	ккал/кг
Горючие			
Водород (при -252,8° С)	H ₂	-1 836	-918
Керосин состава C _Г =85,75%, H _Г =13,5% и O _Г =0,8%	C _{7,75} H _{13,5} O _{0,05}	-47 000	-470
Керосин состава C _Г =86,76%, H _Г =12,76% и O _Г =0,48%	C _{7,23} H _{12,76} O _{0,03}	-43 050	-430,5
Этиловый спирт 100%-ный	C ₂ H ₅ OH	-66 486	-1443
То же 93,5%-ный	—	—	-1609
Метиловый спирт 100%-ный	CH ₃ OH	-57 020	-1778
Изопропиловый спирт 100%-ный	C ₃ H ₇ OH	-76 260	-1271
Фурфуроловый спирт 100%-ный	C ₄ H ₂ OCH ₂ OH	-63 112	-644
Тонка-250 (состоит из 50% ксилидина и 50% триэтиламина)	—	—	-107,7
Анилин	C ₆ H ₇ N	8 450	91
Аммиак жидкий (при -33,5° С)	NH ₃	-17 050	-1001,5
Гидразин	N ₂ H ₄	12 050	376,5
Гидразингидрат	(NH ₂) ₂ ·H ₂ O	-57 950	-1158
Диметилгидразин несимметричный (димазин)	C ₂ H ₈ N ₂ [(CH ₃) ₂ N ₂ H ₂]	11 125	185
Метилгидразин	CH ₆ N ₂	13 445	292
Диэтиламин	C ₄ H ₁₁ N	-30 100	-412
Метан жидкий (при -184° С)	CH ₄	-17 630	-1102
Бензол	C ₆ H ₆	11 700	150
Изопропилнитрат	C ₃ H ₇ O·NO ₂	-72 828	-476
Пентаборан	B ₅ H ₉	7 800	123
Окислители			
Азотная кислота 100%-ная	HNO ₃	-41 404	-657
То же 96%-ная	—	—	-798
Четырехокись азота	N ₂ O ₄	-6 740	-73,3
Смесь из 80% HNO ₃ 98%-ной + 20% N ₂ O ₂	—	—	-658
Тетранитрометан	C(NO ₂) ₄	8 900	45,4
Перекись водорода 100%-ная	H ₂ O ₂	-44 500	-1310
Кислород жидкий (при -183° С)	O ₂	-3 100	-97
Хлорная кислота	HClO ₄	-18 091	-110

Компоненты топлива	Формула	Продолжение	
		Энергосодержание	
		ккал/кмоль	ккал/кг
Озон (при -112°C)	O_3	+30 200	+629
Фтор жидкий (при -188°C)	F_2	+3 000	+79
Моноокись фтора жидкая (при -145°C)	OF_2	+2 860	+53
Трифторид азота жидкий (при -129°C)	NF_3	-31 900	-449
Трифторид хлора	ClF_3	-32 100	-347
Вода (иногда входит в состав компонентов топлива)	H_2O	-68 370	-3798
Теплота растворения в воде			
Азотной кислоты 96%-ной	—	-5 850	-325
То же 98%-ной	—	-5 850	-325
Этилового спирта	—	-250	-14
Перекиси водорода	—	-200	-11

В дальнейшем будем пользоваться наиболее распространенной и удобной системой отсчета, предложенной А. П. Ваничевым¹. В этой системе химическая энергия (теплота образования) относится к веществу, образовавшемуся в процессе химической реакции. За нуль отсчета энергосодержаний принята температура 20°C ($293, 16^{\circ}\text{K}$). При этом все вещества обладают только химической энергией. Так как их физическое теплосодержание равно нулю, то и энергосодержание элементов при этой температуре также равно нулю.

Химическая энергия продуктов сгорания топлива в камере ЖРД (CO_2 , H_2O , CO , OH , NO , H , O и N) равна соответственно теплоте образования этих веществ, причем химическая энергия продуктов сгорания CO_2 , H_2O и CO отрицательна, а других газов — положительна.

Теплотой образования вещества называется действительная теплота, выделяющаяся или затрачиваемая на образование данного вещества из элементов, взятых в стандартном состоянии (углерод в виде графита, а кислород, водород и азот в виде молекулярных газов O_2 , H_2 , N_2).

Теплота образования горючих и окислительных элементов, а также продуктов сгорания при 20°C ($193,16^{\circ}\text{K}$) приведена в табл. 5. 10.

¹ Ваничев А. П. Термодинамический расчет горения и истечения в области высоких температур. Изд. БНТ, 1947.

Таблица 5.10

**Теплота образования и энергия диссоциации некоторых веществ
при температурах 20° С (293,16° К) и 25° С (298,16° К)**

Наименование вещества	Химическое обозначение вещества	Молекулярный или атомный вес	Теплота образования ккал/кмоль		Энергия диссоциации ккал/кмоль
			293,16° К	298,16° К	
Углерод	Графит	12,010	0	0	170 016 (теплота субли- мации)
Водород	H ₂	2,016	0	0	103 242
Кислород	O ₂	32,00	0	0	117 946
Азот	N ₂	28,16	0	0	225 000
Сера	S _{ромб}	32 00	0	0	—
Фтор	F ₂	38,00	0	0	37 000
Углекислый газ	CO ₂	44,010	-94 051	-94 052	66 765(CO ₂ =CO+0,5O ₂)
Водяной пар	H ₂ O	18,016	-57 785	-57 798	57 102(H ₂ O=H ₂ +0,5O ₂)
Окись углерода	CO	28,010	-26 423	-26 426	256 189
Сернистый ангид- рид	SO ₂	64,07	-70 932	-70 947	67 528(SO ₂ =SO+0,5O ₂)
Окись серы	SO	48,035	-2 806	-2 813	118 689
Метан	CH ₄	16,042	-17 851	-17 889	392 487
Гидроксил	OH	17,008	+8 455	8 456	65 500(H ₂ O=0,5H ₂ +OH)
Окись азота	NO	30,008	21 600	21 600	21 481(0,5N ₂ +0,5O ₂ =NO)
Атомарные газы:					
водород	H	1,008	52 082	52 090	—
кислород	O	16,00	59 534	59 542	—
азот	N	14,008	112 936	112 944	—
углерод	C	12,010	171 312	171 327	—
сера	S	32,00	57 441	57 441	—
фтор	F	19,00	18 995	19 003	—
Ацетилен	C ₂ H ₂	26,036	54 197	54 199	388 947
Этилен	C ₂ H ₄	28,052	12 535	12 496	531 986

В принятой нами системе отсчета энергосодержание данного горючего или окислителя в общем случае состоит из:

1) *физического теплосодержания*, которое может быть положительным или отрицательным, в зависимости от того, нагрето или охлаждено используемое в двигателе вещество, относительно той температуры, при которой дана его теплота образования;

2) *теплоты перехода вещества из одного агрегатного состояния в другое*, если теплота образования относится не к тому агрегатному состоянию, в котором данное вещество применяется в двигателе (эту теплоту необходимо учитывать с соответствующим знаком).

Физическим теплосодержанием называется то количество тепла, которое затрачивается на нагрев при постоянном давлении данной весовой единицы химически неизмененного вещества от выбранной температуры отсчета T_0 до температуры T , при которой оно применяется в двигателе. Это тепло равно $c_p (T - T_0)$ ккал/кг, где c_p ккал/кг °С — средняя удельная теплоемкость вещества при постоянном давлении.

Теплотой образования называется та энергия, которая выделяется или поглощается при образовании данного вещества из элементов, взятых в стандартном состоянии.

Теплота образования и химическая энергия не равны друг другу, хотя и связаны между собой, потому что в процессе образования вещества при любой температуре, отличной от абсолютного нуля, всегда происходит изменение физического теплосодержания. Это объясняется различными значениями теплоемкости веществ, вступивших в химическую реакцию, и вещества, получившегося в результате этой реакции. Только при температуре абсолютного нуля в процессе химической реакции не происходит изменение физического теплосодержания, и поэтому теплота образования в точности равна химической энергии.

Так как химическая энергия топлива определяется теплотой образования горючего и окислителя, то чем больше значения будет иметь теплота образования компонентов топлива, тем выше будет его теплотворность. Поскольку теплота образования различных веществ изменяется в широких пределах и может быть положительной и отрицательной, то с этой точки зрения более выгодно то топливо, компоненты которого имеют положительную теплоту образования.

Пример 11. Определить энергосодержание воды при температуре 20° С.
Решение.

Энергосодержание жидкой воды состоит из:

а) теплоты образования водяного пара из элементов в количестве $Q_{\mu \text{обр}} = -57785$ ккал/кмоль и

б) теплоты перехода воды из газообразного состояния в жидкое при 1 ата и 20° С в количестве $Q_{\mu \text{пер}} = -106000$ ккал/кмоль, т. е.

$$I_{\text{в}} = Q_{\mu \text{обр}} + Q_{\mu \text{пер}} = -57785 + (-106000) = -163785 \text{ ккал/кмоль}$$

или

$$I_B = \frac{-I'_B}{\mu_B} = \frac{-68\,385}{18} = -3798 \text{ ккал/кг.}$$

Пример 12. Определить энергосодержание жидкого кислорода при температуре кипения (90°K).

Решение.

Энергосодержание жидкого кислорода состоит из:

а) теплоты, отводимой от кислорода при его охлаждении от температуры 293 до 90°K , в количестве $Q_{\mu \text{ охл}} = c_p(90 - 293) = 7(90 - 293) = -1420 \text{ ккал/кмоль}$ и

б) теплоты перехода кислорода из газообразного состояния в жидкое, которая при температуре 90°K и атмосферном давлении равна

$$Q_{\mu \text{ пер}} = -1680 \text{ ккал/кмоль,}$$

т. е.

$$I'_{O_2} = Q_{\mu \text{ охл}} + Q_{\mu \text{ пер}} = -1420 - 1630 = -3100 \text{ ккал/кмоль}$$

или

$$I_{O_2} = \frac{-I'_{O_2}}{\mu_{O_2}} = \frac{3100}{32} \approx -96,9 \text{ ккал/кг.}$$

Пример 13. Определить энергосодержание азотной кислоты 100% -ной весовой концентрации при температуре 20°C .

Решение.

Энергосодержание азотной кислоты 100% -ной весовой концентрации при температуре 20°C в принятой нами системе отсчета равно теплоте образования, т. е.

$$I'_{HNO_3} = Q_{\mu \text{ обр}} = -41\,660 \text{ ккал/кмоль}$$

или

$$I_{HNO_3} = \frac{-41\,660}{63} = -660,1 \text{ ккал/кг.}$$

Пример 14. Определить энергосодержание азотной кислоты 96% -ной весовой концентрации (4% воды) при температуре 20°C , если теплота растворения в ней воды $Q_{\text{раств}} = -325 \text{ ккал/кг}$.

Решение.

Энергосодержание азотной кислоты заданной весовой концентрации будет

$$I_{HNO_3} = 0,96I'_{HNO_3} + 0,04I_{H_2O} + 0,04 \cdot Q_{\text{раств}} = 0,96(-660,1) + 0,04(-3798) + 0,04(-325) \approx -798 \text{ ккал/кг.}$$

Пример 15. Определить низшую стехиометрическую теплотворность топлива, состоящего из жидкого кислорода O_2 и диэтиламина $C_4H_{11}N$, если $C_r = 0,657$; $H_r = 0,152$ и $N_r = 0,191 \text{ кг/кг}$, а также $C_T = 0,166$; $H_T = 0,038$ и $N_T = 0,049 \text{ кг/кг}$.

Решение.

1. Теоретически потребное количество жидкого кислорода для полного сгорания 1 кг диэтиламина будет

$$\gamma_{O_2} = \frac{8}{3} C_r + 8H_r = \frac{8}{3} 0,657 + 8 \cdot 0,152 = 2,97 \text{ кг/кг.}$$

2. Энергосодержание топлива при температуре 20° С определится по формуле

$$I_T = \frac{I_T + \chi_0 I_0}{1 + \chi_0} = \frac{-412 + 2,97(-97)}{1 + 2,97} = -176,3 \text{ ккал/кг.}$$

3. Весовые доли продуктов сгорания будут

$$g_{\text{CO}_2} = \frac{11}{3} C_T = \frac{11}{3} 0,166 = 0,608;$$

$$g_{\text{H}_2\text{O}} = 9H_T = 9 \cdot 0,038 = 0,343 \text{ и } g_{\text{N}_2} = 0,049 \text{ кг/кг.}$$

4. Энергосодержание продуктов полного сгорания топлива при температуре 20° С

$$I_{\text{газ}} = g_{\text{CO}_2} I_{\text{CO}_2} + g_{\text{H}_2\text{O}} I_{\text{H}_2\text{O}} + g_{\text{N}_2} I_{\text{N}_2} = -2140 \cdot 0,608 + (-3120) 0,343 = -2370 \text{ ккал/кг,}$$

где $I_{\text{H}_2\text{O}}$ — энергосодержание паров воды при 20° С.

5. Низшая теплотворность данного топлива определится как разность энергосодержаний топлива и продуктов его сгорания, взятых при заданной температуре топлива T_0 , т. е.

$$H_u = (I_T - I_{\text{газ}}) T_0$$

или

$$H_u = I_{\text{ф.т}} + I_{\text{х.т}} - (I_{\text{ф.газ}} + I_{\text{х.газ}}) = (I_{\text{ф.т}} - I_{\text{ф.газ}}) + (I_{\text{х.т}} - I_{\text{х.газ}}).$$

Эта формула показывает, что теплотворность топлива представляет собой сумму разностей физических и химических энергосодержаний топлива и продуктов сгорания.

Поскольку теплотворность топлива определяется обычно при низких температурах (18—25° С, так что $T_0 \approx 298^\circ \text{K}$), то при этом условии изменение физических и химических энергосодержаний при сгорании топлива (превращении его в продукты сгорания) сравнительно невелико, и теплотворность в основном состоит из изменения химических энергий. На этом основании можно считать, что

$$H_u \approx I_{\text{х.т}} - I_{\text{х.газ}} = I_T - I_{\text{газ}} = -176,3 - (-2370) = 2194 \text{ ккал/кг.}$$

Пример 16. Определить энергосодержание керосина, если $C_T = 0,858$; $H_T = 0,135$ и $O_T = 0,007$ кг/кг; $H_{uT} = 10\,170$ ккал/кг, стехиометрический коэффициент состава топлива $\chi_0 = 3,35$ кг/кг и $\nu_{\text{кер}} = 100$.

Решение.

1. Количество продуктов полного сгорания 1 кг керосина в газообразном кислороде будет

$$G_{\text{CO}_2} = \frac{11}{3} C_T = \frac{11}{3} 0,858 = 3,14 \text{ кг/кг;}$$

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = 9 \cdot H_T = 9 \cdot 0,135 = 1,21 \text{ кг/кг,}$$

что составляет

$$G_T = G_{\text{CO}_2} + G_{\text{H}_2\text{O}} = 3,14 + 1,21 = 4,35 \text{ кг/кг.}$$

2. Энергосодержание продуктов полного сгорания керосина с учетом данных табл. 5.10

$$I_{\text{CO}_2} = \frac{Q_{\text{н.обр}}}{\nu_{\text{CO}_2}} = \frac{-94\,051}{44} = -2137,5 \text{ ккал/кг;}$$

$$I_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{-57\,785}{18} = -3210,3 \text{ ккал/кг.}$$

3. Энергосодержание данного керосина определится из баланса энергии до и после сгорания:

$$I_{\text{кер}} + \gamma_{\text{O}} I_{\text{O}_2} = G_{\text{CO}_2} I_{\text{CO}_2} + G_{\text{H}_2\text{O}} I_{\text{H}_2\text{O}} + H_{\text{H}_2\text{O}}$$

т. е.

$$I_{\text{кер}} = G_{\text{CO}_2} I_{\text{CO}_2} + G_{\text{H}_2\text{O}} I_{\text{H}_2\text{O}} + H_{\text{H}_2\text{O}} - \gamma_{\text{O}} I_{\text{O}_2} = \\ = 3,14 (-2137,5) + 1,21 (-3210,3) + 10170 - 0 = -426,2 \text{ ккал/кг.}$$

Пример 17. Определить энергосодержание топлива при 20° С, состоящего из керосина и азотной кислоты 96%-ной весовой концентрации, если $\chi = 4,2 \text{ кг/кг}$, $I_{\text{кер}} = -426 \text{ ккал/кг}$ и $I_{\text{HNO}_3(96\%)} = 798 \text{ ккал/кг}$.

Решение.

Энергосодержание заданного топлива будет

$$I_{\text{T}} = \frac{I_{\text{T}} + \chi I_{\text{O}}}{1 + \chi} = \frac{-426 + 4,2 (-798)}{1 + 4,2} = -726,4 \text{ ккал/кг.}$$

Пример 18. Определить при температуре 2820° К теплосодержание продуктов сгорания топлива следующего объемного состава:

$$\text{CO}_2 = 12,1\%; \quad \text{CO} = 20,3\%; \quad \text{H}_2\text{O} = 41,0\%; \quad \text{H}_2 = 10,1\%; \quad \text{OH} = 1,8\%; \\ \text{H} = 0,8\%; \quad \text{N}_2 = 13,8\% \quad \text{и} \quad \text{O}_2 = 0,1\%.$$

Решение.

1. Теплосодержание заданных компонентов продуктов сгорания топлива при температуре 2820° К согласно данным таблицы (приложение I) будет

$$I'_{\text{CO}_2}{}^{2820^\circ} = I'_{\text{CO}_2}{}^{2800^\circ} + \frac{I'_{\text{CO}_2}{}^{2900^\circ} - I'_{\text{CO}_2}{}^{2800^\circ}}{100} 20 - I'_{\text{CO}_2}{}^{300^\circ} = \\ = \left[\left(-60,309 + \frac{-58,81 - (-60,309)}{100} 20 - (-93,990) \right) 10^3 = \right. \\ \left. = 33,980 \cdot 10^3 \text{ ккал/кмоль}; \right.$$

$$I'_{\text{CO}}{}^{2820^\circ} = I'_{\text{CO}}{}^{2800^\circ} + \frac{I'_{\text{CO}}{}^{2900^\circ} - I'_{\text{CO}}{}^{2800^\circ}}{100} 20 - I'_{\text{CO}}{}^{300^\circ} = \\ = \left[\left(-5,803 + \frac{-4,916 - (-5,803)}{100} 20 - (-26,375) \right) 10^3 = \right. \\ \left. = 20749 \cdot 10^3 \text{ ккал/кмоль.} \right.$$

Аналогично находим $I'_{\text{H}_2\text{O}} = 27,50103$; $I'_{\text{H}_2} = 19,609 \cdot 10^3$; $I'_{\text{OH}} = 19,854 \cdot 10^3$; $I'_{\text{H}} = 12,519 \cdot 10^3$; $I'_{\text{N}_2} = 10,565 \cdot 10^3$; $I'_{\text{O}_2} = 21,719 \cdot 10^3 \text{ ккал/кмоль.}$

2. Теплосодержание продуктов сгорания 1 моля горючего при той же температуре

$$I'_{\text{к}} = \sum r_i I'_i = (0,121 \cdot 33,980 + 0,203 \cdot 20,749 + 0,410 \cdot 27,50 + 0,101 \cdot 19,609 + \\ + 0,018 \cdot 19,854 + 0,008 \cdot 12,519 + 0,138 \cdot 20,565 + 0,001 \cdot 21,319) 10^3 = 24895 \text{ ккал/кмоль.}$$

§ 9. Требования, предъявляемые к топливу ЖРД

Некоторые качества топлива и его компонентов имеют решающее влияние на конструкцию двигателя, эффективность его работы и дальность полета снаряда с этим двигателем.

К топливу ЖРД предъявляются следующие основные требования:

1. *Возможно высокие значения теплотворности топлива* и к. п. д. двигателя на этом топливе, так как при этом требуется меньший удельный и часовой расход топлива, а также меньшие габариты и вес летательного аппарата в целом. Теплотворность топлива является основным параметром, характеризующим его качество. Теплотворность топлива и к. п. д. двигателя при работе на этом топливе оказывают существенное влияние на скорость истечения продуктов сгорания из сопла. Однако следует иметь в виду, что иногда топливо с меньшей теплотворностью в силу других своих качеств может оказаться выгоднее топлива, имеющего большую теплотворность.

2. *Возможно больший удельный вес топлива*, так как при этом в тех же емкостях баков можно поместить больше по весу топлива или при данной весе топлива уменьшить габариты и вес баков, вес системы топливоподдачи и аэродинамическое сопротивление летательного аппарата, что при прочих равных условиях обеспечит снаряду большую дальность полета. Сжиженные компоненты топлива имеют относительно малый удельный вес, что является их большим недостатком.

Вопрос о запасе топлива и размещении его на летательном аппарате с ЖРД имеет особо важное значение вследствие весьма больших секундных расходов топлива в двигателе.

3. *Возможно большое удельное газообразование топлива*. Чем больше удельный объем получаемых продуктов сгорания при прочих равных условиях, тем меньше их температура реакции и больше к. п. д.

Большой удельный объем газообразования означает меньший удельный вес этих продуктов, большую их теплоемкость и высокое значение газовой постоянной (все эти параметры связаны между собой), а следовательно, и большую скорость истечения газов из сопла двигателя и пропорциональную ей удельную тягу.

Большой удельный объем продуктов сгорания топлива обычно получается при применении горючих, богатых водородом и другими легкими атомами, или при использовании углеводородных топлив с большим избытком горючего, ввиду чего образуется значительное количество газообразного водорода, не связанного с кислородом.

Этим в основном и объясняется то, что оптимальный состав многих двухкомпонентных топлив не совпадает со стехиометрическим составом и обычно соответствует смеси, богатой горючим; при этом условия получают продукты сгорания, обладающие малым молекулярным весом.

4. *Возможно большее отношение теплоемкостей продуктов сгорания топлива ($k = c_p/c_v$)*, так как при прочих равных условиях увеличение значения k обуславливает повышение удельной тяги двигателя.

5. *Возможно малая вязкость и небольшое поверхностное натяжение компонентов топлива*, так как при этом уменьшается расход энергии на подачу их в камеру и улучшается распыл компонентов топлива. Распыливать компоненты топлива тем легче, чем меньше их коэффициент поверхностного натяжения. Знание коэффициента вязкости компонентов топлива необходимо при гидравлическом расчете двигателя и его агрегатов.

6. *Возможно высокие значения теплоемкости, теплопроводности, температур кипения и разложения* тех компонентов топлива, которые предназначаются для охлаждения двигателя.

Компонент топлива должен обладать достаточной термической стойкостью во избежание кипения при данном давлении, испарения и химического разложения при соприкосновении с оболочкой камеры двигателя, нагретой до температуры порядка 300—600° С, и образования твердых и маслянистых осадков, ухудшающих теплоотвод от оболочки к жидкости. Чем выше теплоемкость, теплопроводность, теплота испарения и температура кипения компонента топлива, тем лучше его эксплуатационные свойства как охлаждающего агента.

7. *Возможность самовоспламенения компонентов топлива при их смешении в камере двигателя*, так как при этом не требуется система зажигания топлива при запуске и упрощаются конструкция и система запуска двигателя.

8. *Возможно малый период задержки воспламенения смешиваемых компонентов* в широких пределах соотношения их между собой, так как запаздывание воспламенения на доли секунды при большом секундном расходе топлива в камеру сгорания двигателя может привести к большому скоплению в камере горючей смеси и последующему ее взрыву, а следовательно, к аварии двигателя.

Для обеспечения наилучшего срабатывания топлива в двигателе при высоком к. п. д. с минимальной задержкой воспламенения и при наименьшем времени пребывания газов в камере сгорания температура самовоспламенения топлива должна быть по возможности ниже, пределы воспламенения шире, а скорость горения выше (при прочих равных условиях).

9. *Возможно бóльшая скорость сгорания топлива*, так как при этом получается более устойчивая работа двигателя и уменьшается время пребывания данного топлива в камере сгорания, уменьшаются габариты и вес последней, а следовательно, при прочих равных условиях увеличивается дальность полета снаряда.

10. *Возможно меньшая температура сгорания топлива* в камере двигателя при высоком удельном тепловыделении; чем ниже температура сгорания, тем меньше будет потеря тепла вследствие диссоциации продуктов сгорания топлива и тем при более благоприятных условиях будут работать камера сгорания и сопло двигателя. Температура сгорания топлива должна допускать создание надежной системы охлаждения двигателя.

11. *Достаточно высокая физическая и химическая стойкость компонентов топлива* при эксплуатационных давлениях и температурах, обеспечивающих длительное хранение их в неизменном состоянии и эффективное использование в двигателе снаряда.

Летучесть компонентов топлива особенно нежелательна, если их пары огнеопасны или ядовиты.

При длительном хранении компоненты топлива не должны выделять твердые и смолистые осадки. Для предохранения некоторых компонентов топлива от смолообразования к ним прибавляют специальные вещества — антиоксиданты (ингибиторы).

Хранение сжиженных компонентов топлива представляет большие трудности, так как температура их кипения в большинстве случаев очень низка (они весьма неустойчивы). Это обстоятельство надо иметь в виду при выборе топлива для проектируемого двигателя.

12. *Возможно низкая температура замерзания компонентов топлива* (не выше минус 40°C) и *возможно высокая температура их кипения* (не ниже плюс 50°C), чтобы в условиях полета компонент топлива при незначительном понижении температуры не перешел в твердое состояние и не сделался настолько густым, что подача его в камеру сгорания станет затруднительной или совсем невозможной, а при незначительном повышении температуры не закипел, что важно при использовании компонента для охлаждения камеры сгорания и сопла двигателя. Это требование не относится к сжиженным и газообразным компонентам топлива.

13. *Возможно малая химическая активность (коррозийное действие) компонентов топлива по отношению к материалам двигателя*, что позволяет хранить компоненты топлива в баках, выполненных из неокислостойких материалов. Азотная кислота с небольшой примесью воды разрушает некоторые металлы, претерпевая при этом структурное изменение, ухудшающее ее качество как окислителя. Перекись водорода претерпевает качественное изменение при соприкосновении с поверхностью металлов, не разрушая их. Для азотной кислоты и перекиси водорода требуются баки и трубопроводы из специальных материалов.

14. *Возможно малая гигроскопичность компонентов топлива*, т. е. склонность их к поглощению влаги из атмосферы, что снижает концентрацию компонентов, засоряет их кристаллами при вымораживании и делает агрессивными для многих металлов.

15. *Безопасность при хранении и эксплуатации компонентов топлива*, т. е. компоненты топлива не должны бурно испаряться, взрываться и воспламеняться в присутствии атмосферного воздуха.

Парообразование топлива в баке при хранении может вызвать повышение давления и взрыв бака.

Некоторые компоненты топлива являются неустойчивыми (жидкий кислород, жидкий аммиак и др.) и огнеопасными веще-

ствами, склонными к детонации при загрязнении, повышении температуры при ударе (например перекись водорода, нитрометан и др.).

Огнеопасность особенно присуща многим окислителям, входящим в химическое соединение со значительным количеством органических веществ (например азотная кислота и перекись водорода вызывают самовоспламенение при контакте со многими органическими веществами). Большинство горючих легко воспламеняется при небольшом нагревании на воздухе.

Азотная кислота, перекись водорода, анилин и некоторые другие компоненты топлива, попадая на тело человека, вызывают серьезные ожоги. При применении таких компонентов топлива требуются соответствующие меры предосторожности. Огнеопасность горючих определяется температурой вспышки; чем ниже эта температура, тем огнеопаснее горючее.

16. *Компоненты топлива не должны быть токсичными как в жидком, так и в газообразном состояниях*, чтобы избежать отравления ими обслуживающего персонала. Однако при соответствующих мерах предосторожности токсичность эффективного компонента топлива не может служить препятствием для его применения.

17. *Недефицитность и дешевизна получения компонентов топлива с отечественных баз*. Широко применяемые в настоящее время компоненты топлива, особенно окислители, имеют более высокую стоимость, чем горючие для воздушно-реактивных и поршневых двигателей.

Содержание в компонентах топлива посторонних примесей недопустимо, так как они снижают характеристики и надежность работы двигателя. Твердые примеси в компонентах топлива вызывают износ форсунок и насосов и по авиационным нормам не должны превышать 0,005%.

Перечисленные требования к топливу определяют его техническое применение, развиваемую им удельную тягу, способ охлаждения камеры сгорания и сопла, систему топливopодачи, надежность и безотказность работы двигателя на данном топливе.

В настоящее время не существует такого топлива, которое полностью удовлетворяло бы всем перечисленным требованиям. Поэтому приходится из большого числа известных химических соединений выбирать такие комбинации, которые для заданных условий работы двигателя способны дать наилучшие результаты.

Наибольшие трудности представляет выбор окислителя, так как почти все окислители малоустойчивы, взрывоопасны, ядовиты и дорогие.

Многообразии требований, предъявляемых к компонентам топлива, приводит к тому, что в настоящее время практическое применение имеют лишь некоторые из них. Во многих случаях приходится отказываться от ряда перечисленных выше требований к виду дру-

гих полезных качеств данного топлива. Например, часто приходится пренебрегать ядовитостью, химической агрессивностью и другими отрицательными свойствами компонентов топлива.

§ 10. Основные характеристики горючих ЖРД

Горючими в общем случае называют вещества, в состав которых в преобладающем количестве входят горючие элементы (С, Н, Ве, Al и др.).

С технической точки зрения горючим может считаться любое вещество, характеризующееся значительным тепловыделением при сгорании единицы веса или объема, достаточной активностью к вступлению в реакцию сгорания с данным окислителем, распространенностью и доступностью для массового применения.

По основным характерным признакам существующие горючие топлив подразделяются:

1) по числу горючих элементов — на элементарные, состоящие из одного горючего элемента, например Н, Ве, В и др., и сложные, образуемые различными сочетаниями горючих и негорючих элементов;

2) по физическому состоянию при обычной температуре — на жидкие, газообразные и твердые;

3) по числу компонентов, составляющих горючее, — на однокомпонентные и многокомпонентные;

4) по характеру реагирования горючего при контакте с окислителями — на несамовоспламеняющиеся (несамореагирующие) и самовоспламеняющиеся (самореагирующие);

5) по характеру применения — на основной или рабочий компонент топлива и вспомогательный или пусковой компонент топлива, т. е. применяемый только при запуске двигателя.

В настоящее время в ЖРД получили применение в основном сложные горючие. К числу основных, заслуживающих наибольшего внимания сложных горючих ЖРД относятся:

1) углеводородные горючие — керосины и близкие к ним углеводороды, в том числе бензол, нитробензол и нитротолуол,

2) кислородоуглеводородные горючие — спирты: этиловый, метиловый, пропиловый, фурфуриловый и их растворы;

3) азотноуглеводородные горючие — амины: анилин, диэтиламин, триэтиламин, ксилидин и их растворы;

4) азотноводородные горючие — аммиак, гидразин и их производные (гидразингидрат, метилгидразин, диметилгидразин) и

5) бороводородные горючие — пентаборан, диборинамид и др.

Все эти горючие, кроме аммиака, при обычных условиях находятся в жидком состоянии, что существенно облегчает их применение.

Углеводородные горючие. В качестве горючего для ЖРД большого внимания заслуживают углеводородные горючие,

являющиеся продуктами перегонки нефти, — тракторный керосин и др.

В табл. 5.11 приведены основные характеристики углеводородных горючих при сжигании их в кислороде при $\alpha=1$.

Таблица 5.11

Теплотворности и энергосодержания продуктов перегонки нефти при температуре 20° С

Наименование углеводородного горючего	Удельный вес γ	Весовой элементарный состав %		Теплотворность при сжигании в кислороде ккал/кг		Энергосодержание H_u ккал/кг
		C_T	H_T	$H_{иг}^B$	$H_{иг}$	
Бензин авиационный	0,70	84,5	15,5	11 370	10 560	—536,7
То же	0,72	84,8	15,2	11 310	10 518	—517,4
Бензин автомобильный	0,74	85,1	14,9	11 249	10 472	—500,0
То же	0,76	85,4	14,6	11 188	10 425	—485,2
Бензин тракторный (лигроин)	0,78	85,7	14,3	11 122	10 376	—470,0
То же	0,80	86,0	14,0	11 056	10 325	—457,4
Керосин тракторный	0,82	86,3	13,7	10 993	10 273	—446,6
Керосин осветительный	0,84	86,6	13,4	10 992	10 219	—437,5
Газойль	0,86	86,9	13,1	10 850	10 157	—430,5
„	0,88	87,2	12,8	10 779	10 106	—424,0

Керосин как горючее ЖРД имеет существенные преимущества перед многими другими углеводородами благодаря своей доступности и дешевизне. Он обладает значительным удельным весом, высокой температурой вспышки, имеет относительно низкую температуру самовоспламенения, что благоприятствует его срабатыванию в двигателе. Перевозка и хранение керосина также не вызывают трудностей, а производство его обеспечено широким развитием нефтеперерабатывающей промышленности.

Керосин может применяться в качестве горючего со всеми окислителями на основе окислов азота. Низшая стехиометрическая теплотворность керосина с азотной кислотой равна $H_u \approx 1450$ ккал/кг.

При использовании в ЖРД керосина в качестве горючего возможно нагарообразование на поверхности внутренней оболочки камеры, которое снижает теплоотдачу от газов к оболочке камеры и облегчает условия ее охлаждения. Нагарообразование объясняет

ся химической природой керосина и зависит от коэффициента состава топлива и условий его сгорания.

В случае применения керосина для охлаждения камеры двигателя нужно учитывать его склонность при высоких температурах к смолообразованию на охлаждаемой поверхности оболочки камеры, которое может значительно ухудшить условия охлаждения двигателя. Керосин такого назначения необходимо контролировать на содержание в нем фактических и потенциальных смол.

По чисто эксплуатационным соображениям в некоторых случаях целесообразно применить другие горючие. Так, в качестве горючего ЖРД может быть успешно использован керосин, представляющий фракцию, выкипающую в пределах 150—280° С при прямой перегонке нефти.

Этот керосин имеет следующие основные характеристики:

1) элементарный весовой состав: $C_r = 86,76\%$; $H_r = 12,76\%$ и $O_r = 0,48\%$;

2) низшая теплотворность при сжигании в кислороде 10 250 ккал/кг;

3) физические свойства при 20° С: удельный вес 0,819 кг/л; вязкость 1,84 сст, теплоемкость 0,49 ккал/кг °С;

4) температура застывания минус 60° С, кипения +150° С, конца перегонки 98% — около 280° С;

5) теплота образования — плюс 35 ккал/кмоль, теплота испарения — около 79 ккал/кг.

Несколько лучше должно сгорать в ЖРД совместно с кислородом дизельное горючее, обладающее минимальной задержкой воспламенения и достаточно низкой температурой застывания.

Жидкий водород не может быть рекомендован для применения в качестве горючего ЖРД вследствие его крайне низкого удельного веса, трудностей получения, хранения и использования в жидком состоянии, несмотря на его относительно высокую теплотворность.

Кислородоуглеводородные горючие. Из углеводородов, содержащих кислород, наибольшее применение в ЖРД в качестве горючего получил этиловый спирт 75—92%-ной концентрации по весу в водном растворе. Этиловый спирт разбавляют водой для снижения его температуры сгорания и облегчения при этом охлаждения двигателя.

В табл. 5.12 приведены основные характеристики спиртов и других кислородоуглеводородных горючих, применяемых в том или ином виде в ЖРД.

Спирты характерны большим относительным содержанием их в топливных смесях с окислителями (около 40—50% по объему). По удельному весу они мало отличаются от углеводородов.

Теплотворность большинства углеводородов, содержащих кислород, меньше теплотворности углеводородов вследствие высокого положительного значения их теплот образования. Однако приме-

Таблица 5.12

Основные характеристики кислородоуглеводородных горючих

Горючие	Этиловый спирт C_2H_5OH	Метиловый спирт CH_3OH	Изопропиловый спирт C_3H_8O	Фурфуроловый спирт $C_5H_6O_2$	Фурфурол C_5H_4O	Венилэтиловый эфир C_4H_8O	Фенол C_6H_6O
Элементарный состав горючего, %:							
углерода	52,2	37,5	59,96	61,3	62,5	66,7	76,6
водорода	13,1	12,5	13,42	6,2	4,2	11,1	6,4
кислорода	34,7	50,0	26,62	32,5	33,3	22,2	17,0
Молекулярный вес	46,07	32,04	60,09	98,10	96,08	72,07	94,11
Удельный вес при 20° С кг/л	0,789	0,792	0,781	1,133	1,160	0,754	1,071 (25°)
Температура ¹ , °С:							
плавления	-117,3	-97,9	-88,5	-32	-38,7	-50	-40,6
кипения	78,5	64,6	82,26	171,0	161,7	36	189,9
Теплота образования, ккал/г-моль	-66,48	-57,02	-76,5	-63,1	—	-46,0	-37,3
Удельный вес топлива, кг/л	1,00	0,97	1,01	1,14	1,15	0,99	1,12
Низшая теплотворность топлива:							
весовая, ккал/кг	2020	1850	2070	2060	—	2200	2130
объемная, ккал/л	2010	1790	2090	2340	—	—	2390
Газообразование:							
л/кг	789	840	769	654	653	723	—
л/л	786	841	773	745	750	717	—

¹ При атмосферном давлении.

нение этих дорогих горючих объясняется низкой температурой их горения, позволяющей создать облегченные в тепловом отношении ЖРД, а высокие значения теплоемкости — успешно использовать их для охлаждения камеры двигателя; этому благоприятствует высокая температура кипения спиртов.

В табл. 5.13 приведены некоторые характеристики топлива, состоящего из жидкого кислорода и водных растворов этилового спирта различной концентрации.

Таблица 5.13

Основные характеристики водных растворов этилового спирта

Характеристики топлива и его продуктов сгорания при $\alpha=1$	Концентрация спирта в водных растворах, % по весу							
	60	70	75	80	85	90	95	100
Весовой состав топлива, %:								
спирта	44,4	40,7	39,0	37,5	36,1	34,8	33,6	32,4
кислорода	55,6	59,3	61,0	62,5	63,9	65,2	66,4	67,6
Объемный состав топлива, %:								
спирта	50,6	47,4	46,0	44,8	43,6	42,6	41,7	40,9
кислорода	49,4	52,6	54,0	55,2	56,4	57,4	58,3	59,1
Коэффициент состава топлива:								
весовой	1,251	1,459	1,564	1,668	1,772	1,876	1,981	2,085
объемный	0,977	1,111	1,174	1,235	1,292	1,346	1,397	1,443
Удельный вес, кг/л:								
спирта	0,789	0,868	0,856	0,844	0,831	0,818	0,804	0,789
топлива	1,014	1,011	1,009	1,007	1,005	1,003	1,000	0,996
Весовой состав продуктов полного сгорания топлива, %:								
CO ₂	50,9	54,4	55,9	57,3	58,6	59,8	60,9	62,0
H ₂ O	49,1	45,6	44,1	42,7	41,4	40,2	39,1	38,0
Низшая стехиометрическая теплотворность топлива:								
весовая, ккал/кг	1560	1700	1770	1820	1880	1930	1980	2010
объемная, ккал/л	1580	1720	1780	1840	1890	1940	1980	2010
Газовыделение при полном сгорании топлива:								
л/кг	870	845	834	823	814	805	797	789
л/л	882	854	841	829	818	807	797	789

Заменителями этилового спирта могут служить смеси других спиртов, имеющие почти такие же теплотворности, температуры горения и другие характеристики, что весьма важно для расширения возможности эксплуатации двигателей определенной конструкции.

Для форсирования работы кислородно-спиртовых двигателей возможен перевод их на горючее, состоящее из спирта и авиацион-

ного бензина (двойные горючие смеси) или смеси спирта, бензина и бензола (тройные горючие смеси), которые не расслаиваются

Таблица 5.14

Основные характеристики нитросоединений

Горючие Характеристики	Анилин C_6H_7N	Диэтил- амин $C_4H_{11}N$	Триэтил- амин $C_6H_{15}N$	Ксиллин $C_8H_{11}N$	Нитро- бензол $C_6H_5NO_2$	Нитро- толуол $C_7H_7NO_2$
Весовое содержание элементов горючего, %:						
углерода C_r	77,4	65,7	71,2	79,2	58,5	61,3
водорода H_r	17,6	15,2	14,9	9,2	4,1	5,1
азота N_r	15,0	19,1	13,9	11,6	11,4	10,2
кислорода O_r	—	—	—	—	26,0	23,4
Молекулярный вес	93,08	73,14	101,07	121,12	123,0	137,1
Удельный вес, $кг/л$	1,022	0,711	0,728	0,977	1,207	1,068
Температура ¹ , °С:						
плавления	-6,2	-38,9	-114,8	-54	5,7	-10,6
кипения	184,4	55,9	89,5	210	210,6	222,3
Теплота образования, $ккал/г-моль$	+7,08	30,1	-14,71	-8,42	-3,8	4,0
Удельный вес топлива на основе жидкого кислорода, $кг/л$	1,022	0,99	1,0	1,09	—	—
Коэффициент состава топлива:						
весовой	2,66	2,95	3,08	2,84	—	—
объемный	2,39	1,84	1,97	2,43	—	—
Теплотворность топлива:						
весовая, $ккал/кг$	2200	2230	2240	2130	2150	2230
объемная, $ккал/л$	2430	2200	2250	2330	—	—
Газообразование:						
$л/кг$	657	775	760	675	—	—
$л/л$	726	767	760	738	—	—

¹ При атмосферном давлении.

при достаточно высоких температурах. При увеличении содержания воды в спиртах температура расслоения горючей смеси повышается.

Фурфуроловый спирт прибавляют к некоторым горючим для их самовоспламенения при смешении с окислителем. Он представляет собой бесцветную ароматическую жидкость, слабо растворимую в нефтяных углеводородах, с температурой вспышки около $91,3^{\circ}\text{C}$.

Азотноуглеводородные горючие. К азотноуглеводородным горючим относятся алифатические и ароматические амины. Из них в качестве горючих в ЖРД получили применение анилин, диэтиламин, триэтиламин и ксилидин. В табл. 5.14 приведены основные характеристики аминов и нитросоединений.

В качестве самостоятельных горючих наибольшее применение получили анилин и горючее тонка-250, состоящее из 50% триэтиламина и 50% ксилидина. Остальные упомянутые амины в том или ином количестве могут входить в состав других смесей горючих.

Ксилидин весьма плохо смешивается с водой. Триэтиламин достаточно хорошо смешивается с водой и этим создает возможность обводнения горючего тонка-250 до весьма заметной величины без выпадения фазы.

Основные характеристики горючего тонка-250:

1) элементарный весовой состав: $C_r = 75,252\%$; $H_r = 12,046\%$ и $N_r = 12,702\%$;

2) низшая теплотворность при сгорании в кислороде 9095 ккал/кг ;

3) температура застывания -50°C , кипения $+85^{\circ}\text{C}$;

4) удельный вес $0,845 \text{ кг/л}$ при 20°C , теплоемкость $0,55 \text{ ккал/кг}^{\circ}\text{C}$ и кинематическая вязкость $1,19 \text{ сст}$ (при 20°C);

5) теплота испарения при температуре от -60 до $+250^{\circ}\text{C}$ соответственно $80,3-59,3 \text{ ккал/кг}$.

Азотноводородные горючие. Из числа азотноводородных горючих (гибридов азота) наибольшего внимания заслуживают аммиак, гидразин и его производные: гидразингидрат, метилгидразин и диметилгидразин.

Аммиак (NH_3) при нормальных условиях представляет собой бесцветный газ с резким характерным запахом. Он ядовит, поражает слизистую оболочку глаз и дыхательных органов. Безопасно допустимая концентрация его на 1 л воздуха не более $0,02 \text{ мг}$. В жидком состоянии его можно длительно хранить под давлением. Он хорошо растворяется в большом числе органических и неорганических соединений и даже в металлах.

Основные физико-химические характеристики аммиака:

молекулярный вес	17,03
температура плавления, $^{\circ}\text{C}$	$-77,75$
температура кипения, $^{\circ}\text{C}$	$-33,44$

критическая температура, °С	132,4
критическое давление, <i>ата</i>	111,5
удельный вес при $-33,44^{\circ}\text{С}$, <i>кг/л</i>	0,68
теплоемкость при 20°С , <i>ккал/кг °С</i>	1,14
теплопроводность при 20°С , <i>ккал/м час °С</i>	0,42
вязкость при $-33,44^{\circ}\text{С}$, <i>дин сек/см²</i>	0,00254
поверхностное натяжение при 20°С , <i>дин/см</i>	66,67
теплота образования при $-33,44^{\circ}\text{С}$, <i>ккал/кг</i>	-1000,0
теплота испарения при $-33,44^{\circ}\text{С}$, <i>ккал/кг</i>	327,65
низшая теплотворность, <i>ккал/кг</i> :	
а) при сжигании в кислороде	1640
б) во фторе	2310

Поскольку в аммиаке по весу содержится горючего всего 17,8% (водорода), он не может гореть на воздухе и способен гореть только в кислороде желтым пламенем, самовоспламеняясь при 700°С . Однако применение в ЖРД аммиака с кислородом нецелесообразно из-за вялости его в химических реакциях, низкой температуры кипения и токсичности, хотя его температура горения ниже и охлаждающие свойства (в случае применения для охлаждения камеры двигателя) лучше, чем керосина.

Гидразин (N_2H_4) получается из аммиака и представляет собой при нормальных условиях бесцветную, дымящую на воздухе ядовитую жидкость, поглощающую из атмосферы влагу, углекислоту и кислород. Он смешивается с водой, спиртами, аммиаком и другими неполярными жидкостями.

Гидразин обладает нестабильностью, в безводном состоянии подвергается каталитическому и термическому разложению на элементы и на смесь аммиака с азотом. На воздухе он горит синим пламенем. Гидразин не чувствителен к удару, температура воспламенения его в кислороде ниже, чем в воздухе, и выше всего в азоте. Он разрушает резину и многие органические материалы.

Основные физико-химические характеристики гидразина:

молекулярный вес	32,05
температура плавления, °С	2,0
температура кипения, °С	113,5
критическая температура, °С	380
критическое давление, <i>ата</i>	145
удельный вес при 20°С , <i>кг/л</i>	1,0083
теплоемкость при 20°С , <i>ккал/кг °С</i>	0,735
вязкость при 20°С , <i>дин сек/см²</i>	0,01038
поверхностное натяжение при 25°С , <i>дин/см</i>	66,67
теплота образования при 25°С , <i>ккал/кг</i>	+374,41
теплота плавления при 2°С , <i>ккал/кг</i>	94,38
теплота испарения при $113,5^{\circ}\text{С}$, <i>ккал/кг</i>	304,52

низшая теплотворность, ккал/кг:

а) при сжигании в кислороде	1940
б) „ „ во фторе	2430

Гидразин является наиболее эффективным и универсальным горючим, поскольку он обеспечивает повышение $P_{уд}$ в сочетании почти со всеми окислителями. Для применения необходимо улучшить эксплуатационные свойства гидразина и удешевить его производство. Весьма желательно понизить его температуру плавления введением примесей, например, раствора в нем воды или раствора его в аммиаке, с которым он растворяется неограниченно. Добавление к гидразину 10% по весу воды понижает его температуру плавления до -9°C , а при добавлении 20% воды — почти до -30°C .

Весьма перспективными горючими для ЖРД оказываются метилгидразин ($\text{CH}_3\text{N}_2\text{H}_2$) и несимметричный диметилгидразин ($(\text{CH}_3)_2\text{N}_2\text{H}_2$), являющиеся производными от гидразина жидкими веществами при нормальных условиях. Эти горючие имеют низкую температуру плавления, большую стойкость, чем гидразин, и образуют с моноокисью фтора весьма эффективные топлива, что указывает на необходимость их подробного изучения и освоения.

Метилгидразин гигроскопичен, имеет $t_{пл} = -52,4^{\circ}\text{C}$, $t_{кип} = 87^{\circ}\text{C}$ (при 745 мм рт. ст.), $t_{кр} = 257^{\circ}\text{C}$, $p_{кр} = 75 \text{ атм}$, $\gamma_r = 0,876 \text{ кг/л}$, $Q_{обр} = 292 \text{ ккал/кг}$, $Q_{исп} = 209,78 \text{ ккал/кг}$ и $Q_{пл} = 54,13 \text{ ккал/кг}$.

Несимметричный диметилгидразин (димазин) представляет бесцветную весьма гигроскопичную легкоподвижную при нормальных условиях жидкость с аммиачным запахом, растворимую в воде, спиртах, углеводородах и аминах.

Основные физико-химические характеристики димазина (ДМГ):

молекулярный вес	60,08
температура плавления, $^{\circ}\text{C}$	-58
температура кипения, $^{\circ}\text{C}$	63
удельный вес при 20°C , кг/л	0,795
коэффициент расширения	0,0013
критическая температура, $^{\circ}\text{C}$	249
критическое давление, атм	62
вязкость, сантипуазы	0,586
температура вспышки (в закрытом сосуде), $^{\circ}\text{C}$	1,1
теплоемкость при 20°C , ккал/кг $^{\circ}\text{C}$	0,653
теплота образования, ккал/кг	184,75
теплота сгорания, ккал/кг	7900
теплота плавления, ккал/кг	40
теплота образования , ккал/кг	134 <i>ккал/кг</i>
теплопроводность при 20°C , ккал/м час $^{\circ}\text{C}$	0,18
коэффициент поверхностного натяжения, кг/м	0,0025

энергосодержание, ккал/кг	218
низшая теплопроводность при сжигании в кислороде (при 20° С), ккал/кг	2200

В настоящее время димазин используется в качестве горючего ЖРД, самовоспламеняющегося в смеси с азотной кислотой и ее производными. Его можно использовать и с жидким кислородом; последние при смешении между собой не самовоспламеняются.

Бороводородные горючие. Элементарный бор имеет низшую теплотворность около 13 670 ккал/кг и образует с водородом ряд соединений, которые называются боранами. Лучшими из них являются: диборан (B_2H_6 —газ), пентаборан (B_5H_9 —жидкость), декаборан ($B_{10}H_{14}$ —твердое вещество) и др.

Низшая теплотворность бороводородных соединений при сжигании в кислороде достигает 16 300 ккал/кг, тогда как у керосинов она равна 10 300 ккал/кг. Поэтому удельная тяга их почти в 1,6 раза больше, чем у керосинов. Диборан и пентаборан в воздухе самовоспламеняются. При добавлении к ним углерода они стабилизируются в отношении самовоспламенения, но снижают низшую теплотворность до 13 880 ккал/кг. Полученные таким образом углеводороды принято называть алкиборанами или карборанами.

Основные физические свойства упомянутых здесь горючих следующие:

Горючее	μ_r	γ г/см ³ при 20° С	$t_{пл}$ °С	$t_{кип}$ °С
Керосин	—	0,82	—60	150
Диборан (B_2H_6)	27,7	0,42	—165	—92
Пентаборан (B_5H_9)	63,2	0,61	—47	60
Декаборан ($B_{10}H_{14}$)	122,3	0,97	100	213
Карборан	—	0,82	—	260

Эти горючие во много раз дороже керосина. Кроме того, использование их по ряду причин весьма затруднено.

В качестве горючего для ЖРД представляет интерес пентаборан¹, являющийся бесцветной токсичной и легкоподвижной жидкостью при нормальных условиях с неприятным запахом. При обычных условиях он может храниться годами. При нагревании медленно разлагается в основном до окиси бора, которая способна вызывать коррозию и создавать осадки, закупоривающие проточные сечения форсунок, что очень затрудняет его использование. Пентаборан можно использовать в качестве присадки к другим горючим, а также для отработки неустойчивых процессов сгорания в ЖРД

¹ Экспресс-информация АН СССР, вып. 9, АДС—37, 1959.

аминов и производных гидразина в сочетании с моноокисью фтора или фтороаммиачных топлив.

Из топлив на основе бора наиболее приемлемой следует считать суспензию его в керосине, немногим уступающую по энерговоделению смеси с пентабораном, но значительно более удобную в эксплуатации.

Использование в качестве горючих кремневодородов и трисиламина $\text{Si}_3\text{H}_9\text{N}$ (самовоспламеняющаяся на воздухе легкоподвижная бесцветная жидкость) из-за трудности получения их в эксплуатации не оправдывается.

Рассмотрение теплового эффекта существующих элементарных горючих с наиболее эффективными окислителями позволяет сделать вывод, что наиболее теплотворными из них являются водород, литий, бериллий, бор, углерод, натрий, алюминий, магний, кремний, фосфор, сера, калий и кальций. Причем расчеты показывают, что наиболее эффективными элементами среди них являются водород, литий, бериллий и бор, при сгорании которых в жидком фторе можно увеличить дальность полета снарядов.

Наибольшую удельную тягу (около $400 \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$) развивают топлива фтороводород и фторолитий. Повышением давления в камере сгорания при оптимальном коэффициенте избытка окислителя и перерасширении газов в сопле (фториды металлов находятся в твердом состоянии, а фториды металлоидов — в газобразном) за счет этих топлив можно получить удельную тягу в пушоте около $450 \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$, что, видимо, является достижимым пределом для химических источников энергии реакций окисления.

Хотя применение малодоступных и дорогих твердых горючих элементов в ЖРД технически возможно и наиболее целесообразно в виде суспензий в керосине, аминах, гидразине и его производных, однако практическое использование их в настоящее время сомнительно из-за большой вязкости, недостаточной стабильности (образуются сгустки) и относительно высокой температуры сгорания, затрудняющих эксплуатацию и охлаждение двигателя. Вследствие большой вязкости суспензий перепад давления в форсунках камеры сгорания при прочих равных условиях должен быть в 3—6 раз больше, чем при керосине.

Не исключено применение некоторых металлов и металлоидов для активации горючих или обеспечения химического зажигания основного топлива при запуске двигателя.

§ 11. Основные характеристики окислителей горючих ЖРД

Окислителями называют вещества, в которых содержится по весу преобладающее количество окисляющих элементов (O_2 , O_3 , H_2O_2 и др.).

Из всех потенциально возможных окислителей техническое значение могут иметь лишь те из них, которые при достаточной эффективности взаимодействия с горючим оказываются распространенными и доступными для применения.

К числу главнейших окислителей относятся элементарные окислители — фтор, кислород, хлор и другие сложные окислители, представляющие собой соединения друг с другом кислорода, фтора, хлора, азота в различных сочетаниях, некоторых соединениях их с горючими элементами (углеродом, водородом, серой и т. п.), а также растворы окислителей друг в друге.

Существующие окислители горючих ЖРД можно разделить по ряду следующих характерных признаков.

1. По физическому состоянию при нормальных условиях — на жидкие, газообразные и твердые окислители.

2. По окислительной основе — на окислители:

а) кислородные — жидкий кислород, его аллотропические видоизменения и соединения с горючими элементами;

б) азотные окислы и окислители, содержащие окислы азота или являющиеся их производными;

в) фторные — фтор, фториды кислорода, хлора, азота и другие фторсодержащие соединения;

г) хлорные — хлор, окислы хлора и окислители, содержащие окислы хлора или являющиеся их производными.

Растворы различных окислителей друг в друге можно относить к одной из перечисленных выше групп подразделения окислителей по окислительной основе в зависимости от того, какие окислители являются наиболее характерными в химическом отношении.

В порядке убывающей активности в химических реакциях существующие наиболее эффективные элементарные окислители располагаются в ряд: фтор, кислород, хлор, бром и иод. До настоящего времени в ЖРД применяется лишь небольшое число окислителей.

В табл. 5. 15 приведены физико-химические характеристики наиболее эффективных окислителей, а в табл. 5. 16 — низшие стехиометрические теплотворности толуола с этими окислителями. При вычислении теплотворности на основе сжиженных окислителей учтена теплота их испарения и подогрева до нормальной температуры.

В табл. 5. 17 приведен элементарный состав рассматриваемых окислителей. Из этой таблицы видно, что азотная кислота, перекись водорода, хлорная кислота и тетранитрометан содержат в себе горючие элементы.

Ниже приведены краткие сведения об основных свойствах рассматриваемых окислителей, имеющих первостепенное значение при их эксплуатации.

Азотная кислота в чистом виде представляет бесцветную ядовитую гигроскопическую жидкость, дымящуюся на воздухе, с сильно раздражающим запахом. Вследствие применения двуокиси азота она имеет окраску от желтой до бурой. При попадании на кожу

Физико-химические свойства некоторых окислителей

Наименование окислителя	Химическая формула	Молекулярный вес	Удельный вес в жидком состоянии	Температура, °С		Теплота кал/кмоль		Вязкоcть
				$t_{\text{зм}}$	$t_{\text{кип}}$	образования	испарения	
Азотная кислота 100%-ная	HNO ₃	63,02	1,51(20° С)	-41,60	86,0	-41,40	9,43	0,58 сст (20° С)
Перекись водорода 100%-ная	H ₂ O ₂	32,02	1,44(20° С)	-1,7	151,4	-45,16	11,67	1,272 с-пуаз (19,6° С)
Четырехокись азота	N ₂ O ₄	92,02	1,45(20° С)	-11,20	21,15	-6,75	9,11	1,307 сст (18° С)
Хлорная кислота	HCIO ₄	100,46	1,77(20° С)	-112,0	110,0	-18,1	—	—
Тетранитрометан	CN ₄ O ₈	196,04	1,64(20° С)	13,8	125,7	+8,8	+9,2	0,0165 пуаз (15° С)
Жидкий трифторид азота	NF ₃	71,01	1,55(-129,6° С)	-206,79	-129,06	-31,9	2,77	—
Жидкий нитрат фтора	NO ₃ F	81,01	1,61(-80° С)	-181,0	-80,0	-1,0	4,73	—
Трифторид хлора	ClF ₃	92,46	1,85(12° С)	-76,32	11,75	-32,1	6,58	4,35 с-пуаз (20° С)
Жидкий кислород	O ₂	32,00	1,14(-183° С)	-218,76	-182,97	-3,1	1,63	0,142 с-пуаз (-170° С)
Жидкая перекись фтора	O ₂ F ₂	70,00	1,45(-57° С)	-163,5	-57,0	0	4,57	—
Жидкий фторид кислорода (окись фтора)	OF ₂	54,0	1,52(-144,3° С)	-223,8	-144,8	2,86	2,65	0,2826 с-пуаз (-145,3° С)
Жидкий фтор	F ₂	38,00	1,51(-188,4° С)	-219,62	-187,92	-3,0	1,58	0,257 с-пуаз (190° С)
Жидкий озон	O ₃	48,00	1,35(-112° С)	-192,5	-112,0	30,2	3,5	—
Серная кислота	H ₂ SO ₄	98,00	1,834(18° С)	-10,5	340	193,75 (18° С)	—	20,2 с-пуаз (25° С)
Вода	H ₂ O	18,00	0,9982(20° С)	0	100	ккал/кмоль 68,39	539,1 кал/г	1 с-пуаз (20,2° С)

Примечание. Температуры замерзания и кипения, а также другие характеристики окислителей приведены при атмосферном давлении.

Таблица 5.16

Эффективность основных окислителей при стехиометрическом сжигании в них толуола

Наименование окислителя	Удельный вес при 20° С кг/л	Низшая стехиометрическая теплотворность		Удельное газовыделение		Газовая постоянная кГМ кг °С
		ккал/кг	л/кг	л/л	л/л	
Азотная кислота	1,34	1460	1970	747	1010	28,3
Перекись водорода	1,32	1600	2110	922	1220	34,9
Четырехокись азота	1,29	1720	2250	686	890	26,0
Хлорная кислота	1,50	1730	2490	640	960	24,2
Тетранитрометан	1,47	1760	2510	660	970	25,0
Трифторид азота	1,44	1860	2670	499	718	18,9
Нитрат фтора	1,33	2050	2730	705	937	26,7
Кислород	1,06	2280	2415	650	689	24,6
Перекись фтора	1,29	2500	3222	657	847	24,8
Окись фтора	1,36	2650	3590	582	791	22,0
Фтор	1,39	2680	3700	433	600	16,4
Озон	1,25	2830	3530	650	812	24,6

Примечание. В таблице окислители расположены в порядке возрастания весовой нижней стехиометрической теплотворности топлива.

Таблица 5.17

Элементарный весовой состав основных окислителей

Наименование окислителя	Весовое содержание отдельных элементов в окислителе %					
	кислорода	фтора	хлора	азота	водорода	углерода
Азотная кислота	76,2	—	—	22,2	1,6	—
Перекись водорода	94,0	—	—	—	6,0	—
Четырехокись азота	69,6	—	—	30,4	—	—
Хлорная кислота	63,7	—	35,3	—	1,0	—
Тетранитрометан	65,3	—	—	28,6	—	6,1
Трифторид азота	—	80,3	—	19,7	—	—
Нитрат фтора	59,2	23,5	—	17,3	—	—
Кислород	100	—	—	—	—	—
Перекись фтора	45,7	54,3	—	—	—	—
Окись фтора	29,6	70,4	—	—	—	—
Фтор	—	100	—	—	—	—
Озон	100	—	—	—	—	—

вызывает поражение тканей с образованием желтых пятен. Если кислоту немедленно не смыть и не нейтрализовать, на коже образуются раны. В благоприятных условиях при соприкосновении горючих твердых материалов (сухая деревянная стружка, вата в больших количествах) взрывоопасна. В твердом состоянии образует снежно-белые кристаллы.

Перекись водорода представляет собой бесцветную, в толстом слое голубоватую ядовитую малолетучую жидкость без запаха. При попадании на кожу вызывает белые пятна, сопровождающиеся зудом и жжением, но исчезающие через несколько часов; при длительном соприкосновении на коже появляются пузыри. Шерсть, уголь, вата и некоторые другие горючие материалы воспламеняются с перекисью водорода. Взрывоопасна, стабилизируется. В твердом состоянии — бесцветная кристаллическая масса.

Четырехокись азота в чистом виде является бесцветной ядовитой жидкостью. Окислитель имеет обычно желтую окраску, которая усиливается с повышением температуры вследствие разложения на двуокись азота. Низкая температура кипения обуславливает сильную ее летучесть, пары ее удушливы. При попадании на кожу или на горючие материалы ведет себя аналогично азотной кислоте, в некоторых случаях может вызвать самовоспламенение, взрывоопасна. В твердом состоянии — белая кристаллическая масса.

Хлорная кислота в чистом виде представляет собой бесцветную гигроскопическую ядовитую жидкость, дымящуюся на воздухе, с едкими парами. На коже вызывает болезненные и опасные раны. Взрывоопасна при соприкосновении с горючими веществами (уголь, бумага, дерево и т. п.); частично стабилизируется при добавлении к ней около 1—2% четыреххлористого углерода.

Тетранитрометан в чистом виде представляет собой бесцветную безвкусную жидкость. Он ядовит в большей степени, чем все прочие высококипящие окислители, кроме, возможно, фторсодержащих. Летуч, вызывает обильное слезотечение. Пары бесцветны, удушливы, обладают резким запахом окислов азота. При попадании на кожу вызывает ее поражение. Горючие и твердые материалы (ткани, древесина) при соприкосновении с ним не воспламеняются. Взрывоопасен, стабилизируется, в твердом состоянии образует белые кристаллы.

Трифторид азота представляет собой сжиженный газ. В газообразном состоянии он бесцветен, весьма ядовит, взрывоопасен, устойчив к нагреванию и различным химическим воздействиям. В воде почти нерастворим; с водой в обычных условиях не реагирует. Взаимодействие с водяными парами начинается лишь под действием электрической энергии и протекает медленно. До настоящего времени недостаточно изучен.

Нитрат фтора представляет собой сжиженный газ. В газообразном состоянии бесцветен, ядовит, обладает удушливым запахом. При хранении разлагается, а при соприкосновении с некоторыми

горючими (спирт, эфир и др.) взрывается. В воде растворяется и немного разлагается.

Жидкий кислород представляет собой голубую низкокипящую жидкость (сжиженный газ). Газообразный кислород бесцветен, без запаха и вкуса. При кратковременном вдыхании безопасен. Кратковременное соприкосновение жидкого кислорода с телом человека (доли секунды) безопасно, при более длительном происходит обмороживание. Обычно горючие материалы в кислороде не воспламеняются. Взрывоопасен; в твердом состоянии — белая масса.

Жидкий фтор представляет собой желтую низкокипящую жидкость (сжиженный газ). Является наиболее сильным окислителем, реагирующим практически со всеми органическими и неорганическими веществами (за исключением инертных газов) с выделением тепла.

Давление насыщенных паров фтора в диапазоне температур плавления 53,54—90° К определяется уравнением

$$\lg p = 7,08718 - \frac{357,258}{T} - \frac{1,3155 \cdot 10^{13}}{T^3},$$

где p — давление в мм рт. ст. и T — температура в градусах абс.

Критическое давление 55 атм, критическая температура —129° С.

Газообразный фтор в тонком слое почти бесцветен, в толстых слоях имеет зелено-желтый цвет. Он очень ядовит, обладает резким раздражающим запахом. Кратковременное воздействие паров фтора на кожу вызывает нарывы с воспалением. Взрывоопасен. В твердом состоянии — белая масса.

На основе фтора возможны окислители: жидкая перекись фтора O_2F_2 , жидкая окись фтора OF_2 , трехфтористый хлор ClF_3 , пятифтористый бром BrF_5 и др. Эти окислители подобно самому фтору термодинамически устойчивы и имеют неограниченный срок хранения.

Жидкая перекись фтора представляет собой кроваво-красную низкокипящую жидкость (сжиженный газ). В газообразном состоянии имеет бледно-коричневую окраску; при 50° С обесцвечивается вследствие распада на элементы. В твердом состоянии — оранжево-красные кристаллы. Недостаточно изучена. По поведению схожа с окисью фтора и фтором.

Жидкая окись фтора представляет собой желтую низкокипящую жидкость (сжиженный газ). В газообразном состоянии бесцветна с неприятным запахом фтора. По токсичности и агрессивности к материалам она немного уступает фтору. Эффективность топлив на основе монооксида фтора выше кислородных, но ниже фторных, производство же монооксида фтора сложнее, чем элементарного фтора.

Кратковременное соприкосновение с твердыми горючими материалами не приводит к воспламенению. Относительно взрывоопасна.

Трифтористый хлор имеет молекулярный вес 92,46, температуру плавления —76,32° С, температуру кипения +11,75° С, критическую температуру +153,5° С, удельный вес 1,885 кг/л (при 0° С).

Пятифтористый бром имеет молекулярный вес 174,92, температуру плавления $-62,5^{\circ}\text{C}$, температуру кипения $+40,3^{\circ}\text{C}$, критическую температуру около 197°C , удельный вес 2,547 кг/л (при 0°C).

Жидкий озон представляет собой фиолетового цвета низкокипящую очень ядовитую жидкость (сжиженный газ), в газообразном состоянии — голубого цвета с резким характерным запахом. По отношению к горючим материалам более агрессивен, чем окись фтора, и вызывает воспламенение большинства жидких горючих (углеводороды, спирты, амины и др.) и твердых.

Весьма взрывоопасен, особенно в газообразном состоянии, средства стабилизации не найдены. В твердом состоянии — черного цвета с фиолетовым блеском.

Следовательно, все эти окислители по тем или иным причинам опасны в эксплуатации, так как они в большей или меньшей мере ядовиты и пожароопасны (кроме тетранитрометана), а примерно половина из них — взрывоопасны. Наименее безопасным в эксплуатации является жидкий кислород. Все окислители, кроме фтора, при повышенной температуре разлагаются, что является существенным их недостатком.

Из табл. 5. 15 и приведенной выше краткой характеристики окислителей видно, что первые пять окислителей при нормальной температуре являются жидкими телами, а остальные — газообразными.

Для эксплуатации газообразные окислители должны быть сжижены. Использование таких окислителей в ЖРД затруднено в связи с их бурным парообразованием и низкой температурой, вызывающей замерзание клапанов двигателя, затвердевание уплотнительных резиновых прокладок и резиново-металлических деталей, с усилением опасности кавитации насосов и т. п.

Из табл. 5. 17 видно, что наименьший удельный вес имеют топлива на основе кислорода и озона (1,07—1,26) и наибольший — топлива на основе тетранитрометана и хлорной кислоты (1,48—1,51), тогда как удельный вес топлив с окислителями колеблется в пределах 1,3—1,45.

Наиболее легкие и теплотворные топлива образуют низкокипящие окислители, а наиболее тяжелые и наименее теплотворные — высококипящие окислители. Однако фтор, окись фтора и трифторид азота образуют более тяжелые топлива, чем азотная кислота, перекись водорода и четырехокись азота.

В порядке возрастающей теплотворности с толуолом упомянутые окислители располагаются в ряд: азотная кислота, перекись водорода, четырехокись азота, хлорная кислота, тетранитрометан, трифторид азота, нитрат фтора, кислород, перекись фтора, фтор и озон.

Теплотворность топлива на основе хлорной кислоты и тетранитрометана больше, чем топлива на основе кислорода, а по отношению к последнему теплотворность при азотной кислоте меньше почти на 18% (см. табл. 5. 16). Существенно большую теплотвор-

ность имеют топлива на основе фтора, окиси и перекиси фтора и озона.

Наибольшее газообразование и наименьшую температуру горения имеет топливо на основе концентрированной перекиси водорода, а за ней следует топливо на основе азотной кислоты (см. табл. 5.16). Не отличаются существенно газообразованием и температурой горения топлива на основе хлорной кислоты, тетранитрометана и четырехоксида азота.

Теплотворность этих топлив практически также одинакова. Более высокую температуру горения имеет топливо на основе кислорода и особенно озона. Очевидно, значительная эффективность этих топлив и объясняется высокой температурой их горения, что весьма невыгодно для эксплуатации двигателя (его охлаждения). Это также относится и к фтору и фторсодержащим окислителям. Преимущество фтора перед кислородом состоит в большой активности его в реакциях и летучести фторидов при сравнительно большей теплотворности.

Очевидно, что при одинаковой теплотворности преимущество будет за тем окислителем, на основе которого при прочих равных условиях получается топливо с наибольшим газовыделением и с наименьшей температурой горения. Однако при этом не следует также забывать и другие свойства этих окислителей, оказывающие существенное влияние на их выбор и использование.

Содержание того или другого окислителя в топливных смесях обычно велико, что создает трудности при смешивании его с горючим в камере ЖРД. В этом отношении выгоднее низкокипящие окислители, которые легко испаряются и быстро заполняют объем камеры сгорания.

Эффективность окислителей в значительной мере зависит от подобранного к ним горючего. Для предварительной оценки окислителя, горючего и топлива в целом необходимо учитывать их удельный вес, удельную тягу и относительный запас топлива в баках снаряда.

Расчеты показывают, что в случае применения в качестве горючего керосина рассматриваемые окислители в порядке возрастающей относительной эффективности располагаются в ряд: азотная кислота, четырехокись азота, перекись водорода, хлорная кислота, тетранитрометан, трифторид азота, нитрат фтора, фтор, озон, окись фтора и перекись фтора. При применении этих окислителей с другими горючими картина их эффективности для керосина может быть несколько другой.

Углеводородные топлива на основе безводных азотной кислоты и перекиси водорода, хлорной кислоты, четырехоксида азота, тетранитрометана и трифторида азота обеспечивают практически одинаковые удельные тяги (с керосином около 270—

285 $\frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$, разница составляет менее 6%). Кислород,

Фтор и нитрат фтора с углеводородами обеспечивают относительно большую, но практически одинаковую удельную тягу (с керосином $300\text{—}305 \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$).

Из числа жидких при нормальной температуре окислителей наибольшую ценность представляет азотная кислота, так как она является наиболее доступным и дешевым продуктом химической промышленности.

В двигателях она удовлетворительно срабатывает с окислами азота и без них, как с самовоспламеняющимися при контакте, так и с несамовоспламеняющимися горючими.

Основными недостатками азотной кислоты являются:

- 1) относительно малые значения удельных тяг;
- 2) недостаточная стабильность, затрудняющая хранение ее в герметично закрытых баках соответствующих аппаратов при температуре $50\text{—}60^\circ\text{C}$;
- 3) недостаточно низкая температура замерзания ($-41,3$ для химически чистой и $-43\text{—}45^\circ\text{C}$ —для технической 98%-ной азотной кислоты), исключая или значительно осложняющая применение ее при окружающей температуре $-50\text{—}60^\circ\text{C}$;
- 4) высокая агрессивность к металлам, что заставляет применять для нее нержавеющие стали и алюминиевые сплавы.

Для повышения качества азотной кислоты целесообразно растворять в ней более эффективные высококипящие окислители — четырехокись и пятиокись азота и хлорную кислоту.

При нормальной температуре насыщение четырехокисью азотной кислоты наступает при $52\text{—}54\%$ по весу. Максимум удельного веса раствора соответствует 42% четырехокиси азота в азотной кислоте, но этот раствор имеет температуру замерзания около -20°C и низкую температуру кипения (29°C). При уменьшении содержания в растворе четырехокиси азота понижается температура замерзания, но температура кипения остается почти неизменной (табл. 5. 18).

Для получения раствора с температурой замерзания выше -40°C содержание четырехокиси азота в азотной кислоте не должно превышать 35% по весу. При этом вязкость раствора при температуре $+20^\circ\text{C}$ в 1,6 раза, при температуре -20°C — в 4 раза, а при -40°C — в 12 раз больше, чем у азотной кислоты.

Применение этого раствора с керосином увеличивает $P_{уд}$ на $2,6\%$, а удельный вес на $3,8\%$, что соответствует увеличению эффективности топлива относительно азотной кислоты на $3\text{—}5\%$.

Основные характеристики окислителя $80\% \text{HNO}_3$ 98% -ной $+20\% \text{N}_2\text{O}_4$:

- 1) физические свойства при 20°C : удельный вес $1,600 \text{ кг/л}$; кинематическая вязкость $5,8 \text{ сст}$; теплоемкость $0,48 \text{ ккал/кг }^\circ\text{C}$;

Таблица 5.18

**Характеристики растворов в азотной кислоте
четырёхокси азота при нормальном давлении**

Весовое содержание, %		Температура, °С		Удельный вес при 20° С кг/л
азотной кислоты	четырёхокси азота	замерзания	кипения	
0	100	—10,2	22	1,448
50	50	—15	23	1,616
60	40	—21,4	27	1,618
70	30	—58,5	30	1,607
80	18	—73	37	1,590
90	10	—60	50	1,547
100	0	—42	87	1,503

2) температура кипения $+48,6^{\circ}\text{C}$, застывания -60°C , разложения — около 152°C ;

3) теплота испарения при температуре от -60°C до $+150^{\circ}\text{C}$ соответственно $177,2-152,5$ ккал/кг.

На основе четырёхокси азота и тетранитрометана получают более эффективные топлива. К существенным недостаткам этих окислителей относятся низкая температура кипения у четырёхокси азота ($+22,15^{\circ}\text{C}$) и высокая температура застывания у тетранитрометана ($+13,8^{\circ}\text{C}$). Поэтому практически их можно использовать при охлаждении или нагревании соответственно перед заправкой в баки снаряда либо в виде растворов друг в друге и в некоторых других окислителях. Применение тетранитрометана в чистом виде также ограничено его взрывчатостью (скорость распространения детонации достигает 5800 м/сек).

Тетранитрометан может служить добавкой к горючим для увеличения полноты сгорания и удельного веса, что может увеличить $P_{уд}$ и эффективность топлива на основе жидкого кислорода или кислородных соединений. Содержание его в горючих может достигать больших значений и лимитируется взрывчатостью раствора в рабочем интервале температуры (взрывные свойства не обнаруживаются до 5% тетранитрометана в керосине и до 60% — в бензоле и этиловом спирте).

Основным преимуществом гидроперекиси водорода является ее низкая температура горения, а хлорной кислоты — большой удельный вес и значительная активность в реакциях (задержка воспламенения в 10 раз меньше, чем при азотной кислоте). Однако концентрированная перекись водорода имеет высокую температуру замерзания ($-9,4^{\circ}\text{C}$ при 90%-ной концентрации по весу), а хлорная кислота концентрации свыше 72% легко взрывается.

Введение в азотную кислоту пятиоксида азота (N_2O_5) в количестве до 30% понижает ее температуру застывания и увеличивает удельный вес раствора, однако при этом значительно снижается температура кипения. Кроме того, раствор 20—30%-ной весовой концентрации пятиоксида азота в азотной кислоте недостаточно стабилен при длительном хранении, если температура окружающей среды выше нуля.

Растворы хлорной кислоты в азотной также увеличивают удельный вес, активность такого сложного окислителя и теплотворность топлив на его основе, но эти растворы еще недостаточно изучены. Очевидно, практический интерес могут представлять растворы с содержанием хлорной кислоты не менее 18% по весу, имеющие при этой концентрации температуру кристаллизации $-40^\circ C$.

Применению жидкого кислорода способствуют его относительная доступность и дешевизна. В жидком виде он составляет не менее 99% по объему от общей массы. В жидком кислороде не допускаются механические примеси, ацетилен, вода, масло и т. п.; содержание углекислоты в 1 л жидкого кислорода не должно превышать 8 см³.

Из окислителей, не содержащих фтор, наиболее эффективным является озон в чистом виде и в качестве присадки его к жидкому кислороду, но практически применение его из-за неустойчивости и взрывоопасности пока затруднено. Очевидно, добавка к жидкому кислороду озона меньше 20% по весу не дает существенного увеличения эффективности такого раствора.

Основным преимуществом фтора перед кислородом являются его большая активность в реакциях окисления и значительная летучесть фторидов. Но агрессивность фтора пока затрудняет его использование в качестве окислителя горючих ЖРД.

Большой интерес представляет использование окиси и перекиси фтора, температура кипения которых выше и удельная тяга больше, чем топлива на основе жидкого кислорода. С одинаковым горючим эти окислители имеют почти ту же эффективность. Фтор и фториды кислорода, видимо, являются наиболее эффективными из рассматриваемых нами окислителей. Фтор стабильнее озона.

На основании изложенного выше, можно сделать следующее заключение.

1. По ряду качеств в настоящее время наиболее подходящими для ЖРД являются окислители: азотная кислота, жидкий кислород, окись фтора и фтор.

2. Перекись водорода может применяться в виде высококонцентрированных водных или иных растворов, если они будут стабилизированы, доступны и дешевы.

3. Тетранитрометан, обладающий многими эксплуатационными качествами (большим удельным весом, повышенной теплотвор-

ностью, высокой температурой кипения и незначительной агрессивностью к металлам), не может быть использован в чистом виде вследствие его такого большого недостатка, как высокая температура плавления ($+13,8^{\circ}\text{C}$).

4. Применение безводной хлорной кислоты, теоретически обеспечивающей несколько большие $P_{уд}$, чем азотная кислота, в чистом виде практически невозможно, так как она быстро разлагается с образованием низших окислов хлора, накопление которых приводит к взрыву. Кроме того, обладая большой гигроскопичностью, она энергично поглощает воду и образует твердый моногидрат ($\text{HCl}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$) с температурой плавления $+50^{\circ}\text{C}$, который может забивать трубопроводы, форсунки и различные агрегаты двигателя.

5. Четырехокись азота может применяться в качестве самостоятельного окислителя и в виде растворов в азотной кислоте.

6. Перекись фтора не дает существенного преимущества перед окисью фтора, но ее применение не исключено при условии обеспечения достаточной стабилизации.

7. Практическое применение некоторых окислителей будет возрастать с развитием и удешевлением их производства, что в первую очередь относится к хлорной кислоте и жидкому озону в случае удачного решения задачи по его стабилизации.

§ 12. Основные характеристики топлив ЖРД

Для каждого горючего можно подобрать окислитель, обеспечивающий наибольшую эффективность образуемого топлива.

Расчеты и эксперименты показывают¹, что те горючие, которые весьма эффективны с одним окислителем, оказываются малоэффективными с другим окислителем, например, аммиак с кислородом, озоном и окисью фтора по эффективности топлива уступает керосину, а со фтором дает одно из наиболее эффективных топлив. Для спиртов и их растворов вполне приемлем для сжигания жидкий кислород, для керосинов и других углеводородов — жидкий кислород и азотная кислота или ее растворы с четырехокисью азота, тетранитрометаном и хлорной кислотой.

Расчеты показывают, что наиболее эффективные топлива по дальности полета образуют низкокипящие, а наименее эффективные — высококипящие окислители.

Топлива, состоящие из азотной кислоты и углеводородов или аминов, жидкого кислорода и водных растворов спиртов, успешно применяются для ЖРД в ряде стран.

Помимо керосинов, целесообразно также применение для ЖРД других углеводородных горючих, более полно удовлетворяющих предъявляемым требованиям.

¹ Экспресс-информация АН СССР, вып. 32, РТ-94, 1957.

Применение других высококалорийных горючих оправдывается только в случаях, когда необходимо получить весьма большую удельную тягу, ограничить весовой запас топлива на снаряде и получить большую высоту или дальность полета.

Оксид фтора с диметилгидразином и фтор с гидразином являются наиболее эффективными и перспективными топливами. В случае широкой доступности гидразина и пентаборана может представлять интерес сочетание их с азотной кислотой, содержащей присадки окислов азота. Из числа возможных комбинаций компонентов топлива наиболее эффективной является комбинация гидразина и окиси фтора.

Использование окиси фтора и фтора приводит к существенному увеличению дальности полета по сравнению с кислородно-керосиновым топливом. Но такое преимущество в эффективности этих окислителей может быть достигнуто дорогой ценой, так как эксплуатация их не только относительно затруднена, но и опасна в связи с большой агрессивностью и токсичностью. Кроме того, применение фторных окислителей требует успешного решения труднейшей проблемы — охлаждения камеры двигателя, работающей при температурах около 4000—4500° К.

Низшая теплотворность рассмотренных топлив $H_u \approx 1500 \div 3600$ ккал/кг, удельный вес $\gamma_T \approx 1,0 \div 1,5$ кг/л и теоретическая удельная тяга при $p_k/p_b = 100$ достигает $P_{уд.т} \approx 260 \div 380$ $\frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$.

В табл. 5.19 приведены приближенные расчетные теоретические значения температуры сгорания $T_{к.т}$ и удельной тяги $P_{уд.т}$ некоторых топлив ЖРД при коэффициенте избытка окислителя $\alpha = 0,8$, различных значениях p_k и $p_b = 1$ ата, а в табл. 5.20 — приближенные значения основных характеристик ряда топлив при $p_k/p_b = 40/1$ и оптимальных α .

Если определены $P_{уд}$, T_x и другие характеристики топлива при заданных значениях p_k , p_b и α , окислителем которого в одном случае является азотная кислота данной весовой концентрации, а в другом случае — та же азотная кислота с примесью к ней четырехокси азота в количестве $x = 35$ или 40%, то упомянутые характеристики топлива, состоящего из того же горючего и окислителя в виде смеси азотной кислоты и четырехокси азота любого другого заданного количества, с достаточной для практики точностью можно определить по формуле линейной интерполяции

$$N_x = N_0 + \frac{N_{35\%} - N_0}{35\%},$$

где x — количество примеси четырехокси азота к азотной кислоте при ее соответствующей весовой концентрации в %;

Приближенные расчетные значения теоретической температуры сгорания $T_{к.т}$ и теоретической удельной тяги $P_{уд.т}$ некоторых заграничных топлив ЖРД при различных давлениях газов в камере сгорания, коэффициенте избытка окислителя $\alpha=0,8$ и давлении на выходе из сопла камеры $p_в=1 \text{ ата}$

Топливо	Давление в камере сгорания p_k в ата								
	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Керосин + HNO ₃ 96%-ная:									
$T_{к.т}$	2910	2930	2950	2960	2970	2978	2985	2990	2995
$P_{уд.т}$	225	235	242	242	250	254	257	260	262
Керосин + HNO ₃ 98%-ная:									
$T_{к.т}$	2965	2985	3010	3025	3035	3040	3050	3055	3060
$P_{уд.т}$	226	237	244	247	253	256	260	262	264
Керосин + 80% HNO ₃ 98%-ная и 20% N ₂ O ₄ :									
$T_{к.т}$	3025	3055	3080	3190	3100	3115	3125	3130	3135
$P_{уд.т}$	228	238	244	250	254	257	260	264	267
Керосин + 60% HNO ₃ 98%-ная + 40% N ₂ O ₄ :									
$T_{к.т}$	3090	3120	3150	3165	3180	3195	3200	3210	3220
$P_{уд.т}$	230	245	249	255	260	262	265	268	270
Тонка-250 + HNO ₃ 98%-ная:									
$T_{к.т}$	2995	3022	3045	3060	3075	3083	3090	3125	3160
$P_{уд.т}$	225	236	245	252	256	260	262	264	265

Тонка-250+80% HNO ₃ 98%-ной и 20% N ₂ O ₄ :									
<i>T</i> _{к.т}	3050	2983	3110	3128	3145	3155	3160	3166	3170
<i>P</i> _{уд.т}	205	226	248	253	258	264	265	267	268
Тонка-250+60% HNO ₃ 98%-ной +40% N ₂ O ₄ :									
<i>T</i> _{к.т}	3118	3148	3175	3193	3210	3222	3230	3242	3250
<i>P</i> _{уд.т}	232	243	252	258	262	265	268	272	274
Керосин+O ₂ жидкий:									
<i>T</i> _{к.т}	3510	3560	3610	3640	3655	3695	3720	3742	3765
<i>P</i> _{уд.т}	256	273	282	288	294	298	302	305	308
C ₂ H ₅ OH 93,5%-ный+O ₂ жид- кий:									
<i>T</i> _{к.т}	3225	3262	3300	3322	3346	3358	3374	3382	3395
<i>P</i> _{уд.т}	250	265	270	284	284	290	290	293	295
Керосин+тетранитрометан 96%-ный:									
<i>T</i> _{к.т}	3300	3140	3380	3405	3430	3445	3460	3475	3490
<i>P</i> _{уд.т}	236	250	258	264	268	273	276	278	281
Керосин+N ₂ O ₄ 96%-ная:									
<i>T</i> _{к.т}	3210	3245	3280	3300	3320	3335	3350	3360	3370
<i>P</i> _{уд.т}	240	250	255	260	265	270	272	276	278

Приближенные теоретические значения характеристик некоторых заграничных топлив ЖРД при $p_k=40 \text{ ата}$ и $p_b=1 \text{ ата}$ и оптимальных коэффициентах избытка окислителя α

Топливо		Характеристики топлива			Характеристики продуктов сгорания и равновесного истечения из сопла							Удельные площади сопла камеры	
горючее	окислитель	α	χ кг/кг	I_T ккал/кг	$T_{к.т}$ °К	$\mu_{к.т}$	$T_{в.т}$ °К	$\mu_{в.т}$	k	$P_{уд.т}$ β_t		$f_{уд.в.т}$ см ²	$f_{уд.к.т}$ см ²
										кгсек/кг			
Керосин	Азотная кислота 98%-ная	0,9	4,88	-677	3010	25,8	1930	26,7	1,15	245	158	24,5	3,8
То же	60% HNO ₃ 98%-ной +40% N ₂ O ₄	0,9	4,70	-487	3150	26,0	2110	27,4	1,14	250	161	25,7	3,9
"	Жидкий кислород	0,7	2,36	-198	3610	22,8	2300	24,2	1,15	280	182	28,9	4,4
"	Моноокись фтора	0,7	4,00	-68,5	4530	21,1	2620	22,7	1,20	320	210	29,9	5,0
Тонка-250	Азотная кислота 98%-ная	0,9	4,28	-613	3045	25,6	1960	26,6	1,15	245	160	24,8	3,8
То же	60% HNO ₃ 98%-ной +40% N ₂ O ₄	0,9	3,90	-426	3175	26,9	2140	27,3	1,14	255	162	26,0	3,9
Этиловый спирт 93,5%-ный	Жидкий кислород	0,9	1,75	-642	3300	24,0	2420	25,7	1,12	270	173	28,7	4,2
Метиловый спирт	То же	0,8	1,12	-952	3110	22,6	1905	23,3	1,16	235	170	25,7	4,1
Изотропный спирт	"	0,8	1,79	-576	3370	23,4	2275	25,0	1,14	275	175	28,0	4,2
Гидразин	"	0,9	1,70	152	3350	19,2	2120	20,3	1,16	298	192	29,5	4,6
"	Жидкий фтор	0,9	2,13	66	4490	19,0	2845	20,7	1,17	345	222	33,5	5,4
"	Трехфтористый азот	0,9	2,65	-224	4105	21,0	2310	22,0	1,21	305	200	28,5	4,8
"	Трифторид хлора	0,9	2,60	-146	3860	22,5	2135	24,0	1,21	285	186	26,0	4,5
Димазин (ДМГ)	Жидкий кислород	0,8	1,70	19	3545	21,4	2465	23,0	1,13	295	188	30,5	4,5
Диэтиламин	Моноокись фтора	0,7	3,49	-73	4410	20,0	2830	22,0	1,17	330	214	32,6	5,2
Аммиак NH ₃	Жидкий фтор	0,9	3,35	-291	4425	19,2	2840	21,0	1,17	340	220	33,4	5,3
50% NH ₃ + 50% N ₂ H ₄	То же	0,8	2,89	-150	4305	18,4	2520	19,7	1,20	342	221	31,6	5,3

N_x — искомая характеристика топлива при заданном окислителе;
 N_0 и $N_{35\%}$ — то же топлива, окислителем которого является данная азотная кислота, и соответственно смесь ее с четырехокисью азота в количестве $x=35\%$ по весу.

Линейной интерполяцией можно также определить характеристики топлива, горючим которого служит этиловый спирт различной весовой концентрации или смесь из двух различных горючих.

В качестве перспективного топлива для ЖРД в ближайшие 10 лет можно считать свободные радикалы (H, N, CH, NH, OH и др.)¹, представляющие электрически нейтральные части обычных химических молекул газов, полученные в результате диссоциации последних при высоких температурах.

Свободные радикалы являются электрически нейтральными частицами, характеризующимися наличием во внешней оболочке неспаренных электронов, благодаря чему они обладают чрезвычайно большой склонностью к рекомбинации с выделением большого количества энергии в основном в виде тепла и частично в форме света. Их принято называть метастабильными веществами, т. е. находящимися в состоянии псевдоравновесия, в связи с тем, что соответствующий им запас энергии значительно превышает запас энергии, характерный для равновесного состояния данной молекулы газа.

Особенно большое количество теплоты может выделиться при рекомбинации атомарного водорода (табл. 5.21).

Таблица 5.21

Радикал	Энергия рекомбинации ккал/кг	Эквивалентная скорость истечения м/сек
H	52 300	21 000
CH	10 600	9 300
N	8 200	8 200
NH	5 300	6 600

Полная энергия радикалов, указанная в табл. 5.21, однако, не может быть реализована вследствие того, что реакции рекомбинации (например, для атомарного водорода $H+H \rightleftharpoons H_2$) практически являются обратимыми и могут идти до конца только при очень больших давлениях.

При давлении 50 атм в камере будет рекомбинировать всего 50% атомов водорода с подъемом температуры почти до 5500° С,

¹ Экспресс-информация АН СССР, вып. 8, РТ-22, 1958.

скорость же равновесного истечения при степени расширения в сопле 100 : 1 может быть порядка 15 000 м/сек.

Разложить молекулярный водород или азот на атомы можно в высокотемпературном электрическом поле с последующим быстрым замораживанием их до температуры, близкой к абсолютному нулю (5—30° К), до начала рекомбинации, так как в незамороженном состоянии атомарные газы могут существовать меньше тысячных долей секунды. Полученные таким образом свободные радикалы могут сохраняться до нескольких часов. Вообще же разработка надежных методов стабилизации свободных радикалов требует еще многих исследований.

Для практического использования свободных радикалов в ЖРД требуется концентрация их не менее 10 %.

Возможность получения и хранения свободных радикалов в широких масштабах пока еще проблематична вследствие их чрезвычайной дороговизны и опасности работы с ними.

Вероятно, свободные радикалы невозможно использовать в качестве топлива до тех пор, пока не будут найдены пути их стабилизации, исключающие применение чрезвычайно низких температур и очень низких давлений, при которых их можно получить. Трудность использования свободных радикалов в ЖРД состоит еще и в подборе материалов для камеры, способных выдерживать огромные температуры их рекомбинации.

§ 13. Способы повышения качества топлив ЖРД

Эксплуатационные качества компонентов топлива можно улучшить путем:

1) понижения температуры плавления легко затвердевающих компонентов топлива добавлением к ним других веществ;

2) химической очистки компонентов топлива от нежелательных примесей;

3) стабилизации нестойких компонентов топлива от их разложения или самовоспламенения при соприкосновении с атмосферным воздухом;

4) активизации компонентов топлива введением в них специальных катализаторов (веществ) воспламенения и процесса горения;

5) ингибирования компонентов топлива с целью снижения их коррозионной агрессивности к металлам двигателя;

6) введения суспензий металлов и растворов высокоэффективных примесей с целью повышения удельного веса и удельной тяги;

7) переохлаждения компонентов топлива перед заправкой в топливные баки с целью повышения их удельного веса, а следовательно, более плотного заполнения баков компонентами топлива и др.

Подавляющее число самовоспламеняющихся компонентов топлива характеризуется значительной задержкой воспламенения как окислителя, так и горючего.

Примерами активизации окислителей являются:

1) растворы в азотной кислоте четырехоксида азота до 30—35% по весу и пятиоксида азота;

2) растворы в азотной кислоте до 25% хлорной кислоты 70%-ной концентрации по весу;

3) раствор в азотной кислоте до 4% хлорного железа (FeCl_3), вследствие чего также понижается температура плавления окислителя (с 42°C азотной кислоты до 50°C образованного раствора окислителя);

4) раствор в азотной кислоте фтористого водорода (HF), что снижает коррозию сплавов алюминия и нержавеющей сталей;

5) раствор в азотной кислоте до 10—50% серной кислоты (H_2SO_4), что уменьшает задержку воспламенения горючего и одновременно снижает агрессивность окислителя к металлам двигателя;

6) раствор в азотной кислоте около 0,5% по весу марганцовокислого калия (KMnO_4); такое облагораживание азотной кислоты нужно производить перед подачей ее в камеру сгорания, так как через 2—3 мин. активность ее снижается (по этой причине требуется установка на аппарате специального прибора активизатора).

В число катализаторов процессов горения, добавляемых к компонентам топлива, также могут входить малотеплотворные элементы, например железо, медь, кадмий, натрий и др.

Охлаждая высококипящие и низкокипящие окислители и горючие до температуры, при которой они еще сохраняют жидкое состояние и допустимую вязкость, можно существенно повысить их удельный вес. В случае низкокипящих компонентов, кроме того, можно резко снизить потери дорогостоящих компонентов топлива вследствие испарения, а также улучшить безопасность их эксплуатации.

§ 14. Выбор компонентов топлива для проектируемого двигателя

Рациональный выбор компонентов топлива для проектируемого ЖРД является весьма важным этапом его создания. Вид топлива, как уже отмечено выше, обуславливает тип двигателя, его конструкцию, экономичность и надежность работы. Во всех случаях топливо необходимо выбирать применительно к конкретным условиям использования двигателя.

При выборе компонентов топлива для проектируемого двигателя в первую очередь необходимо учитывать следующие факторы.

Назначение боевого аппарата

Условия эксплуатации двигателя и реактивных снарядов требуют от топлив физической и химической стойкости (что позволит хранить компоненты топлива продолжительное время без особых предосторожностей), высокой температуры кипения и низкой температуры застывания. Топливо не должно быть ядовитым и не дол-

жно быть агрессивным по отношению к материалам двигателя. Кроме того, топливо должно быть дешевым.

Для зенитных снарядов топливо должно предварительно заправляться в баки и храниться в них длительное время. Такие свойства компонентов топлива, как быстрая испаряемость, коррозионное действие на металл баков, склонность к разложению и др., не позволяют использовать ряд компонентов для указанных целей. Использование в двигателях в качестве окислителя сжиженных газов вызывает замерзание клапанов, затвердевание уплотняющих резиновых манжет и резино-металлических деталей.

Сжиженные окислители успешно могут быть использованы в двигателях дальних снарядов, старт которых обычно производится из тыла, где имеется возможность перед стрельбой заправлять топливные баки быстро испаряющимися компонентами топлива.

В настоящее время для дальнобойных снарядов применяется жидкий кислород, чему особенно способствует его относительная доступность и дешевизна.

Кислород можно производить на месте при помощи передвижных установок, в силу чего он дешевле других окислителей. В тщательно изолированных танках он может храниться длительное время, не создавая опасности самодетонации или значительного выкипания. Он нетоксичен и не самовоспламеняется в присутствии органических веществ.

Однако низкая температура жидкого кислорода, как и при применении других низкокипящих окислителей (фтора, окислов фтора, трифторида азота, озона), накладывает некоторые ограничения на выбор материалов для двигателя в связи с явлением хладноломкости. При температуре жидкого кислорода сопротивление удару становится недопустимо низким для углеродистых и среднелегированных сталей, для магния, цинка и их сплавов.

Практические возможности экономического использования топлива в двигателе

Некоторые теплоэффективные топлива в настоящее время практически не применяются вследствие развиваемых ими в камере сгорания двигателя весьма высоких температур, при которых невозможно целесообразно и надежно охладить двигатель. По этой причине пока широко не используется, например, керосин с жидким кислородом и другие комбинации горючих и окислителей.

В частности, использование фторных окислителей требует успешного решения труднейшей проблемы охлаждения камеры двигателя при температуре продуктов сгорания около 4000—4500° К.

Пары компонентов топлива, отвечающие требованию экономичности работы двигателя, в некоторых случаях могут оказаться непригодными из-за несоответствия их каким-либо другим требованиям, предъявляемым к топливу ЖРД.

Термодинамические характеристики различных топлив необходимо сравнивать при одинаковых и вполне определенных условиях их сгорания в двигателе.

Динамика процесса горения данного топлива в двигателе

Одним из основных параметров, характеризующих ту или иную пару компонентов топлива, является экономичность работы двигателя на этих компонентах, обычно характеризуемая внутренним к. п. д. или удельной тягой.

Ряд соображений практического характера часто заставляет применить не те пары компонентов топлива, которые с чисто термодинамической точки зрения являются наилучшими, а только те из них, которые практически наиболее приемлемы.

Топливо должно обеспечивать возможность получения достаточно устойчивого процесса горения в камере без пульсаций давления продуктов сгорания, вызывающих иногда недопустимые вибрации двигателя.

Для обеспечения достаточно устойчивой работы двигателя и предупреждения сильно выраженного пульсационного режима горения топлива в камере сгорания необходимы определенные условия, связанные, как правило, с усложнением и утяжелением конструкции двигателя, особенно его системы топливоподачи. Это обстоятельство в ряде случаев вынуждает применять такие компоненты топлива, которые обеспечивают устойчивость процесса сгорания в двигателе как при дросселировании, так и при форсировании его работы.

Требования, предъявляемые к топливу ЖРД

Компоненты топлива могут быть удачно выбраны и рационально использованы только в том случае, если будут учтены присущие им характерные свойства, эксплуатационные и другие особенности.

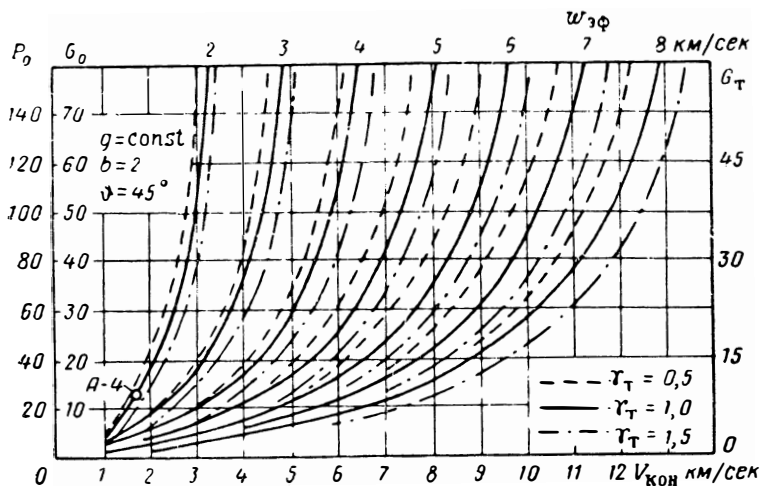
Наибольшие трудности представляет выбор окислителя для горючего, так как многие известные окислители мало активны в химических реакциях, неустойчивы, агрессивны к материалам двигателя, ядовиты и дороги.

Весьма важными факторами, определяющими эксплуатационную пригодность компонентов топлива, являются их температуры застывания, кипения и горения, теплоемкости, теплопроводности и удельные веса. Весьма существенна возможность использования одного или обоих компонентов топлива для охлаждения камеры сгорания и сопла двигателя.

Топливо, обеспечивающее относительно небольшую удельную тягу, но обладающее большим удельным весом, по суммарной характеристике (эффективности полета снаряда) в некоторых случаях

может оказаться лучше топлива, которое обеспечивает большую удельную тягу; оказавшееся наилучшим для снарядов одного тактического назначения, оно может быть совсем не пригодным для снаряда другого назначения.

Поэтому при оценке топлива для снаряда мерилом служит не только скорость истечения, но и в первую очередь удельный вес или объемная удельная тяга, представляющая собой произведение удельной тяги на удельный вес топлива.



Фиг. 5.13. Приближенные расчетные значения в тоннах (по данным снаряда А-4) тяги двигателя P_0 , стартового веса снаряда G_0 и запаса топлива в баках G_T для получения необходимой скорости полета в конце активного участка $V_{\text{кон}}$ при полезной нагрузке в 1 т и угле запуска на некоторой высоте относительно вертикали $\phi = 45^\circ$ и различных удельных весах топлива γ_T и скоростях истечения газов из сопла камеры $\omega_{\text{эф}}$.

Удельный вес топлива γ_T влияет прежде всего на вес топливных баков, размеры и вес системы топливоподдачи двигателя и, следовательно, на скорость полета снаряда в конце активного участка $V_{\text{кон}}$. Поэтому в каждом отдельном случае следует искать компромиссное решение в отношении скорости истечения газов из сопла камеры двигателя $\omega_{\text{эф}}$ (удельной тяги) и удельного веса топлива γ_T ; известно, что эта взаимосвязь изменяется в зависимости от рассматриваемого диапазона $V_{\text{кон}}$.

При малых $V_{\text{кон}}$ (~ 1 км/сек) увеличение γ_T выгоднее, чем увеличение $\omega_{\text{эф}}$. Этим и объясняется предпочтение, оказываемое азотной кислотой как окислителем для ближнебойных и зенитных снарядов. При больших $V_{\text{кон}}$ (~ 3 км/сек) увеличение скорости истечения с 2 до 3 км/сек во много раз эффективнее аналогичного увеличения удельного веса топлива (фиг. 5.13). Поэтому исходной величиной

при создании снарядов больших тяг должна быть скорость истечения больше 3 км/сек.

Скорость истечения пока еще далеко не достигла практически возможной границы (4,5 км/сек). Сейчас удается получить скорость истечения около 3 км/сек. С точки зрения получения необходимой $V_{\text{кон}}$ в будущем представит интерес диапазон скоростей истечения 3—4 км/сек, позволяющий создать снаряды меньшего размера и с относительно большей полезной нагрузкой¹.

Влияние скорости истечения и относительного весового запаса топлива в баках снаряда a на дальность полета L показано на фиг. 5. 14.

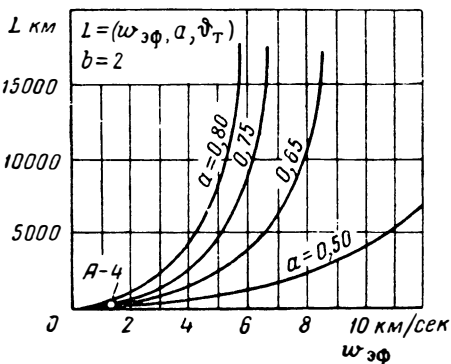
Расчеты показывают, что с увеличением относительного запаса топлива на снаряде влияние удельного веса на дальность полета ослабевает и увеличивается влияние удельной тяги двигателя.

Известно, что применение многоступенчатых снарядов является более эффективным средством увеличения скорости и дальности полета, чем применение дорогостоящих компонентов топлива в одноступенчатых снарядах.

В многоступенчатых снарядах целесообразно использовать топливо с большим удельным весом в первой ступени, хотя и с относительно меньшей удельной тягой, а в остальных ступенях этого снаряда — такое топливо, которое обладает большей удельной тягой при относительно меньшем удельном весе, так как последний здесь играет второстепенное значение.

Применение для работы двигателя в начале полета снаряда плотного топлива позволяет довести до минимума размеры снаряда. Однако практические соображения иногда могут заставить выбрать для двигателя дешевое топливо с малым удельным весом, так как при этом может уменьшиться суммарная стоимость выстрела (снаряда с топливом), несмотря на то, что размеры и стоимость такого снаряда будут относительно больше.

Применение дорогих топлив, которые обеспечивают большую тягу, для первой ступени снаряда не всегда может быть оправдано; хотя в этом случае размеры топливных баков и вес снаряда



Фиг. 5. 14. Приближенные расчетные значения (по данным снаряда А-4) дальности полета снаряда L при оптимальном угле траектории полета в конце активного участка относительно вертикали φ_T , различных значениях относительного весового запаса топлива в баках a и скорости истечения газов из сопла камеры двигателя $\omega_{\text{эф}}$.

¹ Вопросы ракетной техники, вып. 5, 1959, ИЛ

при прочих равных условиях несколько снижаются, но общая стоимость выстрела оказывается относительно большой вследствие высокой стоимости топлива. Применение таких топлив пока рационально для второй и третьей ступеней снаряда, где высокая стоимость топлива вполне окупится уменьшением размеров, веса и стоимости последующих ступеней снаряда.

При соответствующих мерах предосторожности токсичность эффективного компонента топлива не может служить препятствием для его использования. В условиях эксплуатации токсическое действие окислителей и горючих в основном сказывается при вдыхании их паров с воздухом и вначале проявляется в виде раздражения слизистых оболочек дыхательных путей. Показателем токсичности этих веществ могут служить следующие предельно допускаемые в промышленности для длительного вдыхания концентрации их ядовитых паров в воздухе в *мг/л*:

моноокись фтора	0,00001
озон	0,0001
тетранитрометан	0,005—0,001
фтор и хлор	0,001
серная кислота	0,002
перекись водорода и азотная кислота с окислами азота	0,005
кислород	700
пентаборан и нитробензол	0,00001
нитротолуол, анилин и ксилидин	0,005
аммиак	0,02
метиловый спирт	0,05
бензол и толуол	0,1
пропиловый спирт	0,2
керосин, бензин и скипидар	0,3
этиловый спирт	1,0

Наибольшей токсичностью обладают моноокись фтора и озон; они токсичнее фосгена и синильной кислоты, для которых предельно допустимые концентрации паров в воздухе составляют соответственно 0,0004 и 0,0003 *мг/л*. Весьма токсичными также являются горючие пентаборан и нитробензол.

Опасные концентрации ядовитых паров в воздухе легко возникают при эксплуатации низкокипящих окислителей, обладающих при нормальных условиях высокой летучестью и упругостью паров.

Меры предосторожности при обращении с соответствующими токсичными веществами всегда регламентируются специальными инструкциями.

§ 15. Использование атомной энергии в ракетных двигателях¹

За счет химических топлив, вероятно, в пределе можно получить удельную тягу ЖРД при работе у земли не выше 400—450 кгсек/кг при температуре в камере сгорания около 4000—4500° С. В этом случае в качестве компонентов топлива должны быть использованы дорогие и малодоступные горючие и сложные в эксплуатации фторные окислители из-за большой агрессивности и токсичности. Использование в ЖРД таких высокоэффективных компонентов топлива требует успешного решения ряда труднейших вопросов по созданию надежной в эксплуатации конструкции двигателя. Особенно сложной является проблема охлаждения камеры сгорания и сопла двигателя.

Переход на атомные источники энергии с целью увеличения удельной тяги ракетного двигателя связан с еще большими трудностями и опасностью для обслуживающего персонала. Для безопасного использования ядерной энергии необходимо применять соответствующие системы сигнализации и защитные средства. Однако использование атомной энергии в ракетных двигателях является весьма перспективным.

В этом случае приходится иметь дело с огромным количеством энергии при весьма малой массе источника этой энергии. Можно приближенно считать, что при расщеплении атомов 1 кг урана-235 выделяется почти в $1 \cdot 10^7$ раз больше энергии, чем при сгорании 1 кг наиболее теплоэффективного химического топлива. При использовании такого высококонцентрированного источника энергии в ракетных двигателях практически можно получить скорость истечения свыше 10 000 м/сек.

При использовании атомной энергии реактивная тяга может быть получена в результате:

1) непосредственного истечения из сопла реактора струи продуктов расщепления атомов активного вещества (например, урана-235, плутония-239 и др.);

2) истечения из сопла реактора какого-либо газообразного рабочего тела (водорода, гелия, аммиака и др.), нагреваемого тепловой энергией, образующейся при расщеплении атомов активного вещества;

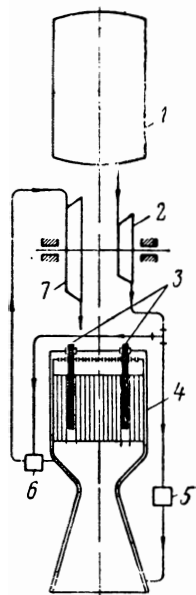
3) истечения под воздействием электрического поля электрически заряженных частиц — ионов какого-либо рабочего тела (цезия, рубия и др.), получаемых за счет использования атомной энергии.

Использование атомной энергии в виде непосредственного истечения самих продуктов расщепления атомов (фотонов) для получения тяги в настоящее время нереально. Однако если бы удалось

¹ Jet. Propulsion, v. 28, No. 4, 1958.

Missiles and Rockets, v. 1, No. 1, 1956.

практически освоить этот метод использования атомной энергии, можно было бы получить удельную тягу двигателя, почти в 1000 раз большую, чем в обычном химическом ЖРД, так как согласно закону Эйнштейна о сохранении эквивалентности между энергией и материей максимальная скорость истечения частиц расщепления атомов в пределе может достигнуть скорости света в пустоте ($3 \cdot 10^8$ м/сек). Такие процессы уже известны, например, превращение электрона и позитрона в фотон. В ядерных процессах наблюдается исчезновение электронно-позитронной пары и возникновение гамма-квантов; однако это явление пока невозможно осуществить в широких масштабах для использования в технике. Вероятно, двигатели, использующие этот вид реакции, могут иметь предельно большую удельную тягу. Но при таком использовании атомной энергии температура в камере реактора была бы феноменально большой, она приближалась бы к температуре, достигаемой при взрыве атомной бомбы. По этой причине, естественно, осуществить такой двигатель пока практически невозможно.



Фиг. 5.15. Схема атомного реактивного двигателя с жидким теплоносителем.

1—бак для теплоносителя, 2—насос, 3—стержни для регулирования рабочего процесса в реакторе, 4—реактор, 5—прибор для управления подачей теплоносителя в реактор, 6—дроссель-регулятор, 7—турбина насосного агрегата.

Наиболее легко практически осуществить атомный ракетный двигатель с нагревом рабочего тела атомной энергией, получаемой в реакторе при расщеплении молекул твердых урановых или плутониевых стержней (фиг. 5.15).

В таком двигателе жидкое рабочее тело может подаваться насосами из баков в так называемый гетерогенный твердофазный реактор двигателя, где оно сможет нагреваться и затем вытекать в окружающую среду через расширяющееся сопло, аналогичное соплу обычного ЖРД, работающего на химических топливах. Это рабочее тело можно также использовать перед подачей в реактор для охлаждения самого реактора (камеры) и его сопла. В таком атомном ракетном двигателе удельная тяга прямо пропорциональна температуре нагрева рабочего тела в реакторе и обратно пропорциональна молекулярному весу этого тела. Это означает, что для эффективной работы такого теплового атомного двигателя, т. е. для получения возмозной большой скорости истечения (удельной тяги) необходимо, чтобы молекулярный вес рабочего тела был возмозжно мепьшим и чтобы оно нагревалось в реакторе до возмозжно высокой температуры.

Температура нагревания рабочего тела в реакторе и, следовательно, скорость истечения будут зависеть от того, какое количе-

ство атомного горючего расходуется на нагревание единицы веса рабочего тела при определенном к. п. д. (табл. 5. 22).

Таблица 5. 22

Расчетные теоретические скорости истечения газа из сопла реактора атомного двигателя в зависимости от отношения атомного горючего (плутония-239) к массе рабочего тела при к. п. д. использования энергии, равном 50%

Скорость истечения <i>м/сек</i>	Отношение массы атомного горючего к массе рабочего тела
10 000	1
1 000	1/100
100	1/10 000
10	1/1·000 000

Данные этой таблицы показывают, что скорость истечения рабочего тела из сопла реактора увеличивается пропорционально расходу атомного горючего на нагревание единицы этого тела до определенной температуры.

Так как атомное горючее имеет высокую стоимость, было бы целесообразным получить в тепловых атомных ракетных двигателях максимально возможную скорость истечения из сопла реактора.

Однако практически лимитирующим фактором в повышении скорости истечения является развиваемая в реакторе температура рабочего тела. При нагревании рабочего тела в гетерогенных ядерных реакторах температура его не может превышать температуры плавления твердого активного вещества, используемого в качестве источника атомной энергии, и безопасно допустимой температуры оболочки реактора.

Наивысший предел температуры плавления для урана лежит около 1130° С, а безопасно допустимая температура для самых лучших освоенных в настоящее время материалов, из которых можно изготовить внутреннюю оболочку реактора, не превышает 1000—1100° С. Практически же максимально допустимая температура для урана в условиях работы гетерогенного реактора лежит значительно ниже указанной температуры плавления. Современные стационарные промышленные гетерогенные урановые реакторы работают при температурах порядка сотен градусов Цельсия.

Это обстоятельство указывает на то, что к. п. д. расходуемой атомной энергии урана при помощи гетерогенных реакторов весьма низок. Если предположить, что в будущем удастся повысить

допустимую температуру в гетерогенном реакторе до 1500°C , то тогда, вероятно, можно будет получить удельную тягу порядка $400\text{--}700\text{ кг сек/кг}$, т. е. в 2—3 раза бóльшую в сравнении с существующими химическими ЖРД.

Единственным путем получения более высокой температуры рабочего тела в реакторе и, следовательно, удельной тяги является параллельная подача в реактор двигателя рабочего тела и атомного горючего, находящегося в жидком, газообразном или в жидкостно-газообразном состоянии.

При этих условиях температура в так называемом гомогенном жидкофазном, газообразном или смешанного типа реакторе в отличие от ранее рассмотренного твердофазного реактора уже не будет ограничиваться пределом температуры плавления твердого активного вещества в реакторе. Верхний предел этой температуры будет лимитироваться только относительно более высоким пределом безопасно допустимой температуры используемых материалов для постройки такого двигателя, обеспечивающим получение удельной тяги порядка 1500 кг сек/кг ¹. Например, температура плавления карбидов некоторых металлов составляет около 4000°K .

Однако и этому методу использования ядерной энергии также присущи значительные недостатки: малое потребное количество жидкого атомного горючего по сравнению с количеством рабочего тела, необходимость вести процесс в газообразной фазе при очень высоких давлениях и иметь для этого реактор огромных размеров, чтобы реакция была самоподдерживающейся, значительные потери тепла в окружающую среду и др.

Поскольку температура рабочего тела в гетерогенном реакторе атомного двигателя практически ограничивается определенным пределом, то с целью наилучшего использования ядерного горючего в двигателе (получения наиболее высокого к. п. д. цикла) необходимо целесообразно выбрать для двигателя рабочее тело.

Можно считать, что наиболее эффективным рабочим телом для теплового атомного ракетного двигателя будет такое вещество, которое:

1) обладает наименьшим молекулярным весом и наибольшей удельной теплоемкостью в газообразном состоянии, так как при одной и той же температуре теплосодержание газа будет тем выше, чем больше его теплоемкость (теплоноситель не обязательно должен обладать химической энергией);

2) обладает при данном тепловом режиме наибольшей диссоциацией и ионизацией, так как последние способствуют снижению его молекулярного веса и увеличению теплоемкости и, следовательно, при том же подводе тепла приводят к меньшему его нагреву;

3) имеет достаточно большой удельный вес и, следовательно, для данного запаса теплоносителя — меньший объем баков;

¹ Jet Propulsion, v. 28, No. 4, 1958.

4) соответствует ряду ядерных характеристик и эксплуатационным требованиям;

5) имеет малое сечение захвата нейтронов, а в случае применения реактора на быстрых нейтронах — также и малый коэффициент замедления.

Этим требованиям наиболее полно соответствует молекулярный водород. По ряду своих характеристик он не хуже одноатомного водорода, тем более что последний в силу своей большой неустойчивости почти неприменим.

Атомный ракетный двигатель с нагревом рабочего тела в реакторе, очевидно, по сравнению с обычным химическим ЖРД будет представлять собой весьма массивную и тяжелую конструкцию, особенно в том случае, когда в ней будет предусмотрено устройство защиты от радиации гамма-лучей, нейтронов и альфа-частиц, что обязательно в случае наличия людей на снаряде. Использование такого атомного двигателя может оказаться целесообразным только для второй и последующих ступеней крупных снарядов, включаемых в работу на весьма больших высотах. Назначение таких снарядов может быть весьма различным.

Разработка атомных ракетных двигателей для снарядов представляет весьма сложную и трудную задачу. При создании двигателя этого типа необходимо решать сложнейшие проблемы выбора схемы двигателя, рабочего тела для него, охлаждения реактора, метода регулирования процесса реакции, защиты от излучения и др.

Поскольку для эффективной работы атомного двигателя необходимо иметь весьма высокие температуры рабочего тела в реакторе, то использование ядерной энергии в тепловом ракетном двигателе требует:

1) освоения новых весьма жаропрочных материалов для изготовления камеры нагревания теплоносителя и методов обжата струи реагирующего вещества магнитным или электрическим полем, для того чтобы оболочка камеры (реактора) двигателя могла выдерживать огромные температурные реакции;

2) освоения весьма эффективной и надежной системы охлаждения атомного двигателя;

3) достижения весьма малых расходов атомного горючего при очень больших расходах рабочего тела (на 1 г урана-235 требуется около 1050 т молекулярного водорода при к. п. д. двигателя около 60%);

4) создания надежной системы регулирования процесса реакции, надежной и легкой защиты частей двигателя снаряда и обслуживающего персонала от интенсивного гамма-излучения;

5) достижения надежной эксплуатации двигателя в целом.

Получение ядерной энергии для практического использования оказывается возможным только в том случае, если удастся осуше-

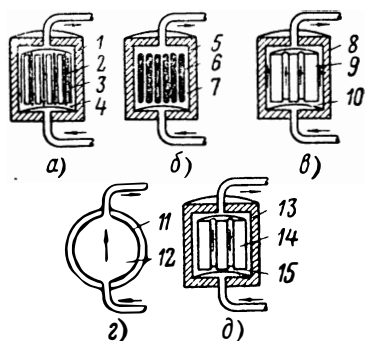
ствить саморазвивающуюся цепную реакцию деления ядер, что может поддерживаться только в реакторе.

Ядерные реакторы принято делить по скорости нейтронов, вызывающих деления, на типы:

1) *работающие на медленных нейтронах* (если большая часть делений происходит при захвате медленных нейтронов) и

2) *работающие на быстрых нейтронах* (если деления вызываются быстрыми нейтронами).

Минимальная скорость нейтронов, которая может быть достигнута в результате замедления, равна скорости их теплового движе-



Фиг. 5.16. Принципиальные схемы ядерных реакторов.

а—гетерогенный реактор: твердое горючее и замедлитель, циркулирует охладитель, 1—отражатель, 2—урановые стержни в трубах, 3—твердый замедлитель, 4—теплоноситель (газ или жидкость), *б*—гетерогенный реактор: твердое горючее, циркулирует замедлитель, являющийся одновременно теплоносителем, 5—отражатель, 6—урановые стержни в чехлах, 7—жидкий замедлитель, *в*—гетерогенный реактор: твердый замедлитель, циркулирует жидкое ядерное горючее, 8—отражатель, 9—твердый замедлитель, 10—жидкое горючее (раствор или жидкий сплав), одновременно являющееся источником тепла и теплоносителем, *г*—гомогенный реактор: циркулирует жидкая смесь горючего и замедлителя, 11—отражатель, 12—жидкая смесь урана и замедлителя, которая одновременно является источником тепла и теплоносителем.

д—гомогенный реактор: твердая (или жидкая) смесь урана и замедлителя, циркулирует теплоноситель, 13—отражатель, 14—твердая или жидкая смесь урана и замедлителя, 15—теплоноситель (газ или жидкость).

ния, устанавливающейся при тепловом равновесии со средой. Поэтому реактор на медленных нейтронах также называют *реактором на тепловых нейтронах*.

Ядерный реактор с использованием урана можно осуществить только на медленных нейтронах, так как только в этом случае вероятность деления изотопа урана-235 так велика, что может перекрыть вероятность всех других процессов. С увеличением содержания изотопа урана-235 в уране возможно осуществление и реакторов двух других типов (обогащенным ураном называется уран с повышенным по отношению к природному содержанием изотопа U^{235}).

Основными элементами ядерного реактора на медленных нейтронах являются (см. фиг. 5.16):

1) *активная зона*, т. е. зона, в которой расположены уран и замедлитель нейтронов; для замедления нейтронов можно использовать графит, тяжелую воду (вода, в которой легкий водород замещен тяжелым водородом) или окись бериллия, а в случае обогащенного урана — также и воду;

2) *отражатель*, т. е. устройство, отражающее нейтроны, обратно вылетающие из активной зоны; для отражателя применяются те же материалы, что и для замедлителя;

3) *система охлаждения*, служащая для отбора тепла, выделяющегося в активной зоне реактора; она состоит из труб, по которым прокачивается охладитель (теплоноситель); охладителем могут служить газы, тяжелая и обычная вода, расплавленные металлы;

4) *система регулирования скорости цепной реакции деления ядер*, а следовательно, и уровня мощности: датчиков, измеряющих плотность потока нейтронов в реакторе, регулирующих стержней, в состав которых входят вещества, значительно поглощающие нейтроны (кадмий, бор), и различных электронных и электромеханических устройств, служащих для управления положением стержней;

5) *защитный экран*, предохраняющий другие части двигателя снаряда и обслуживающий персонал от интенсивного излучения.

Если ядерное горючее и замедлитель представляют собой однородную смесь (например раствор соли урана в воде), то такой реактор называют *гомогенным*, а если же ядерное горючее расположено в замедлителе в виде отдельных блоков или стержней, то такой реактор называют *гетерогенным*.

Блоки или стержни урана, называемые часто тепловыделяющими элементами, обычно располагаются в некотором правильном порядке и образуют так называемую *решетку*.

По типу замедлителя реактор можно называть графитовым, тяжеловодным, с металлическим охладителем и т. д.

Мощность реактора зависит от количества делящихся в 1 сек. ядер урана, которые в свою очередь пропорциональны числу нейтронов в реакторе. В гомогенном реакторе почти вся энергия, выделяющаяся при делении ядер, превращается в тепловую, причем наибольшее количество тепла выделяется в активной зоне реактора, а в гетерогенном реакторе — в урановых стержнях.

Выбор необходимых материалов для различных элементов реактора определяется не только теми функциями, которые выполняет тот или иной элемент конструкции, но и ядерными свойствами, под которыми понимается способность его поглощать нейтроны и активизироваться (образовывать радиоактивные изотопы вследствие поглощения нейтронов стабильными изотопами). При выборе материала необходимо учитывать также и изменение его свойств при воздействии на него высокой температуры и интенсивного излучения (радиационное повреждение).

Известно, что под действием излучения металлы теряют свою механическую прочность. Если величина передаваемой энергии в металле окажется больше энергии связи атомов в молекулах, то может произойти сдвиг атомов из их нормальных положений в кристаллической решетке. В сложных химических соединениях возможен разрыв химических связей и изменение их химического состава.

В качестве материала для замедлителя должно применяться вещество с высокой замедляющей способностью и минимальным

сечением захвата нейтронов. Замедляющая способность вещества равна произведению микроскопического сечения рассеивания нейтронов на величину, пропорциональную потере энергии при одном акте деления.

Для отражателей применяются такие же материалы, как и для замедлителя, а также тяжелые вещества, имеющие большое сечение рассеивания и малое сечение захвата нейтронов.

Защитный экран, окружающий реактор, служит для следующих целей:

1) замедления быстрых нейтронов, проникающих из активной зоны реактора через различные щели и неплотности в замедлителе и отражателе;

2) поглощения медленных нейтронов, вылетающих из внешнего слоя отражателя;

3) ослабления гамма-излучения.

Для эффективного замедления быстрых нейтронов экран должен содержать элементы с высоким атомным номером. Нейтроны теряют свою энергию вследствие неупругих столкновений с ядрами этих элементов. Более всего для этих целей подходят железо и барий. Так как процесс неупругого рассеивания сопровождается испусканием гамма-излучения, эти материалы должны быть сосредоточены главным образом на внутренней поверхности защиты экрана.

От металлов, используемых для изготовления чехлов для урановых блоков, трубопроводов для теплоносителя, трубопроводов и контейнеров для жидкого ядерного горючего и опорных конструкций, требуется механическая прочность. Общие требования к конструкционным материалам состоят в сохранении механической прочности при их облучении и при воздействии высокой температуры, стойкости против коррозии и малом поглощении нейтронов.

При выборе металла для чехлов урановых блоков дополнительным требованием является его большая теплопроводность, обеспечивающая малый перепад температур между блоком и теплоносителем. Применение разных металлов здесь недопустимо вследствие возникновения электродвижущей силы, приводящей к усиленной электрохимической эрозии.

Нержавеющие стали являются превосходным коррозионностойким материалом. Они пригодны для изготовления труб жидкометаллических систем теплообмена, труб и контейнеров для реакторов на водных и металлических растворах урана. Основа нержавеющей стали—железо и легирующие элементы активируются под действием нейтронов и дают долгоживущие изотопы, испускающие гамма-излучение высокой энергии. Следует иметь в виду, что некоторые детали системы при нагревании подвергаются не только термическим напряжениям, но и тепловой ползучести.

Скорость ядерной реакции экспоненциально возрастает с температурой, и при недостаточной надежной работе системы регулирования процесс может затухнуть или, наоборот, перейти в разру-

шительный взрыв. Работа системы охлаждения двигателя должна быть четко увязана с системой регулирования температуры процесса реакции, так как изменение величины теплоотвода от реактора будет оказывать влияние на скорость реакции, и если тепловыделение будет превышать теплоотвод, то процесс может перейти во взрыв.

Если в реактивном двигателе, использующем химическую энергию топлива, нарушение работы системы охлаждения обычно ведет к прогару камеры, почти не вызывая при этом повышения температуры продуктов реакции в камере, то в атомном двигателе нарушение системы охлаждения реактора вызовет повышение температуры в реакторе, сопровождаемое взрывом. Если обычные ЖРД опасны в эксплуатации в связи с некоторой вероятностью взрыва их при запуске и работе, то атомные двигатели, отличающиеся еще большей концентрацией энергии в единице объема, усложненной регулированием процесса, протекающего при относительно высоких температурах, оказываются несравненно более взрывоопасными.

В осуществленных и проектируемых атомных реакторах регулирование, контроль, сигнализация и аварийная остановка реактора производятся по интенсивности нейтронного потока в реакторе. Для этого используются ионизационные камеры, служащие датчиками интенсивности нейтронного потока. Режимом работы двигателя можно будет управлять путем регулирования доступа рабочего вещества в реактор.

Проблема управления работой двигателя при помощи дозирования, по-видимому, лучше всего может быть решена при подаче делящегося материала в растворе, подобно тому, как это имеет место в гомогенных реакторах. Такой раствор можно впрыскивать в камеру реактора по ее периметру, чтобы получить в центре камеры концентрацию, достаточную для осуществления ядерной реакции. Другим способом управления реакцией является, как уже отмечено выше, подача в камеру (реактор) твердых стержней из делящегося материала подобно автоматической подаче электродов в электропечь.

Безопасность термоядерного двигателя может быть обеспечена за счет размещения запаса «топлива» вне реактора, благодаря чему оно не сможет принимать участия в реакции до ввода его в реактор и нагрева до определенной температуры. Запуск ядерного двигателя возможен местным возбуждением частиц, а не атомным взрывом.

Первичным ядерным горючим является изотоп урана-235. Хотя цепная реакция деления ядер урана может быть осуществлена в известных условиях на природном уране, где содержание урана-235 составляет всего 0,71%, во многих случаях полезно иметь уран с повышенным содержанием изотопа урана-235, а для малогабаритных реакторов — даже почти чистый уран-235. Поэтому для

успешного развития ядерной энергетики необходимо концентрировать (обогащать) уран-235.

Главными источниками добычи урана являются богатые ураном минералы — уранит (урановая смоляная руда) и корнотит (комплексное соединение урана и ванадия). Существует также большое число минералов с незначительным содержанием урана. Не исключена также возможность применения плутония и искусственного изотопа урана U^{233} .

Уран может применяться в виде чистого металла, а также раствора металлического урана в каком-либо легкоплавком металле и раствора солей урана в тяжелой воде. Если в качестве ядерного горючего применяется металлический уран, то большое значение имеет его механическая прочность. Реакторы на металлическом уране должны рассчитываться на максимальную рабочую температуру урана ниже $660^{\circ}C$ (при температуре ниже $660^{\circ}C$ уран существует в виде альфа-фазы, имеющей ромбическую кристаллическую решетку с пределом прочности около 28 кг/мм^2). При более высокой температуре уран становится мягким и непрочным, а при более низкой температуре прочность его падает из-за радиальных повреждений; урановые блоки и стержни под влиянием облучения нейтронами и осколками деления разбухают и искривляются.

В случае применения урана в виде раствора в другом легкоплавком металле, например висмуте или свинце, или в виде раствора солей урана в воде вопрос о механической прочности урана отпадает. Однако в последнем случае радиационное повреждение горючего заключается в разложении воды на водород и кислород. Если применяется тяжелая вода, нельзя допускать потери этого продукта ввиду его высокой стоимости.

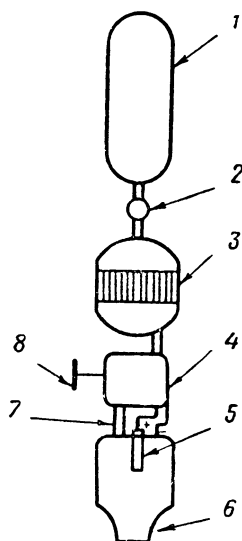
Основная задача при проектировании атомного двигателя для снаряда состоит в максимальном снижении его размеров и веса. Хотя объемная плотность выделения энергии в активной зоне реактора достигает $10\text{--}20$ тыс. квт/м^3 , что примерно в 100 раз превышает объемную плотность выделения энергии в обычных тепловых установках, все же окончательное соотношение по объему и весу оказывается далеко не таким благоприятным для ядерной установки ввиду необходимости иметь мощный защитный экран, предохраняющий от действия излучения.

Реактор может непрерывно работать, пока расщеплению не будет подвергнуто $0,9 \text{ кг}$ урана-235. Ранее нами было указано, что при полном расщеплении 1 кг этого урана выделяется около 20 млн. квт-ч энергии. Следовательно, при расходе 1 кг урана-235 реактор может выработать энергии около $0,9 \cdot 20 = 18$ млн. квт-ч , а продолжительность его работы составит почти 600 час.

На фиг. 5. 17 показана принципиальная схема электродугового ядерного ракетного двигателя для снаряда. В этом двигателе источником энергии для питания дуги является ядерный реактор. При этом создаются те же удельные тяги, что и в тепловом ядер-

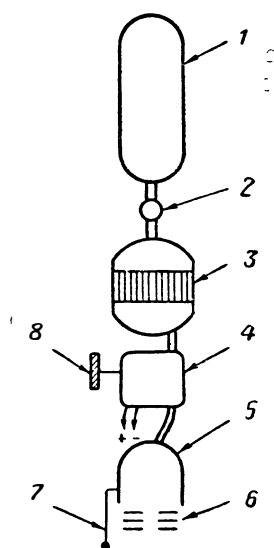
ном ракетном двигателе с нагревом рабочего тела и расширением его в сопле.

На фиг. 5. 18 показана принципиальная схема ионного ракетного двигателя для снаряда.



Фиг. 5. 17. Принципиальная схема электродугового ядерного ракетного двигателя для снаряда.

1—бак для рабочего тела, 2—турбонасосный агрегат, 3—ядерный реактор, 4—турбоэлектрогенератор, 5—ионизационная камера, 6—сопло камеры, 7—рабочее тело, 8—радиатор (отвод тепла).



Фиг. 5. 18. Принципиальная схема ионного ракетного двигателя для снаряда.

1—бак для рабочего тела, 2—турбонасосный агрегат, 3—ядерный реактор, 4—турбоэлектрогенератор, 5—ионизационная камера, 6—ускоряющие сетки (или кольцевые ускоряющие электроды), 7—электронный генератор, 8—радиатор (отвод тепла).

Этот двигатель в основном состоит из ядерного реактора, системы для преобразования тепловой энергии в электрическую и ионизационной камеры с ускоряющим электрическим полем¹.

Получаемой в процессе ионизации плазме, состоящей из электронов и положительно электрически заряженных ионов, электромагнитное поле сообщает весьма большую скорость, в результате чего создается реактивная сила тяги двигателя. Для устранения появления электрического заряда на массе снаряда и создания тормозящего влияния на поток положительно электрически заря-

¹ Экспресс-информация АН СССР, вып. 45. РТ-133. 1958.

женных ионов истекающие из двигателя ионы нейтрализуются при помощи электронов, выделяющихся на катоде ионизирующей установки.

Для ионизации рабочей жидкости и ускорения плазмы можно также использовать электроэнергию, получаемую от гальванических батарей или в результате преобразования солнечной энергии.

Трудности создания атомно-ионных ракетных двигателей связаны со сложностью превращения атомной энергии в кинетическую энергию рабочей жидкости в виде плазмы ионов.

Огромным недостатком этих двигателей, как и отмеченных нами солнечных и электрических ионных двигателей, является то, что для создания ими значительной тяги требуется огромная затрата электрической энергии весьма высокого напряжения для разгона ионизированных частиц рабочего тела до необходимой скорости истечения. Подсчеты показывают, что для получения скорости истечения электрически заряженных частиц рабочего тела из сопла камеры двигателя порядка 100 км/сек необходима мощность установки в 500 Мвт на 1 т тяги, т. е. на снаряде необходимо иметь силовую установку, по мощности соответствующую обычным тепловым электростанциям, весом в несколько тысяч тонн.

По-видимому, атомная энергия может быть эффективно использована для целей реактивного движения при том условии, если будет найден удачный способ непосредственного превращения ее в электрическую энергию, который устранил бы необходимость иметь в составе силовой установки громоздкие и тяжелые механизмы. Принципы непосредственного использования атомной энергии в электрическую описаны в литературе.

В электроатомных ракетных двигателях весьма серьезной проблемой является удаление из ядерного реактора той части тепла, которая в силу несовершенства процесса не может быть переведена в электрическую энергию.

Основными препятствиями на пути внедрения этих двигателей в авиацию и наземный транспорт являются большие габариты и вес экранирования двигателя, высокая стоимость атомного горючего, сложность управления.

Глава 6

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В КАМЕРАХ ЖРД

Качественные и количественные данные о механизме рабочего процесса в камере сгорания и сопле ЖРД дают возможность обоснованно выбрать оптимальные параметры, форму и размеры камеры и решить другие вопросы проектирования и построения двигателя.

Расчет кинетики явлений, происходящих в камере сгорания и сопле, совместно с тепловым и иногда газодинамическими расчетами позволяют установить картину распределения температуры, давления и скорости газового потока в характерных сечениях камеры двигателя и вычислить его основные параметры (удельную тягу, секундный расход топлива для заданной абсолютной тяги и др.), а также выбрать и рассчитать системы распыла топлива, охлаждения и топливоподдачи.

В настоящее время невозможно достаточно точно выяснить роль отдельных факторов, воздействующих на рабочий процесс ЖРД, и дать им количественную оценку. При расчете процессов сгорания топлива в двигателе приходится задаваться (на основании пока весьма ограниченных данных статистики и экспериментов) значениями некоторых характеристик рабочего процесса, как, например, коэффициентами избытка окислителя в топливе и физической полноты сгорания, показателем политропы расширения газов в сопле и др.

В настоящей главе рассмотрены основные факторы, влияющие на характер протекания рабочих процессов в камере ЖРД, приведена методика определения основных параметров, характеризующих качество этих процессов, и даны ориентировочные пределы их численных значений.

Одновременно приведены численные примерные расчеты по определению температуры и состава продуктов сгорания топлива в камере сгорания и в выходном сечении сопла двигателя и других термодинамических параметров. Приведены также таблицы и графики, необходимые для расчетов процесса сгорания топлива.

§ 1. Процессы подготовки и сгорания топлива в камере двигателя

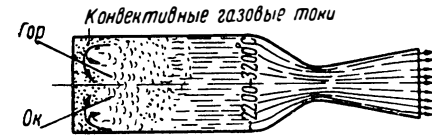
Сгорание топлива в камере двигателя является чрезвычайно сложным физико-химическим процессом, состоящим из перекрывающихся друг друга процессов подготовки, воспламенения и сгорания топливной смеси. От совершенства этих процессов зависят характеристики двигателя.

К процессам подготовки топлива для сгорания относятся:

1) распыл компонентов топлива, подаваемых в камеру сгорания, на мельчайшие частицы;

2) нагрев и испарение этих компонентов топлива за счет тепла горения в камере предыдущих порций топлива и

3) перемешивание между собой образующихся паров компонентов топлива в основном за счет турбулентной диффузии.



Фиг. 6. 1. Конвективные газовые токи у головки камеры двигателя.

От времени и характера протекания этих процессов, а также от объема камеры сгорания, занятого этими процессами, зависят полнота сгорания, устойчивость и надежность работы двигателя.

Процесс испарения, скорость которого определяется параметрами окружающей среды (температурой и давлением) и физико-химическими характеристиками топлива, может быть завершен до того, как капля попадет в зону высоких температур. Тогда горение будет происходить в среде, состоящей из мелких объемов пара горючего и окислителя, перемешанных между собой. Если же до начала горения капля не успеет испариться, то будет иметь место гетерогенная реакция на поверхности отдельных жидких частиц горючего или окислителя в зависимости от того, какой из компонентов легче испаряется.

Процессы подогрева и испарения компонентов топлива, поступивших в камеру сгорания, осуществляются за счет лучистой энергии очага горения, тепла нагретых стенок камеры и конвективных обратных газовых токов к головке камеры сгорания вследствие некоторого отдува от нее газовой среды струями впрыскиваемого топлива (фиг. 6. 1).

Обратные токи газов всегда существуют в камере сгорания, особенно в области конусов и между конусами распыла компонентов, а также вдоль стенок камеры, и играют большую роль в процессе сгорания топлива. Их интенсивность зависит от конструкции форсунок и схемы расположения последних на головке камеры. Для заданной конструкции головки интенсивность обратных токов может считаться постоянной, если отвлечься от неизбежных случайных колебаний.

При движении жидких капель компонентов топлива в потоке горячего газа происходят их подогрев и частичное испарение. Скорость этого процесса возрастает с увеличением температурного перепада между каплями и продуктами сгорания. Мелкие капли испаряются быстрее крупных.

Можно предполагать, что в том сечении камеры сгорания, до которого испаряется примерно 5—10% топлива, обратные токи уже полностью исчезают. Дальнейший подогрев и испарение капель обеспечиваются теплом за счет сгорания, идущего одновременно с испарением. При испарении и сгорании около 10—25% топлива средняя скорость газа становится равной средней скорости капель; в следующих сечениях камеры сгорания газ обгоняет капли. На подогрев и испарение жидких компонентов топлива требуется около 10—15% тепла, выделяемого при сгорании топлива.

В существующих двигателях компонент топлива, используемый для охлаждения камеры двигателя, получает от поверхности оболочки камеры около 10—25% тепла, потребного для его нагревания и испарения; при давлении в камере сгорания 35—40 *ата* это тепло может достигать 50—60%.

К процессам сгорания топливной смеси относятся взаимоперекрывающиеся процессы кинетического и диффузионного сгорания топлива, в результате которых в конце камеры устанавливается химически и энергетически равновесное состояние получаемых при этом газов соответственно их давлению и температуре. По мере выгорания горючей смеси температура в камере повышается и к концу камеры сгорания достигает максимального значения. В жидкой фазе не происходит сколько-нибудь значительной реакции между окислителем и горючим.

Скорость (время) протекания процесса сгорания топлива в кинетической области не зависит от гидродинамических и диффузионных факторов (от скорости потока, размеров и формы камеры сгорания, конструкции ее головки) и в основном обуславливается:

- 1) свойствами компонентов топлива (энергией их активации);
- 2) температурой и давлением в камере сгорания,
- 3) концентрацией реагентов в зоне горения.

Скорость протекания процесса сгорания топлива в области турбулентной диффузии почти не зависит от кинетических факторов, если не считать слабой зависимости от температуры некоторых физических констант, и определяется в основном факторами гидродинамического характера, как то:

- 1) характером движения потока в камере сгорания (время смешения компонентов топлива мало зависит от скорости движения потока);
- 2) распределением скоростей, концентрацией компонентов топлива и температур в этом потоке;

3) формой и размерами камеры сгорания (при конически сужающейся форме камеры сгорания гасится турбулентность газового потока);

4) характером общей и местной турбулентности потока;

5) перераспределением тепла внутри потока, особенно в зоне горения, а также между потоком и внешней средой (теплообменом, вызванным неадиабатичностью системы) и др.

Большое влияние на процесс сгорания имеет характер впрыска топлива в камеру двигателя.

В зависимости от конструктивной формы головки камеры сгорания, типа, числа и схемы расположения топливных форсунок в камере двигателя имеют место:

1) различные направления струй впрыска компонентов топлива;

2) множество распределенных в объеме камеры очагов парообразования и сгорания компонентов топлива;

3) вихревые конвективные токи горячей массы к головке камеры сгорания и другие явления.

В силу этих факторов движение рабочего тела в камере сгорания двигателя получается турбулентным. Действие всех перечисленных факторов приводит к тому, что основная масса компонентов топлива испаряется и сгорает на коротком участке камеры сгорания, образуя своеобразный фронт пламени.

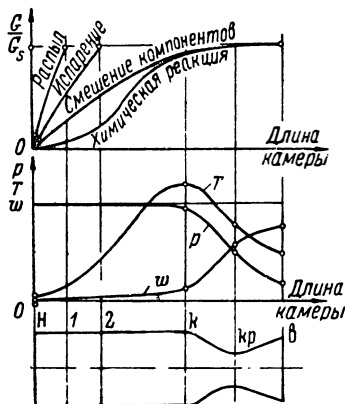
До настоящего времени не найдены достаточно точные методы определения времени сгорания топлива в камере двигателя.

Путь развития процесса горения зависит от вида применяемых компонентов топлива и конкретной обстановки протекания процесса. В начале камеры сгорания, где вследствие интенсивного испарения температура смеси сравнительно невысока, реакции протекают медленно. С другой стороны, скорость движения газового потока и интенсивность смешения в начале камеры значительно меньше, чем в остальной части камеры, что объясняется температурным режимом этого участка, а также тем, что часть топлива на этом участке находится в жидкой фазе, занимая во много раз меньший объем камеры, чем пары. По этим причинам в начале камеры горение будет кинетическим или смешанным.

В остальной части камеры имеет место высокая температура, близкая к максимальной температуре горения, благодаря которой химические реакции протекают практически мгновенно, а поэтому процесс сгорания носит диффузионно-турбулентный характер. В ЖРД молекулярная диффузия протекает значительно медленнее турбулентной, а поэтому скорость перемешивания газов в конечном итоге определяется скоростью турбулентной диффузии.

Неоднородности состава газов в масштабе, равным расстоянию между форсунками, выравниваются довольно быстро, а неравномерности в масштабе диаметра камеры в существующих двигателях почти не выравниваются даже и на всей длине камеры.

На фиг. 6. 2 показаны графики, приближенно характеризующие протекание основных этапов рабочего процесса по длине камеры сгорания и сопла двигателя. На ординате этих графиков величина G/G_0 представляет собой долю топлива в процентах, участие которой в каком-либо процессе уже завершено. На участке $H-1$ одновременно идут все основные процессы. Процесс распыла на этом участке заканчивается, и прореагировавшая часть компонентов топлива составляет очень небольшую долю. В сечении 2 почти заканчивается испарение компонентов топлива. Скорость химических реакций здесь еще не особенно велика и лимитирует скорость процесса горения. На последнем участке 2—к камеры сгорания существуют высокие температуры, и поэтому здесь выгорает все топливо, которое успело перемешаться. Скорость горения на этом участке лимитируется смешением компонентов топлива. В сопле двигателя вследствие догорания топлива и рекомбинации молекул количество прореагировавшей смеси увеличивается.



Фиг. 6. 2. Протекание основных этапов рабочего процесса по длине камеры двигателя.

Без учета частичного наложения процессов смешения и сгорания компонентов можно условно считать, что полное время непосредственного сгорания топлива в камере двигателя состоит из:

- 1) времени, потребного для физического контакта между газообразным горючим и газообразным окислителем, $\tau_{\text{физ}}$;
- 2) времени, потребного для протекания самой химической реакции (кинетического сгорания компонентов), $\tau_{\text{хим}}$, т. е.

$$\tau_{\text{сг}} = \tau_{\text{физ}} + \tau_{\text{хим}} \text{ сек.} \quad (6.1)$$

При увеличении давления в камере сгорания двигателя процесс сгорания топлива интенсифицируется, и поэтому необходимое время сгорания топлива уменьшается (фиг. 6. 3 и 6. 4).

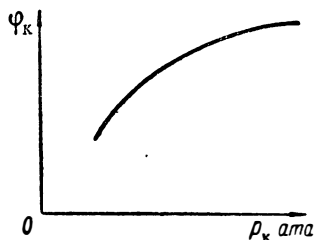
Так как в камерах сгорания существующих двигателей при высоких температурах развиваемого очага горения скорость химической реакции весьма велика и сгорание топлива в основном определяется скоростью образования горючей смеси, т. е. $\tau_{\text{хим}}$ по сравнению с $\tau_{\text{физ}}$ весьма мало, то практически можно считать, что процесс сгорания топлива протекает в основном в виде турбулентной диффузии, т. е.

$$\tau_{\text{сг}} \approx \tau_{\text{физ}} \approx \tau_{\text{т.д.}} \quad (6.2)$$

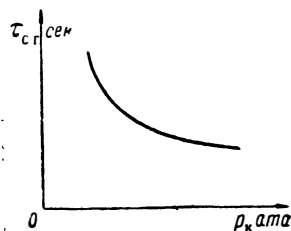
Время смешения компонентов топлива в зоне диффузионного горения мало зависит от скорости потока и определяется в основ-

ном турбулентностью, обусловленной формой головки камеры сгорания и характером самого процесса сгорания.

Так как полный рабочий процесс сгорания топлива в камере двигателя состоит из: 1) подготовительных процессов, осуществляемых в течение времени $\tau_{подг}$, и 2) процессов турбулентного смешения и сгорания газообразных компонентов топлива в течение вре-



Фиг. 6.3. Зависимость коэффициента тепловыделения топлива от давления в камере сгорания.



Фиг. 6.4. Зависимость времени сгорания топлива от давления в камере сгорания.

мени $\tau_{сг}$, то общее время пребывания рабочего тела в камере сгорания двигателя условно можно выразить формулой

$$\tau_{пр} = \tau_{подг} + \tau_{сг} \quad (6.3)$$

Время пребывания различно для разных топлив и должно определяться экспериментально. Значение его для низкокипящих компонентов топлива меньше, чем для высококипящих. Кроме того, чем больше давление в камере сгорания, тем меньше $\tau_{пр}$, поскольку с повышением p_k процесс сгорания топлива интенсифицируется.

Для заданного топлива $\tau_{пр}$ в основном обуславливается гидродинамикой распылительной головки камеры двигателя (формой головки, числом форсунок, их типом и расположением на головке и др.), т. е. зависит от:

- 1) характера распределения компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания;
- 2) степени распыла компонентов и взаимного их смешения и
- 3) образования упомянутых выше конвективных обратных газовых токов, переносящих тепло от очага горения ко вновь поступившим в камеру компонентам топлива для их нагрева и испарения.

Время пребывания топлива в камере сгорания двигателя можно определить по формуле

$$\tau_{пр} = \frac{V_k \gamma_k}{G_s} = \frac{V_k p_k}{G_s R_k T_k} \text{ сек.} \quad (6.4)$$

Эта формула показывает, что время пребывания топлива в камере сгорания при данном секундном расходе G_s кг/сек зависит от

ее объема V_k , давления газов в ней p_k , температуры T_k и газовой постоянной R_k ; оно также зависит и от формы камеры сгорания.

При проектировании ЖРД рациональный выбор объема камеры сгорания иногда сводится в сущности к отысканию величины $\tau_{пр}$ в области $\tau_{пр}/\tau_{ср} \approx 2 \div 3$, оптимальной как по физической полноте сгорания топлива, так и по удельному весу камеры двигателя. Чем меньше $\tau_{пр}$, тем меньше объем, вес и стоимость камеры сгорания двигателя. Поэтому при проектировании двигателя следует всемерно стремиться к тому, чтобы получить возможно меньшие размеры камеры сгорания при высокой экономичности ее работы.

Величину $\tau_{пр}$ можно уменьшить без снижения экономичности работы камеры двигателя за счет:

1) повышения давления в камере, способствующего интенсификации процесса сгорания топлива;

2) улучшения качества распыла компонентов топлива без значительного усложнения и удорожания распыливающего устройства (применения тонкого и равномерного по сечению камеры распыла, эмульсионных форсунок, противоточного распыла и др.);

3) усиления турбулентности газового потока постановкой в камере сгорания охлаждаемых турбулизаторов и т. д.

Механизм реакции горения разных топлив в газовой фазе различен. Но во всех случаях, для того чтобы процесс горения мог начаться, требуется тонкое и равномерное перемешивание компонентов топлива.

Скорость движения фронта пламени через химически реагирующую смесь зависит в основном от турбулентного переноса масс газовыми вихрями и лишь в незначительной степени — от истинной скорости движения пламени через дискретные объемы перемешанного газа внутри каждого вихря.

Распространение фронта пламени через несгоравшую газообразную топливную смесь, вероятно, частично вызывается происходящей с большой скоростью диффузией определенных активных групп молекул или атомов, таких, как, например, OH, N, H или CN_2 , которые образуются в процессе горения топлива. Вероятно, эти активные частицы действуют как носители цепной реакции.

Процессы сгорания самовоспламеняющихся при смешении компонентов топлива качественно отличаются от кратко описанных выше процессов сгорания несамовоспламеняющихся компонентов. Эти компоненты топлива воспламеняются при взаимном контакте и не требуют тепла на предварительную подготовку к сгоранию; для них относительно меньше потребное $\tau_{пр}$.

При организации рабочего процесса в камере сгорания двигателя необходимо иметь в виду, что:

1) сгоранию топлива всегда должны предшествовать тонкий распыл, подогрев и испарение и хорошее перемешивание компонентов между собой;

2) перемешивание горючего и окислителя в жидких фазах не является обязательным, если до испарения их капли хорошо между собой перемешиваются (в эмульсионных двухкомпонентных центробежных форсунках);

3) процесс смешения компонентов топлива имеет ярко выраженный гидродинамический характер и определяется в основном условиями протекания турбулентной диффузии и теплообмена;

4) скорость испарения компонентов топлива определяется температурой и давлением в камере сгорания, размерами капель и относительной скоростью движения компонентов, турбулентностью газового потока и другими факторами;

5) в начале камеры сгорания, где температура смеси сравнительно невысока вследствие интенсивного испарения компонентов, реакции топлива протекают медленно, образуется некоторая часть горючей смеси, которая впоследствии сгорает почти кинетически независимо от гидродинамических факторов;

6) поля скоростей и концентраций компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания никогда не бывают совершенно однородными и зависят в основном от конструкции распыливающего устройства;

7) в практических условиях химические процессы редко доходят до состояния равновесия; степень полноты химических реакций зависит в основном от скорости протекания реакции, величины теплового эффекта, скорости теплоотвода или теплоподвода, давления, температуры и концентрации реагентов;

8) фронт пламени сгорания топлива не является простой поверхностью, пересекающей поперечное сечение камеры сгорания, и скорость движения его через химически реагирующую смесь зависит в основном от турбулентного переноса масс газовыми вихрями и лишь в незначительной степени — через дискретные объемы перемешанного газа внутри каждого вихря;

9) механизм химических реакций в газовой фазе различен для каждого конкретного топлива, особенно для самовоспламеняющихся и несамовоспламеняющихся компонентов топлива;

10) скорости протекания химических реакций весьма велики, и поэтому сгорание топлива определяется в основном скоростью образования горючей смеси (перемешиванием компонентов топлива);

11) время смешения компонентов топлива в зоне турбулентного горения мало зависит от скорости газового потока и определяется в основном турбулентностью потока, зависящей от распыливающих устройств двигателя и характера самого горения данного топлива;

12) при увеличении давления в камере процесс сгорания интенсифицируется и поэтому время сгорания уменьшается;

13) время пребывания данных компонентов топлива в камере сгорания определяется в основном гидродинамикой распыливающего устройства двигателя;

14) при увеличении времени пребывания топлива в камере сгорания топливо лучше выгорает (повышается коэффициент полноты сгорания), но при этом растут размеры и удельный вес камеры.

§ 2. Тепловой баланс камеры сгорания двигателя

Потери энергии топлива в камере ЖРД делятся на потери непосредственно в камере сгорания и в сопле камеры.

Рассмотрим сначала теплотери в камере сгорания двигателя.

Известно, что процесс сгорания топлива в камере двигателя протекает при весьма высоком температурном уровне и тепловом потенциале. В результате этого молекулы продуктов сгорания находятся в сильно возбужденном состоянии и частично диссоциируют с поглощением тепла. При этом имеет место некоторая физическая неполнота сгорания топлива в связи с несвершенным смещением и ограниченным временем пребывания компонентов топлива в камере сгорания. Кроме того, процесс сгорания топлива сопровождается теплоотдачей в окружающую среду и работой трения молекул газов между собой и о поверхность оболочки камеры двигателя. Эта работа трения преобразуется в тепло газов.

Если внутренняя оболочка камеры двигателя охлаждается одним из компонентов топлива, то сообщенное этому компоненту тепло в охлаждающем тракте сопла камеры $q_{охл.с}$ вносится в камеру сгорания и является для нее внешним физическим притоком тепла. В двигателях средней и большой тяги это тепло обычно не превышает 0,1—0,2% от низшей рабочей теплотворности топлива. Кроме того, каждый килограмм топлива, поступающего в камеру сгорания, обладает определенной скоростью w_T и, следовательно, вносит в нее с собой извне энергию $w_T^2/2g$.

Однако эти внешние притоки энергии с топливом в камеру сгорания двигателя ($q_{охл.с}$ и $w_T^2/2g$), как и работа трения в ней газов, относительно теплотворности топлива малы и с достаточной точностью для практических целей при расчетах могут не учитываться, тем более что количественная оценка их на первом этапе расчета и проектирования двигателя невозможна.

На первом этапе проектирования ЖРД наиболее часто учитывают тем или иным способом следующие потери энергии топлива в камере сгорания двигателя (по расчету на 1 кг) вследствие:

- 1) диссоциации газов $q_{дис}$ в ккал/кг;
- 2) неполноты сгорания $q_{неп}$ в ккал/кг;
- 3) теплоотдачи в окружающую среду $q_{окр}$ в ккал/кг.

При этом условии тепловой баланс камеры сгорания ЖРД выразится уравнением

$$H_u = q_k + q_{дис} + q_{неп} + q_{окр} = q_k + q_{пот} \quad \text{ккал/кг}, \quad (6.5)$$

где H_u — теплотворность топлива в ккал/кг;

q_k — удельное тепловыделение топлива в камере сгорания двигателя в ккал/кг;

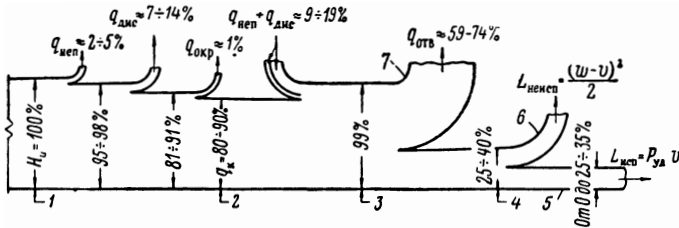
$q_{пот}$ — потери тепла в камере сгорания в ккал/кг.

Теплопотери топлива в камере сгорания существующих ЖРД зависят от большого числа факторов и обычно колеблются в пределах

$$q_{дис} \approx 7 \div 14\%, \quad q_{неп} \approx 2 \div 5\% \text{ и } q_{окр} \approx 1\% \text{ от } H_u,$$

что составляет общую теплопотерю топлива $q_{пот} \approx 10 \div 20\%$ от H_u .

Теплопотеря $q_{дис}$ может быть определена расчетом, а $q_{неп}$ и $q_{окр}$ — только экспериментально. При расчетах значением $q_{окр}$ и работой трения газов часто пренебрегают из-за их малости.



Фиг. 6.5. Примерная диаграмма энергетического баланса топлива в камере ЖРД.

1—располагаемое тепло топлива в виде теплотворности, $H_u = q_k + q_{неп} + q_{дис} + q_{окр}$; 2—удельное тепловыделение топлива в камере сгорания, $q_k = H_u - (q_{неп} + q_{дис} + q_{окр})$; 3—энергия газов на выходе из сопла, состоящая из тепловой и кинетической энергии; 4—кинетическая энергия газов на выходе

из сопла, $L_{расп} = \frac{w^2}{2g}$; 5—полезно используемая кинетическая энергия газов на передвижение аппарата, $L_{исп} = P_{уд} v$; 6—неиспользованная кинетическая энергия газов боевым аппаратом; 7—тепловая энергия газов на выходе из сопла.

В сопле двигателя происходят процессы догорания топлива, рекомбинации продуктов диссоциации и работа трения газов, а также преобразование части располагаемой теплоты в кинетическую энергию вытекающей струи газов из сопла двигателя. Остальная часть располагаемой теплоты остается в газовом потоке и является для двигателя потерянной, что аналогично потере энергии с горячими выхлопными газами в двигателях внутреннего сгорания (фиг. 6.5).

Тепловой баланс камеры сгорания, характеризующий результат процесса сгорания топлива, не отображает собой в сколько-нибудь явном виде воздействие динамических и других факторов, приведшее к определенному результату. Это балансовое статистическое равенство прихода и расхода тепла топлива, участвующего в рабочем процессе камеры двигателя, однако, имеет существенное

значение как для доводки двигателя, так и для технического расчета вновь проектируемой камеры сгорания.

При расчетах камер ЖРД потерю энергии топлива вследствие физической неполноты сгорания обычно учитывают более удобным коэффициентом полноты давления газов в камере сгорания $\varphi_{p,k}$, а потерю энергии топлива вследствие несовершенства процесса истечения продуктов сгорания из сопла камеры двигателя — коэффициентом полноты скорости истечения газов из сопла камеры φ_s (см. § 3 этой главы).

§ 3. Коэффициент тепловыделения топлива в камере сгорания двигателя

В камере сгорания двигателя происходит неполное выделение тепла топлива вследствие физической неполноты сгорания, диссоциации продуктов сгорания и теплоотдачи в окружающую среду.

Отношение выделенного тепла при сжигании 1 кг топлива к располагаемому теплу в виде теплотворности этого топлива H_u принято называть *полным коэффициентом тепловыделения топлива*:

$$\varphi_k = \frac{q_k}{H_u} = \frac{I_k}{H_u} = \varphi_{п.к} \varphi_{д.к} \varphi_{ст.к} \approx \varphi_{п.к} \varphi_{д.к}, \quad (6.6)$$

где I_k — теплосодержание 1 кг продуктов сгорания топлива с учетом теплопотерь вследствие неполноты сгорания и диссоциации (теплопотерь в окружающую среду пренебрегаем из-за ее малости) в ккал/кг;

$$\varphi_{п.к} = \frac{\varphi_k}{\varphi_{д.к}} = \frac{I_k}{H_u \varphi_{д.к}}$$

— коэффициент физической полноты сгорания топлива (коэффициент тепловыделения топлива по физическому смешению компонентов между собой), показывающий ту часть тепла, которая выделяется в камере сгорания двигателя во время сгорания топлива при наличии теплопотери только вследствие несовершенства смешения и сгорания компонентов топлива; величина $1 - \varphi_{п.к}$ представляет ту часть тепла, которая осталась в продуктах сгорания в конце камеры сгорания в виде химической энергии несгоревшей части топлива;

$$\varphi_{д.к} = \frac{\varphi_k}{\varphi_{п.к}} = \frac{I_k}{H_u \varphi_{п.к}}$$

— коэффициент полноты тепловыделения топлива в камере сгорания двигателя при наличии теплопотери только вследствие диссоциации газов; величина $1 - \varphi_{д.к}$ представляет ту часть тепла, которая остается в продуктах диссоциации газов в виде химической энергии;

$\varphi_{\text{ст.к}}$ — коэффициент стабильности тепла продуктов сгорания топлива в камере сгорания, показывающий ту часть тепла, которую имеют продукты сгорания в камере при наличии теплопотери только в окружающую среду;

$1 - \varphi_{\text{ст.к}}$ — доля теплоотдачи в окружающую среду.

Для определения теплосодержания отдельных компонентов газовой смеси можно использовать данные таблицы прилож. I, вычитая из энергосодержания газа при данной температуре энергосодержание при 20°C , т. е. считая, что $I'_i = I'_{i\text{r}} - I'_{i\text{r}}{}^{20}$ ккал/кмоль.

Следовательно, коэффициент тепловыделения топлива в камере сгорания $\varphi_{\text{к}}$ показывает ту часть тепла, которая фактически выделяется во время сгорания топлива в камере при наличии теплопотерь вследствие диссоциации, неполноты сгорания и отдачи в окружающую среду; величина $1 - \varphi_{\text{к}}$ представляет ту часть тепла, которая теряется в камере сгорания двигателя вследствие наличия теплопотерь топлива $q_{\text{неп}}$, $q_{\text{дью}}$ и $q_{\text{окр}}$.

В существующих двигателях $\varphi_{\text{п.к}} \approx 0,95 \div 0,98$; $\varphi_{\text{д.к}} \approx 0,85 \div 0,90$; $\varphi_{\text{ст.к}} \approx 0,99$ и $\varphi_{\text{к}} \approx 0,70 \div 0,90$.

Коэффициент $\varphi_{\text{п.к}}$ зависит от вида и состава топлива, конструкции распыливающего устройства, формы и объема камеры сгорания и других факторов; его можно определить приближенно только при помощи экспериментов, как и коэффициент $\varphi_{\text{ст.к}}$. Коэффициент $\varphi_{\text{д.к}}$ можно определить сравнительно точно аналитически.

В настоящее время экспериментальные данные по коэффициенту $\varphi_{\text{п.к}}$ пока весьма ограничены, что затрудняет оценку его величины при расчете двигателей.

Установлено, что при увеличении времени пребывания $\tau_{\text{пр}}$ топлива в камере сгорания двигателя значение $\varphi_{\text{п.к}}$ сначала растет стремительно, а затем, начиная с некоторой величины безразмерного времени сгорания топлива $\tau = \frac{\tau_{\text{пр}}}{\tau_{\text{ст}}} \approx 2 \div 3$, это увеличение становится весьма незначительным (фиг. 6.6).

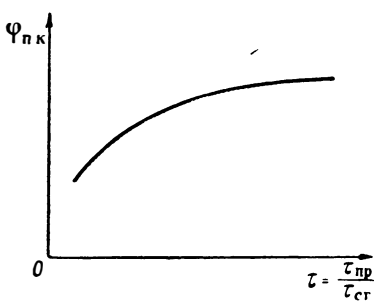
При увеличении давления в камере сгорания двигателя $p_{\text{к}}$ диссоциация продуктов сгорания топлива уменьшается, что увеличивает коэффициент $\varphi_{\text{д.к}}$ (фиг. 6.7). При этом повышается оптимальная величина коэффициента избытка окислителя α в топливе, в связи с чем возрастает также коэффициент тепловыделения топлива $\varphi_{\text{к}}$.

По длине сопла двигателя значения $\varphi_{\text{п}}$ и $\varphi_{\text{д}}$ возрастают вследствие догорания топлива и рекомбинации молекул продуктов диссоциации и на срезе сопла практически могут достигать единицы. В более длинных соплах время пребывания продуктов сгорания топлива увеличивается, вследствие чего процессы догорания топлива и рекомбинации молекул протекают более полно.

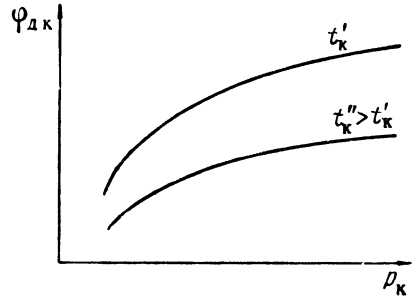
Явления, происходящие в камере сгорания двигателя при $\alpha \neq 1$

и $\varphi_{л,к} < 1$, очень сложны и еще мало изучены. Если в каком-нибудь участке камеры сгорания окажется больше окислителя, то при этом местное значение коэффициента избытка окислителя α_m будет больше его среднего значения α для всей камеры сгорания, и процесс сгорания топлива в этом месте осуществится более полно.

В других участках камеры сгорания, где окажется больше горючего, т. е. при $\alpha_m < \alpha$, процесс сгорания топлива будет происходить менее полно. При очень несовершенном распыле и перемешивании компонентов топлива в некоторых участках камеры сгорания



Фиг. 6. 6. Зависимость коэффициента полноты сгорания топлива от безразмерного времени.



Фиг. 6. 7. Зависимость коэффициента тепловыделения топлива по диссоциации от давления и температуры в камере сгорания двигателя.

может оказаться почти полное отсутствие одного из компонентов топлива. Компонент топлива, не участвующий в процессе сгорания, будет нагреваться, испаряться и разлагаться за счет тепла сгоревшей части топлива, увеличивая количество продуктов неполного сгорания.

Когда такие газы покидают сопло, несгоревшая часть горючего вблизи границы струи приходит в соприкосновение с воздухом атмосферы и продолжает гореть снаружи, образуя длинный язык пламени. Другой распространенной чертой вытекающей струи газов из сопла двигателя являются ударные волны, которые заметны в виде широких светящихся «пакетов».

§ 4. Идеальная, теоретическая и действительная термодинамические температуры сгорания топлива

Уровень теплового потенциала продуктов сгорания топлива в камере двигателя характеризуется температурой этих продуктов.

Температура продуктов сгорания топлива значительно влияет на характер рабочего процесса в камере двигателя и на выбор способа ее охлаждения. Поэтому основной задачей термодинамического расчета ЖРД является определение температуры и состава продуктов сгорания топлива в камере сгорания и в выходном сече-

нии сопла. Эти параметры процесса сгорания топлива необходимы для проектирования и расчетов камеры двигателя.

Значение термодинамической (статической) температуры продуктов сгорания данного топлива в камере двигателя зависит от ряда факторов, основными из которых являются:

1) теплотворность топлива, характеризующая химическим составом его компонентов и их соотношением между собой;

2) давление в камере сгорания, значение которого устанавливают при проектировании двигателя исходя из экономических, эксплуатационных и других соображений;

3) теплотери сжигаемого топлива, значения которых зависят от организации и условий протекания рабочего процесса в камере сгорания двигателя, конструкции и геометрических параметров последней, а также других факторов.

В зависимости от учета тех или иных теплотерь топлива во время сгорания в камере ЖРД принято различать следующие термодинамические температуры продуктов сгорания топлива:

- 1) идеальную $t_{к.и}$ °С или $T_{к.и}$ °К;
- 2) теоретическую $t_{к.т}$ или $T_{к.т}$ °К и
- 3) действительную t_k °С или T_k °К.

Идеальной температурой сгорания топлива называют ту, которую имели бы продукты полного сгорания этого топлива при стехиометрическом соотношении компонентов и отсутствии в камере сгорания двигателя каких-либо теплотерь. При этом условии идеальная термодинамическая температура продуктов сгорания топлива определяется из уравнения энергии до и после полного сгорания данной единицы топлива (см. § 5, гл. 6). Для существующих топлив ЖРД $t_{к.и} \approx 3100 \div 4800$ °С и выше.

Идеальная температура сгорания зависит только от химического состава топлива, так как только им определяются состав продуктов сгорания и количество выделяющегося тепла. Величина этой температуры служит одной из характеристик топлива.

При высоких температурах сгорание топлива в камере двигателя практически сопровождается не только увеличением внутренней энергии продуктов сгорания в виде поступательного, вращательного и колебательного движения молекул и их атомных ядер, но и значительной диссоциацией, сопровождаемой большой потерей тепла и, следовательно, понижением температуры в камере сгорания двигателя.

Теоретической температурой сгорания топлива называется та, которую имели бы продукты сгорания этого топлива при заданном давлении в камере двигателя и наличии только одной теплотери вследствие диссоциации газов. Для существующих топлив и условий их сжигания в ЖРД $t_{к.т} \approx 3000 \div 3800$ °С и выше.

Значение этой термодинамической температуры всегда ниже идеальной температуры и значительно зависит от вида и состава топлива и условий его сжигания.

Так как прямым путем точно определить теплотери топлива вследствие диссоциации продуктов сгорания не представляется возможным, то их можно определить аналитически методом последовательных приближений или другим.

Практически в камере двигателя также имеют место теплотери топлива вследствие физической неполноты сгорания и отдачи в окружающую среду, сопровождаемые понижением температуры сгорания.

Действительной называется температура, которую фактически имеют продукты сгорания данного топлива в камере сгорания реального двигателя при данном давлении и наличии теплотерь в виде диссоциации, неполноты сгорания и отдачи в окружающую среду. Для существующих ЖРД и используемых в них топлив $t_{\text{к}} \approx 2800 \div 3300^\circ \text{C}$ и выше.

Действительная температура сгорания новых наиболее теплоэффективных химических топлив, вероятно, может достичь 5500°C . Практическая возможность использования продуктов сгорания с температурой выше 4000°C вряд ли вероятна. Величина этой температуры ограничивается жаропрочностью материалов камеры двигателя. Наилучшие существующие материалы при длительной работе могут выдерживать температуру порядка $1500\text{—}2000^\circ \text{C}$. Одним из наиболее стойких материалов является окись магния. Возможным пределом для материала даже при кратковременной работе камеры двигателя является температура не выше 3000°C . При температуре свыше 4100°C любой материал оболочки камеры двигателя будет испаряться.

Определение действительной температуры в камере сгорания двигателя является весьма сложной и не точной в решении задачей, так как практически невозможно точно учесть влияние ряда факторов на процесс сгорания топлива.

Температурный уровень в камере сгорания двигателя оказывает большое влияние на процесс сгорания топлива, степень диссоциации газов и конструкцию двигателя. Для ЖРД целесообразно применять топлива с низкими температурами горения и относительно высокими скоростями истечения продуктов сгорания, так как при этом упрощается конструкция двигателя.

§ 5. Определение состава и идеальной температуры продуктов сгорания топлива

Если горючее и окислитель состоят в общем случае из углерода, водорода, кислорода и азота, то продукты полного сгорания весовой единицы этого топлива при коэффициенте избытка окислителя $\alpha = 1$ и отсутствии диссоциации представляют собой газы CO_2 , H_2O и N_2 .

При наличии в горючем и окислителе воды в виде примеси состав этого топлива можно выразить следующей химической формулой:

$$\begin{aligned} C_{c_1}H_{h_1}O_{o_1}N_{p_1} \cdot m_r H_2O + \chi_{\mu} (C_{c_2}H_{h_2}O_{o_2}N_{p_2} \cdot m_o H_2O) = \\ = M_k \text{ кмоль/кмоль}, \end{aligned} \quad (6.7)$$

где c_1, h_1, o_1, p_1 и c_2, h_2, o_2, p_2 — число атомов отдельных элементов в 1 кмоль соответственно горючего и окислителя;

χ_{μ} — молярный коэффициент состава топлива;

m_r и m_o — число кмоль воды в 1 кмоль соответственно горючего и окислителя.

При этом условии количество продуктов полного сгорания упомянутого топлива при $\alpha=1$ будет:

1) по расчету на 1 кмоль горючего

$$M_k = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} = \sum M_i \text{ кмоль/кмоль}, \quad (6.8)$$

где $M_{CO_2} = c_1 + \chi_{\mu} c_2$ — число кмоль углекислоты;

$M_{H_2O} = 0,5 [h_1 + \chi_{\mu} h_2 + 2(m_r + \chi_{\mu} m_o)]$ — число кмоль водяного газа;

$M_{N_2} = 0,5 (p_1 + \chi_{\mu} p_2)$ — число кмоль молекулярного азота;

2) по расчету на 1 кг горючего

$$G_k = G_{CO_2} + G_{H_2O} + G_{N_2} = \sum G_i \text{ кг/кг}, \quad (6.9)$$

где $G_{CO_2} = \frac{11}{3} (C_r + \chi_o C_o)$ — количество углекислоты;

$G_{H_2O} = 9 (H_r + \chi_o H_o)$ — количество водяного газа;

$G_{N_2} = N_r + \chi_o N_o$ — количество молекулярного азота.

Здесь C_r, H_r, N_r и C_o, H_o, N_o — весовые доли элементов в 1 кг соответственно горючего и окислителя;

χ_o — весовой стехиометрический коэффициент состава топлива.

Если известен весовой элементарный состав 1 кг топлива C_r, H_r и N_r , то количество отдельных компонентов продуктов сгорания этого топлива при $\alpha=1$ можно определить по формулам:

$$g_{CO_2} = \frac{11}{3} C_r \text{ кг/кг}, \quad g_{H_2O} = 9H_r \text{ кг/кг} \text{ и } g_{N_2} = N_r \text{ кг/кг}, \quad (6.11)$$

при этом

$$g_{CO_2} + g_{H_2O} + g_{N_2} = 1.$$

Если $\alpha > 1$ и отсутствует диссоциация, то в состав продуктов полного сгорания данной единицы топлива будет входить также избыточный кислород в количестве:

$$M_{O_2} = O_2 - \left(\frac{2c_1 + 0,5h_1 - o_1}{\alpha \gamma_{\mu}} + 2c_2 + 0,5h_2 \right) \text{ кмоль/кмоль}, \quad (6.12)$$

или

$$g_{O_2} = O_T - \left(\frac{8}{3} C_T + 8H_T \right) \text{ кг/кг}, \quad (6.13)$$

где o_1 и o_2 — число атомов кислорода в 1 кмоль соответственно горючего и окислителя;

O_T — весовое количество кислорода в 1 кг топлива.

Вес продуктов сгорания 1 кмоль горючего равен

$$\begin{aligned} G_{\mu, \kappa} &= \sum_{\mu} \mu_i M_i = \mu_r + 18m_r + \gamma_{\mu} (\mu_o + 18m_o) = \\ &= \mu_r + \gamma_{\mu} \mu_o + 18(m_r + m_o) \text{ кг/кмоль}, \end{aligned} \quad (6.14)$$

или

$$G_{\mu, \kappa} = \mu_r \frac{100}{\sigma_r} + \gamma_{\mu} \frac{100}{\sigma_o} \text{ кг/кмоль}, \quad (6.15)$$

так как согласно предыдущему

$$\mu_r + 18m_r = \mu_r \frac{100}{\sigma_r} \quad \text{и} \quad \mu_o + 18m_o = \mu_o \frac{100}{\sigma_o},$$

где μ_i — молекулярный вес i -го газа в смеси.

Между параметрами каждого i -го газа в смеси любого состава и параметрами всей смеси имеются следующие зависимости:

$$\frac{v_i}{v_{\kappa}} = \frac{R_i}{R_{\kappa}} = \frac{\gamma_{\kappa}}{\gamma_i} = \frac{\mu_{\kappa}}{\mu_i}; \quad (6.16)$$

$$v_{\kappa} = \sum g_i v_i = \frac{1}{\gamma_{\kappa}} = \sum \frac{g_i}{\gamma_i} = \frac{1}{\sum g_i \gamma_i} = \frac{1}{\sum r_i \mu_i};$$

$$\mu_{\kappa} = \frac{\sum \mu_i p_i}{p_{\kappa}} = \sum r_i \mu_i = \frac{1}{\sum g_i / \mu_i} = \frac{848}{R_{\kappa}} = \frac{\sum \mu_i M_i}{\mu_{\kappa}};$$

$$R_{\kappa} = \frac{848}{\mu_{\kappa}} = \sum g_i R_i = \frac{848}{\sum \mu_i r_i} = 848 \sum \frac{g_i}{\mu_i} = \frac{1}{\sum r_i / R_i} = \frac{1}{\sum g_i \mu_i};$$

$$g_i = \frac{G_i}{G_{\kappa}} = \frac{V_i / v_i}{V_{\kappa} / v_{\kappa}} = \frac{V_i}{V_{\kappa}} \frac{v_{\kappa}}{v_i} = r_i \frac{v_{\kappa}}{v_i} = \frac{\mu_i M_i}{\mu_{\kappa} M_{\kappa}} = \frac{\mu_i r_i}{\sum \mu_i r_i};$$

$$r_i = \frac{V_i}{V_{\kappa}} = \frac{G_i / \gamma_i}{G_{\kappa} / \gamma_{\kappa}} = \frac{G_i}{G_{\kappa}} \frac{\gamma_{\kappa}}{\gamma_i} = g_i \frac{\gamma_{\kappa}}{\gamma_i} = \frac{p_i}{p_{\kappa}} = \frac{M_i}{M_{\kappa}} = \frac{g_i / \mu_i}{\sum g_i / \mu_i};$$

$$p_i = p_{\kappa} \frac{V_i}{V_{\kappa}} = p_{\kappa} r_i = p_{\kappa} \frac{M_i}{M_{\kappa}} = p_{\kappa} \frac{\mu_{\kappa}}{\mu_i} \frac{g_i}{\mu_i} = p_{\kappa} \frac{g_i v_i}{v_{\kappa}} = p_{\kappa} \frac{g_i R_i}{R_{\kappa}} =$$

$$= p_{\kappa} \gamma_{\kappa} \frac{g_i}{\gamma_i}.$$

(6.17)

Индекс «к» при буквенных обозначениях указывает, что параметры газовой смеси в данном случае относятся к камере сгорания двигателя.

Зная состав продуктов полного сгорания 1 кмоль или 1 кг топлива при $\alpha = 1$ и отсутствии теплотерь, можно определить идеальную температуру этих продуктов, пользуясь одним из следующих уравнений баланса энергии:

$$I_T = \frac{1}{P_{к\psi_k}} \sum p_i I'_i \quad \text{ккал/кг} \quad (6.18)$$

или

$$H_u = \sum g_i \frac{(\mu c_p)_i}{\nu_i} \quad \text{ккал/кг}, \quad (6.19)$$

где I_T — энергосодержание данного топлива;

H_u — низшая стехиометрическая теплотворность этого топлива;

I'_i — энергосодержание i -го газа в смеси в ккал/кмоль.

Идеальной температурой продуктов сгорания топлива при $\alpha = 1$ и отсутствии теплотерь будет то ее значение, при котором величины термодинамических энергосодержаний I_i или молекулярных теплоемкостей $(\mu c_p)_i$ отдельных газов в смеси, взятые из таблиц, будут удовлетворять приведенным выше уравнениям баланса энергии.

Практически процессы сгорания топлива в камерах ЖРД протекают при $\alpha < 1$ и весьма высоких температурах, в результате которых продукты сгорания значительно диссоциируют с затратой значительного количества тепла. Эта потеря тепла эквивалентна химической энергии образующихся продуктов диссоциации (газов CO, OH, O, H, NO и N в общем случае) и обычно учитывается при термодинамическом расчете камеры двигателя.

В большинстве случаев тепловой расчет ЖРД ведут при различных давлениях в камере сгорания и коэффициентах избытка окислителя в топливе, чтобы впоследствии выбрать их оптимальные значения.

§ 6. Определение энергосодержания продуктов сгорания топлива

Количество энергии, содержащейся в единице веса продуктов сгорания данного топлива при процессах с постоянным давлением, называется *энергосодержанием продуктов сгорания топлива*.

Энергосодержание продуктов физически полного сгорания данного топлива в камере сгорания двигателя I_k при соответствующей температуре T_k состоит из тепловой энергии — $I_{\text{тепл}}$, химической энергии $I_{\text{дис}}$ и кинетической энергии движения этих продуктов $I_{\text{кин}}$, т. е. $I_k = I_{\text{тепл}} + I_{\text{дис}} + I_{\text{кин}}$.

В камерах сгорания современных ЖРД скорость движения газов пренебрежимо мала и поэтому можно принять $I_{квн}=0$ и считать $I_k = I_{\text{тепл}} + I_{\text{двс}}$.

Эту сумму энергий иногда называют *энтальпией* продуктов сгорания топлива.

Вследствие высокой T_k в продуктах сгорания топлива значительную долю составляет энергия колебательного движения молекул газов $I_{\text{тепл}}$ и относительно меньшую часть — $I_{\text{двс}}$, значение которой для данного топлива зависит от давления в камере сгорания p_k и коэффициента избытка окислителя α . Чем выше T_k при данном p_k , тем больше $I_{\text{двс}}$. При повышении p_k значение $I_{\text{двс}}$ уменьшается.

Для отсчета энергосодержаний газов, образующихся при сгорании топлива, нами используется система, в которой энергосодержания газов O_2 , H_2 , N_2 , F_2 , Cl_2 и C при температуре $20^\circ C$ приняты равными нулю.

Энергосодержания газов при заданной температуре даны в приложении I.

Энергосодержание продуктов сгорания топлива определяется по формулам:

1) молярное

$$I'_k = \sum M_i I'_i = \frac{M_k}{p_k} \sum p_i I'_i \text{ ккал/кмоль}, \quad (6.20)$$

так как число молей i -го газа в смеси $M_i = \frac{M_k}{p_k} p_i$;

2) весовое

$$\begin{aligned} I_k &= \frac{I'_k}{\mu_r + \alpha \chi_\mu \mu_o + 18(m_r + \alpha \chi_\mu m_o)} = \frac{I'_k}{\mu_k M_k} = \\ &= \frac{1}{p_k \mu_k} \sum_i p_i I'_i \text{ ккал/кг}, \end{aligned} \quad (6.21)$$

где p_i — парциальное давление i -го газа в смеси в *ата*;

I'_i — энергосодержание этого газа в смеси в *ккал/кмоль*;

M_k — число *кмоль* продуктов сгорания 1 *кмоля* горючего;

$\mu_k = \frac{1}{p_k} \sum_i \mu_i p_i$ — молекулярный вес этих продуктов.

Расчет энергосодержания топлива и продуктов его сгорания необходимо производить в одной и той же системе отсчета.

Пример 1. Определить энергосодержание продуктов сгорания керосина с жидким кислородом при $\alpha = 0,8$; $p_k = 40$ атм, $p_B = 1$ атм и $T_k = 3600^\circ \text{K}$ следующего состава: $p_{\text{H}_2\text{O}} = 12,432$; $p_{\text{H}_2} = 2,852$; $p_{\text{H}} = 1,275$; $p_{\text{OH}} = 2,632$; $p_{\text{CO}} = 12,187$; $p_{\text{CO}_2} = 6,513$; $p_{\text{O}_2} = 1,324$ и $p_{\text{O}} = 0,785$ атм.

Решение.

1. Молекулярный вес данной газовой смеси

$$\mu_k = \frac{1}{p_k} \sum \mu_i p_i = \frac{1}{40} (18 \cdot 12,432 + 2 \cdot 2,852 + 1 \cdot 1,275 + \\ + 17 \cdot 2,632 + 28 \cdot 12,187 + 44 \cdot 6,513 + 32 \cdot 1,324 + 16 \cdot 0,785) = 23,968.$$

2. Энергосодержание этой газовой смеси

$$I_k = \frac{1}{\mu_k p_k} \sum p_i I'_i = \frac{1}{23,968 \cdot 40} [12,432 (-20\,082,2) + 2,852 \cdot 26\,649,6 + \\ + 1,275 \cdot 68\,510,0 + 2,632 \cdot 36\,913,7 + 12,187 \cdot 1336,4 + \\ + 6,513 (-48\,212,2) + 1,324 \cdot 29\,287,8 + 0,785 \cdot 75\,710,0] = -189,0 \text{ ккал/кг.}$$

§ 7. Сущность термодинамического расчета камеры ЖРД

Термодинамический расчет камеры ЖРД состоит в определении состава, температуры и других параметров продуктов сгорания топлива в камере сгорания и в выходном сечении сопла, скорости истечения и удельной тяги, на основании которых вычисляются основные геометрические размеры камеры сгорания и сопла камеры, а также объемы топливных баков двигателя.

Термодинамический расчет процессов сгорания и истечения газов из сопла камеры двигателя обычно основывается на следующих предположениях.

1. Сгорание топлива полностью заканчивается в камере сгорания и протекает при постоянном давлении, что справедливо при $F_{\text{к}}/F_{\text{кр}} > 5$.

2. Продукты сгорания топлива в конце камеры сгорания представляют собой продиссоциировавшую газовую смесь, находящуюся в полном химическом и энергетическом равновесии соответственно данному давлению в камере сгорания и установившейся в ней температуре.

3. Коэффициент избытка окислителя, характеризующий химический состав продуктов сгорания топлива, является одинаковым по поперечному сечению камеры сгорания и не изменяющимся по длине сопла.

4. Кинетическая энергия продуктов сгорания при их движении в камере сгорания пренебрежимо мала по сравнению с энергосодержанием газов и поэтому принимается равной нулю.

5. При течении продуктов сгорания топлива в сопле камеры имеет место полностью равновесное изменение термодинамическо-

го состояния и состава газов в соответствии с изменением давления и температуры.

6. Трение газа о поверхность оболочки сопла камеры и их теплообмен с ней отсутствуют.

7. Течение газов в сопле камеры двигателя является изэнтропическим, т. е. осуществляется при постоянном значении энтропии; поскольку реакции горения полностью заканчиваются в камере сгорания, догорание топлива и теплообмен газа с окружающей средой отсутствуют.

8. Течение газов в сопле камеры также является одномерным и стационарным.

Четыре первых упомянутых условия положены в основу определения температуры и состава продуктов сгорания в камере сгорания двигателя, а четыре последних описывают схематизацию процесса истечения газов из сопла камеры.

Основными исходными данными для термодинамического расчета двигателя обычно являются:

- 1) абсолютная номинальная тяга двигателя;
- 2) назначение и программа работы двигателя;
- 3) характеристики горючего и окислителя;
- 4) давление газов в камере сгорания и в выходном сечении сопла двигателя.

Недостающие для расчета параметры и величины выбирают в процессе соответствующих расчетов, исходя из условий эксплуатации двигателя, экономических, конструктивных и других соображений.

Вид топлива иногда не задается, его выбирают в зависимости от условий работы двигателя и соображений эффективности, стоимости, простоты эксплуатации двигателя, получения наилучших летных характеристик боевого аппарата и т. п.

Правильный выбор параметров для расчета двигателя на практике представляет значительные трудности, так как пока по этому вопросу накоплено мало экспериментальных данных. Для некоторых параметров удается расчетным путем установить с небольшой погрешностью возможные пределы их изменения для каждого конкретного случая или выявить характер их влияния на основные характеристики работы двигателя, что значительно облегчает расчеты.

В большинстве случаев термодинамический расчет двигателя ведется для нескольких различных давлений в камере сгорания и коэффициентов избытка окислителя в топливе. Оптимальные из этих значений впоследствии используются для расчета двигателя во втором приближении с учетом характеристик снаряда.

Расчет двигателя обычно выполняют согласно заданному режиму его работы в следующем порядке.

1. Определяют состав и температуру продуктов сгорания топлива в камере сгорания и в выходном сечении сопла, скорость истечения, удельную тягу, импульс давления газов в камере сгорания,

средний показатель адиабатического процесса истечения газов из сопла камеры сгорания (по уравнению связи между давлением и удельным объемом газов).

2. Определяют основные геометрические характеристики камеры сгорания и сопла (объем, диаметр и длину камеры сгорания, диаметр критического и выходного сечений и длину сопла, выбирают форму камеры сгорания и профиль сопла).

3. Производят расчеты и строят графики, характеризующие изменение параметров газа в зависимости от давления в камере сгорания и избытка окислителя в топливе.

4. Производят расчеты и строят графики, характеризующие изменения параметров газа по длине сопла камеры двигателя.

В дальнейшем могут быть рассчитаны и построены графики дроссельных и высотных характеристик двигателя, выбраны и рассчитаны топливораспыливающее устройство, охлаждение камеры сгорания и сопла, система топливоподдачи и выполнены прочностные расчеты двигателя.

Термодинамический расчет двигателя можно производить аналитическим и графическим методами. Графический метод основан на использовании заранее построенных энтропийных диаграмм. Аналитический метод применяется в том случае, когда необходимо рассчитать один или небольшое число двигателей, а графический — когда необходимо рассчитать на одном и том же топливе большую серию двигателей.

Хотя термодинамический расчет двигателя по графическому методу (по энтропийным диаграммам) относительно быстрее аналитического, однако построение необходимой диаграммы, если таковая отсутствует, требует большой затраты времени.

При расчете ЖРД ряд перечисленных вопросов необходимо решать комплексно, так как только при этом условии можно правильно оценить и выбрать оптимальные параметры, произвести необходимые расчеты двигателя и впоследствии целесообразно конструктивно его оформить.

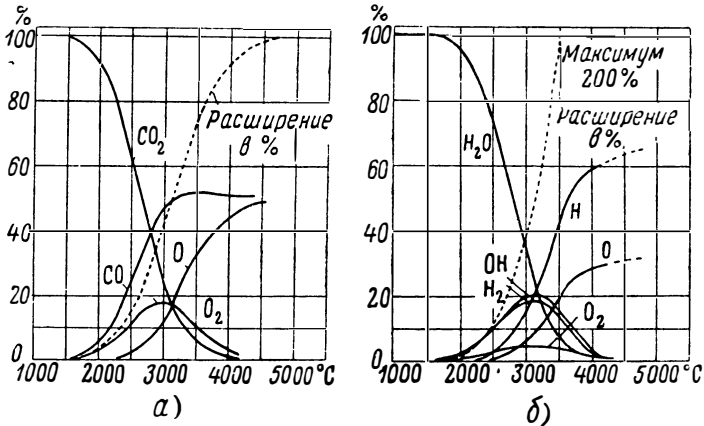
§ 8. Уравнения констант равновесия реакций диссоциации газов и материального баланса

Для определения теоретической температуры и состава продуктов сгорания топлива в камере сгорания и на выходе из сопла двигателя применяются уравнения констант равновесия реакций диссоциации газов и материального баланса (равенства между весами отдельных элементов в топливе и в продуктах сгорания этого топлива). Поэтому рассмотрим кратко эти уравнения.

Топливо, состоящее в общем случае из углерода С, водорода Н, кислорода О и азота N, сгорает в камере сгорания ЖРД при высокой температуре. Получаемые при этом продукты сгорания топлива значительно диссоциируют и могут состоять из газов: CO_2 , CO ,

H_2O , H_2 , OH , H , O_2 , O , N_2 , NO и N . Если топливо состоит из других элементов, то состав продуктов сгорания его соответственно будет иным.

Весовое содержание каждого из этих газов в смеси зависит от температуры и давления и может быть выражено в виде парциальных давлений. Для определения парциальных давлений n газов нужно иметь n уравнений.



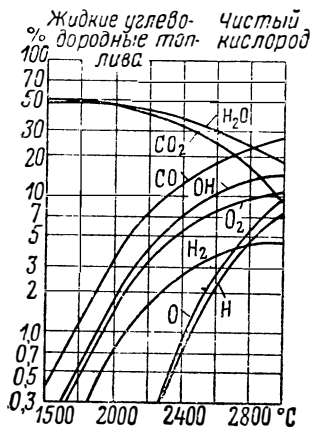
Фиг. 6. 8. Диссоциация CO_2 и H_2O при повышении температуры.

Зависимость состава продуктов сгорания топлива от температуры весьма резкая, так как при ее увеличении диссоциация газов значительно увеличивается, а при уменьшении — снижается. Меньшее влияние на состав продуктов сгорания имеет давление, повышение которого несколько подавляет диссоциацию газов и увеличивает количество продуктов полного сгорания.

При заданных значениях температуры и давления между отдельными компонентами продуктов сгорания топлива может устанавливаться химическое равновесие. При изменении температуры или давления это состояние равновесия нарушается, и продукты сгорания, изменяя свой состав, переходят в новое состояние химического равновесия. На фиг. 6. 8 приведены расчетные графики изменения объемного содержания газов в продуктах сгорания керосина ($C_r = 0,87$ и $H_r = 0,13$ кг/кг) с кислородом при $\alpha = 0,86$ и $p_k = 10$ ата в зависимости от температуры.

Графики показывают, что если температура сгорания меньше $2500^\circ C$, то при технических расчетах можно пренебречь диссоциацией молекулярных газов кислорода, водорода и азота, а также образованием NO . При температуре ниже $1500^\circ C$ диссоциация настолько незначительна, что при технических расчетах газ, температура которого ниже $1500^\circ C$, можно рассматривать как недиссоциированный.

Диссоциация CO_2 начинается при температуре около 1500°C (см. фиг. 6.8, а), и при 2000°C почти 10% CO_2 разлагается на CO и O_2 . При 2200°C становится значительным разложение молекулярного кислорода на атомы. При дальнейшем увеличении температуры диссоциация быстро увеличивается. При 2500°C диссоциирует почти половина первоначального CO_2 . При 3000°C количество молекулярного кислорода O_2 достигает максимальной величины, а при еще больших температурах газ будет состоять почти целиком из CO и атомарного кислорода O .



Фиг. 6.9. Состав продуктов сгорания углеводородного горючего с кислородом при различных температурах.

углеводородных горючих атомарные продукты могут составлять около 20% от общего объема продуктов.

Изменение химического состава продуктов сгорания топлива в зависимости от температуры можно характеризовать соответствующими уравнениями.

Рассмотрим эти уравнения для случая, когда топливо состоит из элементов C , H , O и N , так как этот случай наиболее характерен для применяемых в настоящее время топлив в ЖРД.

Общее уравнение химической реакции, в результате которой исходные вещества A и B переходят в продукты C и D , и наоборот, имеет вид



где a , b , c и d — числа молекул соответствующих веществ, участвующих в элементарном акте химической реакции.

При заданных значениях давления и температуры химическая реакция протекает в обоих направлениях с разной скоростью, величина которой зависит от парциальных давлений реагирующих газов.

Вследствие этого разложения молекул значительно расширяются образовавшиеся продукты, т. е., помимо расширения вследствие изменения температуры, происходит также расширение вследствие химического изменения состава продуктов.

Соответствующая картина диссоциации H_2O (см. фиг. 6.8, б) аналогична рассмотренной, но усложнена более ранним появлением гидроксила OH и расщеплением молекулярного водорода на атомы. Здесь H_2 и OH появляются почти в равных количествах на всем диапазоне температур.

Кривые этих фигур показывают, что атомарные продукты становятся заметными уже при температуре около 2000°C и при 2500°C достигают порядка 1%.

На фиг. 6.9 показан состав продуктов сгорания жидкого углеводородного горючего с кислородом. Расчеты показывают, что для

Скорость протекания прямой химической реакции (образования продуктов сгорания топлива)

$$V_1 = K_1 p_A^a p_B^b, \quad (6.23)$$

а скорость обратной химической реакции (диссоциации продуктов сгорания) будет

$$V_2 = K_2 p_C^c p_D^d, \quad (6.24)$$

где K_1 и K_2 — константы скоростей химических реакций; p_A , p_B , p_C и p_D — парциальные давления реагирующих газов.

Равновесие между прямой и обратной химическими реакциями устанавливается при условии равенства

$$V_1 = V_2 \text{ или } K_1 p_A^a p_B^b = K_2 p_C^c p_D^d. \quad (6.25)$$

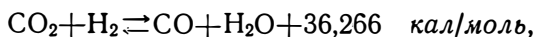
Отношение констант скоростей протекания прямой и обратной химических реакций, т. е.

$$\frac{K_1}{K_2} = \frac{p_C^c p_D^d}{p_A^a p_B^b} = K_p, \quad (6.26)$$

принято называть константой химического равновесия по парциальным давлениям газов.

Изменение химического состава упомянутых выше продуктов сгорания топлива, представляющих 11 химически активных газов, можно характеризовать совокупностью уравнений реакций диссоциации и констант равновесия, приведенных в табл. 6.1 (см. стр. 242).

Для расчета продуктов сгорания топлива удобно уравнение, полученное при вычитании (6.28) этой таблицы из уравнения (6.1), т. е.



для которого уравнение константы равновесия имеет вид

$$K_{2a} = \frac{p_{\text{CO}} p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{CO}_2} p_{\text{H}_2}} = f_{2a}(T), \quad (6.34)$$

где T — абсолютная температура, при которой имеет место равновесие химической реакции, в °К.

Легко заметить, что значение $\sqrt{p_{\text{O}_2}}$ является общим для большинства приведенных в табл. 6.1 констант равновесия, а именно:

$$\sqrt{p_{\text{O}_2}} = K_{p1} \frac{p_{\text{CO}_2}}{p_{\text{CO}}} = K_{p2} \frac{p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{H}_2}} = K_{p4} \frac{p_{\text{NO}}}{\sqrt{p_{\text{N}_2}}} = \frac{p_{\text{O}}}{\sqrt{K_{p6}}}. \quad (6.35)$$

Из этого равенства следует, что одна константа равновесия может быть заменена другой, например:

$$K_{p1} = K_{p2} \frac{p_{\text{H}_2\text{O}} p_{\text{CO}}}{p_{\text{H}_2} p_{\text{CO}_2}} = K_{p4} \frac{p_{\text{NO}} p_{\text{CO}}}{p_{\text{CO}_2} \sqrt{p_{\text{N}_2}}} = \frac{p_{\text{O}} p_{\text{CO}}}{p_{\text{CO}_2} \sqrt{K_{p6}}}. \quad (6.36)$$

Таблица 6.1

Уравнения реакций диссоциации газов с указанием химических энергий в кал/кмоль	Уравнения констант равновесия реакций диссоциации газов
$\text{CO}_2 \rightleftharpoons \text{CO} + 0,5\text{O}_2 + 94,051$	$K_{p1} = \frac{p_{\text{CO}} p_{\text{O}_2}^{0,5}}{p_{\text{CO}_2}} = f_1(T). \quad (6.27)$
$\text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{H}_2 + 0,5\text{O}_2 + 57,785$	$K_{p2} = \frac{p_{\text{H}_2} p_{\text{O}_2}^{0,5}}{p_{\text{H}_2\text{O}}} = f_2(T). \quad (6.28)$
$\text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{OH} + 0,5\text{H}_2 + 8,455$	$K_{p3} = \frac{p_{\text{OH}} p_{\text{H}_2}^{0,5}}{p_{\text{H}_2\text{O}}} = f_3(T). \quad (6.29)$
$\text{N}_2 + \text{O}_2 \rightleftharpoons 2\text{NO} + 21,600$	$K_{p4} = \frac{p_{\text{NO}}^2}{p_{\text{N}_2} p_{\text{O}_2}} = f_4(T). \quad (6.30)$
$\text{H}_2 \rightleftharpoons 2\text{H} + 2,082$	$K_{p5} = \frac{p_{\text{H}}^2}{p_{\text{H}_2}} = f_5(T). \quad (6.31)$
$\text{O}_2 \rightleftharpoons 2\text{O} + 59,534$	$K_{p6} = \frac{p_{\text{O}}^2}{p_{\text{O}_2}} = f_6(T). \quad (6.32)$
$\text{N}_2 \rightleftharpoons 2\text{N} + 112,500$	$K_{p7} = \frac{p_{\text{N}}^2}{p_{\text{N}_2}} = f_7(T). \quad (6.33)$

Значения соответствующих констант химического равновесия продуктов сгорания топлива K_p зависят только от температуры и при расчетах могут быть взяты из таблиц (см. приложения II и III). Когда прямые реакции являются реакциями диссоциации, значения констант равновесия с увеличением температуры возрастают.

Аналитическое определение значений K_p в зависимости от температуры связано с большими трудностями, так как для этого необходимо знать изменение энергии системы при протекании химической реакции, а также ряд величин, характеризующих молекулы газов. По мере изучения этого вопроса значения K_p уточняются. Поэтому при расчетах следует ориентироваться на последние, более точные результаты.

Уравнения материального баланса составляют приравниванием количества отдельных элементов топлива до сгорания к количеству их в продуктах сгорания этого топлива.

Если 1 кг обычного топлива в общем случае состоит по весу из элементов $C_r, H_r, O_r, N_r, C_o, H_o, O_o$ и N_o , то весовые доли каждого из этих элементов определяются по формулам:

а) углерода

$$C_r = \frac{C_r + \chi C_o}{1 + \chi} \text{ кг/кг};$$

б) водорода

$$H_r = \frac{H_r + \chi H_o}{1 + \chi} \text{ кг/кг};$$

в) кислорода

$$O_r = \frac{O_r + \chi O_o}{1 + \chi} \text{ кг/кг};$$

г) азота

$$N_r = \frac{N_r + \chi N_o}{1 + \chi} \text{ кг/кг},$$

где $C_r + H_r + O_r + N_r = 1$ кг.

При этом уравнения материального баланса элементов топлива будут иметь вид:

$$C_r = \frac{C_r + \chi C_o}{1 + \chi} = \frac{12}{\sum_i \nu_i p_i} (p_{CO_2} + p_{CO}) \text{ кг/кг}; \quad (6.37)$$

$$H_r = \frac{H_r + \chi H_o}{1 + \chi} = \frac{1}{\sum_i \nu_i p_i} (2p_{H_2O} + 2p_{H_2} + p_{OH} + p_H) \text{ кг/кг}; \quad (6.38)$$

$$O_r = \frac{O_r + \chi O_o}{1 + \chi} = \frac{16}{\sum_i \nu_i p_i} (2p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O} + p_{OH} + 2p_{O_2} + p_O + p_{NO}) \text{ кг/кг}; \quad (6.39)$$

$$N_r = \frac{N_r + \chi N_o}{1 + \chi} = \frac{14}{\sum_i \nu_i p_i} (2p_{N_2} + p_{NO} + p_N) \text{ кг/кг}. \quad (6.40)$$

Для исключения из этих уравнений неизвестной величины $\sum_i \mu_i p_i$ нужно поделить их почленно на одно из этих же уравнений.

Например, если поделить уравнения (6.37), (6.38) и (6.40) на уравнение (6.39), получим уравнения материального баланса следующих видов:

$$\frac{C_r}{O_r} = \frac{C_r + \chi C_o}{O_r + \chi O_o} = \frac{12}{16} \frac{p_{CO_2} + p_{CO}}{2p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O} + p_{OH} + 2p_{O_2} + p_O + p_{NO}}; \quad (6.41)$$

$$\frac{H_T}{O_T} = \frac{H_r + \gamma H_o}{O_r + \gamma O_o} = \frac{1}{16} \frac{2p_{H_2O} + 2p_{H_2} + p_{OH} + p_H}{2p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O} + p_{OH} + 2p_{O_2} + p_O + p_{NO}}; \quad (6.42)$$

$$\frac{N_T}{O_T} = \frac{N_r + \gamma N_o}{O_r + \gamma O_o} = \frac{14}{16} \frac{2p_{N_2} + p_{NO} + p_N}{2p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O} + p_{OH} + 2p_{O_2} + p_O + p_{NO}}. \quad (6.43)$$

Если в топливе с наличием воды до сгорания в общем случае содержится следующее число атомов отдельных элементов (по расчету на 1 кмоль горючего):

- а) углерода: $c_1 + \alpha \chi_\mu c_2$;
- б) водорода: $h_1 + \alpha \chi_\mu h_2 + 2(m_r + \alpha \chi_\mu m_o)$;
- в) кислорода: $o_1 + \alpha \chi_\mu o_2 + m_r + \alpha \chi_\mu m_o$;
- г) азота: $n_1 + \alpha \chi_\mu n_2$,

то уравнения материального баланса можно выразить следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{C_T}{O_T} &= \frac{c_1 + \alpha \chi_\mu c_2}{o_1 + m_r + \alpha \chi_\mu (o_2 + m_o)} = \\ &= \frac{p_{CO_2} + p_{CO}}{2p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O} + p_{OH} + 2p_{O_2} + p_O + p_{NO}}; \end{aligned} \quad (6.41')$$

$$\begin{aligned} \frac{H_T}{O_T} &= \frac{h_1 + 2m_r + \alpha \chi_\mu (h_2 + m_o)}{o_1 + m_r + \alpha \chi_\mu (o_2 + m_o)} = \\ &= \frac{2p_{H_2O} + 2p_{H_2} + p_{OH} + p_H}{2p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O} + p_{OH} + 2p_{O_2} + p_O + p_{NO}}; \end{aligned} \quad (6.42')$$

$$\begin{aligned} \frac{N_T}{O_T} &= \frac{n_1 + \alpha \chi_\mu n_2}{o_1 + m_r + \alpha \chi_\mu (o_2 + m_o)} = \\ &= \frac{2p_{N_2} + p_{NO} + p_N}{2p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O} + p_{OH} + 2p_{O_2} + p_O + p_{NO}}. \end{aligned} \quad (6.43')$$

Если в состав топлива азот не входит, то отпадает необходимость в уравнениях (6.30), (6.33) и упрощаются уравнения (6.40) или (6.42) и (6.43).

§ 9. Определение теоретической температуры и состава продуктов сгорания топлива в камере сгорания ЖРД

Теоретическая температура и соответствующий ей состав продуктов сгорания топлива при заданном давлении в камере сгорания определяются по следующей системе уравнений:

- 1) уравнения констант равновесия (6.27)—(6.33);
- 2) уравнения материального баланса (6.37)—(6.40) или (6.41)—(6.43);

3) уравнение баланса парциальных давлений продуктов сгорания топлива (газов);

$$p_k = \sum_i p_i = p_{CO_2} + p_{H_2O} + p_{CO} + p_{N_2} + p_{H_2} + p_{O_2} + p_{OH} + p_{NO} + p_H + p_O + p_N; \quad (6.44)$$

4) уравнение равенства энергосодержаний топлива и продуктов его сгорания (уравнение сохранения энергии):

$$I_T = I_K = \frac{1}{\mu_k \rho_k} \sum_i I'_i p_i \quad \text{ккал/кг}, \quad (6.45)$$

где I'_i — энергосодержание 1 кмоль i -го газа в смеси, берется из таблицы (см. приложение I);

μ_k — кажущийся молекулярный вес продуктов сгорания топлива, определяемый по формуле

$$\mu_k = \frac{1}{\rho_k} \sum_i \mu_i p_i; \quad (6.46)$$

здесь μ_i — молекулярный вес i -го газа в смеси.

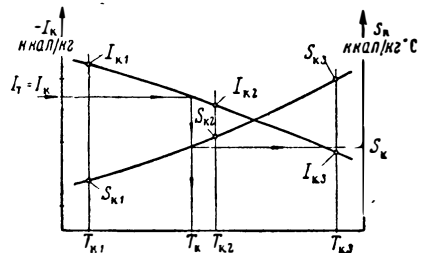
Наиболее часто расчеты по определению парциальных давлений температуры газов в камере сгорания двигателя ведут следующим образом.

1. Выбирают три значения предполагаемой температуры газов в камере сгорания $T_{к1}$, $T_{к2}$ и $T_{к3}$ и соответственно им определяют парциальные давления p_i отдельных газов в смеси по уравнениям (6.27—6.44).

2. Вычисляют при этих температурах и найденных значениях p_i энергосодержание газов в камере сгорания $I_{к1}$, $I_{к2}$ и $I_{к3}$ по уравнению (6.45).

3. Строят по трем расчетным точкам график зависимости I_k от T_k (фиг. 6.10) и по нему находят искомую теоретическую температуру газов в камере сгорания двигателя T_k (при сгорании топлива до химически равновесного состава газов должна установиться такая температура, при которой энергосодержание газов I_k равно энергосодержанию сжигаемого топлива I_T).

4. Определяют теоретический состав продуктов сгорания топлива при найденной температуре T_k по уравнениям (6.27—6.44) или графической интерполяцией ранее вычисленных значений p_i при трех выбранных значениях температуры; последняя сводится:



Фиг. 6.10. К определению температуры и энтропии газов в камере сгорания двигателя.

p_i кг/см²

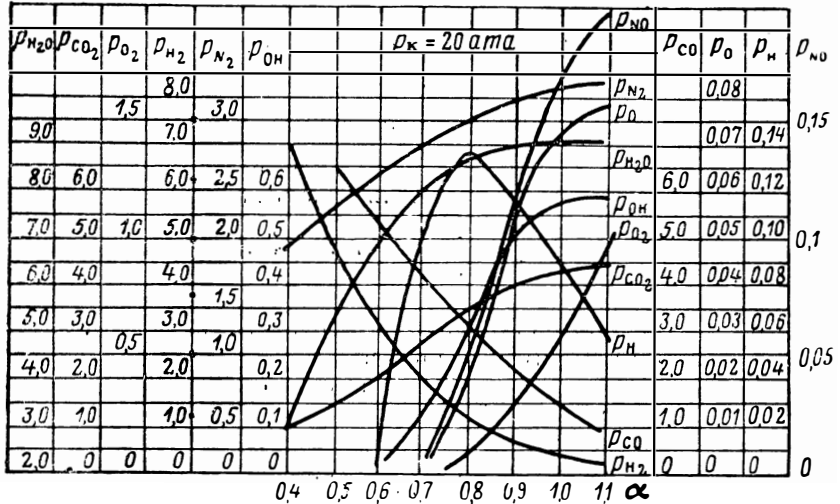


Fig. 6.11. Изменение состава продуктов сгорания тракторного керосина с азотной кислотой 96%-ной концентрации в зависимости от коэффициента избытка окислителя.

к построению соответствующих графиков зависимости p_i от $T_{к1}$, $T_{ж2}$ и $T_{к3}$ и нахождению по этим графикам теоретических значений p_i , отвечающих температуре $T_{к}$.

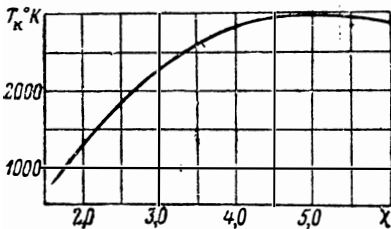


Fig. 6.12. Температура продуктов сгорания керосина и 96%-ной азотной кислоты при различных χ и $p_{ж} = 10 \div 40 \text{ атм}$.

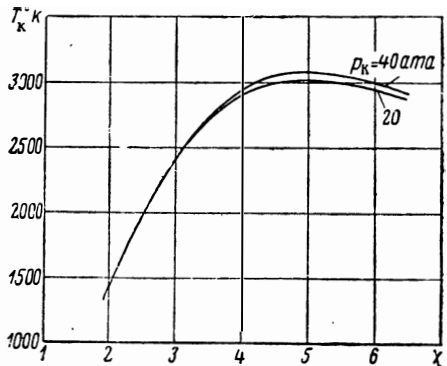
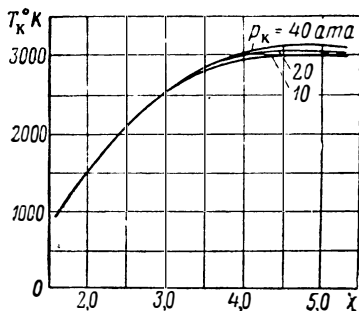


Fig. 6.13. Температура продуктов сгорания керосина и окислителя, состоящего из 80% HNO_3 , 98%-ной и 20% N_2O_4 при различных χ и $p_{ж}$.

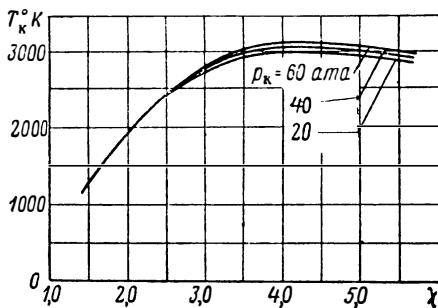
5. Наконец, при этой же температуре $T_{к}$ определяют энергосодержание, молекулярный вес, газовую постоянную и другие теоре-

гические параметры продуктов сгорания топлива (фиг. 6. 11—6. 23).

По графику фиг. 6. 10 можно также определить приближенно действительную температуру газов в камере сгорания двигателя,

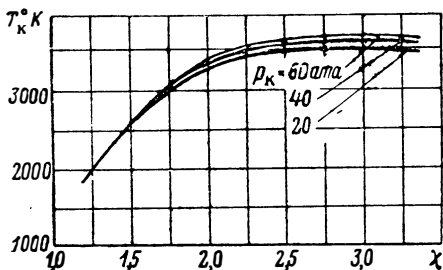


Фиг. 6. 14. Температура продуктов сгорания керосина и окислителя, состоящего из 60% HNO_3 98%-ной и 40% N_2O_4 при различных χ и p_k .

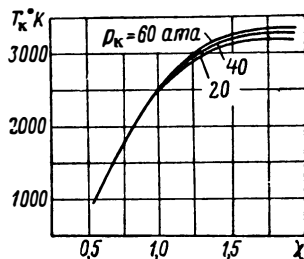


Фиг. 6. 15. Температура продуктов сгорания тонки-250 и окислителя, состоящего из 80% HNO_3 98%-ной и 20% N_2O_4 при различных χ и p_k .

если при вычислении энергосодержания топлива теплотворность горючего и окислителя уменьшить, умножив их на коэффициент физической полноты сгорания топлива $\varphi_{пк}$.



Фиг. 6. 16. Температура продуктов сгорания керосина и жидкого кислорода при различных χ и p_k .



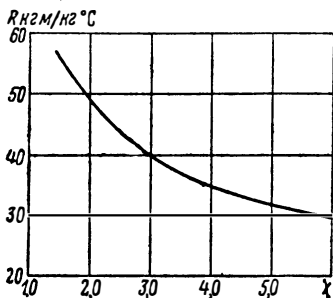
Фиг. 6. 17. Температура продуктов сгорания 93,5%-ного этилового спирта и жидкого кислорода при различных χ и p_k .

Расчетные значения теоретической температуры газов в камере сгорания выбирают по расчетным таблицам 5. 20 и 5. 21 или графикам фиг. 6. 11—6. 17.

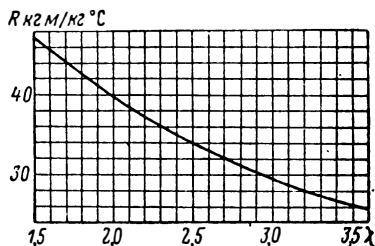
Следует иметь в виду, что температура газов в камере сгорания ЖРД в основном зависит от рода компонентов топлива, их

соотношения между собой (коэффициента избытка окислителя) и давления в камере сгорания.

Существует несколько способов решения приведенной системы уравнений (6.27—6.44) для определения парциальных давлений

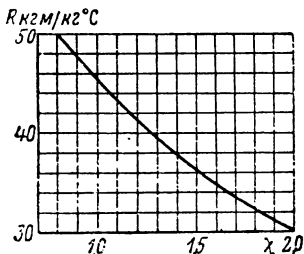


Фиг. 6.18. Газовая постоянная продуктов сгорания керосина и азотной кислоты 96%-ной весовой концентрации при различных χ (для этих продуктов сгорания R практически не зависит от температуры).

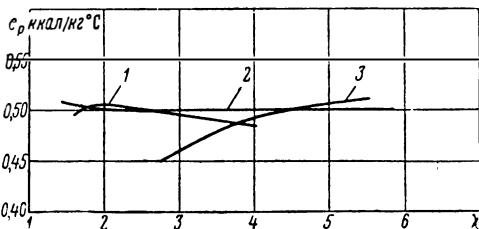


Фиг. 6.19. Газовая постоянная продуктов сгорания керосина и жидкого кислорода при различных χ (для этих продуктов сгорания R_k почти не зависит от давления).

продуктов сгорания топлива при выбранном значении температуры и заданном давлении в камере сгорания двигателя. Однако наиболее удобным является метод последовательных приближений.



Фиг. 6.20. Газовая постоянная продуктов сгорания этилового спирта 93,5%-ной весовой концентрации и жидкого кислорода при различных χ .

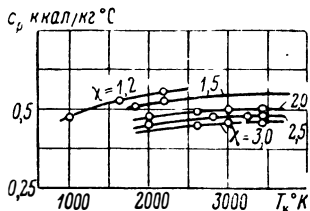


Фиг. 6.21. Теплоемкости продуктов сгорания топлива при различных коэффициентах состава

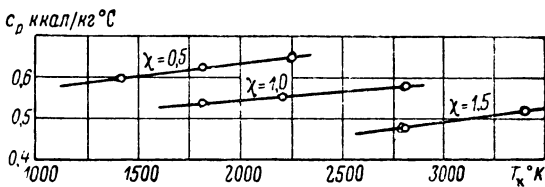
1—керосина+80% HNO_3 98%-ный+20% N_2O_4 ;
2—тонки-250+80% HNO_3 98%-ный+20% N_2O_4 ;
3—керосина+ HNO_3 96%-ной весовой концентрации.

который в зависимости от температуры продуктов сгорания может дать разные результаты, так как способ, дающий сходящуюся последовательность корней в одном случае, делает последовательность вычислений расходящейся в других случаях.

При решении уравнений методом последовательных приближений вначале приравнивают нулю парциальные давления тех газов, процентное содержание которых в газовой смеси при данных условиях сгорания топлива предполагается небольшим, и вычисляют парциальные давления остальных газов. Используя найденные p_i , определяют парциальные давления тех газов, значения которых вначале были приняты равными нулю, а затем с учетом последних вычисляют p_i основных газов во втором приближении. Эти операции повторяют до тех пор, пока не будет достигнута заданная точ-



Фиг. 6. 22. Теплоемкость c_p продуктов сгорания керосина и жидкого кислорода при различных χ в зависимости от температуры.



Фиг. 6. 23. Теплоемкость c_p продуктов сгорания этилового спирта 93,5%-ной концентрации и жидкого кислорода при различных χ в зависимости от температуры.

ность вычисления p_i и не удовлетворится при этом условие $\sum_i p_i = p_k$

Если разница значений p_i последующего и предыдущего приближений для данного расчета не превышает $\sim 0,02$ *ата*, то расчет на этом заканчивается.

Точность расчетов можно проверить путем:

а) определения констант равновесия по вычисленным p_i и сравнению их значений с исходными (табличными);

б) проверки, удовлетворяются ли уравнения абсолютного материального баланса (6. 37—6. 39) при вычисленных значениях p_i . Если эти уравнения удовлетворяются, то в выполненных вычислениях ошибок нет.

При наличии в топливе азота рекомендуется в первом приближении приравнивать нулю парциальные давления газов O_2 , NO , N , O , H и OH . При этом условии в системе уравнений остается всего пять неизвестных парциальных давлений основных газов:

$$p_{CO_2}, p_{H_2O}, p_{CO}, p_{N_2} \text{ и } p_{H_2}.$$

Для определения этих p_i пользуются уравнениями (6. 41—6.44). Дополнительным здесь служит уравнение (6. 34).

Решая эту систему уравнений, определяют в первом приближении значения парциальных давлений основных газов p_{CO_2} , p_{H_2O} , p_{CO} , p_{N_2} и p_{H_2} , которые затем подставляют в уравнения (6. 27—6. 33) и находят давления p_{O_2} , p_{OH} , p_{NO} , p_H , p_O и p_N . Потом по

уравнениям (3.4—6.44) определяют парциальные давления основных газов во втором приближении.

Если разности между парциальными давлениями первого и второго приближений оказываются большими, чем допускается расчетом, то выполняется третье приближение и т. д.

Для сокращения числа приближений при последующих более высоких выбранных значениях предполагаемой температуры в камере сгорания $T_{к2}$ или $T_{к3}$ рекомендуется за первое приближение принять состав газов (значения p_i), вычисленный при предыдущей более низкой температуре $T_{к1}$ или $T_{к2}$.

Это значит, что, если, например, значения p_i были определены при температуре $T_{к1}=2800^\circ\text{K}$, то эти значения следует принять за состав газов первого приближения при вычислении парциальных давлений газов при температуре, например, $T_{к2}=3000^\circ\text{K}$ и определять p_i во втором приближении, а затем в третьем и т. д., пока не будет получена желаемая точность результатов вычислений.

Если при вычислениях будет обнаружена расходящаяся последовательность корней, то вначале задаются предполагаемой величиной парциального давления одного из газов (например кислорода p_{O_2}), а затем вычисляют парциальные давления других газов.

При отсутствии азота в топливе рекомендуется следующий порядок решения системы уравнений:

1) при температурах до 2300°K наиболее быстро приводит к цели метод, при котором приравнивают нулю парциальные давления p_{O_2} , p_{H_2} , p_{OH} , p_{CO} и p_{H_2O} , если $\alpha < 1$, или p_{O_2} , p_{H_2} , p_{OH} , p_{CO} и p_{H_2O} , если $\alpha > 1$;

2) при температурах от 2300 до 3000°K приравнивают нулю только давления p_{O_2} , p_{H_2} , p_{OH} и p_{CO} при $\alpha < 1$ или p_{O_2} , p_{H_2} , p_{OH} и p_{H_2O} при $\alpha > 1$;

3) при температурах выше 3000°K рекомендуется приравнивать нулю p_{O_2} , p_{H_2} , p_{H_2O} и p_{CO} , а остальные четыре неизвестных находить из уравнений (6.41—6.44) и уравнения, полученного исключением из уравнений (6.27—6.29) давлений p_{O_2} и p_{H_2} , т. е.

$$\frac{K_{p1}K_{p3}}{K_{p2}} = \frac{p_{CO}p_{OH}^2}{p_{CO_2}p_{H_2O}} = K_{3a}. \quad (6.47)$$

При этом вычисления становятся значительно сложнее, так как решение системы уравнений приводит к уравнению третьей степени. В этом случае целесообразнее выбрать одно из парциальных давлений и решить систему уравнений для определения остальных p_i (лучше задаться значением p_{O_2}). Если в первом приближении получится $\sum_i p_i < p_k$, следует увеличить выбранное p_i второго прибли-

жения по сравнению с p_i первого приближения и, наоборот, если $\sum_i p_i > p_k$.

Таким образом, система из первых 10 или 11 уравнений для определения p_i может быть решена для нескольких выбранных значений предполагаемой температуры газов в камере сгорания двигателя.

Для определения температуры газов в камере сгорания двигателя можно задаться также только одним произвольным предполагаемым значением их температуры T_k и определить указанным выше методом соответствующие ей парциальные давления этих газов, а затем вычислить по формуле (6.45) энергосодержание газовой смеси I_k .

Если найденное значение I_k не совпадает с энергосодержанием используемого топлива I_T , т. е. если $I_k \neq I_T$, нужно задаться другим значением температуры T_k и повторить расчеты до тех пор, пока не будет достигнуто равенство $I_k = I_T$. При удачном выборе температуры T_k достаточно провести два или три приближения.

Основная трудность при проведении этих расчетов по-прежнему заключается в определении равновесного состава продуктов сгорания топлива соответственно выбранной температуре в камере сгорания двигателя.

При определении парциальных давлений при помощи приведенной выше системы уравнений в расчет принимают только вещественные и положительные корни. Точность вычислений может ограничиваться третьим или четвертым знаком.

§ 10. Методы решения системы уравнений при определении теоретической температуры и состава продуктов сгорания топлива

Для упрощения расчетов приведенную выше систему уравнений по определению состава продуктов сгорания топлива в камере сгорания двигателя методом последовательных приближений целесообразно привести к более удобному виду.

Если в состав топлива входит азот, то эту систему уравнений целесообразно преобразовать следующим образом.

Выразим вначале уравнения (6.37—6.40) в виде отношений:

$$\frac{C_T}{N_T} = \frac{12}{14} \frac{p_{CO_2} + p_{CO}}{2p_{N_2} + p_{NO} + p_N} \quad \text{или} \quad \frac{p_{CO_2} + p_{CO}}{2p_{N_2} + A} = \frac{7}{6} \frac{C_T}{N_T} = Q, \quad (6.48)$$

откуда

$$p_{CO_2} + p_{CO} = Q(2p_{N_2} + A),$$

где $A = p_{NO} + p_N$;

$$\frac{H_T}{N_T} = \frac{1}{14} \frac{2p_{H_2O} + 2p_{H_2} + p_{OH} + p_H}{2p_{N_2} + p_{NO} + p_N}$$

или

$$\frac{p_{H_2O} + 2p_{H_2} + B}{2p_{N_2} + A} = 14 \frac{H_T}{N_T} = R, \quad (6.49)$$

откуда

$$p_{H_2O} + p_{H_2} = \frac{R}{2} (2p_{N_2} + A) - \frac{B}{2},$$

где $B = p_{OH} + p_H$;

$$\frac{O_T}{C_T} = \frac{16}{12} \frac{2p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O} + 2p_{O_2} + p_O + p_{OH} + p_{NO}}{p_{CO_2} + p_{CO}}$$

или

$$\frac{2p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O} + D}{p_{CO_2} + p_{CO}} = \frac{3}{4} \frac{O_T}{C_T} = S, \quad (6.50)$$

где

$$D = 2p_{CO_2} + p_O + p_{OH} + p_{NO}.$$

Уравнение (6.44) приведем к виду

$$p_K = p_{CO_2} + p_{H_2O} + p_{CO} + p_{N_2} + p_{H_2} + E, \quad (6.51)$$

где

$$E = p_{O_2} + p_{OH} + p_{NO} + p_H + p_O + p_N.$$

Заменяя в уравнении (6.51) суммы $p_{CO_2} + p_{CO}$ и $p_{H_2O} + p_{H_2}$ их выражениями, взятыми из уравнений (6.48) и (6.49), получим

$$p_K = Q(2p_{N_2} + A) + \frac{R}{2}(2p_{N_2} + A) - \frac{B}{2} + p_{N_2} + E,$$

откуда

$$p_{N_2} = \frac{p_K - E + \frac{B}{2} - A \left(Q + \frac{R}{2} \right)}{2Q + R + 1}. \quad (6.52)$$

Из уравнения (6.22) найдем

$$p_{CO} = Q(2p_{N_2} + A) - p_{CO_2} \quad \text{или} \quad p_{CO} = a - p_{CO_2}, \quad (6.53)$$

где $a = Q(2p_{N_2} + A)$.

Подставляя в числитель и знаменатель уравнения (6.50) значение суммы $p_{CO_2} + p_{CO}$, получим

$$\frac{p_{CO_2} + Q(2p_{N_2} + A) + p_{H_2O} + D}{Q(2p_{N_2} + A)} = S,$$

откуда $p_{H_2O} = Q(2p_{N_2} + A)(S - 1) - D - p_{CO_2}$

или

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = b - p_{\text{CO}_2}, \quad (6.54)$$

где $b = Q(2p_{\text{N}_2} + A)(S-1) - Д$.

Из уравнения (6.23) также найдем

$$p_{\text{H}_2} = \frac{R}{2}(2p_{\text{N}_2} + A) - \frac{B}{2} - p_{\text{H}_2\text{O}}$$

или с учетом выражения (6.54)

$$\begin{aligned} p_{\text{H}_2} &= \frac{R}{2}(2p_{\text{N}_2} + A) - \frac{B}{2} - Q(2p_{\text{N}_2} + A)(S-1) + Д + p_{\text{CO}_2} = \\ &= (2p_{\text{N}_2} + A) \left[\frac{R}{2} - Q(S-1) \right] - \frac{B}{2} + Д + p_{\text{CO}_2}, \quad \text{или} \quad p_{\text{H}_2} = c - p_{\text{CO}_2}, \end{aligned} \quad (6.55)$$

где $c = (2p_{\text{N}_2} + A) \left[\frac{R}{2} - Q(S-1) \right] - \frac{B}{2} + Д$.

Так как при определении состава продуктов сгорания топлива в первом приближении значения A , B , $Д$ и E равны нулю, то уравнения (6.53—6.55) будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} p_{\text{N}_2} &= \frac{p_{\text{K}}}{2Q + R + 1}; & p_{\text{CO}} &= 2Qp_{\text{N}_2} - p_{\text{CO}_2}; \\ p_{\text{H}_2\text{O}} &= 2Qp_{\text{N}_2}(S-1) - p_{\text{CO}_2} & \text{и} & \quad p_{\text{H}_2} = 2p_{\text{N}_2} \left[\frac{R}{2} - Q(S-1) \right] - p_{\text{CO}_2}. \end{aligned} \right\} (6.56)$$

Эти уравнения совместно с уравнением (6.34) являются основными для последующего решения. Дополнительными являются уравнения констант равновесия (6.1—6.7), которым также придадим вид

$$\left. \begin{aligned} p_{\text{O}_2} &= \left(K_{\text{p1}} \frac{p_{\text{CO}_2}}{p_{\text{CO}}} \right)^2; & p_{\text{OH}} &= K_{\text{p3}} \frac{p_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{p_{\text{H}_2}}}; & p_{\text{NO}} &= \sqrt{K_{\text{p4}} p_{\text{N}_2} p_{\text{O}_2}}; \\ p_{\text{H}} &= \sqrt{K_{\text{p5}} p_{\text{H}_2}}; & p_{\text{O}} &= \sqrt{K_{\text{p6}} p_{\text{O}_2}} & \text{и} & \quad p_{\text{N}} = \sqrt{K_{\text{p7}} p_{\text{N}_2}}. \end{aligned} \right\} (6.57)$$

Порядок решения приведенной здесь системы уравнений следующий.

1. По уравнениям (6.48)—(6.50) вычисляем коэффициенты Q , R и S , используя данные элементарного состава топлива.

2. В первом приближении принимаем равными нулю парциальные давления p_{O_2} , p_{OH} , p_{NO} , p_{H} , p_O и p_N , в результате чего A , B , D и E будут равны нулю. При таком допущении в системе уравнений остаются неизвестными только давления p_{CO_2} , p_{H_2O} , p_{CO} , p_N и p_{H_2} .

3. Подставив в уравнение (6.34) приведенные выше выражения для p_{CO} , p_{H_2O} и p_{H_2} [см. уравнения (6.53) — (6.55)], получим

$$K_{2a} = \frac{p_{CO} p_{H_2O}}{p_{CO_2} p_{H_2}} = \frac{(a - p_{CO_2})(b - p_{CO_2})}{p_{CO_2}(c - p_{CO_2})}. \quad (6.58)$$

Решая это квадратное уравнение, найдем значение p_{CO_2} .

Из двух корней решения уравнений выбираем то, которое дает положительные значения всех остальных парциальных давлений газов.

Так как неточность в определении коэффициентов a , b и c сильно затрудняет дальнейшие расчеты, то рекомендуется проверять правильность их вычисления по соотношению $a + b + c = p_k - p_{N_2}$.

4. По уравнениям (6.53) — (6.55) определяем значения p_{CO} , p_{H_2O} и p_{H_2} , а также проверяем, не допущены ли при этом ошибки. Для этого при помощи найденных p_i находим значение K_{2a} и сравниваем его с исходным табличным значением.

5. По уравнениям (6.57) вычисляем во втором приближении значения p_i тех газов, которые в первом приближении были приняты равными нулю. Потом по найденным значениям p_{O_2} , p_{OH} , p_{NO} , p_{H} , p_O и p_N определяем величины A , B , D и E .

6. По уравнениям (6.34) и (6.53) — (6.55) определяем p_{CO} , p_{H_2O} , p_{CO} , p_{H_2} и p_{N_2} во втором приближении.

Если разности между p_i первого и второго приближений окажутся больше допустимых при данном расчете, то выполняем третье и последующее приближения и так до тех пор, пока не будет достигнута желаемая точность в определении p_i .

Если в состав топлива азот не входит, то парциальные давления продуктов сгорания при выбранной температуре и заданном давлении в камере сгорания двигателя определяем следующим образом.

1. По данным существующих расчетов или графиков продуктов сгорания топлива выбираем значение парциального давления кислорода первого приближения $p_{O_2} = a^2$ и выражаем парциальные давления остальных газов в зависимости от p_{CO_2} и p_{H_2O} следующим образом:

Общий вид исходной системы уравнений	Расчетный вид уравнений, получаемых после соответствующих преобразований исходных уравнений
$K_{p1} = \frac{p_{CO} p_{O_2}^{0,5}}{p_{CO_2}}$	$p_{CO} = K_{p1} \frac{p_{CO_2}}{p_{O_2}^{0,5}} = \frac{K_{p1}}{a} p_{CO_2} = b p_{CO_2}; \quad (1)$ $b = \frac{K_{p1}}{a}$
$K_{p2} = \frac{p_{H_2} p_{O_2}^{0,5}}{p_{H_2O}}$	$p_{H_2} = K_{p2} \frac{p_{H_2O}}{p_{O_2}^{0,5}} = \frac{K_{p2}}{a} p_{O_2} = c p_{H_2O}; \quad (2)$ $c = \frac{K_{p2}}{a}$
$K_{p3} = \frac{p_{OH} p_{H_2}^{0,5}}{p_{H_2O}}$	$p_{OH} = K_{p3} \frac{p_{H_2O}}{p_{H_2}^{0,5}} = \frac{K_{p3} p_{H_2O}}{\sqrt{c_H p_{H_2O}}} = d \sqrt{p_{H_2O}}; \quad (3)$ $d = \frac{K_{p3}}{\sqrt{c}}$
$K_{p5} = \frac{p_H^2}{p_{H_2}}$	$p_H = \sqrt{K_{p5}} \sqrt{p_{H_2}} =$ $= \sqrt{K_{p5}} \sqrt{c_H p_{H_2O}} = e \sqrt{p_{H_2O}}; \quad (4)$ $e = \sqrt{c K_{p5}}$
$K_{p6} = \frac{p_O^2}{p_{O_2}}$	$p_O = \sqrt{p_{O_2}} \sqrt{K_{p6}} = a \sqrt{p_{O_2}} = f \quad (5)$
<p>Уравнение относительного материального баланса:</p> $\frac{2(p_{H_2O} + p_{H_2}) + p_{OH} + p_H}{p_{CO_2} + p_{CO}} =$ $= 12 \frac{H_T}{C_T} = A$	<p>После подстановки полученных выше выражений для i в исходные уравнения относительного материального баланса и преобразований получим</p> $2(1+c)p_{H_2O} + (d+e)\sqrt{p_{H_2O}} =$ $= A(1+b)p_{CO_2}, \quad (6)$ <p>где $(1+c)p_{H_2O} = p_{H_2O} + p_{H_2}$;</p> $(d+e)\sqrt{p_{H_2O}} = p_{OH} + p_H;$ $(1+b)p_{CO_2} = p_{CO_2} + p_{CO}$

Продолжение

Общий вид исходной системы уравнений	Расчетный вид уравнений, получаемых после соответствующих преобразований исходных уравнений
<p>Уравнение относительного материального баланса:</p> $\frac{2(p_{CO_2} + p_{O_2}) + p_{CO} + p_{H_2O} + p_{OH} + p_O}{p_{CO_2} + p_{CO}} =$ $= \frac{3}{4} \frac{O_T}{C_T} = B$	<p>Аналогично предыдущему уравнению получим</p> $p_{H_2O} + d\sqrt{p_{H_2O}} + p_{O_2} + p_O + 2p_{CO_2} + p_{CO} = B(1+b)p_{CO_2}$ <p>или</p> $p_{H_2O} + d\sqrt{p_{H_2O}} + p_{O_2} + p_O = [(B-1)(1+b) - 1]p_{CO_2} \quad (7)$ <p>где $p_{CO} = (1+b)p_{CO_2} - p_{CO_2}$</p>

Примечание. Уравнения, включающие p_i азотосодержащих газов, исключены из общей системы уравнений, как не нужные для расчета.

2. Разделив уравнения (6) на уравнение (7) материального баланса, получим

$$\frac{2(1+c)p_{H_2O} + (d+e)\sqrt{p_{H_2O}}}{p_{H_2O} + d\sqrt{p_{H_2O}} + 2p_{O_2} + p_O} = \frac{A(1+b)}{(B-1)(1+b) - 1} = g$$

или

$$h(\sqrt{p_{H_2O}})^2 - n\sqrt{p_{H_2O}} - gm = 0,$$

откуда

$$\sqrt{p_{H_2O}} = \frac{n + \sqrt{n^2 + 4hgm}}{2h},$$

где $h = 2(1+c) - g$; $n = d(g-1) - e$; $m = 2a^2 + f$.

Полученное квадратное уравнение имеет только один положительный корень, так как отрицательные значения p_i в действительности не могут иметь места.

Определяем p_i остальных газов в смеси, используя для этого соответствующие формулы.

Для проверки правильности принятого для расчетов значения p_{O_2} применяют уравнение $\Sigma p_i = p_k$. Если Σp_i с допустимой точностью сходится с заданным p_k , то расчет на этом заканчивают.

Если же Σp_i больше p_k , чем можно допустить в расчете, то определяют состав продуктов сгорания во втором приближении и т. д., задаваясь большим значением $p_{O_2} = a^2$, а если $\Sigma p_i < p_k$, то наоборот.

При выборе значения p_{O_2} можно ориентировочно руководствоваться тем, что оно пропорционально получаемому значению Σp_i .

Расчеты по определению p_i удобно производить в таком порядке, как это показано в табл. 6.5.

Аналогично определяем состав и температуру газов в выходном сечении сопла. При этом разница состоит только в том, что здесь вместо равенства энергосодержаний добиваемся получения равенства энтропий в камере сгорания S_k и в выходном сечении сопла S_b . Атомарные газы при сравнительно низких температурах газов в выходном сечении сопла будут отсутствовать; некоторые парциальные давления будут близки к нулю (например, p_{OH} , p_{H_2} , p_{O_2} и др.).

Кроме изложенных нами методов последовательных приближений для определения составов продуктов сгорания простейших топлив (состоящих из элементов С, Н, О и N) при заданных значениях давления и температуры, существуют и другие методы, которые позволяют вести расчеты при высоких температурах и малых или больших избытках окислителя, при переменном давлении или соотношении компонентов топлива.

Сложность и трудоемкость расчетов значительно возрастают в тех случаях, когда топливо состоит из большого числа элементов. Однако и для этих случаев имеются наиболее удобные методы расчетов. Большие серии расчетов, необходимые, например, для построения диаграммы $I-S$, можно проводить при помощи электронно-счетных машин.

Ниже приводится примерный расчет характеристик продуктов сгорания керосина с азотной кислотой.

Пример 2. Определить состав и другие параметры продуктов сгорания керосина ($C_T = 0,865$; $H_T = 0,135$ и $O_T = 0$) с азотной кислотой 98%-ной весовой концентрации при $p_k = 30$ *атм*, $T_k = 2900$; 3000 и 3100° К, если $C_T = 0,161$; $H_T = 0,040$; $O_T = 0,622$ и $N_T = 0,177$ *кг/кг*, $I_T = -677$ *ккал/кг*.

Решение.

1. Выражаем заданное давление газов в камере сгорания в физических атмосферах:

$$p_k = \frac{30}{1,033} = 29 \text{ атм.}$$

2. Вычисляем постоянные коэффициенты, зависящие от заданного элементарного весового состава топлива:

$$Q = \frac{7}{6} \frac{C_T}{N_T} = \frac{7}{6} \frac{0,161}{0,177} = 1,06; \quad R = 14 \frac{H_T}{N_T} = 14 \frac{0,04}{0,177} = 3,16$$

и

$$S = \frac{3}{4} \frac{O_T}{C_T} = \frac{3}{4} \frac{0,622}{0,161} = 2,90.$$

Первое приближение.

3. Определяем парциальные давления газов в первом приближении:

$$p_{N_2} = \frac{p_k}{2Q + R + 1} = \frac{29}{2 \cdot 1,06 + 3,162 + 1} = 4,62;$$

$$p_{CO} = 2Qp_{N_2} - p_{CO_2} = 2 \cdot 1,06 \cdot 4,62 - p_{CO_2} = 9,80 - p_{CO_2};$$

$$p_{H_2O} = 2Qp_{N_2} (S - 1) - p_{CO_2} = 9,80 (2,90 - 1) - p_{CO_2} = 18,60 - p_{CO_2};$$

$$p_{H_2} = 2p_{N_2} \left[\frac{R}{2} + Q(S - 1) \right] + p_{CO_2} = 2 \cdot 4,62 \left[\frac{3,16}{2} - 1,06 (2,90 - 1) \right] + p_{CO_2} = p_{CO_2} - 4,07.$$

Суммируя полученные коэффициенты

$a + b + c = 9,80 + 18,60 - 4,07 = 24,33$ и $p_K - p_{N_2} = 29,00 - 4,62 = 24,38$, убеждаемся, что вычислены они без ошибок и существенных погрешностей.

4. После подстановки найденных выражений для парциальных давлений в уравнение (6.34) получаем

$$K_{2a} = \frac{p_{CO} p_{H_2O}}{p_{CO_2} p_{H_2}} = \frac{(9,80 - p_{CO_2})(18,60 - p_{CO_2})}{p_{CO_2}(p_{CO_2} - 4,07)}$$

При выбранном значении ожидаемой температуры газов 3000 К по таблице находим $K_{2a} = 7,382$, в связи с чем последнее уравнение для K_{2a} примет вид

$$6,38p_{CO_2}^2 - 1,60p_{CO_2} - 182,3 = 0,$$

откуда

$$p_{CO_2} = \frac{1,60 + \sqrt{1,6^2 + 4 \cdot 182,3 \cdot 6,38}}{2 \cdot 6,38} = 5,48;$$

$$p_{CO} = 9,80 - p_{CO_2} = 9,80 - 5,48 = 4,32;$$

$$p_{H_2O} = 18,60 - p_{CO_2} = 18,60 - 5,48 = 13,12;$$

$$p_{H_2} = p_{CO_2} - 4,07 = 5,48 - 4,07 = 1,41.$$

После проверки получаем:

а) по общему давлению в камере сгорания

$$\sum p_i = 4,62 + 5,48 + 4,32 + 13,12 + 1,41 = 28,95 \text{ атм при } p_K = 29 \text{ атм};$$

б) по константе равновесия

$$K_{2a} = \frac{p_{CO} p_{H_2O}}{p_{CO_2} p_{H_2}} = \frac{4,32 \cdot 13,12}{5,48 \cdot 1,41} = 7,36 \text{ вместо } 7,382.$$

Второе приближение.

5. Определяем парциальные давления остальных шести газов во втором приближении, взяв константы равновесия при температуре 3000° К из таблицы (см. приложения II и III):

$$K_{p1} = 0,3417; \quad K_{p3} = 0,04841; \quad K_{p4} = 0,01472;$$

$$K_{p5} = 0,02475; \quad K_{p6} = 0,01441 \text{ и } K_{p7} = 0,1879 \cdot 10^{-6}.$$

При этом получаем следующие значения парциальных давлений газов:

$$p_{O_2} = \left(K_{p1} \frac{p_{CO_2}}{p_{CO}} \right)^2 = \left(0,3417 \frac{5,48}{4,32} \right)^2 = 0,188;$$

$$p_{OH} = K_{p3} \frac{p_{H_2O}}{\sqrt{p_{H_2}}} = 0,04841 \frac{13,12}{\sqrt{1,41}} = 0,534;$$

$$p_{NO} = \sqrt{K_{p4} p_{N_2} p_{O_2}} = \sqrt{0,01472 \cdot 4,62 \cdot 0,188} = 0,113;$$

$$p_H = \sqrt{K_{p5} p_{H_2}} = \sqrt{0,02475 \cdot 1,41} = 0,187;$$

$$p_O = \sqrt{K_{p6} p_{O_2}} = \sqrt{0,0144 \cdot 0,188} = 0,052;$$

$$p_N = \sqrt{K_{p7} p_{N_2}} = \sqrt{0,1879 \cdot 10^{-6} \cdot 4,62} = 0,003.$$

6. Определяем коэффициенты A , B , D , E :

$$A = p_{\text{NO}} + p_{\text{N}} = 0,113 + 0,003 = 0,116;$$

$$B = p_{\text{OH}} + p_{\text{H}} = 0,534 + 0,187 = 0,721;$$

$$D = 2p_{\text{O}_2} + p_{\text{OH}} + p_{\text{NO}} + p_{\text{O}} = 2 \cdot 0,188 + 0,534 + 0,113 + 0,052 = 1,075;$$

$$E = p_{\text{O}_2} + p_{\text{OH}} + p_{\text{NO}} + p_{\text{H}} + p_{\text{O}} + p_{\text{N}} = 0,188 + 0,534 + 0,113 + 0,187 + 0,052 + 0,003 = 1,077.$$

7. Определяем парциальные давления основных газов во втором приближении:

$$p_{\text{N}_2} = \frac{p_{\text{K}} - E + \frac{B}{2} - A \left(Q + \frac{R}{2} \right)}{2Q + R + 1} =$$

$$= \frac{29 - 1,077 + \frac{0,721}{2} - 0,116 \left(1,06 + \frac{3,16}{2} \right)}{2 \cdot 1,06 + 3,16 + 1} = 4,46;$$

$$p_{\text{CO}} = Q(2p_{\text{N}_2} + A) - p_{\text{CO}_2} = 1,06(2 \cdot 4,46 + 0,116) - p_{\text{CO}_2} = 9,58 - p_{\text{CO}_2};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = Q(2p_{\text{N}_2} + A)(S - 1) - D - p_{\text{CO}_2} = 9,58(2,90 - 1) - 1,075 - p_{\text{CO}_2} =$$

$$= 17,12 - p_{\text{CO}_2};$$

$$p_{\text{H}_2} = (2p_{\text{N}_2} + A) \left[\frac{R}{2} - Q(S - 1) \right] - \frac{B}{2} + D + p_{\text{CO}_2} =$$

$$= (2 \cdot 4,46 + 0,116) \left[\frac{3,16}{2} - 1,06(2,90 - 1) \right] - \frac{0,721}{2} + 1,075 + p_{\text{CO}_2} = p_{\text{CO}_2} - 3,27.$$

При этом уравнение (6.34) примет вид

$$K_{2a} = \frac{(9,58 - p_{\text{CO}_2})(17,12 - p_{\text{CO}_2})}{p_{\text{CO}_2}(p_{\text{CO}_2} - 3,27)} = 7,38$$

или

$$6,38p_{\text{CO}_2}^2 + 2,58p_{\text{CO}_2} - 164 = 0,$$

откуда

$$p_{\text{CO}_2} = \frac{-2,58 + \sqrt{2,58^2 + 4 \cdot 164 \cdot 6,38}}{2 \cdot 6,38} = 4,87.$$

Отсюда

$$p_{\text{CO}} = 9,58 - 4,87 = 4,71; \quad p_{\text{H}_2\text{O}} = 17,12 - 4,87 = 12,25;$$

$$p_{\text{H}_2} = 4,87 - 3,27 = 1,60.$$

Проверка дает следующие результаты:

$$\sum p_i = p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{H}_2} + p_{\text{N}_2} + E =$$

$$= 4,87 + 4,71 + 12,25 + 1,60 + 4,46 + 1,077 = 28,967 \text{ вместо } p_{\text{K}} = 29 \text{ ат.м.};$$

$$K_{2a} = \frac{4,71 \cdot 12,25}{4,87 \cdot 1,60} = 7,40 \text{ вместо } 7,38.$$

Третье приближение

8. Определяем парциальные давления шести газов, для чего формулы и константы равновесия берем из второго приближения:

$$p_{O_2} = \left(0,3417 \frac{4,87}{4,71}\right)^2 = 0,124; \quad p_{OH} = 0,0484 \frac{12,25}{\sqrt{1,60}} = 0,468;$$

$$p_{NO} = \sqrt{0,0147 \cdot 4,46 \cdot 0,124} = 0,091; \quad p_H = \sqrt{0,02475 \cdot 1,60} = 0,199;$$

$$p_O = \sqrt{0,0144 \cdot 0,124} = 0,042 \quad \text{и} \quad p_N = \sqrt{1,88 \cdot 10^{-6} \cdot 4,46} = 0,003.$$

9. Определяем коэффициенты:

$$A = 0,091 + 0,003 = 0,094; \quad B = 0,468 + 0,199 = 0,667;$$

$$D = 2 \cdot 0,124 + 0,468 + 0,091 + 0,042 = 0,849;$$

$$E = 0,124 + 0,468 + 0,091 + 0,199 + 0,042 + 0,003 = 0,927.$$

10. Определяем парциальные давления основных газов:

$$p_{N_2} = \frac{29 - 0,927 + 0,333 - 0,094 \cdot 2,64}{6,28} = 4,49;$$

$$p_{CO} = 1,06 (2 \cdot 4,49 + 0,094) - p_{CO_2} = 9,64 - p_{CO_2};$$

$$p_{H_2O} = 9,64 \cdot 1,90 - 0,849 - p_{CO_2} = 17,47 - p_{CO_2};$$

$$p_{H_2} = (2 \cdot 4,49 + 0,094) (-0,44) - 0,333 + 0,849 + p_{CO_2} = p_{CO_2} - 3,48.$$

При этом уравнение (6.34) принимает вид

$$7,38 = \frac{(9,64 - p_{CO_2})(17,47 - p_{CO_2})}{p_{CO_2}(p_{CO_2} - 3,48)}$$

или

$$6,38 p_{CO_2}^2 + 1,43 p_{CO_2} - 168,5 = 0,$$

откуда

$$p_{CO_2} = \frac{-1,43 + \sqrt{1,43^2 + 4 \cdot 168,5 \cdot 6,38}}{2 \cdot 6,38} = 5,03;$$

$$p_{CO} = 9,64 - 5,03 = 4,61; \quad p_{H_2O} = 17,47 - 5,03 = 12,44;$$

$$p_H = 5,03 - 3,48 = 1,55.$$

Проверка дает:

$$\sum p_i = 4,49 + 5,03 + 4,60 + 12,44 + 1,55 + 0,927 = 29,027 \quad \text{вместо} \quad p_K = 29 \text{ атм};$$

$$K_{2a} = \frac{4,61 \cdot 12,44}{1,55 \cdot 5,03} = 7,39 \quad \text{вместо} \quad 7,38.$$

Сравнивая результаты решения второго и третьего приближений (табл. 6.2), видим, что разница в значениях p_i еще значительна; для CO_2 и H_2O она составляет около 0,2 атм. Поэтому приходится расчеты вести в четвертом приближении.

Таблица 6. 2

№ при- ближения	Парциальные давления газов p_i в атм										
	N ₂	CO ₂	CO	H ₂ O	H ₂	O ₂	OH	NO	H	O	N
1	4,62	5,48	4,32	13,12	1,41	0	0	0	0	0	0
2	4,46	4,87	4,71	12,25	1,60	0,188	0,534	0,113	0,187	0,052	0,003
3	4,49	5,03	4,61	12,44	1,55	0,124	0,468	0,091	0,199	0,042	0,003
4	4,48	5,00	4,60	12,38	1,54	0,139	0,480	0,096	0,196	0,045	0,003

Четвертое приближение

11. Определяем p_i шести газов:

$$p_{\text{CO}_2} = \left(0,3417 \frac{5,03}{4,61}\right)^2 = 0,139; \quad p_{\text{OH}} = 0,0484 \frac{12,44}{\sqrt{1,55}} = 0,480;$$

$$p_{\text{NO}} = \sqrt{0,0147 \cdot 4,49 \cdot 0,139} = 0,096; \quad p_{\text{H}} = \sqrt{0,02475 \cdot 1,55} = 0,196;$$

$$p_{\text{O}} = \sqrt{0,0144 \cdot 0,139} = 0,045 \quad \text{и} \quad p_{\text{N}} = \sqrt{1,879 \cdot 10^{-6} \cdot 4,49} = 0,003.$$

12. Определяем коэффициенты:

$$A = 0,096 + 0,003 = 0,099; \quad B = 0,480 + 0,196 = 0,676;$$

$$D = 2 \cdot 0,139 + 0,480 + 0,096 + 0,045 = 0,899;$$

$$E = 0,139 + 0,480 + 0,096 + 0,196 + 0,045 + 0,003 = 0,959.$$

13. Определяем p_i основных газов:

$$p_{\text{N}_2} = \frac{29 - 0,959 + 0,338 - 0,099 \cdot 2,64}{6,28} = 4,48;$$

$$p_{\text{CO}} = 1,06(2 \cdot 4,49 + 0,099) - p_{\text{CO}_2} = 9,60 - p_{\text{CO}_2};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 9,60 \cdot 1,90 - 0,899 - p_{\text{CO}_2} = 17,38 - p_{\text{CO}_2};$$

$$p_{\text{H}_2} = (2 \cdot 4,49 - 0,099)(-0,44) - 0,338 + 0,899 + p_{\text{CO}_2} = p_{\text{CO}_2} - 3,46.$$

При этом уравнение (6.34) примет вид

$$7,38 = \frac{(9,60 - p_{\text{CO}_2})(17,38 - p_{\text{CO}_2})}{p_{\text{CO}_2}(p_{\text{CO}_2} - 3,46)}$$

или

$$6,38p_{\text{CO}_2}^2 + 1,46p_{\text{CO}_2} - 166,4 = 0,$$

откуда

$$p_{\text{CO}_2} = \frac{-1,46 + \sqrt{1,46^2 \cdot 4 \cdot 166,4 \cdot 6,38}}{2 \cdot 6,38} = 5,00;$$

$$p_{\text{CO}} = 9,60 - 5,00 = 4,60; \quad p_{\text{H}_2\text{O}} = 17,38 - 5,00 = 12,38;$$

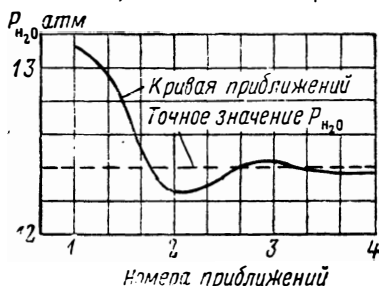
$$p_{\text{H}_2} = 5,00 - 3,46 = 1,54.$$

Проверка дает:

$$\sum p_i = 4,48 + 5,00 + 4,60 + 12,38 + 1,54 + 0,96 = 29,07 \text{ вместо } p_k = 29 \text{ атм;}$$

$$K_{2a} = \frac{4,60 \cdot 12,938}{5,03 \cdot 1,54} = 7,37 \text{ вместо } 7,38.$$

Сравнение результатов третьего и четвертого приближений (см. табл. 6.2) показывает, что наибольшая разница в p_i не превышает 0,06 атм. Поэтому дальнейшие расчеты нецелесообразны. За окончательный принимаем состав продуктов сгорания, полученный в четвертом приближении. Для дальнейших расчетов округляем p_i до второго знака после запятой; при этом не будем учитывать парциальное давление атомарного азота, так как оно весьма мало (всего 0,003 атм).



Фиг. 6.24. Сходимость значения p_{H_2O} при определении состава продуктов сгорания топлива методом последовательных приближений.

приближений или переходить к

14. Строим график сходимости парциальных давлений при наших приближениях к точному значению; построение графиков данного типа удобно для контроля за ходом расчетов. Построенный нами график для p_{H_2O} (фиг. 6.24) показывает, что в произведенном расчете можно было ограничиться тремя приближениями. При более высоких температурах сходимость наступает гораздо позже, требуется рассчитывать большое число другого, более удобному методу расче-

15. Результаты вычисленных p_i сводим в табл. 6.3 и удостоверяемся в отсутствии ошибок в расчете, используя для этого уравнение материального баланса:

$$C_T = \frac{12}{\sum \mu_i p_i} (p_{CO_2} + p_{CO}) = \frac{12}{716,8} (5,00 + 4,60) = 0,1605$$

вместо 0,161, принятого для расчета;

$$H_T = \frac{1}{\sum \mu_i p_i} (2p_{H_2O} + 2p_{H_2} + p_{OH} + p_H) = \frac{1}{716,8} (2 \cdot 12,38 + 2 \cdot 1,54 + 0,48 + 0,20) = 0,0398 \text{ вместо } 0,040;$$

$$\begin{aligned} O_T &= \frac{16}{\sum \mu_i p_i} (2p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O} + 2p_{O_2} + p_{OH} + p_{NO} + p_O) = \\ &= \frac{16}{716,8} (2 \cdot 5,00 + 4,60 + 12,38 + 2 \cdot 0,14 + 0,48 + 0,10 + 0,05) = \\ &= 0,6215 \text{ вместо } 0,622; \end{aligned}$$

$$N_T = \frac{14}{\sum \mu_i p_i} (2p_{N_2} + p_{NO}) = \frac{14}{716,8} (2 \cdot 4,48 + 0,10) = 0,117 \text{ вместо } 0,177.$$

Результаты этой проверки показывают, что состав продуктов сгорания топлива через p_i определен без существенных погрешностей.

16. Наконец, определяем другие параметры продуктов сгорания топлива в камере двигателя при заданном давлении $p_k = 30 \text{ атм}$ и температуре 3000° К .

Таблица 6.3

Газ	p_i атм	ν_i	$\nu_i p_i$	I'_i ккал/моль	$p_i I'_i$	S_i ккал/моль °С	$S_i p_i$	$\lg p_i$	$4,57 p_i \lg p_i$	$S_i p_i - 4,57 p_i \lg p_i$
N ₂	4,48	28	125,5	22,20	99,6	63,77	286,0	0,651	13,3	272,7
CO ₂	5,00	44	220,0	-57,31	-286,5	79,91	399,0	0,698	15,9	383,1
CO	4,60	28	128,5	-4,03	-16,5	65,46	312,0	0,673	14,1	297,9
H ₂ O	12,38	18	123,0	-27,92	-346,0	68,27	845,0	1,093	61,8	783,2
H ₂	1,54	2	3,1	21,24	32,7	48,47	74,5	0,187	1,3	73,2
O ₂	0,14	32	4,5	23,48	3,3	67,98	9,5	-0,854	-0,5	10,0
OH	0,48	17	8,2	31,55	15,2	61,38	29,4	-0,318	-0,7	30,1
NO	0,10	30	3,0	44,36	4,4	68,85	6,9	-1,000	-0,5	7,4
H	0,20	1	0,2	65,53	14,1	38,86	7,8	-0,698	-0,6	8,4
O	0,05	16	0,8	72,69	3,6	50,09	2,5	-0,302	-0,3	2,8
Сумма	29,07	—	716,8	—	-476,1	—	—	—	—	1868,8

используя для этой цели данные соответствующих таблиц:

а) энергосодержание

$$I_K = \frac{\sum p_i I'_i}{\sum \nu_i p_i} = 1000 \frac{-476,1}{716,8} = -665;$$

б) молекулярный вес

$$\mu_K = \frac{1}{p_K} \sum \nu_i p_i = \frac{716,8}{29,07} = 24,68;$$

в) газовая постоянная

$$R_K = \frac{848}{\mu_K} = 34,3 \text{ кжм/кг } ^\circ\text{С};$$

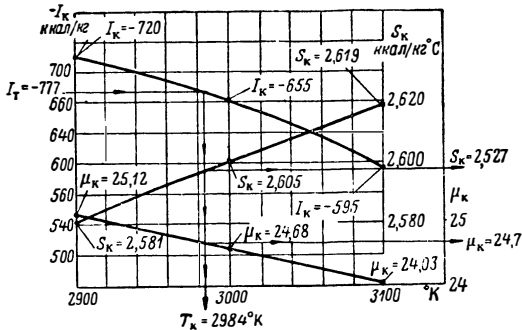
г) энтропия

$$\begin{aligned} S_K &= \frac{1}{\sum \nu_i p_i} \sum (S_i p_i - 4,57 p_i \lg p_i) = \frac{1868,8}{716,8} = \\ &= 2,605 \text{ ккал/кг } ^\circ\text{С}. \end{aligned}$$

17. Производим аналогичные расчеты при температурах 2900 и 3100° К и полученные результаты сводим в табл. 6.4.

Таблица 6.4

T_K °K	I_K ккал/кг	μ_K	R_K кгм/кг °C	S_K ккал/кг °C
2900	-720	25,12	33,75	2,581
3000	-665	24,68	34,30	2,605
3100	-595	24,03	35,30	2,619

Фиг. 6.25. Графики зависимости I_K , S_K и μ_K от T_K (см. пример 2).

18. Строим графики зависимости I_K , S_K и μ_K от трех выбранных нами значений температуры (фиг. 6.25) и при $I_T = -677$ ккал/кг находим теоретические искомые параметры газа в камере сгорания: $T_K = 2984^\circ \text{K}$, $S_K = 2,597$ ккал/кг °C, $\mu_K = 24,7$ и $R_K = 34,35$ кгм/кг °C.

На этом расчет состояния продуктов сгорания топлива в камере сгорания двигателя заканчивается.

Пример 3. Определить температуру и состав продуктов сгорания топлива, состоящего из этилового спирта 93,5%-ной весовой концентрации ($\text{C}_2\text{H}_5\text{O} \cdot 0,178\text{H}_2\text{O}$) и жидкого кислорода (O_2), при $\alpha = 0,82$; $p_K = 35$ атм и $p_B = 1$ атм.

Решение.

1. Производим необходимые предварительные расчеты, выбираем ожидаемую температуру газов в камере сгорания 3300°K , соответственно ей задаемся значениями $p_{\text{O}_2} = a^2 = 0,95$ и $1,21$ атм и из таблицы берем численные значения констант равновесия. Затем вычисляем p_i соответствующих газов в такой последовательности, как это показано в табл. 6.5.

Данные этой таблицы показывают, что при $p_{\text{O}_2} = 0,95$ атм $\sum p_i = 26,694$ атм, а при $p_{\text{O}_2} = 1,21$ атм значение $\sum p_i = 40,094$ атм. Это значит, что заданному $p_K = 35$ атм соответствует значение p_{O_2} , лежащее между $0,95$ и $1,21$ атм.

Для дальнейших расчетов выберем промежуточное значение p_{O_2} (см. табл. 6.5). Затем в результате дополнительных несложных расчетов получим другой, следующий состав продуктов сгорания данного топлива:

$$\begin{aligned} \sum p_i &= p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{H}_2} + p_{\text{OH}} + p_{\text{O}_2} + p_{\text{H}} + p_{\text{O}} = \\ &= 6,707 + 5,821 + 16,916 + 1,871 + 1,744 + 1,121 + 0,498 + 0,322 = 35,000 \text{ атм.} \end{aligned}$$

Таблица 6.5

№ по пор.	$p_{O_2}=a^2$	0,95	1,21	1,11	1,122
1	a	0,975	1,100	1,054	1,059
2	$p_{O_2}=f=a \sqrt{K_{p6}}$	0,296	0,334	0,320	0,322
3	$b=K_{p1}/a$	0,942	0,835	0,871	0,868
4	$1+b$	1,942	1,835	1,871	1,868
5	$A(1+b)$	6,172	5,832	5,946	5,937
6	$(B-1)(1+b)-1$	3,329	3,090	3,170	3,164
7	$g = \frac{A(1+b)}{(B-1)(1+b)-1}$	1,854	1,887	1,876	1,876
8	$c=K_{p2}/a$	0,120	0,106	0,111	0,1106
9	$1+c$	1,120	1,106	1,111	1,1106
10	$2(1+c)$	2,240	2,212	2,222	2,2212
11	$h=2(1+c)-g$	0,386	0,325	0,346	0,3452
12	\sqrt{c}	0,346	0,326	0,332	0,3326
13	$d=K_{p3}/\sqrt{c}$	0,408	0,433	0,425	0,424
14	$d(g-1)$	0,348	0,384	0,372	0,371
15	$e=\sqrt{c}\sqrt{K_{p4}}$	0,126	0,118	0,121	0,121
16	$n=d(g-1)-e$	0,222	0,266	0,251	0,250

Продолжение

№ по пор.	$p_{O_2}=a^2$	0,95	1,21	1,11	1,122
17	n^2	0,049	0,071	0,063	0,0625
18	$m=f+2a^2$	2,196	2,754	2,540	2,562
19	$4hgm$	6,286	6,756	6,594	6,636
20	$\sqrt{n^2+4hgm}$	2,517	2,613	2,580	2,588
21	$s=n+\sqrt{n^2+4hgm}$	2,739	2,879	2,831	2,838
22	$\sqrt{p_{H_2O}}=s/2h$	3,548	4,429	4,091	4,113
23	p_{H_2O}	12,586	19,612	16,738	16,914
24	$2p_{H_2O}$	25,172	39,224	33,476	33,828
25	$p_{H_2}=cp_{H_2O}$	1,510	2,079	1,858	1,871
26	$2p_{H_2}$	3,020	4,158	3,716	3,742
27	$p_{OH}=d\sqrt{p_{H_2O}}$	1,448	1,918	1,739	1,744
28	$p_H=e\sqrt{p_{H_2O}}$	0,447	0,523	0,495	0,498
29	$t=2p_{H_2O}+2p_{H_2}+p_{OH}+p_O$	30,087	45,823	39,426	39,812
30	$p_{CO_2}=\frac{t}{A(1+b)}$	4,875	7,857	6,631	6,706
31	$p_{CO}=bp_{CO_2}$	4,589	6,561	5,776	5,821
32	$\sum p_i$	26,694	40,094	34,667	34,997

2. Так как вычисленное значение этих продуктов сгорания топлива I_k при 3300°K получается меньше энергосодержания данного топлива I_T , то произведем аналогичный расчет для другой более высокой температуры 3400°K и найдем другие значения $\sum p_i$ и I_k .

На основании полученного таким образом значения I_k установим, что температура T_k , соответствующая значению I_T , лежит в пределах $3300-3400^\circ\text{K}$.

В этом случае для определения температуры газов воспользуемся методом линейной интерполяции. Необходимые для этого расчетные коэффициенты M и N вычислим совместным решением следующих двух линейных уравнений:

$$M + T_{k1}N = I_{k1} \text{ и } M + T_{k2}N = I_{k2}.$$

Используя интерполяционное уравнение $M + T_k N = I_T$, получим искомую температуру газов в камере сгорания двигателя:

$$T_k = \frac{I_T + M}{N} = 3358^\circ\text{K}.$$

При этой температуре расчетами найдем следующий состав продуктов сгорания топлива, при котором $I_k = I_T$:

$$\begin{aligned} \sum p_i &= p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{H}_2} + p_{\text{OH}} + p_{\text{O}_2} + p_{\text{H}} + p_{\text{O}} = \\ &= 6,293 + 6,081 + 16,358 + 2,023 + 1,969 + 1,268 + 0,601 + 0,407 = 35,000 \text{ атм.} \end{aligned}$$

Это значит, что найденная температура T_k соответствует заданному значению p_k .

Затем можно вычислить другие характеристики продуктов сгорания топлива.

Аналогичный метод определения состава продуктов сгорания топлива, в состав которого не входит азот, приведен в работе Г. Б. Синярева и М. В. Добровольского¹.

§ 11. Определение теоретической температуры и состава продуктов сгорания топлива в выходном сечении сопла камеры двигателя

Для расчетов ЖРД наиболее часто используется метод, основанный на допущении полной химической и энергетической равновесности состава газов по длине сопла. При этом некоторое отставание химического изменения состава газов при их истечении от требуемой равновесности, фактически имеющей место в основном в закритической части сопла, обычно учитывается некоторым уменьшением вычисленной теоретической скорости истечения или теоретической удельной тяги (на 1—2% при длине закритической части сопла порядка 0,1—0,2 м).

Для определения этим методом теоретической температуры и соответствующего ей состава продуктов сгорания топлива в выходном и в любом поперечном сечении сопла камеры двигателя при заданном давлении p_v используются те же уравнения констант равновесия и материального баланса, что и для камеры сгорания (см. гл. 6, § 10).

¹ Г. Б. Синярев и М. В. Добровольский. Жидкостные ракетные двигатели, Оборонгиз, 1957.

Эта система уравнений применительно к выходному (или любому) сечению сопла дополняется уравнением условия изэнтропичности процесса расширения газов:

$$S_k = S_b = \frac{1}{\mu_b p_b} \sum (S_i - R \ln p_i) p_i = \frac{1}{\mu_b p_b} \sum (S_i p_i - 4,57 p_i \lg p_i) \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}, \quad (6.59)$$

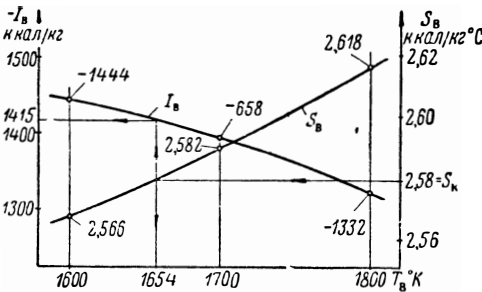
где S_k и S_b — соответственно абсолютная энтропия продуктов сгорания топлива в камере сгорания и на срезе сопла в ккал/кг $^\circ\text{C}$;

S_i — абсолютная энтропия i -го газа в смеси при температуре T_b и давлении 1 ата в ккал/моль $^\circ\text{C}$, берется из приложения IV;

$R = 1,987$ — универсальная газовая постоянная продуктов сгорания топлива в ккал/моль $^\circ\text{C}$;

p_i — парциальное давление i -го газа в смеси на выходе из сопла двигателя в ата.

Для определения состава продуктов сгорания топлива в выходном сечении сопла при условии изэнтропического расширения обычно задаются тремя значениями предполагаемой температуры этих



Фиг. 6. 26. Графическое определение температуры и энергосодержания продуктов сгорания топлива в выходном сечении сопла двигателя.

продуктов T_b и подобно предыдущему (см. гл. 6, § 10) определяют соответствующие им парциальные давления p_i . После этого при каждой из температур по приведенной выше формуле вычисляют значения энтропии всей газовой смеси S_b . Затем строят график зависимости значений S_b от трех выбранных значений температур T_b (фиг. 6. 26).

Так как при изэнтропическом истечении энтропия газовой смеси в выходном сечении сопла S_b равна ее значению в камере сгорания S_k , то, вычислив

$$S_k = \frac{1}{\mu_k p_k} \sum (S_i p_i - 4,57 p_i \lg p_i) \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}, \quad (6.60)$$

по графику на фиг. 6. 26 можно определить искомое значение T_b , а затем найти соответствующий ей состав продуктов сгорания топлива, значения I_b , μ_b , R_b , γ_b и другие характеристики.

В этом случае задача решения системы уравнений для определения парциальных давлений газов упрощается тем, что в выходном сечении сопла температура продуктов сгорания значительно ниже, чем в камере сгорания, в силу чего можно пренебречь содержанием OH , O_2 , O , NO и N из-за незначительного содержания этих газов. Такое допущение не вносит существенной погрешности в результате расчетов и значительно их упрощает. Расчеты по определению p_i обычно производятся весьма быстро, так как результаты вычислений уже в первом приближении оказываются достаточно точными.

Для приближенного выбора значения ожидаемой температуры газов в выходном сечении сопла может служить известная формула адиабатической зависимости параметров газа:

$$T_{\text{в.ож}} = T_{\text{к}} \left(\frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{к}}} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (6.61)$$

где k — показатель изэнтропы расширения газов в сопле камеры двигателя, приближенное значение которого можно брать из табл. 6.6.

Таблица 6.6

Продукты сгорания топлива	Значение k
Керосин с жидким кислородом	1,12—1,14
Керосин или тонка-250 с азотной кислотой или ее производными	1,16—1,18
Этиловый спирт с жидким кислородом	1,13—1,16
Гидразин с жидким кислородом	1,16—1,19
Гидразин с жидким фтором	1,18—1,20
Гидразин с трифторидом хлора	1,21—1,23
Димазин с жидким кислородом	1,13—1,20
Димазин с моноокисью фтора	1,15—1,17
Аммиак с жидким фтором	1,23—1,27

Бóльшие значения показателя k соответствуют более высоким давлениям $p_{\text{к}}$ в камере сгорания и более низким коэффициентам избытка окислителя α в топливе.

Точные значения k можно взять из расчетных таблиц в зависимости от вида топлива и величин $p_{\text{к}}$ и α .

Теоретическая скорость изэнтропического истечения газов в выходном сечении сопла камеры двигателя определяется по формуле

$$\omega_{\text{в}} = \sqrt{2g427 (I_{\text{к}} - I_{\text{в}})} = 91,53 \sqrt{I_{\text{к}} - I_{\text{в}}} \text{ м/сек.} \quad (6.62)$$

Состояние отдельных газов в смеси (как в камере сгорания, так и в сопле) можно принимать идеальным, т. е. считать, что каждый из них (но не смесь в целом) подчиняется уравнению состояния $pV=RT$, где $R \frac{848}{\mu}$ — характеристическая газовая постоянная.

Теоретическая площадь выходного сечения сопла определится по формуле

$$F_B = \frac{G_S v_B}{w_B} = \frac{P r_B}{P_{уд} w_B}, \quad (6.63)$$

где P — тяга двигателя;

v_B — удельный объем продуктов сгорания в этом сечении сопла.

Для определения теоретической площади критического сечения сопла камеры предварительно находят теоретические значения параметров газов:

а) средний показатель изэнтропы истечения

$$k_1 = \lg \frac{p_K/p_B}{v_B/v_K}; \quad (6.64)$$

б) давление в критическом сечении сопла

$$p_{кр} = p_K \left(\frac{2}{k_1 + 1} \right)^{\frac{k_1}{k_1 - 1}}; \quad (6.65)$$

в) удельный объем в критическом сечении сопла

$$v_{кр} = v_K (p_K/p_{кр})^{\frac{1}{k_1}}; \quad (6.66)$$

г) скорость в критическом сечении сопла

$$w_{кр} = \sqrt{g k_1 p_{кр} v_{кр}}. \quad (6.67)$$

При этом площадь критического сечения сопла определится по формуле

$$F_{кр} = \frac{G_S v_{кр}}{w_{кр}}. \quad (6.68)$$

Средний показатель изэнтропы истечения при $R_K = R_B$

$$k_2 = \frac{\lg (p_B/p_K)}{\lg (p_B T_K / p_K T_B)}. \quad (6.69)$$

Значения k_1 немного больше k_2 ; при увеличении коэффициента избытка окислителя в топливе они уменьшаются, а при повышении давления в камере сгорания — увеличиваются.

Средний показатель изэнтропы истечения газов k_1 можно использовать при газодинамическом расчете характеристик или основных геометрических размеров двигателя, коэффициента тяги, удельной тяги, удельных площадей критического и выходного сече-

ний сопла камеры и т. п. Средний показатель энтропии истечения газов k_2 может быть использован при расчетах, связанных с определением температуры газов.

Пример 4. Определить состав и другие характеристики продуктов сгорания топлива в выходном сечении сопла камеры двигателя по данным предыдущего примера, если $p_B = 0,9$ атм.

Решение

1. Определим ожидаемую температуру газов в выходном сечении сопла, выбирая для этой цели значение показателя энтропии $k = 1,17$ (см. табл. 5. 20):

$$T_{\text{в.ож}} = T_K \left(\frac{p_B}{p_K} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 2984 \left(\frac{0,9}{30} \right)^{\frac{1,17-1}{1,17}} = 1670^\circ \text{ К.}$$

Исходя из полученного значения $T_{\text{в.ож}}$ для расчетов состава продуктов сгорания, принимаем температуры $T_B = 1600; 1700$ и 1800° К.

2. Выражаем заданное давление газов в выходном сечении сопла в физических атмосферах:

$$p_B = \frac{0,9}{1,033} = 0,87 \text{ атм.}$$

3. Вначале выполним расчеты при температуре 1700° К. , считая парциальные давления газов O_2 , OH , NO , H , O и N равными нулю (из-за их малости при низких температурах и $\alpha < 1$).

При этом допущении продукты сгорания топлива в выходном сечении сопла камеры двигателя будут состоять только из пяти основных газов, парциальные давления которых в первом приближении равны:

$$p_{\text{N}_2} = \frac{p_B}{2Q + R + 1} = \frac{0,87}{2 \cdot 1,06 + 3,16 + 1} = 0,139;$$

$$p_{\text{CO}} = 2Qp_{\text{N}_2} - p_{\text{CO}_2} = 2 \cdot 1,06 \cdot 0,139 - p_{\text{CO}_2} = 0,294 - p_{\text{CO}_2};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 2Qp_{\text{N}_2} (S - 1) - p_{\text{CO}_2} = 0,294 (2,90 - 1) - p_{\text{CO}_2} = 0,554 - p_{\text{CO}_2};$$

$$p_{\text{H}_2} = 2p_{\text{N}_2} \left[\frac{R}{2} - Q(S - 1) \right] + p_{\text{CO}_2} = 2 \cdot 0,139 \left[\frac{3,16}{2} - 1,06 (2,90 - 1) \right] + p_{\text{CO}_2} = p_{\text{CO}_2} - 0,122.$$

По таблице при 1700° К найдем $K_{2a} = 3,56$ и в результате получим

$$3,56 = \frac{(0,294 - p_{\text{CO}_2})(0,554 - p_{\text{CO}_2})}{p_{\text{CO}_2}(p_{\text{CO}_2} - 0,122)}$$

или

$$2,56 p_{\text{CO}_2}^2 + 0,414 p_{\text{CO}_2} - 0,164 = 0,$$

откуда

$$p_{\text{CO}_2} = \frac{-0,144 + \sqrt{0,414^2 + 4 \cdot 2,56 \cdot 0,164}}{2 \cdot 2,56} = 0,184;$$

$$p_{\text{CO}} = 0,294 - 0,184 = 0,110; \quad p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,554 - 0,184 = 0,370;$$

$$p_{\text{H}_2} = 0,184 - 0,122 = 0,062.$$

Проверка дает

$$\sum_i p_i = 0,139 + 0,184 + 0,110 + 0,370 + 0,062 = 0,865 \text{ вместо } 0,87;$$

$$K_{2a} = \frac{0,110 \cdot 0,370}{0,184 \cdot 0,062} = 3,57 \text{ вместо } 3,56.$$

Оказывается, что состав продуктов сгорания топлива в выходном сечении сопла камеры двигателя нами найден без существенных погрешностей.

Из табл. 6.7 видно, что из числа газов, p_i которых нами приняты равными нулю, наибольшее p_i имеет газ ОН, поэтому определим его значение в выходном сечении сопла:

$$p_{\text{ОН}} = K_{\text{рз}} \frac{p_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{p_{\text{H}_2}}} = 0,625 \cdot 10^{-5} \frac{0,370}{\sqrt{0,062}} \approx 0,00001 \text{ ага.}$$

Полученное p_i газа ОН показывает, что вычисленный нами состав продуктов сгорания на выходе из сопла в первом приближении достаточно точен.

Результаты расчетов сводим в табл. 6.7, в которой помещаем и другие данные.

Таблица 6.7

Газ	p_i ага	ν_i	$\nu_i p_i$	I'_i кал/моль	$I'_i p_i$	S_i кал/моль	$S_i p_i$	$\lg p_i$	$4,57 p_i \lg p_i$	$S_i p_i - 4,57 p_i \lg p_i$
N ₂	0,139	28	3,89	10,89	1,52	58,84	8,18	-0,857	-0,55	8,73
CO ₂	0,184	44	8,10	-76,42	-14,02	71,58	13,17	-0,735	-0,62	13,79
CO	0,110	28	3,08	-15,41	-1,70	60,50	6,66	-0,958	-0,49	7,15
H ₂ O	0,370	18	6,65	-43,97	-16,25	61,29	22,68	-0,432	-0,73	23,41
H ₂	0,062	2	0,12	10,27	0,64	43,70	2,71	-0,207	-0,34	3,05
Сумма	0,865	—	21,74	—	29,81	—	—	—	—	56,13

4. Проверяем расчет, используя для этого уравнение материального баланса:

$$C_{\tau} = \frac{12}{\sum_i \nu_i p_i} (p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}}) = \frac{12}{21,74} (0,184 + 0,110) = 0,162 \text{ вместо } 0,161;$$

$$H_{\tau} = \frac{1}{\sum_i \nu_i p_i} (2p_{\text{H}_2\text{O}} + 2p_{\text{H}_2}) = \frac{1}{21,74} (2 \cdot 0,370 + 2 \cdot 0,062) = 0,039 \text{ вместо } 0,040;$$

$$\begin{aligned} O_{\tau} &= \frac{16}{\sum_i \nu_i p_i} (2p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}} + p_{\text{H}_2\text{O}}) = \frac{16}{21,74} (2 \cdot 0,184 + 0,110 + 0,370) = \\ &= 0,623 \text{ вместо } 0,622; \end{aligned}$$

$$N_{\tau} = \frac{14}{\sum_i \nu_i p_i} 2p_{\text{N}_2} = \frac{14}{21,74} 2 \cdot 0,139 = 0,179 \text{ вместо } 0,177.$$

Эта проверка показывает, что в определении p_i существенных погрешностей нет.

5. Определяем другие теоретические параметры продуктов сгорания топлива в выходном сечении сопла камеры двигателя:

а) энергосодержание

$$I_B = \frac{\sum_i p_i I'_i}{\sum_i \mu_i p_i} = \frac{-29,81}{21,74} = -1370 \text{ ккал/кг};$$

б) молекулярный вес

$$\nu_B = \frac{1}{p_B} \sum_i \mu_i p_i = \frac{1}{0,865} = 21,74 = 25,12;$$

в) газовая постоянная

$$R_B = \frac{848}{\mu_B} = \frac{848}{25,12} = 33,8 \text{ кгм/кг } ^\circ\text{C};$$

г) энтропия

$$S_B = \frac{1}{\sum_i \mu_i p_i} (S_i p_i - 4,57 p_i \lg p_i) = \frac{56,13}{21,74} = 2,597 \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}.$$

6. Аналогично приводим вычисления при температурах газов 1600 и 1800° К и полученные результаты сводим в табл. 6. 8.

Таблица 6. 8

T_B °К	I_B ккал/кг	S_B ккал/кг °С	ν_B	R_B кгм/кг °С
1600	-1440	2,532	25,32	33,5
1700	-1370	2,582	25,12	33,7
1800	-1312	2,640	24,9	34,1

7. Строим графики зависимости I_B , S_B и ν_B от выбранных значений температуры (фиг. 6.27) и при помощи его находим при $S_K = 2,597 \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}$ следующие теоретические значения параметров газа в выходном сечении сопла камеры двигателя:

$$T_B = 1730^\circ \text{ К}, I_B = -1355 \text{ ккал/кг}, \nu_B = 25,05 \text{ и } R_B = 33,9 \text{ кгм/кг } ^\circ\text{C}.$$

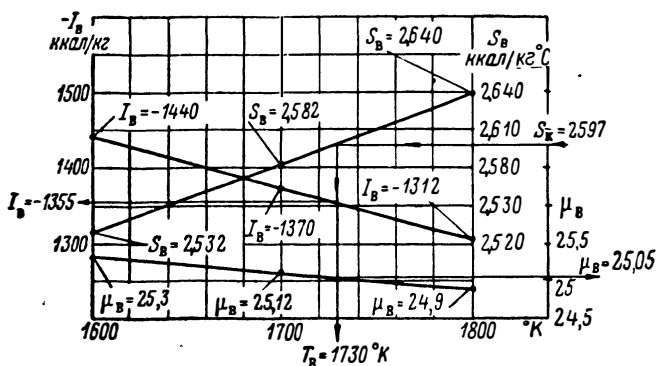
8. Вычисляем другие теоретические параметры газа в выходном сечении сопла:

а) удельный вес

$$\gamma_B = \frac{p_B}{R_B T_B} = \frac{0,9 \cdot 10^4}{33,9 \cdot 1730} = 0,1535 \text{ кг/м}^3;$$

б) скорость истечения

$$w_B = 91,53 \sqrt{I_K - I_B} = 91,53 \sqrt{-677 - (-1355)} = 2380 \text{ м/сек};$$



Фиг. 6. 27. Графики зависимости I_B , S_B и μ_B от T_K (см. пример 4).

в) удельное выходное сечение сопла

$$f_{уд.в} = \frac{1}{\gamma_B \omega_B} = \frac{1}{0,1535 \cdot 2380} = 26,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{кг} = 26,4 \text{ см}^2/\text{кг}.$$

§ 12. Определение действительных параметров и характеристик ЖРД

Термодинамическим расчетом ЖРД обычно определяют теоретические параметры и характеристики двигателя при условии:

1) полного физического сгорания используемого топлива в камере сгорания двигателя до химически и энергетически равновесного состава образующихся газов;

2) химического и энергетического равновесия при истечении газов из камеры через сопло в окружающую среду;

3) наличия в камере сгорания только одной побочной потери энергии топлива вследствие диссоциации газов, учитываемой непосредственно при определении теоретической температуры в камере сгорания;

4) отсутствия отдачи тепла этими газами в окружающую среду через поверхности камеры двигателя;

5) одинакового химического состава и одинаковых термодинамических параметров газового потока в любом поперечном сечении сопла, начиная от камеры сгорания до выходного сечения сопла;

6) полностью соосного газового потока на выходе из сопла;

7) потери энергии топлива с уходящими газами согласно второму закону термодинамики, учитываемой термическим к. п. д. двигателя (при адиабатическом истечении).

Вычисленные при этом теоретические значения температуры газов в камере сгорания и в выходном сечении сопла, скорость исте-

чения и удельная тяга ЖРД оказываются завышенными относительно их реальных значений, получаемых при испытаниях двигателя на стенде.

В реальных условиях работы двигателя имеют место:

1) некоторая физическая неполнота сгорания топлива вследствие несовершенства перемешивания компонентов топлива и ограниченного времени пребывания их в камере сгорания для уменьшения ее объема и веса, что приводит к недобору рабочего давления газов в камере сгорания относительно его расчетного теоретического значения;

2) термическое сопротивление камеры сгорания газовому потоку вследствие нагревания его по мере выгорания топлива, что также приводит к некоторому понижению давления газового потока по длине камеры сгорания (в существующих конструкциях двигателей эта потеря давления в конце камеры сгорания не превышает 0,4—1% от давления газов у головки камеры);

3) некоторая потеря энергии газов в сопле двигателя вследствие неполного догорания топлива, неравномерности истечения (недостаточной рекомбинации и релаксации молекул газов), трения молекул газов друг о друга и о поверхность сопла и несоосности линий токов газов на выходе из сопла;

4) отдача тепла от газов в окружающую среду через поверхность оболочки камеры двигателя, величина которой в существующих конструкциях ЖРД незначительна (не превышает 0,5—1% от теплотворности топлива) и поэтому при расчетах часто не учитывается.

Уровень достигнутых знаний пока не позволяет вести расчет истечения с учетом всех этих усложняющих явлений, а следовательно, точно определить скорость истечения и пропорциональную ей удельную тягу.

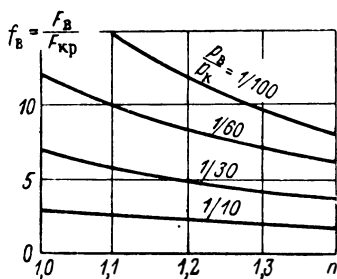
Так как явления, сопровождающие процесс преобразования в сопле тепловой энергии в кинетическую, протекают в основном с выделением тепла, то формально можно считать, что истечение представляет собой политропический процесс с переменным показателем по длине сопла. При этом количественное влияние всех факторов на процесс расширения газов в сопле камеры двигателя можно характеризовать одним параметром — показателем политропы n , величина которого по длине сопла переменна и может быть приближенно оценена на основании данных экспериментов. На фиг. 6. 28 показана зависимость f_v от n для разных p_v/p_k .

Так как количественный теоретический учет влияния перечисленных выше факторов на рабочие процессы в камере сгорания и в сопле в настоящее время невозможен, то расчеты проектируемых ЖРД приходится производить по теоретическим параметрам и характеристикам двигателя с привлечением соответствующих экспериментальных коэффициентов.

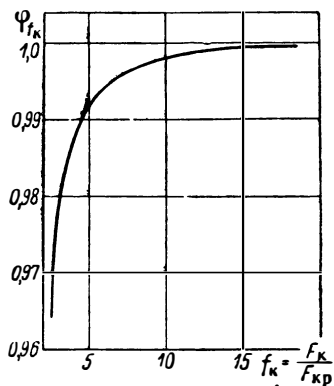
С учетом изложенного зависимость действительной удельной тяги двигателя $P_{уд}$ от теоретической $P_{уд.т}$, вычисленной при термодинамическом расчете двигателя, выразится равенством

$$P_{уд} = \varphi_{уд} P_{уд.т} \quad (6.70)$$

где $\varphi_{уд} = P_{уд}/P_{уд.т} = \varphi_{р_к} \varphi_{f_к} \varphi_c \approx 0,90 \div 0,98$ — коэффициент полноты удельной тяги камеры реального ЖРД, учитывающий потерю удельной тяги относительно ее теоретического значения $P_{уд.т}$ вследствие несовершенства рабочего процесса в двигателе; (этот



Фиг. 6. 28. Зависимость безразмерной площади сопла двигателя от перепада в нем давления и показателя политропы расширения газов.



Фиг. 6. 29. Изменение коэффициента теплового сопротивления камеры сгорания $\varphi_{f_к}$ от ее безразмерной площади $f_к$.

коэффициент не учитывает потерю $P_{уд}$ вследствие неоптимального расширения газов в сопле);

$\varphi_{р_к} \approx 0,95 \div 0,99$ — коэффициент полноты давления газов в камере сгорания, учитывающий уменьшение удельной тяги камеры двигателя относительно ее теоретического значения вследствие недобора в ней давления газов из-за частичной физической неполноты сгорания топлива;

$\varphi_{f_к}$ — коэффициент учета термического сопротивления камеры сгорания, т. е. уменьшения удельной тяги камеры двигателя относительно ее теоретического значения вследствие снижения по длине камеры сгорания давления газов в результате их скоростного разгона при разогреве, который при $f_к = F_к / F_{кр} \geq 5$ можно принимать равным единице, а при $f_к = 2 \div 4$ он равен 0,96—0,99 (фиг. 6. 29);

φ_c — коэффициент полноты скорости истечения газов из сопла камеры, учитывающий уменьшение удельной тяги камеры двигателя относительно ее теоретического значения вследствие потерь энергии газов при истечении; значение его колеблется в пределах:

$\varphi_c \approx 0,95 \div 0,97$ — для конических сопел и

$\varphi_c \approx 0,98 \div 0,99$ — для профилированных сопел.

Для иллюстрации на фиг. 6. 29 показана зависимость φ_{r_k} от f_k двигателя, работающего на топливе тонка-250 + 80% HNO_3 98%-ной и 20% N_2O_4 при $p_k = 25 \div 30$ ата.

Коэффициент полноты давления газов в камере сгорания двухкомпонентного газогенератора $\varphi_{r_k} \approx 0,85 \div 0,86$, а коэффициент полноты скорости истечения газа из сопла выхлопной трубы турбины $\varphi_c \approx 0,97 \div 0,98$. При этом коэффициент полноты тяги, создаваемой отработавшим газом турбонасосной установки, $\varphi_{уд} \approx 0,82 \div 0,84$.

При расчете проектируемого ЖРД значения коэффициентов φ_{r_k} и φ_c выбирают на основании данных статистики с учетом соответствия конструктивных данных проектируемого двигателя конструктивным и эксплуатационным характеристикам существующего двигателя, при испытаниях которого получены интересующие нас коэффициенты.

Коэффициент полноты давления газов в камере сгорания ЖРД выражается формулой

$$\varphi_{p_k} = \beta / \beta_T, \quad (6.71)$$

где $\beta_T = p_{k,T} F_{кр,T} / G_{s,T}$ — теоретический импульс давления газов в камере сгорания двигателя в $\frac{\text{кг}}{\text{кг/сек}}$, определяемый из уравнения теоретического секундного расхода топлива в камеру сгорания двигателя:

$$G_{s,T} = \frac{p_{k,T} F_{кр,T}}{\sqrt{R_{k,T} T_{k,T}}} A \text{ кг/сек}, \quad (6.72)$$

т. е.

$$\beta_T = \frac{\sqrt{R_{k,T} T_{k,T}}}{A} \frac{\text{кг}}{\text{кг/сек}}; \quad (6.73)$$

$\beta = \frac{p_k F_{кр}}{G_s}$ — действительный импульс давления газов в камере сгорания двигателя, который можно определить для существующего двигателя по замеренным параметрам рабочего процесса во время испытаний на стенде, а для проектируемого двигателя — по выбранному значению коэффициента φ_{p_k} и численной величине β , т. е. по формуле

$$\beta = \varphi_{p_k} \beta_T \frac{\text{кг}}{\text{кг/сек}}. \quad (6.74)$$

Для существующих топлив и условий их сжигания в ЖРД имеем $\beta_T \approx 160 \div 222$ кг сек/кг.

В иностранной литературе параметры β_T и β принято называть соответственно теоретической и действительной характеристической скоростью стационарного процесса сгорания топлива в камере ЖРД, а параметр $\varphi_{p_k} = \beta/\beta_T$ — коэффициентом полноты превращения топлива в камере двигателя в продукты сгорания.

Для определения коэффициента полноты удельной тяги $\varphi_{уд} = P_{уд}/P_{уд, T}$ нужно по данным испытаний двигателя на стенде вычислить удельную тягу $P_{уд} = P/G_s$, а затем при замеренных во время этих испытаний значениях давлений газов p_k и p_b вычислить термодинамическим расчетом теоретическую удельную тягу $P_{уд, T}$.

Все измерения при испытаниях ЖРД являются достаточно сложными, так как они обычно производятся в весьма короткое время и дистанционно (по требованию правил техники безопасности). Однако величины абсолютной тяги двигателя, секундных расходов компонентов топлива в камеру сгорания и давления в ней в настоящее время можно замерять с достаточной для практики точностью. До сих пор мало освоены замеры давления газов в выходном сечении сопла p_b .

Если давление p_b экспериментально не замеряется, то его можно приближенно вычислить по формуле $f_b = F_b/F_{кр}$.

При экспериментальном определении коэффициентов φ_{p_k} и φ_c теоретический расчет теплового процесса двигателя целесообразно вести по данным испытаний двигателя на стенде (p_k , G_s и $\chi = G_{s, o}/G_{s, T}$), в связи с чем величины p_k и G_s в формуле

$$\varphi_{p_k} = \frac{\beta}{\beta_T} = \frac{(p_k F_{кр}/G_s)_{исп}}{p_{k, T} F_{кр, T}/G_{s, T}} \quad (6.75)$$

сокращаются и поэтому $\varphi_{p_k} = F_{кр}/F_{кр, T}$.

Если при испытаниях ЖРД на стенде выдерживается заданный режим работы по секундному расходу топлива так, что $G_s = G_{s, T}$, то при этом $\varphi_{p_k} = p_k/p_{k, T}$, а если $p_k = p_{k, T}$, то $\varphi_{p_k} = G_{s, T}/G_s$.

Определив $\varphi_{уд}$ и φ_{p_k} , а также считая для изобарической камеры сгорания $\varphi_{f_k} = 1$, можно вычислить коэффициент полноты скорости истечения газов из сопла двигателя, т. е.

$$\varphi_c = \frac{\varphi_{уд}}{\varphi_{p_k}} \quad (6.76)$$

Разделение потерь энергии топлива на потери в камере сгорания и сопле двигателя удобно тем, что при этом легче выяснить причины, снижающие $P_{уд}$, и наметить пути для уменьшения потерь энергии используемого топлива.

Характеристики двигателя по экспериментальным коэффициентам определяют следующим образом:

1. Задавшись значениями коэффициентов φ_{p_k} и φ_c , определяют удельную тягу двигателя:

$$P_{уд} = \varphi_{p_k} \varphi_c P_{уд.т} \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива} \cdot \text{сек}} \quad (6.77)$$

и секундный расход топлива в камеру сгорания ($p_k = p_{к.т}$):

$$G_s = \frac{P}{P_{уд}} = \frac{G_{s.т}}{\varphi_{p_k} \varphi_c} \text{ кг/сек.} \quad (6.78)$$

2. Площадь критического сечения сопла определяют при том же условии ($p_k = p_{к.т}$) по уравнению

$$\frac{p_k F_{кр}}{G_s} = \varphi_{p_k} \frac{p_{к.т} F_{кр.т}}{G_{s.т}} \quad \text{или} \quad \frac{F_{кр}}{G_s} = \varphi_{p_k} \frac{F_{кр.т}}{G_s \varphi_{p_k} \varphi_c} = \frac{F_{кр.т}}{G_s \varphi_c},$$

т. е.

$$F_{кр} = \frac{F_{кр.т}}{\varphi_c} \text{ см}^2.$$

3. Определяют безразмерную площадь выходного сечения сопла:

$$f_{в} = F_{в} / F_{кр.т}$$

4. По приведенным выше формулам вычисляют коэффициенты β_t и β .

5. Определяют теоретический коэффициент тяги двигателя при работе в пустоте:

$$K_{н.т} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{k}{\sqrt{k^2-1}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_B}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \times \\ \times \left[1 + \frac{k-1}{2k} \frac{\frac{p_B^{\frac{k-1}{k}}}{p_k}}{1 - \left(\frac{p_B}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right], \quad (6.79)$$

а затем вычисляют действительное значение коэффициента тяги двигателя по формуле

$$K_n = \varphi_c K_{н.т}$$

6. Определяют площадь критического сечения сопла по формуле тяги камеры двигателя при работе в атмосфере:

$$P_n = K_n p_k F_{кр} - F_{в} p_a = K_n p_k F_{кр} \left(1 - \frac{f_{в}}{K_n} \frac{p_a}{p_k} \right) = A p_k - B \frac{p_a}{p_k},$$

т. е.

$$F_{кр} = \frac{P_n}{K_n \rho_k \left(1 - \frac{f_v}{K_n} \frac{p_a}{p_k}\right)} \text{ см}^2. \quad (6.80)$$

7. Определяют удельную тягу двигателя в пустоте и в атмосфере:

$$P_{уд.п} = \frac{P_n}{G_s} = \beta K_n \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}} \quad (6.81)$$

и

$$\begin{aligned} P_{уд.н} &= \frac{P_n}{G_s} = P_{уд.п} - \frac{F_v p_a}{G_s} = \beta K_n - \frac{F_v p_a}{p_k F_{кр} / \beta} = \beta \left(K_n - f_v \frac{p_a}{p_k} \right) = \\ &= C + D \frac{p_a}{p_k}. \end{aligned}$$

Приведенные здесь формулы абсолютной и удельной тяг

$$P_n = A p_k - B \frac{p_a}{p_k} \quad \text{и} \quad P_{уд.н} = C - D \frac{p_a}{p_k}$$

можно использовать для расчета высотных характеристик двигателя, считая A , B , C и D постоянными величинами. При этом нужно задаваться рядом значений высоты полета и соответственно им по таблице брать p_a .

8. Определяют секундный расход топлива в камеру сгорания

$$G_s = \frac{P_n}{P_{уд.п}} = \frac{P_n}{P_{уд.н}} = \frac{p_k F_{кр}}{\beta} = E p_k \text{ кг/сек.}$$

Эти формулы можно также использовать для расчетов расходных характеристик двигателя, считая E и $F_{кр}$ постоянными величинами. При этом нужно задаться рядом значений p_k или G_s (от максимума до минимума) и вычислить соответственно G_s или p_k .

Вследствие затруднений, связанных с поддержанием постоянства расхода топлива при определении расходной характеристики двигателя при испытании его на стенде, часто для расходной характеристики в качестве переменной величины принимают не расход, а пропорциональную ему величину давления в камере сгорания p_k .

Не следует забывать, что при значительном уменьшении расхода топлива в камеру сгорания в сопле двигателя может наступить настолько большое перерасширение газа, что произойдет отрыв его от поверхности оболочки сопла, сопровождаемый появлением прямого скачка уплотнения газа. При этом скорость газа на выходе из сопла будет дозвуковой, и обычная формула для расчета расходной характеристики, выведенная для сверхзвукового истечения, окажется непригодной для пользования.

Для приближенных расчетов можно использовать следующие зависимости:

$$G_s = \frac{G_{sT}}{\varphi_{уд}}; \quad T_k \approx \varphi_{p_k}^2 T_{k.T};$$

$$v_k \approx \varphi_{p_k}^2 v_{k.T}; \quad \gamma_k \approx \frac{\gamma_{k.T}}{\varphi_{p_k}^2} \quad \text{и} \quad F_B = \frac{F_{B.T}}{\varphi_c}. \quad (6.82)$$

На фиг. 6.30—6.33 показано влияние давления газов в камере сгорания p_k и коэффициента окислителя α на параметры ЖРД.

При повышении p_k изменяются параметры продуктов сгорания данного топлива и геометрические размеры и вес сопла камеры двигателя следующим образом:

1) незначительно увеличивается температура сгорания T_k (фиг. 6.30), что частично объясняется некоторым подавлением с повышением p_k диссоциации газов и, следовательно, ростом коэффициента тепловыделения топлива φ_k ;

2) уменьшается температура газов на выходе из сопла камеры двигателя T_B (см. фиг. 6.30), что объясняется более значительным снижением с повышением p_k значения $\left(\frac{p_B}{p_k}\right)^{\frac{n-1}{n}}$ относительно изменения отношения T_B/T_k в формуле

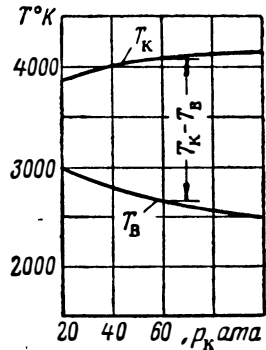
$$T_B = T_k \left(\frac{p_B}{p_k} \right)^{\frac{n-1}{n}};$$

3) весьма слабо увеличивается значение параметра β (фиг. 6.31), что объясняется бóльшим уменьшением с повышением p_k значения секундного расхода топлива G_s относительно изменения произведения $p_k F_{кр}$ в формуле

$$\beta = \frac{p_k F_{кр}}{G_s};$$

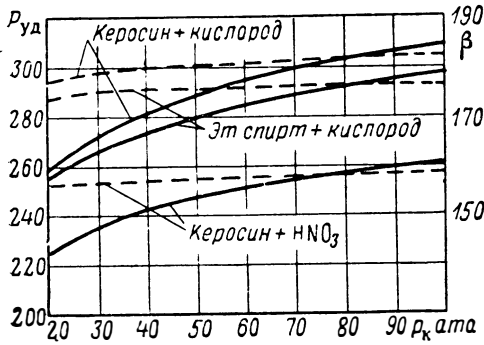
4) уменьшается по гиперболическому закону критическое сечение сопла камеры (см. фиг. 6.32), что в основном объясняется снижением с повышением p_k секундного расхода топлива в камеру двигателя данной тяги;

5) уменьшается также площадь выходного сечения сопла камеры (см. фиг. 6.32), что объясняется необходимым изменением с повышением p_k отношения $F_B/F_{кр}$ для сохранения заданного значения давления газов на выходе из сопла p_B ;

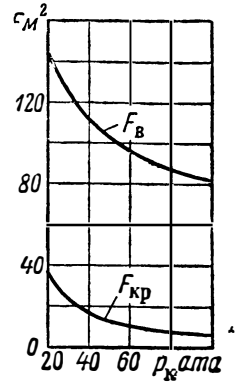


Фиг. 6.30. Зависимость T_k и T_B от p_k продуктов сгорания топлива при $\alpha = 1 \text{ атм}$.

6) уменьшается вес сопла камеры двигателя в связи с уменьшением его габаритов при повышении p_k и, как уже известно, увеличивается удельная тяга;

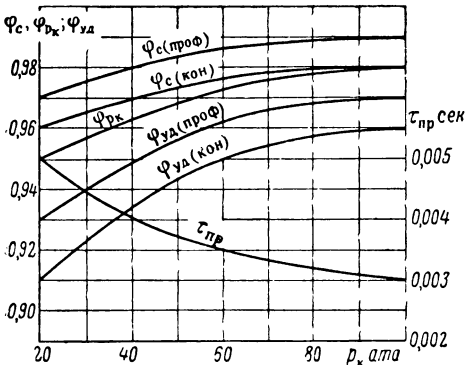


Фиг. 6.31. Зависимость $P_{уд}$ и β от p_k .

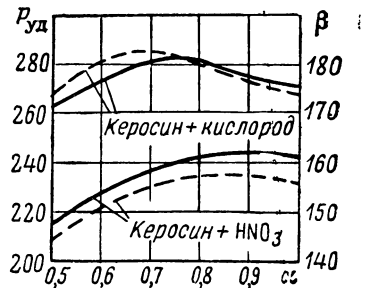


Фиг. 6.32. Зависимость $F_{кр}$ и F_v сопла камеры от p_k при $p_v = 1 \text{ атм}$.

7) возрастают коэффициенты φ_{p_k} , φ_c и $\varphi_{уд}$ и уменьшается время пребывания топлива в камере сгорания $\tau_{пр}$ вследствие интенсификации теплового процесса в камере двигателя (фиг. 6.33).



Фиг. 6.33. Характер изменения φ_{p_k} , φ_c , $\varphi_{уд}$ и $\tau_{пр}$ в зависимости от p_k при хорошей организации рабочего процесса в камере с коническим и профилированным соплами.



Фиг. 6.34. Зависимость $P_{уд}$ и β от α при $p_v = 1 \text{ атм}$.

На фиг. 6.34 показано изменение удельной тяги $P_{уд}$ и параметра β в зависимости от коэффициента избытка окислителя α для двух топлив.

Пример 4. Определить действительные геометрические размеры сопла и удельную тягу двигателя, имеющего абсолютную тягу у земли 12 547 кг и работающего на керосине ($C_r = 0,865$ и $H_r = 0,135$) и азотной кислоте 98%-ной весовой концентрации при $\chi = 4,37$ кг/кг, $\alpha = 0,8$, $p_k = 30$ ата, $p_b = 0,9$ ата, если $w_{в.т} = 2480$ м/сек, $T_{к.т} = 2970^\circ$ К, $T_{в.т} = 1654^\circ$ К и $R_{в.т} = 34$ кгм/кг $^\circ$ С.

Решение.

1. Теоретические параметры рабочего тела и характеристики двигателя:
 а) удельный вес газов на выходе из сопла

$$\gamma_{в.т} = \frac{p_b}{R_{в.т} T_{в.т}} = \frac{0,9 \cdot 10^4}{34 \cdot 1654} = 0,16 \text{ кг/м}^3;$$

б) удельное выходное сечение сопла

$$f_{уд.в.т} = \frac{1 \text{ кг}}{\gamma_{в.т} w_{в.т}} = \frac{1}{0,16 \cdot 2480} = 25,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{кг} = 25,2 \text{ см}^2/\text{кг}.$$

2. Действительные параметры и характеристики двигателя:

а) на основании данных статистики принимаем $\varphi_{p_k} = 0,96$ и $\varphi_c = 0,98$;

б) удельная тяга двигателя при этом

$$P_{уд} = \varphi_{уд} \frac{w_{в.т}}{g} + \varphi_{p_k} f_{уд.в.т} (p_b - p_a) = 0,96 \cdot 0,98 \frac{2480}{9,81} + 0,96 \cdot 25,2 (0,9 - 1,0) \approx$$

$$\approx 235,4 \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}};$$

в) секундный расход топлива

$$G_s = \frac{P}{P_{уд}} = \frac{12547}{235,4} = 53,3 \text{ кг/сек};$$

г) секундные расходы компонентов топлива

$$G_{s \text{ r}} = \frac{G_s}{1 + \chi} = \frac{53,3}{1 + 4,37} = 9,9 \text{ кг/сек};$$

$$G_{s \text{ o}} = \frac{\chi G_s}{1 + \chi} = \frac{4,37 \cdot 53,3}{1 + 4,37} = 43,3 \text{ кг/сек};$$

д) площадь выходного сечения сопла

$$F_b = \frac{f_{уд.в.т} G_s}{\varphi_c} = \frac{25,2 \cdot 53,3}{0,95} = 1467 \text{ см}^2;$$

е) средний показатель изэнтропы расширения газов в сопле

$$k = \frac{\lg \frac{p_b}{p_k}}{\lg \frac{p_b T_{к.т}}{p_k T_{в.т}}} = \frac{\lg \frac{0,9}{30}}{\lg \frac{0,9 \cdot 2970}{30 \cdot 1650}} = 1,2;$$

ж) критическая площадь сопла при $F_{кр} = 4,96$ (определяется по фиг. 3.9 при $p_k/p_b = 33,3$ и $k = 1,2$)

$$F_{кр} = \frac{F_b}{f_b} = \frac{1467}{4,96} = 296 \text{ см}^2.$$

Глава 7

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КАМЕР ЖРД

От конструктивного выполнения камеры и характера организации в ней рабочего процесса в основном зависят величина удельной тяги, надежность работы, удельный вес и стоимость двигателя.

Расчеты процессов сгорания топлива в камере и истечения продуктов сгорания из сопла позволяют определить только удельную тягу, секундный расход топлива при данных условиях его сжигания и данной тяге двигателя и основные геометрические размеры сопла. Конструктивные же размеры сопла и камеры сгорания (включая и основные ее геометрические размеры), а также рациональные их формы обычно устанавливаются в процессе рабочего проектирования, конструирования и проведения прочностных расчетов камеры.

Выбор и расчет рабочих и конструктивных параметров камеры в сочетании с простотой и малым удельным весом ее конструкции, надежностью работы и высокими эксплуатационными характеристиками являются основными задачами проектирования и конструирования камеры двигателя.

При проектировании ЖРД также весьма важно решить вопросы выбора системы зажигания несамовоспламеняющихся компонентов топлива при запуске двигателя и материалов для изготовления отдельных частей и элементов двигателя, а также вопросы, связанные с его конструктивным выполнением.

Целесообразный выбор системы зажигания топлива обеспечивает безотказный запуск двигателя и устраняет возможность аварии его вследствие неисправности зажигания. Целесообразный выбор материалов для изготовления двигателя, а также удачное конструктивное выполнение могут обеспечить ему надежную работу при минимальных удельном весе и стоимости. При этом также упрощается производство двигателя. Весьма существенным является вопрос конструктивной связи ЖРД с боевым аппаратом.

§ 1. Требования, предъявляемые к камерам ЖРД

Камера ЖРД любого типа и конструкции должна удовлетворять определенным требованиям, обусловленным особенностями ее работы и эксплуатации.

Основными особенностями камеры ЖРД, отличающими ее от камер сгорания других тепловых двигателей, являются:

1) высокая теплонпряженность ее рабочего объема (около $0,5 \cdot 10^9$ — $5 \cdot 10^9$ ккал/м³ час), что предъявляет особые требования к конструкции камеры сгорания;

2) большие давления и температуры газов в ней (около 20—80 ата и 2800—3600° С), что предъявляет особые требования к материалам и к системе охлаждения;

3) малое время, отводимое для сгорания в ней топлива (не больше 0,005 сек.), что требует очень хорошего распыла компонентов топлива при подаче в камеру сгорания для более полного их сгорания;

4) большие секундные расходы компонентов топлива, в силу чего требуется надежное зажигание его при запуске двигателя;

5) резкое ухудшение экономичности работы камеры двигателя и условий ее охлаждения при снижении режима работы относительно расчетного;

6) жесткое ограничение в удельном весе вследствие специфики использования ЖРД на летательных аппаратах, что требует применения для изготовления камеры, как и других элементов двигателя, легких и прочных материалов при использовании их с весьма малыми запасами прочности.

Главной задачей при проектировании и конструировании камеры двигателя является обеспечение возможно большей удельной тяги при минимальном удельном весе и максимальной надежности конструкции. В ряде случаев, когда это компенсируется соответствующим уменьшением веса, вполне допустимо некоторое снижение удельной тяги. Хотя такое мероприятие дает косвенный эффект и связано иногда со значительным изменением конструкции двигателя, но тем не менее им не следует пренебрегать.

Конструктивные и эксплуатационные особенности ЖРД во многом зависят от вида применяемых компонентов топлива.

При проектировании камеры двигателя необходимо стремиться обеспечить:

1) надежное воспламенение топлива при запуске в любых атмосферных условиях;

2) устойчивое горение топлива (без пульсаций давления) в диапазоне установленных режимов работы двигателя;

3) малые потери энергии топлива при сгорании в минимальном объеме и заданном режиме работы двигателя;

4) надежность охлаждения (если двигатель охлаждаемый) и работы в пределах установленных режимов и ресурса;

5) небольшой перепад давления жидкости в охлаждающем тракте;

6) простоту конструкции камеры, минимальные удельный вес и стоимость и др.

Камеры сгорания существующих двигателей, созданные на основании экспериментальных исследований, большинству этих требований в значительной мере удовлетворяют.

Совершенство камеры ЖРД в основном определяется величиной развиваемой удельной тяги при простой, легкой и надежной конструкции. Величина удельной тяги двигателя является наиболее существенным параметром, определяющим дальность полета боевого аппарата при данном совершенстве его конструктивного выполнения.

Основным фактором, влияющим на величину удельной тяги камеры двигателя, является качество организации и осуществления в ней рабочего процесса. Изучение процессов сгорания топлива в камерах ЖРД с целью дальнейшего их улучшения и совершенствования представляет весьма обширную область экспериментальных и теоретических исследований.

Для совершенствования конструкции камеры двигателя необходимы дальнейшие исследования процессов сгорания в ней заданных топлив при различных соотношениях компонентов и давлениях горения в зависимости от конструкций распыливающего устройства, скоростей впрыска компонентов топлива, конфигурации камеры сгорания и сопла, а также других факторов и условий работы двигателя.

§ 2. Поперечная и объемная расходонапряженности и теплонапряженности камеры сгорания двигателя

Основными качественными и количественными характеристиками работы камеры сгорания двигателя являются:

1. Коэффициент избытка окислителя в топливе α , характеризующий при заданных условиях сгорания данного топлива максимальный температурный уровень рабочего процесса в камере сгорания:

$$t_k = \frac{H_{uT} + \alpha \gamma_o H_{uo}}{(1 + \alpha \gamma_o) c_p} \text{ } ^\circ\text{C},$$

где c_p — средняя теплоемкость продуктов сгорания топлива в ккал/кг $^\circ\text{C}$.

2. Коэффициент тепловыделения топлива в камере сгорания φ_k , т. е. число, показывающее ту часть тепла, которая выделяется при сгорании топлива с учетом всех побочных теплотерь.

3. Коэффициент полноты давления в камере сгорания φ_{p_k} , характеризующий степень физической полноты сгорания топлива.

4. Расходонапряженность и теплонапряженность поперечного сечения камеры сгорания, т. е. количество топлива или тепла, при-

ходящееся в 1 сек. или 1 час на 1 см² или 1 м² наибольшей площади поперечного сечения камеры сгорания:

$$G_{F_k} = \frac{G_s \cdot 10^3}{F_k} \text{ г/см}^2\text{сек}$$

и

$$Q_{F_k} = \frac{G_s H_u \varphi_k}{F_k} = G_{F_k} H_u \varphi_k \text{ ккал/см}^2\text{сек.}$$

5. Расходная и объемная теплонапряженности камеры сгорания, т. е. количество топлива или соответственно тепла, приходящегося в 1 час или 1 сек. на единицу объема камеры сгорания:

$$G_{V_k} = \frac{G_s}{V_k} 3600 \text{ кг/м}^3\text{час};$$

$$Q_{V_k} = \frac{G_s H_u \varphi_k}{V_k} 3600 = G_{V_k} H_u \varphi_k \text{ ккал/м}^3\text{час.}$$

Для сравнительной оценки размеров камер сгорания двигателей, работающих при различных давлениях газов p_k , иногда пользуются «приведенными» значениями поперечной и объемной теплонапряженностей, вычисленными по формулам

$$Q_{F_k \text{ пр}} = \frac{Q_{F_k}}{p_k} \text{ ккал/м}^2 \text{ час ата} \text{ и } Q_{V_k \text{ пр}} = \frac{Q_{V_k}}{p_k} \text{ ккал/м}^3 \text{ час ата.}$$

В современных двигателях (табл. 7.1)

$$G_{F_k} \approx 20 \div 50 \text{ г/см}^2\text{сек}; \quad Q_{F_k} \approx (0,7 \div 5,0) 10^9 \text{ ккал/м}^2\text{час};$$

$$Q_{V_k} \approx (0,5 \div 5,0) 10^9 \text{ ккал/м}^3\text{час} \text{ и } Q_{V_k \text{ пр}} = \\ = (1,3 \div 2,0) 10^8 \text{ ккал/м}^3 \text{ час ата.}$$

Таблица 7.1

Значения расходной и объемной теплонапряженностей камер сгорания существующих двигателей

Тип двигателя	Давление в камере сгорания p_k ата	Теплонапряженность камеры сгорания	
		поперечная $Q_{F_k} 10^{-8}$ ккал/час м ²	объемная $Q_{V_k} 10^{-8}$ ккал/час м ³
Керосино-азотнокислотный	20—40	7—15	5—20
Спирто-кислородный	15—25	10—17	20—32
Керосино-кислородный	25—60	30—50	25—50
Прямоточный ВРД дозвуковой	1,3	0,2—0,5	0,3—0,7
Турбокомпрессорный ВРД	4,0	0,8—1,2	0,8—1,3

Поскольку секундный расход топлива в камеру сгорания

$$G_s = \frac{p_k F_{кр}}{\beta} \text{ кг/сек} = \frac{p_k F_{кр}}{\beta} 10^3 \text{ г/сек},$$

то предыдущей формуле весовой расходонапряженности камеры сгорания можно придать вид

$$G_{F_k} = \frac{p_k F_{кр}}{\beta F_k} 10^3 \text{ г/см}^2 \text{ сек},$$

где p_k — абсолютное давление газов в камере сгорания в кг/см^2 .

Эта формула показывает, что расходонапряженность камеры сгорания ЖРД (в $\text{г/см}^2 \text{ сек}$) изменяется почти прямо пропорционально изменению давления газов в камере сгорания p_k и практически численно почти равна его значению, выраженному в кг/см^2 .

Эксперименты показывают, что при увеличении p_k рабочей процесс в камере сгорания интенсифицируется, в результате чего приток тепла в зону жидких компонентов топлива увеличивается за счет обратных токов газа. Поэтому, не снижая интенсивности процессов на начальном участке камеры сгорания (нагрев, испарение компонентов топлива и начальное их перемешивание), можно при повышении p_k на одну и ту же площадь поперечного сечения камеры F_k подать в единицу времени большее количество жидких компонентов топлива, т. е. увеличить значение G_{F_k} .

Отношение расходонапряженности камеры сгорания ЖРД к давлению в ней можно приближенно считать постоянным и при расчетах пользоваться зависимостями:

а) для азотнокислотных двигателей

$$G_{F_k} \approx (0,8 \div 1,0) p_k \text{ г/см}^2 \text{ сек};$$

б) для кислородных двигателей

$$G_{F_k} \approx (1,1 \div 1,3) p_k \text{ г/см}^2 \text{ сек};$$

в) для фторных двигателей

$$G_{F_k} \approx (0,8 \div 0,9) p_k \text{ г/см}^2 \text{ сек}.$$

При расчете ЖРД иногда пользуются расходной и объемной теплонапряженностями камеры сгорания, выбирая их значения на основании данных статистики. Эти результирующие характеристики рабочего процесса в камере сгорания двигателя, несомненно, существенны, но с точки зрения построения рациональной технологии рабочего процесса и расширения пределов экономичных режимов работы камеры сгорания бесполезны, так как не вскрывают истинной картины протекания рабочего процесса в камере сгорания, не показывают факторов, воздействующих на качество этого процесса при работе двигателя на различных режимах. Эти харак-

теристики могут служить только для ориентировочной оценки потребного объема проектируемой камеры сгорания.

Двигатели с большой расходунапряженностью и высокой экономичностью работы должны, очевидно, иметь минимальное время испарения компонентов топлива, наиболее совершенное их смешение и равномерное распределение по поперечному сечению камеры сгорания.

Дальнейшее увеличение расходунапряженности камер сгорания ЖРД, очевидно, потребует:

1) организованного подвода тепла в зону впрыска компонентов топлива для ускорения процесса их испарения;

2) усиления турбулентности газового потока в камере сгорания установкой в ней охлаждаемых турбулизаторов или дополнительных топливных форсунок, распыливающих топливо против газового потока;

3) предварительного смешения компонентов топлива в форсунках в виде эмульсии (применения центробежных эмульсионных форсунок) и других мероприятий.

Изложенные соображения приводят нас к необходимости более дифференцированного подхода к оценке работы камеры сгорания двигателя и особого выделения тех характеристик, которые могут хотя бы приближенно отображать действительную количественную и качественную картину рабочего процесса в камере сгорания реального двигателя.

Пример 1. Определить объемную теплонапряженность камеры сгорания без учета физического тепла используемого топлива, если $V_k = 0,383 \text{ м}^3$, $G_s = 127 \text{ кг/сек}$, $H_u = 1568 \text{ ккал/кг}$ и $\varphi_k = 0,77$.

Решение.

$$Q_{V_k} = \frac{G_s H_u \varphi_k}{V_k} 3600 = \frac{127 \cdot 1568 \cdot 0,77}{0,383} 3600 = 1,43 \cdot 10^9 \frac{\text{ккал/час}}{\text{м}^3} = 400 \frac{\text{ккал/сек}}{\text{л}}.$$

§ 3. Определение объема камеры сгорания двигателя

Для сгорания топлива до равновесного состава продуктов сгорания требуются соответствующие объем и длина камеры сгорания двигателя.

Объемом камеры сгорания двигателя следует считать ее огневое пространство от головки до поперечного сечения сужающейся части сопла, площадь которого $F = 3F_{кр}$, так как в этой части камеры протекают интенсивные процессы сгорания и догорания топлива без значительного понижения давления по ее длине.

На величину потребного объема камеры сгорания влияют:

1) вид топлива, его состав, секундный расход и система распыла при подаче в камеру;

- 2) давление и температура продуктов сгорания топлива;
- 3) форма, длина камеры сгорания и другие факторы.

Если объем камеры сгорания будет меньше необходимого, часть топлива не успеет в ней сгореть и унесется с газами через сопло в окружающую среду; если же этот объем окажется чрезмерно большим, то камера сгорания будет излишне больших размеров и веса, что отрицательно скажется на летных характеристиках боевого аппарата. Кроме того, в камере сгорания слишком большого объема будут значительные потери на трение и теплоотвод от газов к оболочке камеры, а также возможна пульсация давления газов, которая способна вызвать вибрацию всего двигателя.

Полнота сгорания топлива и потребный объем камеры сгорания в большой мере зависят от качества подготовки горючей смеси к сгоранию. Чем совершеннее будет распыл компонентов топлива и равномернее распределение их по поперечному сечению камеры сгорания, тем более полным будет сгорание топлива.

При проектировании камеры сгорания двигателя очень важно выбрать такой объем ее, при котором можно достигнуть наибольшей полноты сгорания топлива, а следовательно, и удельной тяги при наименьшем удельном весе камеры.

В связи с недостаточной изученностью рабочих процессов в камере сгорания двигателя в настоящее время невозможно теоретически точно определить оптимальный объем и необходимые размеры проектируемой камеры сгорания. Эти параметры приходится устанавливать только приближенно, пользуясь пока весьма ограниченными данными статистики.

В настоящее время потребный объем камеры сгорания двигателя можно определить приближенно одним из следующих методов:

- 1) по приведенной длине камеры сгорания — отношению объема камеры сгорания V_k к критическому сечению сопла $F_{кр}$:

$$l_{пр} = \frac{V_k}{F_{кр}},$$

т. е.

$$V_k = l_{пр} F_{кр} \text{ м}^3; \quad (7.1)$$

- 2) по времени пребывания топлива в камере сгорания $\tau_{пр}$, т. е.

$$V_k = G_s v_k \tau_{пр} = G_s \frac{R_k T_k}{p_k} \tau_{пр} = F_{кр} \tau_{пр} \sqrt{g n R_k T_k \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}} \text{ м}^3; \quad (7.2)$$

- 3) по литровой тяге P_λ (тяге, приходящейся на 1 л объема камеры сгорания), т. е.

$$V_k = P_\lambda' P_\lambda \text{ л}; \quad (7.3)$$

- 4) по теплонапряженности объема камеры сгорания Q_{V_k} , т. е.

$$V_k = \frac{G_s H_{u\tau_k}}{Q_{V_k}} 3600 \text{ м}^3. \quad (7.4)$$

В существующих двигателях обычно $l_{np} \approx \frac{V_k}{F_{кр}} \approx 1,7 \div 4$ м;
 $\tau_{np} \approx 0,003 \div 0,005$ сек. и $P_l \approx 70 \div 450$ кг/л.

Эти параметры не отражают влияние формы камеры сгорания на величину V_k , хотя такое влияние в действительности имеет место; они не учитывают также характер протекания рабочего процесса в камере сгорания, зависящий от конструктивных и других факторов. При проектировании ЖРД значения этих параметров нужно выбирать на основании данных статистики.

Значения l_{np} , P_l и Q_{V_k} значительно зависят от вида топлива и давления в камере сгорания. Поэтому вычисление объема камеры сгорания на основании этих параметров оказывается весьма неточным.

Если отсутствуют отработанные точные данные по этим параметрам для двигателя, аналогичного проектируемому, работающего на таком же топливе, давлении в камере сгорания и имеющего такую же систему распыливающего устройства, то для определения V_k наиболее приемлемым является параметр τ_{np} , значение которого мало зависит от p_k .

Эксперименты показывают, что при повышении p_k значение τ_{np} незначительно уменьшается вследствие увеличения скорости испарения компонентов топлива за счет притока тепла в зону жидких компонентов топлива от обратных токов газа (интенсификации рабочего процесса в камере сгорания). Например, для топлива Т-1 + 80% HNO_3 с 20% N_2O_4 при $p_k = 20$ ата можно считать $\tau_{np} \approx 0,0045$ сек., а при $p_k = 60$ ата — $\tau_{np} \approx 0,003$ сек., что находится в пределах норм. В спирто-кислородных двигателях τ_{np} немного меньше, чем в азотнокислотных.

Сопоставляя уравнения (7.1) — (7.4) для V_k , получим следующее выражение:

$$V_k = G_s \frac{R_k T_k}{p_k} \tau_{np} = l_{np} F_{кр} = \frac{P}{P_l} 10^3 = \frac{G_s H_{уд}}{Q_{V_k}}, \quad (7.5)$$

которое показывает, что τ_{np} и l_{np} , а также P_l и Q_{V_k} соответственно пропорциональны друг другу.

Между литровой тягой P_l и приведенной длиной l_{np} камеры сгорания имеется следующая зависимость (при $p_b = p_a$):

$$P_l = \frac{p_k P_{уд}}{l_{np} \beta}, \quad (7.6)$$

где $\beta = p_k F_{кр} / G_s$ — действительный импульс давления в камере сгорания двигателя.

Литровая тяга зависит от вида используемого топлива, конструкции и режима работы двигателя.

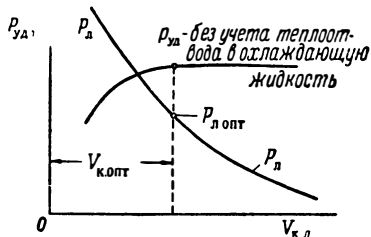
На фиг. 7.1 показаны зависимости литровой и удельной тяги двигателя от объема камеры сгорания. Кривые этой фигуры показывают, что при увеличении объема камеры сгорания литровая тяга уменьшается. Оптимальным является то значение литровой тяги, которому соответствует максимум значения $P_{уд}$.

Для приближенного сравнения экономичности работы различных ЖРД по литровой тяге, имеющих разные p_k , но одинаковые p_v , принято величину $P_{л.прив}$ приводить к одинаковому давлению в камере сгорания (обычно к $p_k=20$ или 30 атм) по формуле

$$P_{л.прив} = \frac{30}{p_k} P_{л} \sqrt{\frac{1 - (p_v/30)^{\frac{n-1}{n}}}{1 - (p_v/p_k)^{\frac{n-1}{n}}}} \quad (7.7)$$

При предкамерном распыле компонентов топлива объем предкамер обычно составляет около 5—8% от объема камеры сгорания.

Ввиду отсутствия достаточно полных экспериментальных материалов, позволяющих определить оптимальную величину объема



Фиг. 7.1. Литровая и удельная тяги двигателя в зависимости от объема камеры сгорания.

распылительных предкамер головки камеры сгорания двигателя, и надежных сведений о пригодности предкамерного распыла для других видов применяемых топлив, кроме этилового спирта и жидкого кислорода (для которых этот способ распыла сейчас применяется), выбор предкамерного распыла компонентов топлива, объема предкамер, их числа и схемы расположения на головке камеры следует производить с учетом имеющихся экспериментальных и статистических данных.

При определении объема камеры сгорания ЖРД необходимо иметь в виду, что:

1) оптимальный объем камеры сгорания, обеспечивающий полное и устойчивое сгорание топлива, является функцией большого числа факторов, влияние которых на величину объема теоретически пока учесть точно невозможно;

2) объем камеры сгорания должен быть различным для разных видов компонентов топлива и способов их распыла и условий сгорания, так как испарение, активация и скорость сгорания компонентов при этом различные;

3) при недостаточном объеме камеры сгорания процесс сгорания топлива будет неполным и неустойчивым, а удельная тяга окажется заниженной;

4) объем камеры сгорания необходимо выбирать оптимальным как по величине удельной тяги, так и по ее удельному весу;

5) оптимальный объем камеры сгорания можно уменьшить за счет увеличения в ней давления газов, применения более совершенного распыливающего устройства, установки в камере специальных турбулизаторов и проведения других мероприятий, ускоряющих процессы подготовки и сгорания топлива;

6) чем меньше объем камеры сгорания, тем легче ее охладить одним из компонентов топлива при небольшом перепаде давления в охлаждающем тракте и меньше ее удельный вес (камеры сгорания эллиптической и шарообразной формы имеют относительно меньшие охлаждаемые поверхности).

Перечисленные факторы, обуславливающие величину оптимального объема камеры сгорания, противоречивы. Например, камера сгорания большого объема, обеспечивающая полное сгорание топлива, не может одновременно иметь малый удельный вес или небольшие потери давления жидкости в охлаждающем тракте. Поэтому при определении потребного объема камеры сгорания нужно принимать компромиссное решение, удовлетворяющее большинству предъявляемых требований в зависимости от назначения и условий работы двигателя.

Пример 2. Определить объем и приведенную длину камеры сгорания двигателя, если диаметр ее цилиндрической части 230 мм, длина 320 мм и диаметр критического сечения сопла — 92 мм.

1. Площадь критического сечения сопла

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi d_{\text{кр}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 9,2^2}{4} = 66,48 \text{ см}^2.$$

2. Площадь поперечного сечения сужающейся части сопла, по которой вычисляется объем камеры сгорания:

$$F = 3F_{\text{кр}} = 3 \cdot 66,48 = 199,44 \text{ см}^2,$$

откуда диаметр этого сечения

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 199,44}{3,14}} = 15,93 \text{ см} \approx 160 \text{ мм}.$$

3. Длина сужающейся части сопла, включаемая в объем камеры сгорания, согласно чертежу сопла равна $l_{\text{сж}} = 120 \text{ мм}$.

4. Объем камеры сгорания

$$\begin{aligned} V_{\text{к}} &= V_{\text{ц}} + V_{\text{сж}} = \pi r_{\text{к.ц}}^2 l_{\text{к.ц}} + \frac{\pi l_{\text{сж}}}{3} (r_{\text{к.ц}}^2 + r_{\text{к.ц}} r + r^2) = \\ &= 3,14 \cdot 1,15^2 \cdot 3,20 + \frac{3,14 \cdot 1,20}{3} (1,15^2 + 1,15 \cdot 1,20 + 1,20^2) = 18,62 \text{ л}. \end{aligned}$$

5. Приведенная длина камеры сгорания

$$l_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{к}}}{F_{\text{кр}}} = \frac{18,62 \cdot 1000}{66,48} = 280 \text{ см} = 2,8 \text{ м}.$$

§ 4. Достоинства и недостатки камер сгорания различных конструктивных форм и их головок

Конструкция камер ЖРД обуславливается их общей компоновкой и конструктивными особенностями головки, камеры сгорания, сопла, охлаждающего тракта, силовой связи оболочек и т. п. Классификация камер сгорания существующих ЖРД приведена в гл. 2.

Камеры ЖРД могут иметь несвязанную и связанную по своим поверхностям силовую схему оболочек.

Для облегчения охлаждения внутреннюю оболочку камеры целесообразно выполнять возможно тонкой, чтобы уменьшить разницу между температурами ее газовой и жидкостной поверхностей.

Однако в этом случае вследствие превышения давления жидкости в охлаждающем тракте под давлением газов внутри камеры сгорания необходимо крепить эту оболочку к наружной оболочке камеры.

В существующих ЖРД силовая связь между оболочками камеры осуществляется при помощи контактной сварки или высокотемпературной пайки. Контакт в местах сварки (пайки) осуществляют либо посредством специальных прокладок, либо путем выштамповок в наружной оболочке — рубашке камеры.

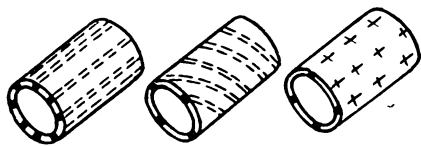
Расположение связей оболочек камеры может быть продольным, винтовым и точечным (фиг. 7. 2).

При конструировании камер ЖРД со связанными оболочками первостепенное значение приобретает выбор типа и схемы расположения связывающих элементов. Точечные связи могут быть расположены по прямоугольной или по шахматной схеме.

Расположение силовых связей определяет схемы нагружения оболочек камеры двигателя.

При скрепленной силовой схеме оболочек силовые нагрузки воспринимаются обеими оболочками, и поэтому внутреннюю оболочку можно выполнить относительно меньшей толщины (малого веса), что значительно облегчает условия ее охлаждения и упрощает технологию производства таких камер. Однако при этой схеме оболочек трудно практически обеспечить прочность скрепления их между собой, и значительно возрастает перепад давлений охлаждающей жидкости в тракте при наличии точечных связей в виде выштамповок, особенно при высоких давлениях в камере сгорания.

При подаче жидкости под давлением в межрубашечное пространство камеры в местах контакта оболочек возникают силы реакции. Напряженное состояние внутренней оболочки камеры будет определяться значением давления жидкости в тракте и величинами сил реакции. Последние являются в первую очередь функ-



Фиг. 7. 2. Схема расположения силовых связей оболочек камеры.

Расположение связей оболочек камеры может быть продольным, винтовым и точечным (фиг. 7. 2).

При конструировании камер ЖРД со связанными оболочками первостепенное значение приобретает выбор типа и схемы расположения связывающих элементов. Точечные связи могут быть расположены по прямоугольной или по шахматной схеме.

Расположение силовых связей определяет схемы нагружения оболочек камеры двигателя.

При скрепленной силовой схеме оболочек силовые нагрузки воспринимаются обеими оболочками, и поэтому внутреннюю оболочку можно выполнить относительно меньшей толщины (малого веса), что значительно облегчает условия ее охлаждения и упрощает технологию производства таких камер. Однако при этой схеме оболочек трудно практически обеспечить прочность скрепления их между собой, и значительно возрастает перепад давлений охлаждающей жидкости в тракте при наличии точечных связей в виде выштамповок, особенно при высоких давлениях в камере сгорания.

При подаче жидкости под давлением в межрубашечное пространство камеры в местах контакта оболочек возникают силы реакции. Напряженное состояние внутренней оболочки камеры будет определяться значением давления жидкости в тракте и величинами сил реакции. Последние являются в первую очередь функ-

При подаче жидкости под давлением в межрубашечное пространство камеры в местах контакта оболочек возникают силы реакции. Напряженное состояние внутренней оболочки камеры будет определяться значением давления жидкости в тракте и величинами сил реакции. Последние являются в первую очередь функ-

При подаче жидкости под давлением в межрубашечное пространство камеры в местах контакта оболочек возникают силы реакции. Напряженное состояние внутренней оболочки камеры будет определяться значением давления жидкости в тракте и величинами сил реакции. Последние являются в первую очередь функ-

При подаче жидкости под давлением в межрубашечное пространство камеры в местах контакта оболочек возникают силы реакции. Напряженное состояние внутренней оболочки камеры будет определяться значением давления жидкости в тракте и величинами сил реакции. Последние являются в первую очередь функ-

При подаче жидкости под давлением в межрубашечное пространство камеры в местах контакта оболочек возникают силы реакции. Напряженное состояние внутренней оболочки камеры будет определяться значением давления жидкости в тракте и величинами сил реакции. Последние являются в первую очередь функ-

При подаче жидкости под давлением в межрубашечное пространство камеры в местах контакта оболочек возникают силы реакции. Напряженное состояние внутренней оболочки камеры будет определяться значением давления жидкости в тракте и величинами сил реакции. Последние являются в первую очередь функ-

При подаче жидкости под давлением в межрубашечное пространство камеры в местах контакта оболочек возникают силы реакции. Напряженное состояние внутренней оболочки камеры будет определяться значением давления жидкости в тракте и величинами сил реакции. Последние являются в первую очередь функ-

циями давления жидкости, а также жесткости оболочек камеры, схемы расположения и числа связывающих элементов.

Наибольшее применение получили камеры сгорания цилиндрической и шарообразной или близкой к ней форм. Основным достоинством цилиндрической камеры сгорания по сравнению с камерами сгорания других форм является простота ее конструкции и изготовления и, следовательно, малая стоимость. Кроме того, она имеет меньший габаритный диаметр.

К основным недостаткам цилиндрической камеры сгорания относятся:

1) при одинаковом объеме она имеет большую поверхность оболочки, что усложняет ее охлаждение;

2) при прочих равных условиях она имеет худшую прочностную характеристику, что увеличивает ее удельный вес и стоимость;

3) газовый поток в этой камере сгорания больше обжимается поверхностью оболочки, чем в шарообразной камере сгорания, что несколько гасит его турбулентность и утоняет ламинарный слой газа около поверхности оболочки, снижая полноту сгорания топлива и, следовательно, удельную тягу и увеличивая теплоотдачу от газов в оболочке;

4) меньшая устойчивость работы в отношении высокочастотных колебаний, что ограничивает ее расходонапряженность, а также сужает пределы регулирования тяги изменением расхода топлива.

Цилиндрические камеры сгорания выполняются со съёмными или приварными головками. Эти камеры обычно стоят на двигателях малых и средних тяг однократного и многократного применения, где в первую очередь требуются простота и дешевизна конструкции. В последнее время наиболее часто применяются камеры сгорания цилиндрической формы с плоской головкой и однокомпонентными центробежными форсунками. Примером ЖРД с цилиндрическими камерами сгорания могут служить немецкие керосино-азотнокислотные двигатели.

Шарообразные и близкие к ним грушевидные камеры сгорания по сравнению с камерами сгорания других форм имеют следующие основные достоинства:

1) при заданном объеме они имеют относительно меньшую поверхность оболочки, что уменьшает удельный вес камеры сгорания и облегчает ее охлаждение;

2) при заданном давлении в камере сгорания они имеют меньшую толщину оболочки, что уменьшает удельный вес камеры сгорания;

3) оболочка этих камер сгорания обладает большей устойчивостью против вдавливания внутрь под воздействием на нее статического давления охлаждающей жидкости;

4) процесс сгорания топлива в них протекает более полно благодаря сравнительно хорошей турбулизации газового потока, что повышает удельную тягу двигателя на 2—3%;

б) при прочих равных условиях в этих камерах меньше теплоотдача от газов к оболочке камеры вследствие наличия около ее поверхности более толстого ламинарного слоя, ухудшающего теплоотдачу к оболочке от газов и облегчающего этим охлаждение камеры сгорания (газовый поток сравнительно меньше обжимается поверхностью оболочки).

К основным недостаткам шарообразных камер сгорания относятся:

1) сложность конструкции и технологии изготовления, что увеличивает ее стоимость;

2) сравнительно больший диаметр камеры сгорания, что может потребовать увеличения миделя снаряда.

Шарообразные камеры сгорания обычно имеют приварную шарообразную головку. Эту форму камеры сгорания имеют двигатели большой тяги со значительной продолжительностью работы, когда объем камеры сгорания настолько велик, что становится целесообразным предкамерный распыл компонентов, а также когда выгоды от уменьшения ее веса и повышения экономичности работы за счет формы преобладают над увеличением стоимости ее изготовления.

Примером ЖРД с шарообразными камерами сгорания может служить немецкий спирто-кислородный двигатель А-4.

Камера сгорания конической формы применения не получила вследствие присущих ей больших недостатков и отсутствия каких-либо достоинств перед другими формами.

Экспериментами установлено, что переход от шарообразной или эллиптической к цилиндрической форме камеры сгорания отрицательно сказывается на смещении и сгорании компонентов топлива вследствие уменьшения при этом начальной турбулизации газового потока и, следовательно, понижения удельной тяги двигателя на 2—3%.

Головки камер сгорания ЖРД бывают преимущественно плоские и сферические. Плоские головки камеры имеют различное конструктивное оформление. Иногда их выполняют трехстенной конструкции с отдельными плоскостями для горячего и окислителя. Верхнее днище обычно имеет шаровидную форму, тогда как последние два днища — плоские, в которых монтируют форсунки. При этом компонент топлива, используемый для охлаждения камеры, поступает в нижнюю полость головки, образуемую плоскими днищами, откуда через форсунки впрыскивается в камеру сгорания. Второй компонент топлива подается прямо в верхнюю полость головки, образуемую шарообразным верхним и плоским средним днищами, а из нее затем поступает в камеру сгорания через сквозные трубки, пересекающие плоские днища головки и заканчивающиеся форсунками. Все три днища головки камеры связаны между собой. Верхнее днище связывается со средним плоским днищем косынками различной формы, а для связи плоских днищ можно использовать точечные выштамповки или разваль-

повку корпуса форсунок. Так как число форсунок обычно бывает весьма большим (измеряется сотнями), то последний способ связи между собой оболочек практически оказывается также достаточно надежным.

Конструктивное оформление головки в основном зависит от выбранной формы камеры сгорания, ее диаметра, вида компонентов топлива, а также от того, какой компонент топлива используется для охлаждения камеры. Плоские головки применяются в камерах двигателей малых и средних тяг. Они наиболее удобны для цилиндрических камер сгорания благодаря конструктивной простоте и удобству расположения на них струйных и центробежных форсунок горючего и окислителя. Плоские головки в сочетании с цилиндрической камерой сгорания обеспечивают хорошую однородность поля скоростей и концентрацию компонентов топлива по поперечному сечению камеры. К недостаткам плоских головок относится сравнительно малая их прочность и жесткость при значительных поперечных сечениях камеры сгорания. Поэтому головки камер сгорания больших диаметров должны иметь специальные силовые элементы.

Сферические головки часто выполняются с предкамерами и применяются в основном в камерах спирто-кислородных двигателей средних и больших тяг. Эта головка удачна и с точки зрения борьбы с явлениями, связанными с поперечными акустическими колебаниями, характерными для двигателей с камерой сгорания большого диаметра. Достоинство этой головки состоит в высокой ее прочности и жесткости, а недостаток — в сравнительно сложной конструкции.

Постановка предкамер на головке камеры облегчает экспериментальную отработку распыливающего устройства, так как в этом случае возможна предварительная доводка только одной предкамеры, что значительно проще и дешевле доводки всей распылительной плоской головки.

§ 5. Выбор формы камеры сгорания ЖРД

Форма камеры сгорания оказывает существенное влияние на величину удельной тяги и устойчивость работы двигателя. Поэтому при проектировании ЖРД форму камеры сгорания необходимо выбирать с учетом предъявляемых общих требований к камерам, достоинств и недостатков камер сгорания различных форм и следующих факторов:

- 1) рода компонентов топлива;
- 2) предполагаемой системы распыла этих компонентов;
- 3) величины абсолютной тяги и продолжительности работы двигателя;
- 4) величины давления в камере сгорания;
- 5) технологии изготовления камеры и др.

Принципиально камера сгорания двигателя должна быть такой формы, при которой она будет иметь высокую экономичность и малые значения удельного веса и стоимости.

Камеры сгорания «холодного» типа в период второй мировой войны выполнялись цилиндрической формы для небольшой тяги, со струйным распылом перекиси водорода. Если для разложения перекиси водорода применяют жидкий катализатор, то внутри такой камеры сгорания устраивают специальный завихритель-смеситель, а в случае твердого катализатора последний помещают в виде определенного пакета непосредственно в камере сгорания.

Известно, что самовоспламеняющиеся компоненты топлива начинают реагировать немедленно после их смешения, в силу чего процесс сгорания этих компонентов меньше зависит от температуры, давления и формы камеры сгорания, чем в случае применения самовоспламеняющихся компонентов топлива. Поэтому для первой группы топлив может оказаться наиболее выгодной конструктивно простая и дешевая цилиндрическая камера сгорания. Кроме того, для целесообразного сжигания самовоспламеняющихся и несамовоспламеняющихся, а также низкокипящих и высококипящих компонентов топлива могут оказаться рациональными разные способы распыла их, которые в свою очередь могут различно влиять на выбор оптимальной формы камеры сгорания двигателя.

Скорость процесса сгорания несамовоспламеняющихся двухкомпонентных топлив в камере двигателя в области турбулентной диффузии в основном определяется факторами гидродинамического характера. В этой области сгорания перестают играть определяющую роль свойства топлива и окислителя, а также температурный фактор (если не считать слабой зависимости от температуры соответствующих физических констант). Поэтому, естественно, форма камеры сгорания двигателя будет оказывать существенное влияние на процесс сгорания топлива в диффузионной области, т. е. на турбулентное перемешивание в камере компонентов между собой, а следовательно, на их скорость и полноту сгорания.

Если абсолютная тяга и продолжительность работы двигателя небольшие, то следует отдать предпочтение конструктивно простой и относительно дешевой цилиндрической камере сгорания со струйным или центробежным распылом компонентов топлива, так как в этом случае экономичность работы камеры сгорания может иметь второстепенное значение. В противном случае экономичность работы двигателя приобретает важное значение, в силу чего требуется более совершенная в гидродинамическом отношении шарообразная или эллиптическая форма камеры сгорания с предкамерным или с обычным центробежным распылом компонентов топлива; поэтому некоторое усложнение конструкции камеры и в связи с этим относительное удорожание ее могут иметь второстепенное значение.

Увеличение диаметра камеры сгорания с ростом тяги двигателя или повышению давления газов в камере сгорания заданной тяги всегда связано с увеличением толщины внутренней оболочки камеры и, следовательно, с необходимостью уменьшения температуры газов в камере сгорания для избежания перегрева оболочки камеры, а значит, с понижением $P_{зд}$ и повышением секундного расхода топлива в двигателе. Объясняется это тем, что более толстую по условиям прочности оболочку камеры труднее охладить. Исходя из этих соображений, можно считать, что в таких случаях наиболее приемлемой будет камера сгорания шарообразной или эллиптической формы, так как камеры этих конфигураций при прочих равных условиях имеют внутреннюю оболочку меньшей толщины, чем цилиндрические.

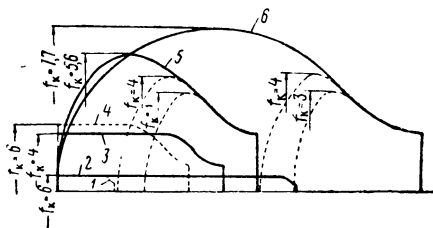
На фиг. 7.3 показаны очертания нескольких возможных форм камеры сгорания ЖРД различных тяг.

Для более крупных ЖРД (с тягой около 50—100 т), очевидно, наиболее подходящим профилем камеры будет профиль 5, так как большой диаметр камеры исключает практическую возможность применения для нее плоской распылительной головки.

Стремление сохранить хороший подвод тепла к головке камеры сгорания, т. е. иметь нормальную расходонапряженность головки, требует в таком двигателе увеличения диаметра камеры сгорания примерно до 950 мм. В результате длина такой камеры, вероятно, будет около 600—700 мм. При современном смесеобразовании такая длина камеры может считаться излишней, однако уменьшить ее трудно без ухудшения очертания сужающейся части сопла или уменьшения диаметра камеры.

Для ЖРД относительно большей тяги, работающих на высокоэффективных компонентах топлива при давлении в камере сгорания порядка 60 ата, форма камеры будет ближе к профилю б. В этом случае из-за большого диаметра и давления головка камеры сгорания должна будет принять форму полусферы и заметно переходить в камеру сгорания, которая в свою очередь должна постепенно переходить в сопло.

В таком двигателе под головкой камеры сгорания нужно понимать ту часть камеры, на которой размещены топливные форсунки. При этом диаметр камеры и длина ее будут по-прежнему определяться прежде всего стремлением иметь не слишком напряженную по секундному расходу топлива головку. Очевидно, длина камеры



Фиг. 7.3. Возможные формы камер сгорания ЖРД различных тяг.

сгорания такого двигателя обеспечит требуемую полноту сгорания топлива.

Рассмотренные здесь профили камер сгорания ЖРД можно считать типичными для двигателей различных типов. Во всех этих камерах сгорания диаметр достаточно велик, и поэтому безразмерная площадь их достигает величины порядка $f_k=1,4\div 7,7$.

На фиг. 7.3 для профилей 5 и 6 камер сгорания показаны пунктиром те профили, которые могли бы иметь камеры при $f_k=3$ и 4. Существенный выигрыш в весе и габаритах таких камер сгорания очевиден. Однако расходонапряженность головок камер сгорания при этом резко увеличивается и значительно превышает наибольшие значения G_{F_k} , достигнутые в настоящее время. Применение таких скоростных камер сгорания нецелесообразно вследствие очень малого их объема и трудности организации подвода тепла к головке.

При выборе формы камеры сгорания для проектируемого двигателя необходимо иметь в виду следующие соображения.

1. Форма камеры сгорания должна обеспечивать малые значения оптимального объема и удельного веса и высокую экономичность работы.

2. На форму камеры сгорания значительно влияет вид используемого топлива, так как от него в основном зависят конструкция распылительной головки камеры двигателя и характер рабочего процесса в последней.

3. Форма камеры сгорания должна по возможности воспроизводить очертания пламени горящего в ней топлива, обусловливаемые конструкцией головки камеры, принятым способом распыла компонентов, типом форсунок, схемой их расположения и другими факторами.

4. При большой тяге и значительной продолжительности работы двигателя может оказаться экономически выгодной конструктивно сложная и дорогая камера сгорания по сравнению с простой и дешевой, но менее экономичной цилиндрической.

5. При применении камер сгорания эллиптической и шарообразной форм достигается уменьшение поверхности оболочки, облегчаются условия ее охлаждения и при данном объеме снижается удельный вес.

6. По производственным и конструктивным соображениям предпочтительнее камера сгорания простой геометрической формы (цилиндрическая), так как при относительно более сложных формах конструирование и изготовление оболочек камеры двигателя сопряжено со значительными трудностями, но эффективность работы такой камеры все же должна быть высокой.

7. При небольшой тяге и малой продолжительности работы двигателя следует отдавать предпочтение конструктивно простой и относительно дешевой цилиндрической форме камеры сгорания, так как в этом случае экономичность работы ее может иметь второстепенное значение.

§ 6. Выбор относительной площади камеры сгорания двигателя

Величина относительной площади камеры сгорания $f_k = F_k / F_{кр}$ существенно влияет на величины абсолютной и удельной тяг двигателя и поэтому практически она должна иметь рациональные пределы.

При расчете ЖРД часто определяют геометрические размеры сопла без учета понижения давления газов по длине камеры сгорания в связи с их подогревом, т. е. при условии равенства между давлениями газов в начале камеры сгорания p_n и в конце ее p_k' , чему соответствует $\omega_k = 0$ и $f_k = \frac{F_k = \infty}{F_{кр}} = \infty$.

Так как практически цилиндрическую камеру сгорания двигателя приходится выполнять с какой-либо конечной величиной f_k , при которой $p_k' < p_n$ и $\omega_k > 0$, то действительная тяга такого двигателя получается меньше, чем при условии $p_n = p_k' = p_k$. Поэтому нужно установить пределы для f_k , при которых можно вести расчет сопла двигателя без учета гидродинамического понижения давления газов по длине цилиндрической камеры сгорания, т. е. по данным ее обычного термодинамического расчета.

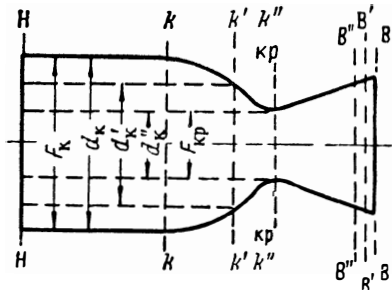
Если у данной изобарической камеры сгорания двигателя уменьшить диаметр d_k при неизменных значениях $F_{кр}$, угла раствора сопла α и перепада давлений газов между началом камеры сгорания p_n и средом сопла p_b (фиг. 7.4), то при этом:

Если у данной изобарической камеры сгорания двигателя уменьшить диаметр d_k при неизменных значениях $F_{кр}$, угла раствора сопла α и перепада давлений газов между началом камеры сгорания p_n и средом сопла p_b (фиг. 7.4), то при этом:

1) увеличится перепад давлений и скорость газового потока в камере сгорания и соответственно уменьшатся в сопле; при $f_k = 5$ потеря давления газов в конце камеры сгорания будет пренебрежимо мала (около 0,4—0,5%), при $f_k = 4$ — около 1%, а при $f_k = 1$ получим $p_k' \approx 0,455 p_n$ (при $f_k = 1$ камера называется скоростной или тепловым соплом);

2) уменьшится общий перепад давлений газов в камере двигателя p_n/p_b ; для получения на выходе из сопла первоначального давления газов p_b при уменьшении d_k необходимо соответственно укорачивать сопло (см. фиг. 7.3);

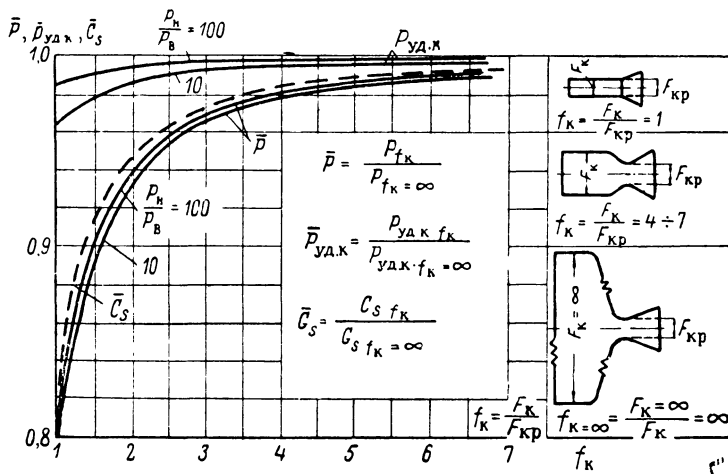
3) уменьшится коэффициент тепловыделения топлива φ_k вследствие понижения коэффициента полноты сгорания его $\varphi_{пк}$ по причине снижения интенсификации процесса сгорания, уменьшения потребного времени пребывания $\tau_{пр}$ и влияния на рабочий процесс других факторов;



Фиг. 7.4. К выбору безразмерной площади камеры сгорания (уменьшается диаметр камеры).

4) ухудшатся условия расположения на головке камеры сгорания форсунок и распыла компонентов в связи с уменьшением ее диаметра, что также снизит $\Phi_{п-к}$;

5) уменьшится скорость истечения газов из сопла двигателя и пропорциональная ей удельная тяга, так как один и тот же перепад давлений газов, сработанный в тепловом сопле, обуславливает меньшую скорость истечения, чем в чисто геометрическом сопле;



Фиг. 7. 5. Относительные значения секундного расхода топлива, абсолютной и удельных тяг в зависимости от безразмерной площади камеры сгорания двигателя.

6) уменьшится абсолютная тяга двигателя в связи с уменьшением секундного расхода топлива в камеру сгорания из-за уменьшения пропускной способности критического сечения сопла вследствие увеличения критического удельного объема газов одновременно с понижением давления по длине камеры сгорания.

На фиг. 7. 5 показаны ориентировочные расчетные кривые относительного изменения \bar{G}_s , $\bar{P}_{уд.к.}$ и \bar{P} в зависимости от f_k при постоянных значениях $F_{кр}$, α , $\rho_1/\rho_в$; $n=1,2$; $R_{г}=30$ кгм/кг $^{\circ}$ C и $T_{г}/T_{н}=12$. Кривые показывают, что:

1) скоростная камера сгорания двигателя ($f_k=1$) относительно изобарической камеры сгорания ($f_k > 5$) обладает рядом недостатков, и поэтому практическое использование ее явно нецелесообразно;

2) при увеличении f_k от 1 до 3 удельная и абсолютная тяги двигателя возрастают стремительно, начиная от 3 до 6 — незначительно, а при $f_k > 6$ — остаются почти неизменными;

3) при значениях $f_k > 3$ влияние газодинамических факторов на процессы, происходящие в камере сгорания, невелико, и поэтому расчет сопла двигателя можно вести по параметрам газа, полу-

ченным в камере сгорания при термодинамическом расчете, т. е. при условии $p_k = p_n$ и $\omega_k = 0$;

4) при значениях $f_k < 3$ указанные допущения вносят в расчет значительную неточность, приводящую к ошибке в тяге больше чем на 3%. В современных двигателях $f_k \approx 4 \div 7,5$ и выше. При увеличении давления в камере сгорания оптимальное значение f_k возрастает. Если же у данной изобарической камеры сгорания двигателя увеличивать $F_{кр}$ при неизменных значениях $F_{кв}$, $p_n/p_{кв}$ и угла раствора сопла (фиг. 7. 6), то в этом случае:

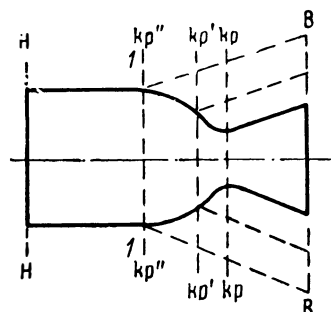
1) уменьшится удельная тяга по причинам, изложенным выше;

2) возрастет секундный расход топлива в камеру двигателя, так как G_s и p_k зависят от $F_{кр}$ (произойдет форсирование камеры по секундному расходу топлива и тяге); с увеличением f_k расход G_s возрастает интенсивнее, чем понижается удельная тяга $P_{уд}$ (см. фиг. 7. 6 и табл. 7. 2);

3) уменьшится удельный вес камеры (самым легким оказывается двигатель при $f_k = 1$).

Данные этой таблицы показывают, что при уменьшении f_k от 6 до 3 за счет увеличения $F_{кр}$ повышается тяга камеры на 25%.

В случае необходимости за счет некоторого увеличения $F_{кр}$ и G_s можно повысить тягу существующего двигателя. Однако брать значение $f_k < 3$ явно нерационально, так как при этом значительно уменьшается удельная тяга двигателя, т. е. ухудшается экономичность его работы (см. фиг. 7. 5).



Фиг. 7. 6. К выбору безразмерной площади камеры сгорания (увеличивается критическое сечение сопла).

Таблица 7. 2

Характеристики двигателя первоначального и форсированного (за счет увеличения $F_{кр}$) вариантов

Вариант двигателя	P кг	P_k кг/см ²	$\frac{P_{уд}}{\text{кг топлива/сек}}$ кг/тягу	d_k мм	d_{kp} мм	f_k
Первоначальный	1500	41	172	140	57	6,04
Форсированный	2000	30	136	140	81	2,98

При проектировании ЖРД рациональное значение f_k необходимо принимать с учетом кинетики процессов сгорания топлива в камере, условий эксплуатации двигателя и др.

Безразмерная площадь камеры сгорания f_k однозначно связана с расходонапряженностью камеры сгорания G_{F_k} , которую выбирают в начале газодинамического расчета ЖРД для определения ω_k , ρ_k' и T_k' .

Для определения ρ_k' и T_k' по известным ρ_k и T_k необходимо знать состояние газов в том сечении, по которому ведется газодинамический расчет процесса горения.

Точные экспериментальные данные по этому вопросу в настоящее время отсутствуют, и поэтому при газодинамическом расчете двигателя выбирать упомянутое исходное сечение камеры сгорания приходится исходя из чисто теоретических предпосылок и практических соображений. Вероятно, наиболее близкое к действительности представление в этом случае можно получить, если предположить, что горение топлива начинается в том сечении камеры сгорания, где оно испарилось. Следует предположить, что температура в зоне этого сечения соответствует температуре кипения при данном парциальном давлении наиболее высококипящего компонента топлива.

После выбора формы камеры сгорания ЖРД необходимо определить ее размеры. Теоретически решить эту задачу трудно, так как размеры камеры зависят от многих факторов, количественный учет которых пока невозможен.

§ 7. Определение основных геометрических характеристик камеры двигателя

К основным геометрическим параметрам камеры сгорания двигателя относятся:

- 1) диаметр распылительной головки;
- 2) максимальный диаметр и длина камеры сгорания;
- 3) боковая поверхность оболочки и др.

До сего времени еще не установлены твердые правила для определения основных размеров камеры сгорания двигателя. Диаметр распылительной головки камеры должен быть достаточным для расположения топливных форсунок. При проектировании ЖРД диаметр головки камеры сгорания выбранной формы можно приближенно оценить на основании данных статистики.

При расчете двигателей диаметр распылительной головки можно принимать:

- 1) для шаровой камеры сгорания
- $$d_{\text{гол}} \approx d_k,$$

где d_k — максимальный диаметр камеры, определяемый по формуле (фиг. 7.7, а)

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{V_k}{0,5236}} = 1,24 \sqrt[3]{V_k} \text{ м}; \quad (7.8)$$

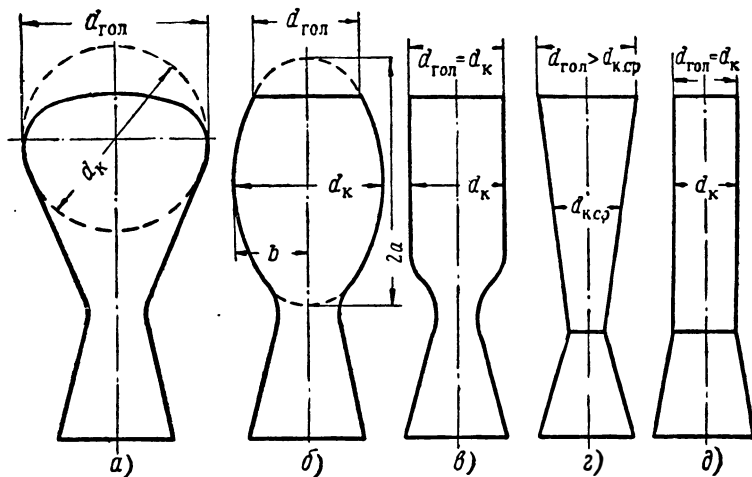
здесь V_k — расчетный объем камеры сгорания;

2) для эллиптической камеры сгорания (см. фиг. 7.7, б)

$$d_{\text{гол}} \approx 0,6d_{\text{к}}, \quad (7.9)$$

где $d_{\text{к}}$ — максимальный диаметр камеры сгорания, определяемый по формуле

$$d_{\text{к}} = 1,125 \sqrt{V_{\text{к}}} \text{ м};$$



Фиг. 7.7. К определению диаметра головки камер сгорания различных форм.

3) для цилиндрической и конически сужающейся камер сгорания (см. фиг. 7.7, в, г и д)

$$d_{\text{гол}} = d_{\text{к}}, \quad (7.10)$$

где $d_{\text{к}}$ — диаметр цилиндрической части камеры сгорания, определяемый по формуле

$$d_{\text{к}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{к}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{с}}}{\pi G_{\text{Фк}}}} = \sqrt{\frac{4P}{\pi P_{\text{уд}} G_{\text{Фк}}}} \text{ см};$$

здесь $F_{\text{к}} = G_{\text{с}}/G_{\text{Фк}}$ — площадь поперечного сечения камеры сгорания в см^2 ;

$G_{\text{Фк}}$ — расходнапряженность камеры сгорания в $\frac{\text{кг/сек}}{\text{см}^2}$;

$G_{\text{с}}$ — расход топлива в камеру в кг/сек ;
 P и $P_{\text{уд}}$ — абсолютная и удельная тяги камеры в $\frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$.

Формула для определения $d_{\text{к}}$ эллиптической камеры сгорания получена следующим образом.

Объем эллипсоида вращения выражается уравнением

$$V_{\text{эл}} = V_{\text{к}} = \frac{4}{3} \pi abc = \frac{4}{3} \pi ab^2, \quad (7.11)$$

где a — большая полуось;

b — малая полуось эллипсоида вращения, а ось $c = b$.

Для камеры сгорания эллиптической формы на основании данных статистики можно принять $b = \frac{3}{4}a$, т. е.

$$V_{\text{к}} = \pi \frac{3}{4} a^3,$$

откуда

$$a = 0,75 \sqrt[3]{V_{\text{к}}}. \quad (7.12)$$

Тогда искомый вид формулы для определения диаметра эллиптической камеры сгорания будет

$$d_{\text{к}} = 2b = 1,5a = 1,125 \sqrt[3]{V_{\text{к}}}. \quad (7.13)$$

Так как отношение расхода напряженности камеры сгорания к давлению в ней $p_{\text{к}}$ почти постоянно, то диаметр $d_{\text{к}}$ обратно пропорционален корню квадратному из $p_{\text{к}}$, т. е. $d_{\text{к}} \approx 1/\sqrt{p_{\text{к}}}$.

Между диаметром камеры сгорания и критическим сечением сопла современных двигателей существует следующая зависимость:

а) в цилиндрических камерах сгорания азотнокислотных двигателей

$$d_{\text{к}} \approx (2,0 \div 3,0) d_{\text{кр}};$$

б) в шарообразных камерах сгорания спирто-кислородных двигателей

$$d_{\text{к}} \approx (2,3 \div 2,5) d_{\text{кр}}.$$

Пересчитать объем шара в объем грушевидной формы камеры сгорания и приближенно определить ее длину можно следующим образом:

1) в некотором масштабе вычерчивают окружность диаметром $d_{\text{к}}$ (фиг. 7.8);

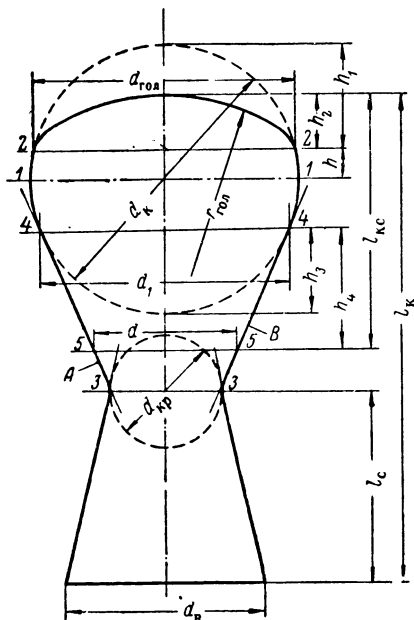
2) в том же масштабе откладывают на вертикальном диаметре высоту $h \approx (0,1 \div 0,2) d_{\text{к}}$ и проводят хорду — линию 2-2, параллельную 1-1, на которую наносят диаметр распылительной головки камеры $d_{\text{гол}}$;

3) по чертежу этой же окружности определяют высоту шарового сегмента h_1 , отсекаемого линией 2-2;

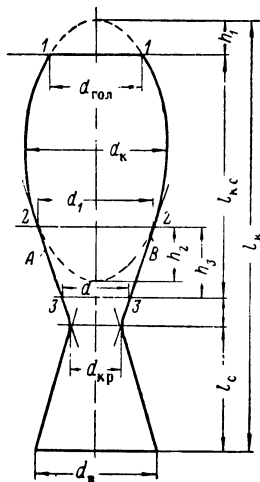
4) в том же масштабе от линии 2-2 откладывают вверх высоту шатровой головки камеры сгорания $h_2 \approx 0,1 d_{\text{гол}}$ и очерчивают головку радиусом $r = d_{\text{к}}$;

5) на произвольно проведенной под окружностью горизонтальной линии 3-3 в том же масштабе откладывают диаметр критического сечения сопла $d_{\text{кр}}$, соблюдая основных геометрических размеров камеры (диаметра и длины);

6) из точек 3-3 к окружности диаметра $d_{\text{к}}$ проводят ка-



Фиг. 7.8. К определению длины камеры сгорания шарообразной формы.



Фиг. 7.9. К определению длины камеры сгорания эллиптической формы.

сательные линии A и B и по чертежу в принятом масштабе определяют верхний диаметр усеченного конуса d_1 (по линии 4-4), а также высоту отрезанного при этом шарового сегмента h_3 ;

7) определяют диаметр усеченного конуса в том поперечном сечении, где заканчивается камера сгорания и площадь его $F = 3F_{\text{кр}}$ (линия 5-5);

8) вычисляют высоту усеченного конуса, входящего в объем камеры сгорания:

$$h_4 = \frac{d_1 - d}{2 \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}},$$

где β — угол раствора конуса сужающейся части сопла;

9) наконец, находят искомую длину камеры сгорания:

$$l_{к.с} \approx d_k - (h_1 + h_3) + h_2 + h_4.$$

В этом приближенном подсчете длины камеры сгорания нами не учтен объем предкамер принятой системы распыла компонентов топлива; при точных расчетах этот объем нужно учитывать.

После этого подсчета нужно приступить к конструктивному профилированию камеры сгорания и сопла, делая необходимые отступления от приведенной предварительной расчетной схемы формы камеры сгорания двигателя.

Распределить вычисленный объем эллипсоида вращения в желаемую форму камеры сгорания и приближенно определить ее длину можно следующим образом:

1) в некотором масштабе вычерчивают эллипсоид вращения (фиг. 7.9), пользуясь ранее вычисленными величинами d_k и a (здесь a — большая полуось эллипсоида);

2) в том же масштабе на чертеже эллипсоида откладывают диаметр распылительной головки камеры сгорания $d_{гол}$ и определяют высоту сегмента h_1 , отсекаемого при этом линией 1-1;

3) определяют $d_{кр}$, который в том же масштабе откладывают внизу чертежа эллипсоида вращения, соблюдая при этом на глаз известную пропорцию основных геометрических размеров камеры;

4) к эллипсоиду вращения проводят касательные линии A и B и по чертежу определяют высоту сегмента h_2 , отсекаемого от эллипсоида линией 2-2;

5) аналогично камере шаровой формы определяют диаметр сужающегося сечения сопла, где площадь $F = 3F_{кр}$, и соответствующие объемы, а затем находят длину камеры сгорания.

Длину камер сгорания цилиндрической и сужающейся форм определяют аналогичным способом.

Длина цилиндрической части камеры сгорания должна быть такой, чтобы в ней в основном успевали заканчиваться процессы сгорания топлива.

В камерах сгорания двигателей больших тяг сужающаяся часть сопла имеет значительные размеры. Поэтому время пребывания газов в этой докритической части сопла велико, что необходимо особо учитывать при точных расчетах длины камеры двигателя.

Если известны объем камеры сгорания V_k , ее диаметр d_k , диаметр критического сечения сопла $d_{кр}$ и построен профиль сужающейся части камеры (сопло), то длина цилиндрической части камеры сгорания может быть достаточно точно вычислена по разности объемов (см. пример 2):

$$V_{ц} = V_k - V_{сж}, \quad (7.14)$$

где $V_{сж}$ — объем сужающейся части камеры сгорания, определяемый по ее геометрическим характеристикам (см. § 3, гл. 7).

Зависимость длины цилиндрической части камеры сгорания от p_k еще не установлена. Однако можно считать, что при повышении p_k оптимальная длина этой части камеры должна уменьшаться вследствие интенсификации в ней при этом рабочего процесса и требований повышения динамической устойчивости работы двигателя.

Длина цилиндрической части камер сгорания некоторых современных двигателей колеблется в пределах $l_n \approx (1,0 \div 2) d_k$.

У двигателей с тягой больше 10—15 т и при повышенном давлении газов в камере сгорания длина цилиндрической части камеры может быть меньше ее диаметра.

Конструктивные размеры камер сгорания любой формы устанавливаются в процессе ее рабочего проектирования и выполнения прочностных расчетов. Расчетные значения основных геометрических размеров камеры сгорания можно округлять, так как небольшое их изменение практически не оказывает существенного влияния на характеристики работы двигателя.

При выборе диаметра цилиндрической части камеры сгорания двигателя необходимо иметь в виду, что:

1) при чрезмерно большом d_k конструктивно удобно расположить на головке камеры топливные форсунки нормальной производительности, но при этом ухудшается контакт между распыливаемыми компонентами и поэтому при расчетном объеме камеры сгорания уменьшается полнота сгорания топлива;

2) чрезмерное увеличение d_k за счет уменьшения l_n может привести к ухудшению процессов подогрева, испарения и сгорания компонентов топлива;

3) при чрезмерно малом d_k конструктивно трудно расположить на головке топливные форсунки нормальной производительности. Кроме того, при малом шаге форсунок ухудшается подвод тепла на подогрев и испарение компонентов топлива посредством обратных токов газа, что при данном объеме камеры сгорания уменьшает полноту сгорания и может вызвать неустойчивость работы двигателя;

4) замена потребного числа форсунок нормальной производительности на меньшее число большей производительности нецелесообразна, так как при этом увеличатся размеры капель распыливаемых компонентов топлива и ухудшится их полнота сгорания;

5) увеличение производительности топливных форсунок и чрезмерное увеличение длины цилиндрической части камеры сгорания за счет уменьшения ее диаметра могут привести к неустойчивой работе двигателя (пульсации давления в камере сгорания).

Боковые поверхности оболочек камер сгорания различных геометрических форм определяют по соответствующим формулам, приведенным в справочниках по математике.

К основным геометрическим характеристикам сопла камеры двигателя относятся:

1) площади и диаметры критического и выходного сечений сопла, которые определяют по данным теплового расчета двигателя;

2) длина и боковая поверхность выходной части сопла, которые определяют в зависимости от профиля и размеров сопла, и

3) углы растворов входной и выходной частей сопла, значения которых выбирают по данным статистики.

Поскольку истечение газов из сопла камеры двигателя близко к равновесному и в этом процессе основную роль играют газодинамические факторы, то сопла ЖРД можно моделировать, т. е. результаты, полученные при исследовании сопел малых размеров, можно переносить из сопла двигателей больших тяг.

Пример 3. Определить диаметр критического и выходного сечений сопла камеры двигателя, развивающего номинальную тягу $P=2125$ кг при $p_k=22$ ата, $p_b=1$ ата и $n=1,2$.

Решение

1. Площадь критического сечения сопла определится из общей формулы тяги, т. е.

$$F_{кр} = \frac{P}{p_k \sqrt{\frac{2n^2}{n-1} \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{n}} \left[1 - \left(\frac{p_b}{p_k}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]}}} =$$

$$= \frac{2125}{22 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,2^2}{1,2-1} \left(\frac{2}{1,2+1}\right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} \left[1 - \left(\frac{1}{22}\right)^{\frac{1,2-1}{1,2}}\right]}}} = 67,8 \text{ см}^2.$$

2. Площадь выходного сечения сопла (см. § 16)

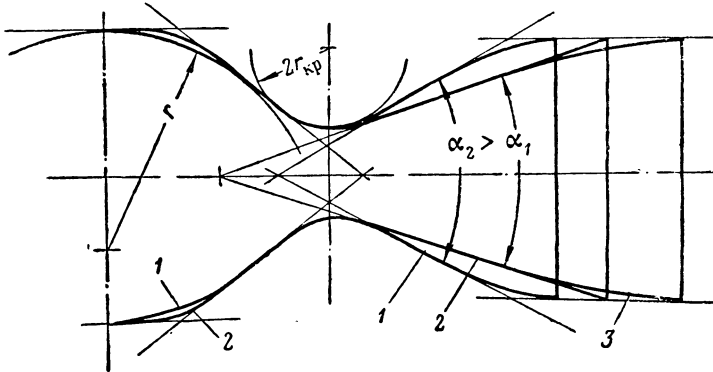
$$F_b = F_{кр} \frac{\left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{1}{n-1}} \left(\frac{p_k}{p_b}\right)^{\frac{1}{n}}}{\sqrt{\frac{n+1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_b}{p_k}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]}}} =$$

$$= 67,8 \times \frac{\left(\frac{2}{1,2+1}\right)^{\frac{1}{1,2-1}} \left(\frac{22}{1}\right)^{\frac{1}{1,2}}}{\sqrt{\frac{1,2+1}{1,2-1} \left[1 - \left(\frac{1}{22}\right)^{\frac{1,2-1}{1,2}}\right]}}} = 263 \text{ см}^2.$$

3. Характерные диаметры сопла соответственно будут: $d_{кр}=9,29$ см = 92,9 мм и $d_b=18,3$ см = 183 мм.

§ 8. Выбор формы и углов раствора сопла камеры двигателя

Форма и углы раствора входной и выходной частей сопла камеры ЖРД существенно влияют на процесс расширения и разгон газов в сопле. Поэтому при проектировании камеры эти углы нужно выбирать оптимальными. Чем совершеннее спроектировано, сконструировано и технологически выполнено сопло, тем меньше в нем потери энергии газов и тем больше их эффективная скорость истечения и удельная тяга двигателя.



Фиг. 7. 10. Сопла камеры конической и профилированной форм:

1—профилированное сопло с увеличенным углом раствора, 2—обычное коническое сопло, 3—профилированное сопло с углом раствора конического сопла.

Современные двигатели имеют сопла конической и профилированной по длине формы (фиг. 7. 10).

Сопла некоторых выполненных камер имеют полный угол раствора входной части $60\text{—}90^\circ$ и выходной части $20\text{—}40^\circ$. Такие сопла менее эффективны по сравнению с соплами профилированной по длине формы.

Сопла различных форм и углов раствора еще мало изучены при различных диапазонах режимов работы существующих ЖРД, что представляет некоторые трудности при их проектировании.

При массовом производстве камер ЖРД сварной конструкции, когда применяется штамповка заготовок сопел из листов металла, затраты на изготовление сопла профилированной формы будут примерно такими же, как и конического сопла.

При проектировании сопла необходимо стремиться к тому, чтобы возможно полнее удовлетворить следующие основные требования:

1) возможно меньшие потери энергии газов в сопле, суммарное значение которых обычно учитывается величиной коэффициента полноты скорости истечения φ_c ;

2) поверхность оболочки сопла при заданных размерах критического и выходного сечений должна быть оптимальной как по эффективности работы сопла, так и по условиям охлаждения, удельному весу и другим показателям;

3) конструкция и технология изготовления сопла должны быть возможно простыми.

Эти требования к конструкции сопла являются взаимоисключающими, так как полное удовлетворение одного из них приводит к ухудшению других свойств сопла. Поэтому при проектировании сопла в зависимости от назначения двигателя приходится принимать то или иное компромиссное решение.

В сопле камеры двигателя имеют место следующие потери энергии газов, снижающие удельную тягу двигателя:

1. *Потеря вследствие трения газов о поверхность оболочки сопла.* Эта потеря уменьшается, если внутреннюю поверхность сопла выполнить гладкой и с большим углом раствора выходной части; ее величину нельзя свести к нулю. Чем больше длина сопла, тем больше потеря на трение. Величина потери энергии вследствие трения учитывается коэффициентом $\varphi_{тр}$.

Силы трения в камере сгорания пренебрежимо малы из-за малых скоростей газового потока.

2. *Потеря вследствие непараллельности истечения газов из сопла относительно его оси.* Радиальное перемещение газов в конусе сопла снижает их количество движения в осевом направлении и, следовательно, уменьшает удельную тягу двигателя. Эту потерю можно свести к нулю, если подобрать профиль сопла так, чтобы скорости газов в потоке на выходе из сопла были параллельны оси двигателя. Однако такие профилированные сопла получаются длинными, что влечет за собой потерю на трение газов о поверхность оболочки, увеличивает вес и габариты сопла (см. фиг. 7.9). По этой причине нецелесообразно выводить газовый поток из сопла при полностью параллельном течении. Практически общий угол раствора профилированного сопла на выходе принимают равным $10-16^\circ$.

Величина потери энергии газов вследствие радиального рассеивания их в сопле (непараллельности потока на выходе из сопла) учитывается коэффициентом $\varphi_{рас}$.

3. *Потеря вследствие несовершенства профиля сопла (входные потери).* Эта потеря вызывается срывом потока и скачками уплотнения в сверхзвуковой области сопла.

При чрезмерной кривизне критической области сопла периферийные струи могут отрываться от поверхности сопла из-за возникающих сил инерции при переходе через критическое сечение. Эти срывы нарушают плавность истечения при переходе через скорость звука, вызывают образование вихревых зон, скачков уплотнения. Кроме того, скачки уплотнения могут образоваться и в сверхзвуковой части сопла, в местах чрезмерной кривизны профиля сопла.

Эта потеря уменьшается, если всем участкам сопла придать соответствующие плавные очертания.

Рядом экспериментов установлено, что при очертании сопла в области критического сечения радиусом, равным диаметру этого сечения, потеря на входе оказывается незначительной.

Величина потери вследствие несовершенства профиля сопла учитывается коэффициентом $\varphi_{\text{проф}}$. Эта потеря может также иметь место и при нормальном угле раствора выходной части сопла, если двигатель будет работать на режимах чрезмерного перерасширения газов в сопле вследствие уменьшения расхода топлива в камеру сгорания.

4. *Потеря вследствие частичной неравновесности истечения газов.* Эта потеря зависит от природы продуктов сгорания топлива, их давления и длины сопла двигателя; при длине сопла порядка 0,1 м она достигает не более 1—2%. При более длинных соплах эта потеря практически близка к нулю, так как при этом увеличивается время пребывания газов в сопле и поэтому в нем полнее завершаются процессы релаксации и рекомбинации молекул газов. Потеря вследствие неравновесности истечения газов в сопле обычно учитывается при расчете процесса истечения по среднему показателю полноты.

5. *Потеря вследствие теплоотдачи от газов в окружающую среду.* Эта потеря уменьшается, если сопло имеет меньшую поверхность оболочки за счет увеличения угла раствора выходной части.

Величина потери в окружающую среду в охлаждаемом двигателе пренебрежимо мала (не превышает 0,2—0,3%).

Перечисленные здесь потери энергии газов в сопле камеры снижают удельную тягу двигателя на 1—5% от ее теоретического значения, вычисленного при истечении газов из сопла без потерь.

Основные потери энергии газов в сопле двигателя учитываются коэффициентом полноты скорости истечения:

$$\varphi_c \approx \varphi_{\text{тр}} \varphi_{\text{рас}} \varphi_{\text{проф}}$$

Двигатели имеют $\varphi_c \approx 0,95 \div 0,99$.

Действительная скорость истечения газов из сопла двигателя может быть определена по формуле

$$\omega_{\text{в}} \approx \varphi_{\text{уд}} \omega_{\text{в.т}} \text{ м/сек,}$$

где $\omega_{\text{в.т}}$ — скорость газового потока в выходном сечении сопла, вычисленная без учета радиального рассеивания газов по обычной формуле изэнтропического расширения.

Коэффициент φ_c для существующего ЖРД можно определить экспериментально, а для проектируемого двигателя величину его следует оценивать приближенно на основании данных статистики.

Учет потери энергии газового потока вследствие непараллельности газов на выходе из сопла можно учесть приближенно коэффициентом рассеивания $\varphi_{\text{рас}}$ (табл. 7. 3).

Таблица 7.3

Значение коэффициента $\varphi_{рас}$ в зависимости от полного угла раствора на срезе сопла α_B

Градусы α_B	0	4	8	12	16	20
$\varphi_{рас}$	1,000	0,9997	0,9988	0,9972	0,9951	0,9924
Продолжение						
Градусы α_B	24	28	32	36	40	
$\varphi_{рас}$	0,9890	0,9851	0,9806	0,9755	0,9698	

При этом средняя осевая скорость истечения газов из сопла выразится формулой

$$w'_B = \varphi_{рас} w_B \text{ м/сек,}$$

где $\varphi_{рас} = \frac{1}{2} \left(1 + \cos \frac{\alpha_B}{2} \right)$; здесь α_B — полный угол раствора выходной части сопла.

Конические сопла применяются в камерах двигателей малых и средних тяг, где потерей энергии газового потока вследствие радиального рассеивания можно пренебречь. Преимуществом конических сопел является сравнительная простота их конструкции и изготовления.

Для конических сопел проектируемых камер ЖРД можно принимать углы растворов: а) входной части $\beta = 60 \div 90^\circ$; б) выходной части $\alpha \approx 25 \div 30^\circ$.

Радиус скругления профиля критической области сопла можно принимать

$$r = (0,7 \div 1) d_{кр},$$

где $d_{кр}$ — диаметр критического сечения сопла.

При таких углах раствора сопло имеет сравнительно небольшие длину и вес, а также не происходит значительного снижения удельной тяги двигателя относительно $P_{уд}$ полностью соосного потока.

Оптимальные углы раствора входной и выходной частей сопла для заданного режима работы камеры двигателя можно установить экспериментально.

Эксперименты показывают, что угол раствора и форма входной части сопла незначительно влияют на величину удельной тяги двигателя и практически не влияют на характер газового потока в за-критической части сопла.

Форма и угол входной части сопла определяют поле скоростей и давлений в газовом потоке докритической части сопла. Вследствие сужения канала давление газов у поверхности сопла за счет действия центробежных сил получается больше, чем вблизи оси его, а в критическом сечении — наоборот. Чем больше угол суже-

ния входной части сопла, тем больше давление газов у ее поверхности и потери энергии вследствие трения. Резкие изменения контуров этой части сопла могут привести к образованию скачков уплотнения.

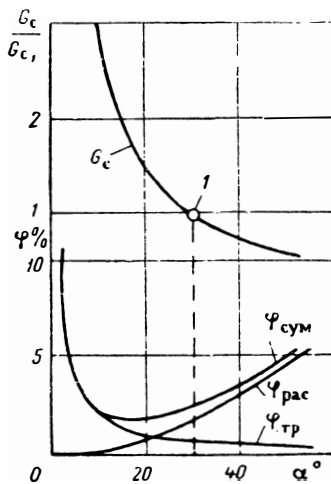
При проектировании двигателей входной канал сопла целесообразно очерчивать плавно сопряженными кривыми (например, дугами окружностей), что позволяет уменьшить длину этой части сопла, упростить технологию ее изготовления и снизить вес. При этом радиусы дуг окружностей выбирают, исходя из условий сопряжения, так, чтобы сопло имело возможно плавное очертание.

Угол раствора выходной части сопла, как уже отмечено выше, существенно влияет на характер рабочего процесса в сопле и на величину удельной тяги двигателя. При выборе этого угла для проектируемого двигателя необходимо иметь в виду следующее¹.

1. Чем больше угол раствора выходной части сопла, тем при прочих равных условиях будет короче и легче сопло, меньше его охлаждающая поверхность, теплоотдача к ней от газов (легче охладить сопло данным количеством жидкости), а также меньше потеря давления жидкости в охлаждающем тракте и потеря энергии вследствие трения газов о поверхность сопла. Но при этом диаметр выходного сечения сопла может оказаться чрезмерно большим относительно мишеля снаряда, истечение газов будет более неравновесным и значительно увеличится потеря энергии газового потока вследствие радиального рассеивания.

2. При чрезмерно большом угле раствора сопла возможны потери энергии газового потока вследствие отрыва его от поверхности сопла, появления вихрей, турбулентности и скачков уплотнения.

3. При уменьшении угла раствора сопло удлинится, истечение газов становится более равновесным, уменьшается энергия газов вследствие их радиального рассеивания на выходе из сопла. Однако при этом увеличивается поверхность оболочки сопла, что затрудняет ее охлаждение, возрастает потеря энергии газов вследствие их трения о поверхность и повышается вес сопла.



Фиг. 7.11. Примерная зависимость веса конического сопла G_c камеры заданной тяги от величины потерь в нем энергии газов и величины полного угла раствора α .

1 — точка исходной зависимости веса сопла G_{c1} камеры, относительно которого ведется сравнение.

¹ Д. Саттон. Ракетные двигатели. ИЛ, 1950.

Перечисленные факторы, обуславливающие оптимальное значение угла раствора расширяющейся части сопла, между собой противоречивы и в каждом отдельном случае поддаются точному учету только экспериментально.

На фиг. 7.11 показано изменение веса сопла камеры заданной тяги и потерь в нем энергии газа в зависимости от угла раствора его расширяющейся части.

Кривые этой фигуры показывают, что по величине потерь энергии газа в коническом сопле оптимальный угол раствора должен быть около 20° . Однако для уменьшения веса сопла при расчете этот угол принят равным 30° . Это допущение оказывается оправданным, так как ухудшение эффективности (удельной тяги) двигателя допустимо почти на столько процентов, на сколько процентов при этом уменьшается его вес.

Если в сопле камеры имеет место отрыв потока газов от стенок вследствие резкого изменения направления его движения или расширения из-за чрезмерно большого угла раствора, то потери энергии газов в сопле могут быть весьма большими.

Оптимальное соотношение между эффективностью работы сопла и его весом зависит не только от угла раствора, но и от давления в камере сгорания и выходном сечении сопла, от оптимальной высоты сопла, а также продолжительности работы двигателя. Это необходимо учитывать в каждом конкретном случае проектирования и конструирования камеры двигателя.

Сопло на выходе не должно иметь острую кромку, так как при скруглении ее возможны перерасширение газов и увеличение потери энергии вследствие рассеивания.

§ 9. Профилирование сопла камеры двигателя графическими методами

Сопло камеры обычно профилируют в двигателях средних и больших тяг, а также в двигателях, работающих с большой степенью расширения газов, так как использование конического сопла приводит к значительной потере энергии газов вследствие радиального рассеивания.

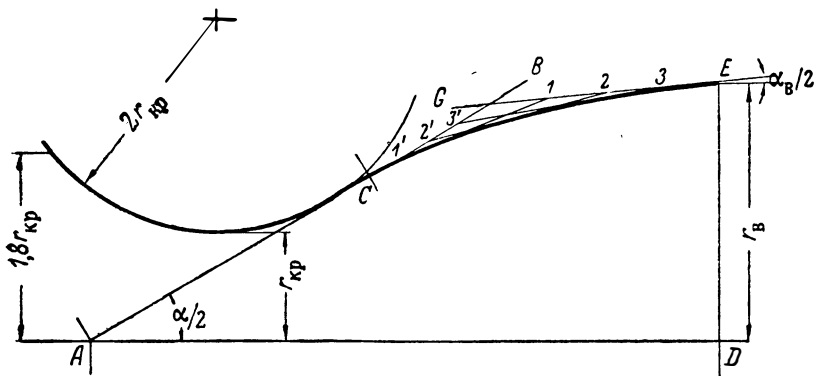
Профилирование сопла позволяет повысить удельную тягу двигателя на 2—3% относительно значения тяги той же камеры, но с коническим соплом.

Для уменьшения потери энергии газов в профилированном сопле, его длины и веса рекомендуется¹ начальный угол раствора сопла увеличивать до 40 — 50° . Такое увеличение угла оправдывается тем, что в сопле происходят процессы догорания топлива, рекомбинации и релаксации молекул газов, способствующие радиальному расширению их при движении в сопле.

¹ Г. Б. Синярев и М. В. Добровольский. Жидкостные ракетные двигатели. Оборонгиз, 1950.

Угол непараллельности газов на срезе сопла при $f_b = F_b/F_{кр} = 4 \div 8$ и $p_k/p_b = 20 \div 60$ ата рекомендуется принимать $\alpha_b = 12 \div 16^\circ$. При этом сопло получается короче и легче, а коэффициент скорости $\varphi_c \approx 0,98 \div 0,99$.

Увеличение удельной тяги двигателя на 2—3% за счет только конструкторивных параметров сопла указывает на целесообразность профилирования сопел камер ЖРД средних и больших тяг. Получаемая в этом случае экономия в расходе топлива может с избытком покрыть затраты, связанные с профилированием сопла.



Фиг. 7. 12. Графическое построение профиля сопла камеры двигателя.

Существует несколько различных способов графического профилирования сопла камеры двигателя. Строго газодинамическое профилирование сопла, в котором образующая сверхзвуковой части совпадает с линией тока газов, является сложным и трудоемким. Кроме того, длина и вес такого сопла получаются сравнительно большими, а технология его изготовления весьма сложной. Поэтому для профилирования сопла камеры двигателя целесообразнее пользоваться упрощенными графическими методами.

Исходными данными для профилирования расширяющейся части сопла камеры двигателя являются:

- 1) безразмерная площадь сопла $f_b = F_b/F_{кр}$;
- 2) радиусы критического $r_{кр}$ и выходного r_b сечений сопла;
- 3) угол сопла на срезе $\alpha_b/2$.

Наиболее просто графически построить профиль сопла камеры по параболу. При этом входная часть сопла в области критического сечения образуется дугой с радиусом $2r_{кр}$ (фиг. 7. 12), а сопряжение этой части сопла с образующей камеры сгорания выполняют произвольно.

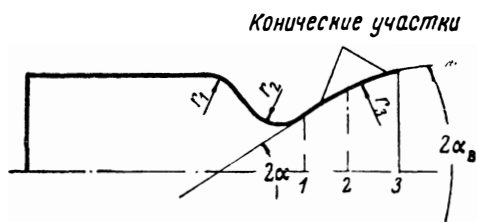
В зависимости от значения f_b выбирают угол $\alpha/2$ ($6 \div 8^\circ$) и под этим углом к упомянутой окружности проводят касательную AB. После этого определяют длины участков AC и AD по формулам:

$$AC = ar_{кр} \quad \text{и} \quad AD = br_{кр}.$$

Для разных значений f_b , $\alpha/2$ коэффициенты a и b принимают следующие значения:

f_b	4	6	8
$\alpha/2$	15°	17°	19°
a	5,15	4,82	4,62
b	8,4	9,6	11,2

Затем проводят линию среза сопла DE и касательную EG к образующей сопла на срезе под углом $\alpha_b/2$, а точки E и C соединяют параболой, способ построения которой показан на фиг. 7. 12. Для рабочего чертежа сопла составляют таблицу координат и вычерчивают профиль сопла. Значительно проще изготовление такого сопла, профиль которого образован прямыми линиями и дугами. На фиг. 7. 13 схематически показано такое сопло.



Фиг. 7. 13. Схема профилирования сопла упрощенным графическим методом.

Конический участок 1-2 этого сопла образован прямыми линиями, а участок 2-3 — шаровой поверхностью радиуса r_3 , который может заканчиваться конической поверхностью.

Следует иметь в виду, что в двигателях с тягой, регулируемой изменением расхода топлива в камеру, профилированное сопло может оказаться нецелесообразным. Камеры сгорания и сопла ЖРД можно моделировать, но воспользоваться этим методом при создании новых конструкций двигателей пока еще невозможно, поскольку разработка научных методов моделирования ЖРД пока находится в начальной стадии.

§ 10. Нагрузки оболочек камеры двигателя

При расчете ЖРД на прочность наиболее трудным и мало разработанным является расчет оболочек и головки камеры вследствие трудности учета возникающих в них во время работы напряжений при высокой температуре и воздействии других факторов.

Во время работы отдельные элементы камеры двигателя подвергаются разнообразным нагрузкам. Особенно разные по характеру нагрузки несут внутренняя и наружная оболочки камеры. Эти оболочки подвергаются воздействию:

- 1) радиальных и осевых сил гидростатического давления;
- 2) термических нагрузок, возникающих вследствие нагревания внутренней оболочки;
- 3) динамических и вибрационных нагрузок, появляющихся во время запуска, нормальной работы и остановки двигателя;
- 4) реакций опор крепления камеры к силовой раме двигателя или непосредственно к боевому аппарату.

Величины каждой из этих нагрузок оболочек разных конструкций камер двигателя весьма различны, и поэтому расчеты оболочек камеры сгорания и сопла на прочность должны производиться для каждого конкретного двигателя. Поскольку точный учет нагрузок, отмеченных пп. 2—4, весьма затруднен, то расчеты оболочек обычно приходится производить исходя из общих соображений.

Статическая нагрузка на оболочки создается давлением жидкости в охлаждающем тракте камеры. Под давлением этой жидкости наружная оболочка (рубашка) камеры подвергается растяжению. При этом внутренняя оболочка камеры сжимается под действием разности давлений жидкости в охлаждающем тракте $\Delta p_{\text{охл}}$ и газов в канале камеры p_r (фиг. 7.14).

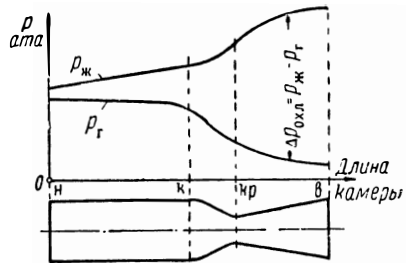
Поскольку давление охлаждающей жидкости в тракте на пути от среза сопла до головки камеры понижается вследствие гидравлического сопротивления тракта, а давление газов в канале камеры, наоборот, понижается от головки камеры до среза сопла, то максимальная разность давления жидкости на внутреннюю оболочку создается у выходной части сопла (в области входа жидкости в охлаждающий тракт).

Оболочка неохлаждаемой камеры подвержена радиальному и осевому растяжению давлением газов; наибольшее давление имеет место внутри камеры сгорания, а наименьшее — у выходной части сопла.

Условия работы оболочек камеры двигателя значительно усложняются высокой температурой внутренней оболочки. Так как прочность металла зависит от температуры, которая в данном случае по длине оболочки (от головки до среза сопла) понижается, то и прочность внутренней оболочки различна как по длине камеры, так и в различные периоды работы двигателя.

Учет напряжений в отдельных элементах камеры, возникающих в результате статических нагрузок, возможен с необходимой для практики точностью. Недостаточно определенными являются напряжения, появляющиеся в элементах камеры вследствие неравномерного их нагрева во время работы.

Особенно неодинаково нагреваются внутренняя и наружная оболочки камеры двигателя, в силу чего внутренняя оболочка, как относительно более нагретая, стремится удлиниться, тогда как наружная оболочка, конструктивно связанная по концам с внутренней оболочкой, препятствует этому удлинению. В результате этих явлений внутренняя оболочка камеры двигателя подвергается сжатию, а наружная — растяжению.



Фиг. 7.14. Изменение давления жидкости в охлаждающем тракте по длине камеры двигателя.

В качестве примера характерно отметить, что камера двигателя А-4 при длине в холодном состоянии в 1790 мм во время работы удлинится в осевом направлении до 5 мм и в радиальном направлении — до 4 мм (по максимальному диаметру камеры сгорания).

Неравномерность нагрева внутренней оболочки по толщине вызывает ее изгиб, так как вследствие температурного перепада в оболочке более нагретые ее слои, стремясь расшириться, растягивают наружные слои, а последние, сопротивляясь растяжению, сжимают внутренние слои. Температурные напряжения имеют максимальное значение у газовой и жидкостной поверхностей оболочки, тогда как примерно в середине ее они равны нулю.

Если температурные напряжения, возникающие в металле внутренней оболочки в результате ее относительного удлинения и изгиба, превысят предел текучести, то они могут вызвать в металле пластические деформации, которые при известных условиях будут способствовать преждевременной деформации или даже разрушению оболочки под воздействием на нее других нагрузок.

Если бы в оболочке не было температурных напряжений, то допустимые напряжения ее только вследствие статической нагрузки могли бы быть почти в 2 раза больше.

Температурные удлинения и возникающие при этом напряжения также могут иметь место и в других элементах агрегатов двигателя (ТНА, ГГ) и в коммуникациях, особенно при использовании горячих газов для вытеснения компонентов топлива из баков в камеру сгорания.

Для разгрузки оболочек камеры, выполненных по несвязанной силовой схеме, от температурных нагрузок, возникающих в результате их неодинакового нагревания и удлинения, наружную оболочку камеры обычно выполняют из отдельных обечаек, торцы которых соединяются между собой с некоторым зазором по оси при помощи специальных компенсационных колец (подобно двигателям типа А-4). Установка температурных компенсаторов на наружной оболочке особенно необходима для камер больших размеров, так как оболочкам таких камер присущи значительные температурные удлинения.

На компенсационные кольца действуют растягивающая сила наружной оболочки камеры, возникающая от температурной деформации внутренней оболочки, и давление охлаждающей жидкости; величиной давления атмосферного воздуха можно пренебречь.

Но поскольку практически выполняемые компенсаторы при значительной толщине их стенки и относительно малом диаметре кривизны все же обладают определенной упругостью, то обычно невозможно полностью разгрузить оболочку камеры от напряжений указанного характера.

В силу изложенного при расчете на прочность внутренней оболочки камеры двигателя необходимо учитывать напряжения, возникающие в ней вследствие:

- 1) разности сил давления охлаждающей жидкости в тракте и газов в канале камеры;
- 2) температурного перепада по толщине оболочки;
- 3) жесткости температурных компенсаторов, препятствующих удлинению внутренней оболочки при ее нагревании относительно наружной оболочки.

Эти напряжения в оболочке по длине камеры различны, вследствие чего учет их при расчете двигателя особенно затруднен.

Большое значение для надежной работы внутренней оболочки имеет также ее жесткость, так как во время работы двигателя оболочка нагружена извне избыточным давлением охлаждающей жидкости. При высоких температурах внутренняя оболочка камеры под воздействием давления охлаждающей жидкости и силы тяги на сопло может легко потерять устойчивость, прогнуться внутрь и быстро прогореть или смяться.

В наружной оболочке камеры перепад температуры по толщине незначительный, и поэтому при расчете ее на прочность обычно учитываются только напряжения, возникающие в ней вследствие:

- 1) сил давления охлаждающей жидкости, находящейся в тракте;

- 2) жесткости температурных компенсаторов, препятствующих удлинению наружной оболочки соответственно температурному удлинению конструктивно связанной с ней внутренней оболочки.

Наружную оболочку камеры рассчитывают как тонкостенный сосуд, находящийся под внутренним давлением.

Напряжения температурных компенсаторов определяют с учетом изгибающих моментов (вследствие большой толщины их стенок относительно радиуса кривизны).

Материал головки камеры практически также работает при сравнительно низких температурах, в силу чего особые требования к нему не предъявляются.

Как единую конструкцию следует рассматривать головку и оболочки камеры, выполненные по связанной силовой схеме.

При применении центробежных форсунок головка камеры двигателя часто выполняется из двух плоских пластин (днищ) и одного наружного шарообразного днища, которые образуют полости для подвода к форсункам горючего и окислителя.

Конструктивная связь плоских пластин головки в каждом отдельном случае может быть различной. Головка такой связанной силовой схемы во время работы воспринимает статическую нагрузку в виде перепада давления между средним давлением горючего и окислителя в подводящих полостях и давлением газов в камере сгорания.

Пластина головки, соприкасающаяся с горячими газами, сильно нагревается и линейно удлиняется. Поскольку она тем или иным способом конструктивно жестко связана по всей площади с верхней пластиной головки, а по периферии — с цилиндром камеры сгора-

ния, то в материале конструкции головки возникают, кроме напряжений от статической нагрузки, температурные напряжения, снижающие его механические свойства. Важно, чтобы головка камеры имела достаточную жесткость и в местах ее, где завальцованы форсунки, сохранялась необходимая герметичность.

Основной целью расчета головки камеры является определение ее жесткости при заданных рабочих давлениях и температурах. Эксперименты показывают, что практически материал головки камеры работает без пластических деформаций. При этом условия рассчитать головку камеры можно при помощи обычного метода, основанного на теории упругости.

В оболочках камеры связанной силовой схемы температурные расширения внутренней оболочки в осевом и радиальном направлениях ограничены конструктивно связанной с ней наружной оболочкой. В этой конструкции оболочек схемы распределения осевых и радиальных усилий очень сложны и учет их практически весьма затруднен.

Кроме прочностных свойств, элементы камеры, а также места их соединения друг с другом должны обладать определенной жесткостью вследствие восприятия ими возможных в двигателе вибрационных нагрузок, обусловленных колебаниями давления газов в камере сгорания и другими факторами.

При расчете камеры на прочность колебания давления газов в камере сгорания при запуске, во время работы и остановки двигателя, неучтенные термические и случайные динамические нагрузки необходимо учитывать соответствующим запасом прочности материала. Если камера двигателя сварная, то толщина ее внутренней оболочки должна быть немного больше расчетной с целью учета допустимых по техническим условиям непроваров швов (до 25% от толщины оболочки) и возможных концентраций напряжений в материале от сварки.

При проектировании двигателя часто толщиной внутренней и наружной оболочек камеры, а также ее головки задаются, а затем в ходе конструирования камеры проверяют их на прочность. Кроме того, для упрощения технологии изготовления камеры внутренние оболочки камеры сгорания и сопла выполняют одинаковой толщины.

Статическая и термическая нагрузки отдельных элементов камеры различны для разных режимов работы двигателя — при запуске, нормальной работе и остановке. При этих наиболее характерных режимах работы двигателя следует производить проверочные расчеты камеры на прочность.

При запуске двигателя давление газов в камере сгорания равно нулю, а давление охлаждающей жидкости в тракте достигает своего полного значения. Внутренняя оболочка камеры не нагрета. В этот момент оболочка камеры максимально нагружена извне давлением жидкости. Расчету подлежит оболочка в наиболее на-

грузенном месте (в сечении 2, см. фиг. 7. 12) и в сечении с наибольшим диаметром. При этом прочностные свойства металла оболочки берутся при нормальных температурах. Расчет проводится на прочность и устойчивость оболочки. Наиболее опасным по нагрузкам является выходное сечение сопла. Следовательно, это сечение сопла нужно проверять на устойчивость.

Во время нормальной работы двигателя статическая нагрузка жидкости на оболочку от среза сопла до головки камеры снижается вследствие изменяющегося по длине камеры давления газов, но зато значительно увеличивается температура оболочки и в связи с этим уменьшается ее прочность. В этом случае нужно учитывать зависимость допускаемого сопротивления и модуля упругости материала оболочки от температуры.

При расчетах механические свойства материала следует определять при средней температуре оболочки, т. е. при $t_{cp} = \frac{t_{п.г} + t_{п.ж}}{2}$.

Расчетными местами оболочки являются срез сопла, критическое сечение сопла и наибольшее поперечное сечение камеры сгорания. Расчет проводится также на прочность и устойчивость оболочки.

При остановке двигателя давление жидкости в охлаждающем тракте может быть высоким или низким в зависимости от устройства клапанов системы топливоподачи, а давление газов в камере сгорания снижается до атмосферного. Внутренняя оболочка камеры нагрета до высокой температуры. Этот случай для камеры, в которой давление жидкости в тракте не уменьшается или мало снижается даже после полного падения давления газов внутри камеры, может быть наиболее опасным. Особенно опасным является повторный запуск двигателя.

Расчеты на прочность вспомогательных элементов двигателя (трубопроводов, баков, пружин, мембран, редукторов, турбин, насосов и др.) производятся по широко известным методам и, как правило, серьезных затруднений не вызывают.

§ 11. Требования, предъявляемые к материалам камеры двигателя

Условия работы различных элементов камеры двигателя резко отличаются друг от друга. Наружная оболочка камеры практически работает при невысоких температурах и поэтому специальные требования к ее материалу не предъявляются, как и к материалам головки камеры. Для изготовления этих элементов камеры могут быть использованы обычные малоуглеродистые стали.

В весьма тяжелых условиях работает внутренняя оболочка камеры, в силу чего к материалу для нее предъявляются жесткие требования.

Материал для изготовления внутренней оболочки камеры двигателя должен обладать:

1) высокой жаропрочностью, так как внутренняя оболочка работает при высоких температурах, несмотря на применяемые меры для ее снижения;

2) высокой теплопроводностью и большой лучеотражательной способностью, так как при этом будет меньше температура газовой поверхности оболочки и больше ее прочность;

3) легкой обрабатываемостью в процессе изготовления, а если конструкция камеры сварная, то и хорошей свариваемостью;

4) высокой коррозионной стойкостью при использовании агрессивных к металлу компонентов топлива, что особенно важно для двигателей многократного действия с большим числом запусков;

5) способностью противостоять механическому и химическому воздействиям газов, омывающих оболочку с большими скоростями;

6) малым коэффициентом термического расширения, что значительно упрощает конструкцию наружной оболочки камеры;

7) хорошей сопротивляемостью ударным, вибрационным и тепловым нагрузкам, возникающим во время запуска, работы и остановки двигателя;

8) возможно меньшим удельным весом, так как отношение предела прочности материала σ_b к его удельному весу γ_m определяет удельную прочность материала; чем больше величина σ_b/γ_m , тем материал лучше и общий вес камеры меньше.

Кроме того, материал должен быть дешевым и широко доступным.

В настоящее время нет ни одного материала, который полностью удовлетворял бы всем перечисленным выше противоречивым требованиям. Например, требования высокой прочности и теплопроводности материала при значительных температурах не сочетаются в одном каком-либо материале, так как материалы, обладающие хорошей прочностью, обычно имеют низкую теплопроводность, и наоборот.

Материалы, способные выдерживать значительные напряжения при высоких температурах (нержавеющие и жаропрочные стали), целесообразно использовать для изготовления оболочки небольшой толщины, при которой обеспечивается удовлетворительная теплопередача от газов к охлаждающей жидкости. Использовать же эти материалы для изготовления оболочек камеры сгорания больших размеров не всегда возможно, так как при этом по условиям теплопередачи толщина оболочки должна быть столь небольшой, что по устойчивости она может оказаться непригодной даже для камер, работающих при малых нагрузках.

Теплопроводность применяемых в ЖРД материалов бывает высокой, средней и низкой.

К материалам высокой теплопроводности относятся медь и алюминий, а также сплавы их с другими материалами. Эти материалы имеют низкие по сравнению со сталями допускаемые напряжения, а также малую жаропрочность. Алюминиевые сплавы хорошо

обрабатываются. Медь обладает более высокой теплопроводностью, но так же, как и алюминий, может применяться в таких конструкциях камер двигателей, в которых оболочка искусственно разгружена от механических нагрузок.

К материалам средней теплопроводности относятся малоуглеродистые стали, обладающие коэффициентом теплопроводности около 40—50 ккал/м час °С.

Эти стали хорошо штампуются и свариваются. По сравнению с медными и алюминиевыми сплавами они имеют большую жаропрочность и вследствие этого меньшую теплопроводность, удовлетворительную удельную прочность, относительно дешевы и недефицитны. Эти стали являются основными материалами для изготовления камер ЖРД, несмотря на такие их недостатки, как легкая окисляемость и малая эрозионная стойкость.

Малоуглеродистые стали наиболее подходят для изготовления камер двигателей многократного действия, работающих на неагрессивных компонентах топлива, и для двигателей однократного действия, работающих на агрессивных компонентах топлива. Внутренние оболочки большинства выполненных ЖРД изготовлены из этих сталей.

К материалам низкой теплопроводности относятся высоколегированные и жаропрочные стали. Эти стали хорошо работают при высоких температурах и устойчивы против эрозии. Однако, как правило, они плохо штампуются и свариваются. К тому же они дороги и дефицитны. Применяют их для камер двигателей, работающих на агрессивных компонентах топлива.

При выборе материала для внутренней оболочки камеры необходимо иметь в виду требования, предъявляемые к охлаждению двигателя, а также учитывать получающиеся в том или ином варианте изменения удельных характеристик двигателя, с одной стороны, и производственные и экономические соображения, — с другой.

Рабочая температура газовой поверхности оболочки современных двигателей обычно находится в пределах 425—925° С (в среднем около 650° С). При этих температурах многие имеющиеся материалы обладают удовлетворительной прочностью при условии нормального охлаждения двигателя. Однако необходимость увеличения удельной тяги двигателя за счет применения топлив повышенной теплотворности с высокой температурой сгорания заставляет изыскивать материалы для внутренней оболочки камеры, допускающие безопасное нагревание их до более высокой температуры.

Развитие ЖРД потребовало разработки жаростойких материалов: пластмасс, легких сплавов алюминия и титана, специальных жаростойких сплавов на железной и никелевой основе, тугоплавких металлов (молибдена, вольфрама) с защитными покрытиями, огне-

упорной керамики и композиции типа металлокерамики (см. § 13, гл. 9).

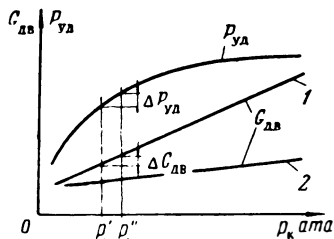
В настоящее время вопросу изыскания материалов для внутренней оболочки камеры ЖРД уделяется большое внимание.

Большинство остальных элементов камеры и других агрегатов двигателя можно выполнять из обычных недорогих и широко доступных материалов. Однако выбор их должен производиться с учетом предъявляемых к ним требований, таких, как достаточная прочность при минимальных размерах деталей, небольшой удельный вес, низкая стоимость и др.

Физико-механические характеристики металлов и сплавов, применяемых для изготовления двигателей, приводятся в соответствующих справочниках.

§ 12. Определение оптимального давления в камере сгорания ЖРД

Обеспечить снаряду наибольшую дальность полета можно не только улучшением рабочего процесса и усовершенствованием конструкции ЖРД, но и выбором оптимальных параметров двигателя. Одним из таких основных параметров является давление газов в камере сгорания p_k .



Фиг. 7.15. Принципиальная картина изменения удельной тяги и общего веса двигателя в зависимости от давления в камере сгорания.

1—при вытеснительной системе топливоподачи, 2—при нагнетательной.

Выше уже было отмечено, что повышение давления газов в камере сгорания вызывает, с одной стороны, увеличение удельной тяги двигателя сначала стремительно, затем начиная с 40—60 *ата* медленно, а около 100 *ата* — весьма незначительно и, с другой, — увеличение расхода энергии на подачу топлива в камеру сгорания под большим давлением и веса двигателя, особенно системы топливоподачи, в связи с увеличением ее мощности.

По этой причине скорость в конце активного участка и дальность полета снаряда при повышении p_k вначале будут увеличиваться, так как при этом прирост удельной тяги двигателя $\Delta P_{уд}$ с избытком будет покрывать потребный расход энергии на движение в пространстве соответствующего прироста веса двигателя $\Delta G_{дв}$, а затем после достижения определенного значения p_k , которое можно назвать оптимальным, будут уменьшаться в связи с тем, что приращения $\Delta P_{уд}$ уже будет недостаточно для сообщения движения приросту веса (фиг. 7.15).

При расчете двигателей для снарядов давлением газов в камере сгорания часто задаются на основании данных статистики, так как пока еще отсутствует удовлетворительная методика определения

его оптимальной величины аналитическим путем. Такой подход к решению вопроса не всегда может быть удачным.

В современных ЖРД давление газов в камере сгорания колеблется в пределах:

а) с турбонасосной топливоподачей $p_k \approx 15 \div 50$ ата при давлении подачи $p_n \approx 25 \div 60$ ата;

б) с вытеснительной топливоподачей при помощи ВАД или ЖАД $p_k \approx 25 \div 30$ ата и выше при давлении подачи $p_n \approx 32 \div 40$ ата и ПАД — $p_k \approx 40 \div 50$ ата.

Оптимальное давление газов в камере сгорания двигателя зависит в основном от его тяги, времени работы, схемы системы топливоподачи и назначения снаряда. Приближенные расчеты показывают, что для применяемых в настоящее время схем двигателей и снарядов оптимальное давление в камере сгорания по дальности полета лежит в пределах 15—30 ата, — для вытеснительных и 50—70 ата — для турбонасосных систем топливоподачи с выбросом парагаза после турбины в атмосферу¹.

Оптимальное давление газов в камере сгорания проектируемого двигателя нужно выбирать с учетом конструктивных особенностей двигателя, эффективности и надежности его работы и факторов, влияющих на дальность полета снаряда, т. е. исходя из условия получения наилучших летных характеристик снаряда с переменным весом.

Этому условию в первом приближении может отвечать преобразованная формула К. Э. Циолковского для определения скорости полета снаряда в конце активного участка:

$$V_{\text{кон}} = gP_{\text{уд}} \left(\ln \frac{1}{1-a} - \frac{a}{b} \right) \text{ м/сек}, \quad (7.15)$$

где $a = G_r/G_0$ — коэффициент запаса топлива в баках снаряда;

$b = \dot{P}/G_0$ — тяговооруженность снаряда;

G_0 — стартовый вес снаряда, состоящий из веса конструкции снаряда, веса полезной нагрузки и веса двигателя с топливом и рабочими телами системы топливоподачи (сжатый газ, парагаз и т. п.).

При этом условный вес двигателя выражается формулой

$$G_{\text{дв}} = \gamma_{\text{дв}} P + G_B + G_{\text{раб.тел}} + G_T$$

или

$$G_{\text{дв}} = \gamma_{\text{дв}} P + (\gamma_B + q + 1) G_T, \quad (7.16)$$

где $\gamma_{\text{дв}}$ — удельный вес двигателя без топливных баков (камеры, турбонасосного агрегата с газогенератором или аккумулятора давления и т. д.);

¹ Дж. Хемфрис. Ракетные двигатели и управляемые снаряды. ИЛ, 1958.

$\gamma_B = G_B/G_T$ — удельный вес топливных баков, зависящий в основном от тяги и продолжительности работы двигателя;

$q = G_{\text{раб.тел}}/G_T$ — удельный вес вспомогательных рабочих тел системы топливоподачи (сжатый газ, парогаз и т. п.).

Относя условный вес двигателя к стартовому весу снаряда G_0 , получим выражение для относительного веса двигателя:

$$\frac{G_{\text{дв}}}{G_0} = \frac{\gamma_{\text{дв}} P}{G_0} + (\gamma_B + q + 1) \frac{G_T}{G_0} \quad \text{или} \quad \bar{G}_{\text{дв}} = b\gamma_{\text{дв}} + (\gamma_B + q + 1) a,$$

откуда

$$a = \frac{\bar{G}_{\text{дв}} - b\gamma_{\text{дв}}}{\gamma_B + q + 1}. \quad (7.17)$$

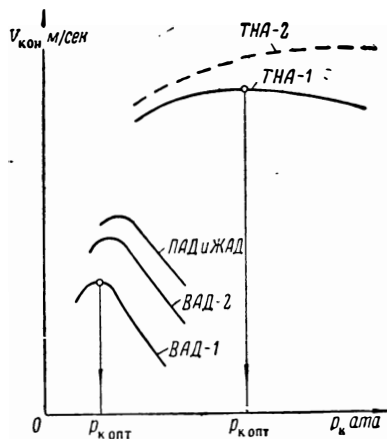
Член в скобках формулы (7.15) для $V_{\text{кон}}$ введен для учета влияния на скорость силы веса снаряда при подъеме в высоту.

Влияние на величину $V_{\text{кон}}$ сопротивления воздуха при полете снаряда этой формулой не учитывается, так как оно в большой мере зависит от режима работы двигателя, траектории полета и аэродинамических характеристик снаряда и поэтому в данном случае не может быть выражено аналитически. В случае сравнительной оценки различных систем топливоподачи это не вносит в расчеты существенной погрешности.

Выбрав для данного типа снаряда величину b , задавшись рядом значений p_k (например 20, 30, 40, 50, 60 атa и т. д.) и вычисляя для заданной тяги и продолжительности работы двигателя соответствующие значения $P_{\text{уд}}$ и $\bar{G}_{\text{дв}}$, можно найти максимум скорости $V_{\text{кон max}}$, которому и будет отвечать оптимальное значение давления $p_{k \text{ опт}}$ (фиг. 7.16).

Практическое решение этой задачи сопряжено с большими трудностями, так как при этом требуется правильная предварительная оценка ряда величин при выборе их в качестве исходных для расчета. В данном случае наиболее трудно предварительно определить сухой вес проектируемого двигателя.

Расчеты показывают, что в случае применения вытеснительных систем топливоподачи величина конечной скорости полета $V_{\text{кон}}$ существенно меняется по давлению в камере сгорания двигателя p_k



Фиг. 7.16. К определению оптимального давления газов в камере сгорания двигателя.

и имеет резко выраженный максимум в области $p_k \approx 15 \div 30$ ата, а для турбонасосной топливоподачи — относительно слабую зависимость и весьма пологий максимум в области давлений, превышающих $p_k = 70$ ата.

Резкая зависимость $V_{\text{рон}}$ от p_k при вытеснительной системе топливоподачи объясняется тем, что вес этой системы (топливных баков и аккумулятора давления) находится в прямой зависимости от давления в камере сгорания; в результате этого в области больших давлений, несмотря на некоторое увеличение удельной тяги, относительный вес системы топливоподачи возрастает так сильно, что вызывает снижение $V_{\text{кон}}$.

Турбонасосная система подачи увеличивает относительный вес при повышении p_k в связи с увеличением веса насосного агрегата и камеры двигателя. Но так как это увеличение сравнительно невелико, то и область наибольших значений $V_{\text{рон}}$ передвигается в сторону больших значений p_k и имеет относительно пологий характер.

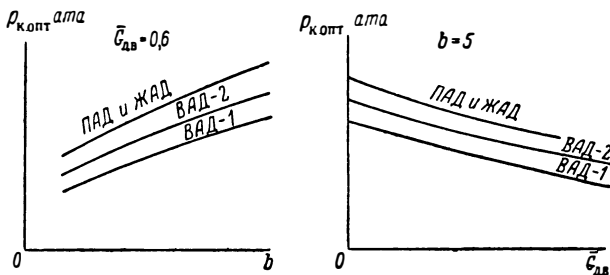
При повышении p_k вес непосредственно камеры сгорания уменьшается, а вес расширяющейся части сопла возрастает в связи с необходимостью удлинения ее для срабатывания большого перепада давлений газов, но при этом общий вес камеры двигателя возрастает незначительно.

Так как при повышении p_k возрастает температура газов в камере сгорания и увеличивается теплоотдача к оболочке камеры, что лимитирует ее прочность, усложняет охлаждение и связано с конструктивными и технологическими трудностями, то расчет камеры проектируемого двигателя целесообразно вести на p_k несколько меньше оптимального значения. Это замечание особенно существенно в том случае, когда применяется турбонасосная система топливоподачи, при которой кривая зависимости $V_{\text{кон}}$ от p_k имеет весьма пологий характер.

Воспользовавшись вычисленными значениями $V_{\text{кон}}$ (или дальности полета L) снаряда при $p_{k,\text{опт}}$, можно построить графики $V_{\text{рон}}$ и L при работе на оптимальном режиме для различных схем ЖРД в зависимости от значений P , $\bar{G}_{\text{дв}}$ и b .

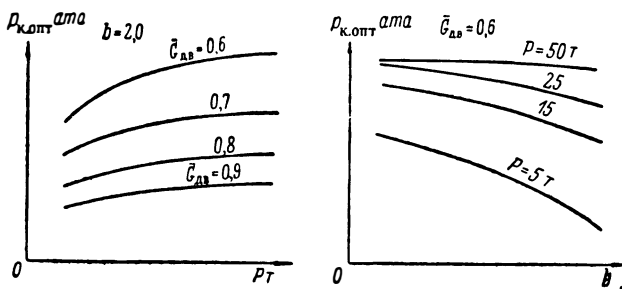
Приближенные расчеты показывают, что при вытеснительных системах топливоподачи увеличение тяговооруженности снаряда b при данном значении относительного веса двигателя $\bar{G}_{\text{дв}}$ повышает оптимальное давление в камере сгорания $p_{k,\text{опт}}$, а при данном значении b и увеличении $\bar{G}_{\text{дв}}$ давление $p_{k,\text{опт}}$ понижается (фиг. 7.17). И также для турбонасосной системы топливоподачи при увеличении тяги двигателя P при данном значении b давление $p_{k,\text{опт}}$ повышается, причем тем больше, чем ниже $\bar{G}_{\text{дв}}$ (фиг. 7.18). При данных же значениях P и $\bar{G}_{\text{дв}}$ увеличение b снижает $p_{k,\text{опт}}$, причем тем больше, чем ниже тяга P ; чем больше P , тем выше $p_{k,\text{опт}}$.

За счет применения камеры и схемы систем топливоподачи двигателя с лучшими весовыми и экономическими показателями опти-



Фиг. 7. 17. Зависимость оптимального давления в камере сгорания двигателя от тяговооруженности снаряда (левые графики) и от относительного веса двигателя (правые графики) вытеснительных систем топливоподачи.

мальное давление в камере сгорания может быть повышено до 80—100 *атм*, что увеличивает удельную тягу двигателя на



Фиг. 7. 18. Зависимость оптимального давления в камере сгорания двигателя от тяги (левые графики) и от тяговооруженности снаряда (правые графики) турбонасосной системы топливоподачи.

8—15% по сравнению с удельной тягой, получаемой при $p_k = 30$ *атм*, т. е. дает такой же выигрыш, который можно получить применением более высокоэффективного топлива.

§ 13. Определение веса двигателя

Вес ЖРД зависит от его типа и конструкции, давлений в камере сгорания и в выходном сечении сопла, величины абсолютной тяги, выбранной схемы системы топливоподачи и многих других факторов.

С повышением давления p_k в камере сгорания вес двигателя заданной номинальной тяги увеличивается. Это увеличение $G_{дв}$

больше при вытеснительной системе топливоподачи и небольшое— при турбонасосной; при этом вес камеры G_k уменьшается, а вес системы топливоподачи $G_{с.п}$ увеличивается (фиг. 7.19), так как последнюю приходится выполнить более прочной в связи с подачей компонентов топлива к местам их потребления под более высоким давлением.

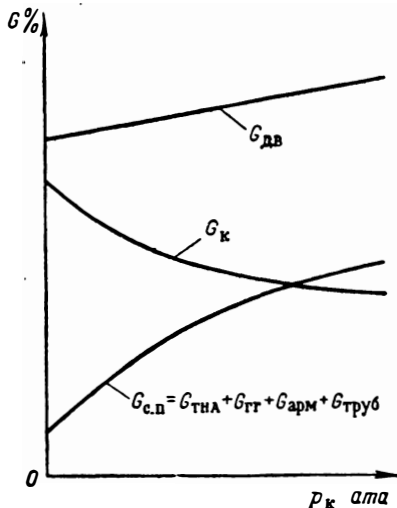
Уменьшение G_k с повышением p_k объясняется уменьшением ее оптимального объема и, следовательно, габаритных размеров благодаря уменьшению секундного расхода топлива в камеру заданной тяги и удельного объема продуктов сгорания. Секундный расход топлива в камеру заданной тяги уменьшается в связи с увеличением эффективности ее работы в результате уменьшения диссоциации продуктов сгорания, повышения их температуры и роста к. п. д. двигателя.

Расчеты показывают, что при повышении p_k , например, в 2 раза площадь поперечного сечения камеры сгорания уменьшается также в 2 раза, а ее диаметр становится равным $\sim 70\%$ первоначального значения, если при этом скорость течения в ней газа остается неизменной.

При повышении p_k почти прямо пропорционально увеличивается толщина оболочек камеры и поэтому возрастает вес их единицы площади. Однако снижение веса камеры сгорания за счет уменьшения ее габаритов оказывается более значительным, и поэтому общий вес камеры сгорания с повышением p_k уменьшается.

Повышение тяги двигателя при заданном p_k сопровождается увеличением размеров и веса камеры сгорания и сопла (фиг. 7.20), что объясняется соответствующим увеличением при этом секундного расхода топлива в камеру и, следовательно, ее габаритных размеров и толщины стенок. Расчеты показывают, что увеличение G_k происходит несколько медленнее роста тяги.

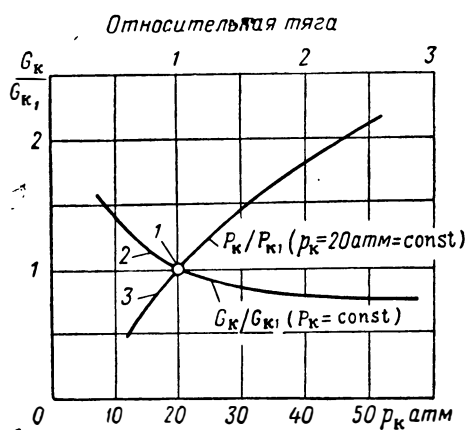
Следует иметь в виду, что не все узлы камеры и системы топливоподачи двигателя допускают пропорциональное изменение размеров с изменением p_k или тяги. В частности, для камеры сгорания это связано с необходимым временем осуществления рабочего процесса в ней, механическими ограничениями и условиями эксплуатации двигателя.



Фиг. 7.19. Примерная зависимость веса камеры G_k , системы топливоподачи $G_{с.п}$ и всего двигателя $G_{дв}$ от давления в камере сгорания p_k .

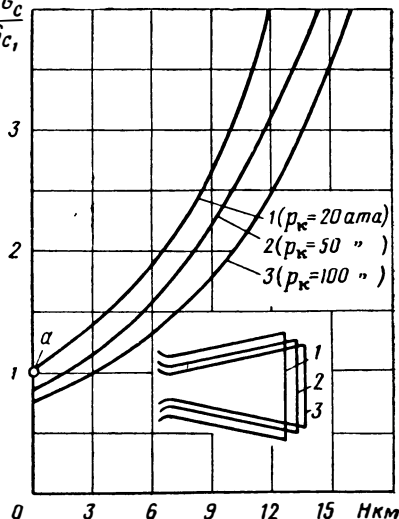
С увеличением p_k вес сопла камеры G_c также снижается (фиг. 7. 21), так как при этом значительно уменьшаются площади его критического и выходного сечений. Незначительное одновременное увеличение длины и толщины его оболочек (веса единицы их площади) существенного влияния на величину G_c не оказывает. Однако при малых тягах двигателя этот теоретический выигрыш в весе сопла практически оказывается незначительным.

С увеличением высотности сопла $\frac{G_c}{G_{c1}}$ возрастают его размеры и вес, а также потери в нем энергии газов



Фиг. 7. 20. Примерная зависимость веса камеры G_k от ее абсолютной тяги P_k и давления в камере сгорания p_k ;

1—точка исходных значений тяги P_{k1} и веса камеры G_{k1} при $p_k=20$ атм, относительно которых ведется сравнение; 2—кривая относительного изменения G_k в зависимости от p_k ; 3—кривая относительного изменения G_k в зависимости от P_k при данном $p_k=20$ атм.



Фиг. 7. 21. Примерная зависимость веса сопла G_c от давления в камере сгорания p_k и в выходном сечении сопла p_k , характеризуемого высотой полета H .

α —точка исходного значения веса сопла G_{c1} при $p_k=20$ атм и $H=0$ км, относительно которого ведется сравнение; 1—кривая относительного изменения G_c в зависимости от H при $p_k=20$ атм; 2—то же при $p_k=50$ атм; 3—то же при $p_k=100$ атм.

вследствие трения о стенки. Уменьшение веса и длины высотного сопла возможно за счет увеличения угла раствора его выходной части, но это приводит к росту потерь энергии газов в результате рассеяния их потока на выходе и отрыва его от стенок. Поэтому при выборе угла раствора выходной части сопла камеры в этом случае необходимо найти компромиссное решение между увеличением потерь энергии газов в сопле и его весом¹.

Вес камеры и других элементов проектируемого двигателя в зависимости от абсолютной тяги и давления в камере сгорания

¹ Вопросы ракетной техники, вып. 5, ИЛ, 1958.

приходится определять, пользуясь данными статистики и проверенными экспериментальными зависимостями.

Вес камеры двигателя складывается из:

1) веса силовых элементов, обусловленных силовой и термической нагрузками и определяемых расчетами;

2) веса конструктивных элементов, налагаемых на силовые элементы конструкцией камеры с целью придания ей жесткости, расположения узлов крепления и т. п.

Вес силовых элементов внутренней и наружной оболочек камеры сгорания и сопла двигателя или их отдельных частей можно определить приближенно по формуле

$$G_{06} = \sum S \delta \gamma, \quad (7.18)$$

где S — поверхность соответствующей оболочки или ее отдельной части;

δ — толщина оболочки этого участка;

γ — удельный вес ее материала.

Внутренняя и наружная оболочки камеры сгорания и сопла в момент запуска двигателя находятся под переменным по длине давлением охлаждающей жидкости.

Толщина наружной оболочки (рубашки) данного участка камеры двигателя определится по формуле

$$\delta_p = \frac{d_p p_{ж} n_p}{a \sigma_b}, \quad (7.19)$$

где d_p — средний диаметр данного участка наружной оболочки камеры;

$p_{ж}$ — среднее давление жидкости в охлаждающем тракте этого участка;

n_p — запас прочности материала рубашки камеры;

a — коэффициент, зависящий от формы оболочки; при расчетах его можно принимать равным 2 — для цилиндрической и конической оболочек, 3 — для эллиптической оболочки и 4 — для шарообразной оболочки;

σ_b — предел прочности для материала оболочки при температуре охлаждающей среды.

При нормальной работе двигателя наружная оболочка камеры находится под давлением жидкости $p_{ж}$, а внутренняя — под действием разности давлений охлаждающей жидкости в тракте и газов внутри камеры, т. е.

$$\Delta p_{охл} = p_{ж} - p_{г}. \quad (7.20)$$

При этом толщину внутренней огневой оболочки камеры двигателя (или ее отдельного участка) можно определить по формуле

$$\delta = \frac{d\Delta p_{\text{охл}} n}{\sigma_{bt}} \text{ мм}, \quad (7.21)$$

где σ_{bt} — предел прочности для материала этой оболочки при средней температуре нагрева.

Головку камеры двигателей малых и средних тяг часто выполняют из двух плоских стальных днищ толщиной около 2,5—3 мм, на которых монтируют форсунки, и одного стального сферического днища радиусом $r_{\text{об}} \approx 0,7d_k$, где d_k — диаметр камеры сгорания. Плоские днища головки крепят к сферическому днищу при помощи косынок (ребер). Запас прочности материала головки $n_{\text{гол}} \approx 1,5$. При изменении давления в камере сгорания толщину днищ головки камеры можно принимать постоянной.

Толщину огневой оболочки камеры можно принимать одинаковой по длине, но не менее 1—1,5 мм при связанной силовой схеме оболочек и около 2—3 мм — при несвязанной силовой схеме.

Если оболочки между собой связаны специальным силовым элементом, то вес этого элемента можно учитывать некоторым фиктивным увеличением толщины огневой оболочки.

Такая толщина внутренней оболочки камеры может быть вычислена по формуле

$$\delta_{\text{фликт}} = \delta + k\delta_{\text{св}}, \quad (7.22)$$

где δ и $\delta_{\text{св}}$ — толщина соответственно внутренней оболочки и связывающего звена обеих оболочек;

$k=2$ — фиктивное утолщение оболочки для учета веса связей.

Вес камеры двигателя приближенно можно определить по формуле

$$G_k = G_{\text{об}} (1 + \beta_{\text{ст}}), \quad (7.23)$$

где $\beta_{\text{ст}}$ — коэффициент, учитывающий не учтенные обычным прочностным расчетом веса распылительной головки, конструктивных элементов камеры сгорания и сопла, а также относящихся к ним трубопроводов и арматуры.

Коэффициент $\beta_{\text{ст}}$ определяется на основании данных статистики (по данным того существующего типа двигателя, по образцу которого проектируется новый двигатель); для двигателей малой и средней тяги он может составлять около 75% от общего веса обеих оболочек камеры.

Приведенная здесь методика определения $G_{\text{сб}}$ относится к несвязанной схеме оболочек камеры двигателя. Вес оболочек связан-

ной схемы приближенно можно оценить, опираясь на данные статистики.

Вес отдельных элементов двигателя можно определить приближенно по формулам:

$$\left. \begin{aligned} G_{\kappa} &= \gamma_{\kappa} P_{\kappa}; & G_{\text{ТНА}} &= \gamma_{\text{ТНА}} N_{\text{Т}}; \\ G_{\text{ГГ}} &= \gamma_{\text{ГГ}} P; & G_{\text{дв}} &= \gamma_{\text{дв}} P, \end{aligned} \right\} \quad (7.24)$$

где P — номинальная тяга двигателя в кг;
 $N_{\text{Т}}$ — мощность турбины насосного агрегата в л. с.;
 $\gamma_{\text{ТНА}} = G_{\text{ТНА}}/N_{\text{Т}}$ — условный удельный вес ТНА;
 $\gamma_{\text{ГГ}} = G_{\text{ГГ}}/P$ — условный удельный вес газогенератора;
 γ_{κ} — удельный вес камеры в кг/кг тяги;
 $\gamma_{\text{дв}}$ — удельный вес двигателя в кг/кг тяги.

При расчете проектируемого двигателя значения $\gamma_{\text{ТНА}}$, $\gamma_{\text{ГГ}}$, γ_{κ} и $\gamma_{\text{дв}}$ принимают на основании статистических данных.

Весьма важными характеристиками камеры и двигателя в целом являются их удельные веса. При увеличении абсолютной тяги, понижении давления в камере сгорания и улучшении конструкции удельный вес двигателя уменьшается. Чем меньше удельный вес камеры и двигателя в целом, тем совершеннее двигатель в конструктивном отношении. При одинаковом удельном весе тот двигатель лучше, у которого при прочих равных условиях удельный расход топлива меньше.

В тех случаях, когда удельный вес не является единственно решающим фактором, следует выбирать конструктивно более простые и дешевые, хотя подчас и менее эффективные элементы двигателя. Такое решение вопроса может быть оправдано и тем, что 1 кг конструкции двигателя почти в 100 раз дороже 1 кг используемого топлива.

Для вычисления веса камеру двигателя обычно делят на элементы (участки): головку, цилиндрическую часть камеры сгорания, сужающуюся часть камеры сгорания (сопла) и расширяющуюся часть сопла.

В иностранной печати имеются указания на то, что при данном давлении в камере сгорания вес сопла камеры изменяется пропорционально изменению тяги, а вес камеры сгорания — пропорционально корню квадратному из тяги (фиг. 7.22). С увеличением тяги до 25÷30 т удельный вес камеры двигателя уменьшается, а затем возрастает в основном за счет увеличения веса головки камеры.

Примерное изменение весовых характеристик однокамерного двигателя с турбонасосным агрегатом и газогенератором в зависимости от тяги, по тем же сведениям, показано на фиг. 7.23.

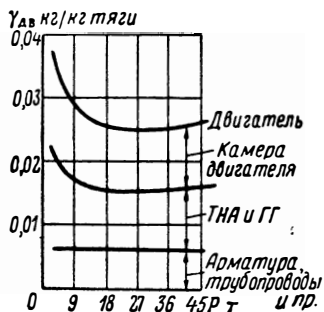
Вес турбонасосной системы топливоподачи (насосы, турбина, газогенератор, трубопроводы) растет почти пропорционально уве-

личению давления подачи компонентов топлива в камеру сгорания. Поэтому в целях уменьшения веса этой системы топливоподачи перепады давлений компонентов топлива в форсунках и охлаждающей жидкости в межболочном пространстве камеры целесообразно снижать до минимально возможных пределов.

Сухой вес однокамерного двигателя А-4 (без топливных баков), развивающего у земли при $p_k = 15,0$ ата тягу около 25 т, равен 920 кг, а вес его камеры — 446 кг.



Фиг. 7. 22. Изменение удельного веса камеры двигателя в зависимости от величины тяги.



Фиг. 7. 23. Изменение удельного веса двигателя в зависимости от величины тяги.

Для грубых прикидочных расчетов вес отдельных элементов ЖРД типа А-4 можно оценивать в процентах от общего веса двигателя $G_{дв}$ (без учета веса топливных баков):

1) камеры

$$G_k \approx (0,45 \div 0,50) G_{дв};$$

2) турбонасосного агрегата

$$G_{ТНА} \approx (0,15 \div 0,17) G_{дв};$$

3) парогазогенератора

$$G_{ПГГ} \approx (0,10 \div 0,15) G_{дв};$$

4) вспомогательных устройств (прочих элементов)

$$G_{в.у} \approx (0,20 \div 0,21) G_{дв}.$$

Следовательно, ориентируясь на эти данные и относительные коэффициенты, взятые из статистики современных ЖРД, можно

приблизительно оценить вес проектируемого двигателя и его отдельных элементов.

Вследствие недостатка статистических данных применяемые до сих пор методы предварительного определения веса, габаритов и конструктивных параметров проектируемого двигателя, а также его отдельных элементов, включая и методы соответствующих их расчетов, пока в ряде случаев не являются оптимальными и требуют непрерывного уточнения и совершенствования.

Уменьшение веса проектируемого двигателя заданной тяги практически возможно за счет более совершенных конструкций его отдельных элементов, получения материалов с высокой удельной прочностью, выбора для них минимально допустимого запаса прочности и проведения других мероприятий, указанных в соответствующих параграфах настоящей работы.

Вес нагнетательной системы топливopодачи можно снизить применением топливных баков облегченной конструкции с повышенным давлением в них для обеспечения их устойчивости и за счет принятия мер для снижения веса остатков компонентов топлива в баках и коммуникациях двигателя в конце активного участка полета.

Значительное снижение веса проектируемого двигателя может быть достигнуто за счет выбора оптимальной тяговооруженности снаряда. В настоящее время существует тенденция к снижению тяговооруженности снаряда. Вертикально стартующие снаряды дальнего действия часто имеют начальное ускорение меньше $1,5g$, однако при определенных условиях это ускорение может быть около $1,2g$ ¹. Оптимальное ускорение малых зенитных снарядов обычно лежит в пределах $3-8g$.

При проектировании дальнoбойных снарядов приемлемой можно считать тяговооруженность $b \approx 1,5$ для первой ступени и $1,3$ — для последних ступеней.

В процессе совершенствования ЖРД большое внимание должно быть уделено также его удешевлению и главное повышению качества, надежности и точности регулирования работы отдельных агрегатов.

§ 14. Определение габаритных размеров двигателя

Габаритный размер ЖРД характеризуется его наибольшим диаметром и длиной. Предварительно определить габаритные размеры проектируемого двигателя можно только приблизительно. Наибольший габаритный диаметр двигателя зависит от тактического назначения и стартового веса снаряда G_0 .

Для определения габаритного диаметра двигателя можно воспользоваться формулами:

¹ Вопросы ракетной техники, вып. 4, ИЛ. 1958.

1) для поперечной нагрузки снаряда

$$c = \frac{G_0}{F_{\text{сн}}} \text{ кгм}^2; \quad (7.25)$$

2) для относительной тяги двигателя

$$b = \frac{P_0}{G_0} \text{ кг/кг}. \quad (7.26)$$

Заменяя (7.25) G_0 его значением, взятым из (7.26), получим для миделя снаряда

$$F_{\text{сн}} = \frac{P_0}{bc} = \frac{\pi D_{\text{сн}}^2}{4}, \quad (7.27)$$

откуда максимальный диаметр снаряда будет

$$D_{\text{сн}} = \sqrt{\frac{4P_0}{\pi bc}} = 1,127 \sqrt{\frac{P_0}{bc}}. \quad (7.28)$$

При этом максимальный габаритный диаметр двигателя для данного снаряда выразится формулой

$$D_{\text{дв}} = k D_{\text{сн}}, \quad (7.29)$$

где $k \approx 0,86$ — коэффициент, учитывающий размеры шпангоутов и технологические зазоры хвостовой оболочки снаряда.

Подставляя в (7.29) значение $D_{\text{сн}}$ из (7.28), окончательно получим

$$D_{\text{дв}} \approx 0,972 \sqrt{\frac{P_0}{bc}}. \quad (7.30)$$

Следовательно, задаваясь на основании данных статистики значениями b и c для соответствующего типа снаряда и его тактического назначения, по последней формуле можно приближенно определить максимальный габаритный диаметр проектируемого двигателя для этого же снаряда.

Длина двигателя без топливных баков обычно обуславливается его типом и назначением, величиной тяги и другими факторами, поэтому предварительная оценка ее весьма затруднена. При проектировании снарядов предварительную длину двигателя можно определить приближенно, пользуясь статистическими данными.

§ 15. Способы зажигания топлива при запуске двигателя

В момент запуска двигателя несамовоспламеняющиеся компоненты топлива нуждаются в постороннем мощном источнике энергии для первоначального воспламенения и поддержания горения

до установления пускового режима. После того как горение пускового потока топлива установилось, надобность в источнике зажигания отпадает и двигатель может быть переведен с пускового режима на номинальный. Устройство, служащее для зажигания топлива при запуске ЖРД, называется системой зажигания двигателя.

Система зажигания ЖРД одноразового действия рассчитывается на работу только пускового периода, после чего она автоматически отключается или выбрасывается, так как дальнейшее воспламенение топлива, поступающего в камеру сгорания, осуществляется за счет тепла горящих предыдущих порций топлива. Необходимая для этого тепловая энергия составляет примерно около 10% потенциального тепла зажигаемого топлива.

К системам зажигания ЖРД предъявляются следующие основные требования:

1) зажигание должно быть достаточно мощным и надежным при температурах окружающей среды -50°C , так как начальное испарение, перемешивание и воспламенение компонентов топлива в холодной камере сгорания происходят значительно хуже, чем во время нормальной работы двигателя;

2) запал должен создаваться до поступления основных компонентов топлива в камеру сгорания, причем разница во времени поступления окислителя и горючего должна быть достаточно мала, чтобы исключить возможность ослабления воспламенительного очага охлаждением (заливкой) одним каким-либо компонентом топлива;

3) запал топлива должен располагаться вблизи головки камеры сгорания так, чтобы для зажигания использовалась горячая топливная смесь пускового состава; он не должен также ухудшать или нарушать процесс установившегося горения топлива;

4) система зажигания должна быть конструктивно простой и дешевой;

5) система зажигания двигателей многократного действия должна допускать повторные запуски.

К отдельным системам зажигания могут быть предъявлены дополнительные требования.

Запальные устройства, применяемые в настоящее время в ЖРД, не могут одновременно удовлетворить требованиям многократного запуска, малой задержки воспламенения компонентов топлива и запуска двигателя на большой высоте.

В случае маломощной или ненормальной работы системы зажигания в камере сгорания двигателя может скопиться большое количество химически непрореагировавшей горючей смеси. Связанная с этим опасность взрыва горючей смеси весьма велика. Поэтому двигатель должен иметь такую систему регулирования, которая могла бы ограничить накопление топлива в камере сгорания в случае неисправности пускового зажигания.

В зависимости от вида применяемых компонентов топлива, типа двигателя и условий его эксплуатации могут применяться различные системы зажигания.

Системы зажигания современных двигателей можно разделить по ряду основных признаков, как то:

1) по назначению системы: а) однократного действия, применяемой в двигателях с однократным запуском (снарядных, торпедных и т. п.); б) многократного действия, применяемой в двигателях с многократными запусками (авиационных, стендовых);

2) по месту установки зажигательного устройства на двигателе: а) с установкой зажигательного устройства на головке камеры сгорания; б) с вводом зажигательного устройства внутрь камеры сгорания со стороны сопла (подобно двигателю А-4);

3) по способу зажигания пусковых или рабочих компонентов топлива: а) электрическое зажигание, т. е. при помощи электрических устройств — электросвечи, вольтовой дуги; б) пиротехническое зажигание, т. е. посредством одного или нескольких пиропатронов, и в) химическое зажигание, т. е. при помощи самовоспламеняющихся компонентов топлива — пусковых или основных.

Зажигание посредством электросвечи конструктивно просто и при надлежащем его выполнении может обеспечить неограниченное число запусков двигателя. Электросвеча обычно монтируется в головке камеры сгорания.

К недостаткам зажигания обычной электросвечой относятся:

а) сравнительно малая тепловая мощность электросвечи и, следовательно, недостаточная надежность зажигания топлива при низких температурах окружающей среды;

б) потребность в источнике электроэнергии, который не всегда легко разместить на боевом аппарате;

в) ограниченная работоспособность в кислотно-углеводородистых средах ввиду шунтирования разрядного промежутка свечи электропроводной кислотой.

Зажигание обычной электросвечой применяется в двигателях небольших тяг и в малых экспериментальных камерах, служащих для стендовых испытаний.

Для зажигания топлива при запуске двигателя может быть использована искровая система зажигания большой мощности с применением полупроводников. В этом случае искровая свеча состоит из двух концентрически расположенных электродов, изолированных друг от друга, торцы которых расположены в одной плоскости с изолятором, а поверхность последнего около электродов покрыта слоем полупроводника. Когда к электродам подведено напряжение, в полупроводнике течет ток; так как полупроводник неоднороден, то в том месте, где сопротивление проводника меньше, протекает ток большей силы. Этот участок проводника нагревается. В связи с этим сила тока в нем растет, вызывая дальнейшее увеличение его температуры. Такая аккумуляция тока создает участок

электрической цепи в полупроводнике, температура которого достаточно велика для возникновения ионизации топливной смеси около электродов, и вследствие этого между электродами возникает искровой заряд большой силы.

В зависимости от величины подведенного напряжения это явление может повторяться с периодом порядка 1 мксек. Если в системе напряжение составляет 2 квт, то в ней по сравнению с обычной высоковольтной системой зажигания уменьшаются потери на коронный и поверхностный разряды.

Пиротехническое зажигание в зависимости от конструкции и размеров камеры двигателя монтируется в головке камеры сгорания (подобно электросвече) или внутри камеры сгорания, со стороны сопла на специальной державке. В последнем случае после воспламенения рабочих компонентов топлива зажигательное устройство выбрасывается струей газа из камеры наружу.

В двигателе А-4 зажигание топлива при запуске производили введением в камеру сгорания через сопло специальной вертушки с пиропатронами, расположенными тангенциально по окружности. При воспламенении пиропатронов вертушка начинала вращаться, и вся камера заполнялась мощным горящим факелом и газами высокой температуры; после этого в камеру сгорания поступало небольшое количество топлива, которое воспламенялось, после чего подача топлива увеличивалась.

Пиропатроны обычно воспламеняются при помощи электрической нити накаливания, надежно срабатывают при температурах окружающей среды $\pm 60^\circ\text{C}$, горят достаточно равномерно в течение нескольких секунд и дают факел горения с температурой около $2000\text{--}2500^\circ\text{C}$. Поэтому пиротехническое зажигание является достаточно надежным как на земле, так и на любой высоте.

В настоящее время пиротехническое зажигание применяется в двигателях разных тяг одноразового и многократного действия с одноразовым запуском.

Системы химического зажигания в ряде случаев могут успешно конкурировать с конструктивно простым и достаточно удобным в эксплуатации пиротехническим зажиганием благодаря их большой мощности и длительности работы. Этот способ зажигания может применяться в двигателях разных тяг одноразового и многократного пуска.

Для химического зажигания несамовоспламеняющихся компонентов топлива в систему топливоподачи двигателя включается специальная пусковая система, по которой при запуске в камеру сгорания сначала поступают самовоспламеняющиеся компоненты топлива, а после образования в камере сгорания мощного горящего факела подаются основные компоненты. Такая схема запуска конструктивно проста и позволяет плавно и надежно переходить с пусковых компонентов топлива на основные.

Одноразовое химическое зажигание возможно также и со стороны сопла камеры, но при этом зажигательное устройство получается конструктивно сложнее, чем при зажигании со стороны головки камеры сгорания, — через рабочие форсунки. В данном случае зажигательный факел направляется навстречу рабочим компонентам топлива, зажигание получается надежным без дополнительных пусковых устройств на самом двигателе.

Для химического зажигания несамовоспламеняющихся компонентов топлива иногда целесообразно подобрать специальное пусковое горючее, самовоспламеняющееся с основным окислителем топлива двигателя. Подбор такого горючего практически не представляет особых затруднений. Это горючее должно самовоспламеняться с задержкой не более 0,03 сек., оно должно быть высококалорийным, неядовитым и недорогим. В качестве зажигательных горючих могут служить жидкость тонка-250 и другие жидкости.

Имеется большое число самовоспламеняющихся топлив различных составов. Они применяются в ЖРД в качестве пускового и основного топлива. Основными недостатками их являются низкая теплотворность, высокая стоимость и дефицитность.

Для получения равномерного и безударного воспламенения рабочей смеси, поступающей в камеру сгорания, химическое зажигание двигателя должно удовлетворять следующим дополнительным требованиям.

1. Зажигательное устройство должно давать факел, полностью заполняющий интенсивным пламенем весь объем камеры сгорания, в который должны поступать рабочие компоненты топлива, без темных зон, по крайней мере в той части камеры, куда впрыскиваются рабочие компоненты.

Система зажигания не может рассматриваться вне связи с системой смесеобразования, так как качественное смесеобразование может значительно облегчить требования, предъявляемые к системе зажигания двигателя. Допустимая задержка воспламенения пусковых компонентов топлива находится в тесной связи с качеством распыла; чем выше задержка воспламенения, тем совершеннее должно быть смесеобразование.

2. Пусковая горючая смесь должна иметь оптимальный состав не по величине удельной тяги, а по малой задержке ее воспламенения, требующей небольшого количества тепла от источника зажигания для достижения температуры, при которой может начаться интенсивное горение. Составы топливной смеси, близкие к стехиометрическим, обычно обладают высокой теплотворностью и, следовательно, обеспечивают более быстрое установление теплового равновесия стенок камеры и газов, чем смеси других составов.

Пусковые компоненты топлива необходимо выбирать с учетом того, что на пусковой режим двигателя оказывают существенное влияние задержка воспламенения пусковых компонентов и характер нарастания давления в камере сгорания. Чем меньше задержка

воспламенения и плавнее нарастание давления, тем безопаснее запуск и переход на рабочий режим, тем больше может быть взято отношение расхода компонентов на рабочем режиме к их расходу на пусковом режиме. Низкое качество пусковых самовоспламеняющихся компонентов топлива, как правило, приводит к взрывам двигателя либо на пусковом, либо на переходном режиме.

На рабочем режиме качество пусковых компонентов оказывает меньшее влияние на работу двигателя. Характер нарастания давления в камере сгорания для пусковых горючих смесей имеет не меньшее значение, чем задержка воспламенения. Медленное нарастание давления делает более безопасным запуск двигателя и позволяет использовать пусковые компоненты с большей задержкой воспламенения.

Выбор того или иного способа зажигания зависит от различных соображений, в частности, от того, будет зажигание однократным или многократным.

Из применяемых в настоящее время систем зажигания наибольшую гарантию безаварийного запуска дает химическое зажигание по схеме «пушечного» запуска двигателя (см. § 3, гл. 12) однократного действия. Случаи взрывов и аварий двигателей при отказе зажигания при этом предотвращаются надежной системой автоблокировки, исключающей в таких случаях попадание горючей смеси в камеру сгорания.

При «пушечной» схеме запуска двигателя взрывы могут носить совершенно случайный характер и определяться главным образом неудовлетворительным качеством пусковых компонентов топлива. Запуск по этой схеме обычно сопровождается резким повышением давления газов в камере сгорания двигателя.

В двигателях, работающих на самовоспламеняющихся компонентах топлива, химическое зажигание при запуске осуществляется механически. При этом может отпасть надобность в устройстве какой бы то ни было системы зажигания. Однако применение самовоспламеняющихся компонентов топлива имеет серьезные ограничения.

Для надежного запуска двигателя время задержки самовоспламенения компонентов топлива не должно превышать 0,01—0,03 сек. Для достижения таких значений времени задержки самовоспламенения подбираются смеси достаточно активных самовоспламеняющихся горючих и применяется активация окислителей. Например, добавка к азотной кислоте четырехоксида азота N_2O_4 снижает до определенного предела температуру замерзания окислителя, повышает его активность, теплотворность топлива и облегчает условия запуска двигателя. Добавка концентрированной серной кислоты H_2SO_4 снижает агрессивные свойства азотной кислоты по отношению к конструкционным материалам двигателя и улучшает условия запуска особенно с самовоспламеняющимся горючим, но при этом немного понижается теплотворность топлива.

Присадка хлорного железа Fe_2Cl_3 также понижает температуру замерзания азотной кислоты и повышает ее активность при небольшом понижении теплотворности топлива.

При запуске двигателя на большой высоте, где давление и температура окружающей среды относительно меньше, эта задержка самовоспламенения может быть еще больше. Скопившаяся в камере сгорания из-за задержки самовоспламенения горячая смесь может воспламениться, внезапно сгореть, повысить давления до чрезмерно большой величины и вызвать взрыв двигателя.

§ 16. Общие вопросы проектирования и конструирования камер ЖРД

Предварительные расчеты отдельных элементов камеры двигателя с целью установления их прочностных размеров в большинстве случаев оказываются невозможными или мало удовлетворительными, так как нельзя предварительно точно наметить их конструкцию и размеры. Поэтому при проектировании камеры двигателя приходится вначале выбрать, исходя из общих соображений, конструктивную схему камеры, материал для ее изготовления и ориентировочно назначить конструктивные и прочностные размеры отдельных элементов, а затем произвести общую компоновку этих элементов и проверочные расчеты их на прочность.

Для того чтобы приступить к общей компоновке камеры двигателя, необходимо выбрать целесообразную форму для нее, а также для ее головки, тип топливных форсунок и схему расположения их на головке, способ охлаждения камеры, форму и предполагаемые геометрические размеры охлаждающего тракта. Одновременно с этим нужно решить ряд других вопросов. В частности, при проектировании головки камеры следует выяснить, какие дополнительные устройства (кроме форсунок) нужно расположить на головке в связи с необходимостью обеспечения зажигания топлива при запуске двигателя или его многократной работы, подвода компонентов топлива к камере и др.

После решения этих вопросов можно приступить к проверочным расчетам надежности охлаждения камеры и ее отдельных элементов на прочность. Этот этап работы завершается окончательной геометрической компоновкой камеры и необходимыми повторными расчетами. При этом обычно приходится выбирать наиболее приемлемые способы подвода к камере компонентов топлива и отвода жидкости из охлаждающего тракта, способы соединения отдельных элементов камеры между собой, а также крепление ее к силовой раме или непосредственно к боевому аппарату.

Крепление головки в камере сгорания может быть выполнено сварным или разъемным (в зависимости от назначения двигателя и принятого способа распыла компонентов топлива). Соеди-

нять между собой остальные элементы двигателя во всех случаях целесообразно посредством сварки, поскольку этот способ проще и дешевле, а вся конструкция камеры получается сравнительно легкой. Разъемные соединения могут оказаться предпочтительными только для некоторых деталей двигателей многократного действия.

В двигателех небольшой тяги компоненты топлива подводятся к камере обычно по отдельным трубам. В современных двигателях применяются упругие трубопроводы. При больших секундных расходах топлива в камеру каждый из компонентов можно подводить по нескольким трубопроводам, чтобы обеспечить более равномерную подачу их к форсункам. Компонент топлива, используемый для охлаждения камеры, часто подводят к коллектору сопла камеры по трем или более трубопроводам, чтобы обеспечить равномерное начальное течение жидкости в охлаждающем тракте.

Коллектор подвода жидкости в охлаждающий тракт камеры является узлом жесткости сопла. Подводящие патрубки коллектора должны иметь возможно простую конфигурацию. Узел соединения оболочек сварной камеры с головкой нужно стремиться выполнить возможно простой и дешевой конструкции, без применения специального механически обрабатываемого кольца.

Отвод жидкости из тракта в головку камеры может быть непосредственным (подобно двигателю А-4) или при помощи нескольких патрубков (в случае съемной головки камеры).

В предфорсуночном пространстве головки камеры двигателя иногда целесообразно устанавливать распределитель жидкости, чтобы избежать неравномерного давления жидкости перед форсунками вследствие ее скоростного напора на выходе из подводящего трубопровода.

При конструировании камеры ЖРД следует учитывать предъявляемые к ней требования, тяжелые условия работы отдельных элементов, а также необходимость их точного изготовления. Нужно учитывать температурные расширения отдельных частей камеры, чтобы избежать снижения запаса прочности металла вследствие появления в нем во время работы двигателя больших температурных напряжений.

При конструировании камеры ЖРД любой формы главным является обеспечить ее прочность и предохранить от прогара во время работы. Прочность камеры и устойчивость ее формы обычно обеспечиваются подбором необходимой толщины оболочек и применением различных видов крепящих элементов. В качестве последних могут служить либо продольные ребра на оболочке, либо ребра, выполненные в виде многозаходных квадратных винтов с небольшим шагом; эти ребра также облегчают охлаждение камеры двигателя. Иногда может оказаться, что таких креплений недостаточно. Тогда в качестве крепящих элементов можно применить пояса типа бандажей.

Так как двигатель является составной частью боевого аппарата, то он должен иметь рационально спроектированную систему крепления его к аппарату. Узлы для крепления камеры к силовой раме или к боевому аппарату обычно устанавливают вблизи головки камеры, где прочность металла меньше ослаблена вследствие нагревания. Эти узлы должны надежно выдерживать тяговые, инерционные и вибрационные нагрузки, возникающие во время полета. Крепление камеры к силовой раме должно допускать свободное термическое расширение нагреваемых частей двигателя и поворот его относительно оси для центровки на снаряде.

Двигатели аппаратов, предназначенных для быстрого изменения направления полета и испытывающих вследствие этого большие поперечные ускорения (зенитные снаряды, самолеты), по возможности следует крепить вблизи их центра тяжести, уменьшая этим величины изгибающих моментов в опорах крепления.

Крепление двигателя к аппарату зависит от конструкции, габаритов двигателя и величины его тяги, типа боевого аппарата и других факторов и поэтому обычно имеет разнообразное конструктивное выполнение. В ряде существующих аппаратов это крепление выполнено посредством специальных рамных ферм или косонок.

Вопросы, связанные с проектированием и конструированием камеры двигателя, обычно решают в следующем порядке:

- 1) определяют объем камеры сгорания;
- 2) выбирают форму камеры сгорания и форму ее головки, тип топливных форсунок и схему расположения их на головке;
- 3) выбирают способ крепления головки к камере сгорания;
- 4) производят общую геометрическую компоновку камеры двигателя;
- 5) выбирают способ охлаждения камеры, форму и размеры охлаждающего тракта и производят проверочный расчет надежности охлаждения;
- 6) выбирают схему оболочек камеры, конструкционные материалы для них, для головки камеры и других ее элементов;
- 7) выбирают способы компенсации температурных линейных удлинений элементов камеры и принимают решение об их конструктивном выполнении;
- 8) выбирают способы подвода охлаждающего агента к соплу камеры и отвода его из охлаждающего тракта к головке;
- 9) производят гидравлический расчет охлаждающего тракта камеры;
- 10) выбирают способ запуска двигателя и уточняют конструктивные элементы, которые в связи с этим необходимо расположить на головке камеры;
- 11) выбирают способ и места опор крепления камеры к силовой раме или непосредственно к боевому аппарату;

12) выбирают технологический процесс изготовления камеры и определяют технологичность конструкции;

13) производят окончательную компоновку камеры двигателя и проверочные расчеты ее на прочность и устойчивость работы.

Этим перечнем не исчерпываются все вопросы, решаемые при проектировании и конструировании камеры двигателя.

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАСПЫЛИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ЖРД

На работу ЖРД большое влияние оказывает распыл компонентов топлива, так как от качества распыла зависят объем камеры сгорания, ее удельный вес, экономичность, устойчивость и надежность работы. Процессы распыла топлива в двигателях еще мало изучены из-за весьма большой их сложности.

Теоретические исследования механизма распыла компонентов топлива в работающем двигателе при их одновременном нагревании, испарении, смешивании между собой и частичном диффузионно-турбулентном сгорании весьма затруднены. Поэтому в настоящее время исследования и доводку вновь спроектированных и выполненных распылительных головок камеры в каждом отдельном случае осуществляют экспериментально на работающих двигателях.

Проектирование и расчет распылительной головки камеры являются весьма важным этапом в создании целесообразной конструкции двигателя.

В настоящей главе рассмотрены существующие способы распыла компонентов топлива в ЖРД, изложены требования, предъявляемые к распыливающим устройствам, рассмотрены факторы, влияющие на качество распыла. При этом даны краткие предпосылки для расчета распылительных головок камер двигателя и приведены сведения по выбору оптимальных расчетных параметров.

§ 1. Требования, предъявляемые к распыливающему устройству ЖРД

Для эффективного сжигания жидкого топлива должно быть обеспечено его полное испарение в заданное время и в нужном месте камеры сгорания двигателя. Для этого в нужный момент вся масса топлива, подаваемая в камеру сгорания, должна иметь максимальную поверхность. Значительное увеличение поверхности компонента может быть получено распылением его на мельчайшие частицы. Поэтому распыливающее устройство ЖРД должно обеспечивать дробление жидких компонентов топлива, подаваемых в камеру сгорания под определенным давлением и в соответ-

ствующих количествах, на мельчайшие капли, быстрое и хорошее смешение их между собой. От того, насколько совершенно осуществляются эти процессы, в значительной мере зависит скорость и полнота сгорания образующейся топливной смеси, величина потребного объема камеры сгорания, ее размеры, удельный вес, устойчивость работы и другие характеристики. Чем совершеннее смесеобразование, тем экономичнее, устойчивее и надежнее работа двигателя.

Процесс распыла жидких компонентов топлива зависит от их физических свойств, типа и конструкции форсунок, режима их работы и других факторов.

Форсунки двигателя дробят компоненты топлива на миллиарды капель, имеющих поверхность, измеряемую десятками квадратных метров.

Если, например, 1 л жидкости до подачи в камеру сгорания имеет диаметр около 0,124 м и поверхность $\sim 0,0483 \text{ м}^2$, то после дробления ее на капли диаметром 100 мк (10^{-4} м) суммарная поверхность жидкости увеличится почти в 1240 раз и будет составлять около 60 м^2 .

Состояние теории смесеобразования и горения топлива в ЖРД в настоящее время не позволяет еще производить точные расчеты этих процессов. Поэтому при проектировании головок камеры двигателя приходится исходить из необходимости удовлетворения основных требований к смесеобразованию, используя при этом результаты исследований и опыт эксплуатации.

Распылительное устройство (головка камеры) ЖРД должно удовлетворять следующим требованиям.

1. *Компоненты топлива должны быть раздроблены на капли достаточно мелко и однородно*, так как от тонкости распыла зависят качество смесеобразования, равномерность и скорость горения топлива.

В обычных схемах ЖРД тонкость распыла компонентов топлива зависит от типа, конструкции и производительности форсунок, их геометрических характеристик, перепада давлений на форсунках и других факторов.

Тонкость распыла компонентов топлива является качественным критерием смесеобразования и характеризуется средневесовым диаметром образующихся капель. Чем меньше средний диаметр капель, тем лучше распыл и полное сгорание топлива.

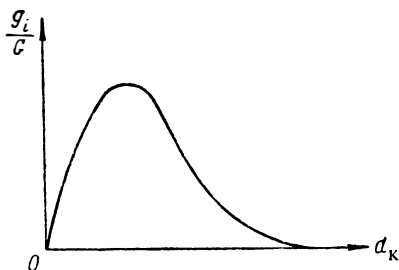
Однородность распыла характеризуется изменением диаметров капель в факеле распыленного компонента топлива. Чем уже пределы, между которыми располагаются диаметры капелек распыливаемых компонентов топлива, тем больше однородность распыла.

Часто в качестве характеристики тонкости распыла компонентов топлива вводится так называемый медианный диаметр капелек d_m , т. е. такой, который соответствует диаметру половины общей массы всех капелек.

Это значит, что из общей массы капель половина по весу будет обладать размерами больше d_m , а половина меньше d_m , так что $G_{d_m} = 0,5$.

Иногда тонкость распыла компонентов топлива характеризуется так называемым средним диаметром капли, под которым подразумевается тот диаметр, который имели бы капли одинакового размера, т. е. если бы их общая поверхность и общий объем были такими же, как и в струе, состоящей из капель различных размеров.

Для данной конструкции форсунки диаметр капель зависит от диаметра сопла, скорости впрыска жидкости, ее вязкости, плотности, поверхностного натяжения и плотности газовой среды, в которую производится впрыск.



Фиг. 8. 1. Кривая весового распределения капель распыливаемой жидкости по их диаметрам (площадь под кривой соответствует 100%).

Капель данного диаметра $\frac{g_i}{G}$ %, где G — общий вес всех капель и g_i — вес капель данного диаметра.

В современных ЖРД распыленные капли компонентов топлива имеют диаметр около 25—250 мк. Это значит, что 1 см³ распыливаемой жидкости делится примерно на $6 \cdot 10^6$ капель. В азотнокислотных двигателях средние весовые диаметры капель керосина лежат в диапазоне 120—150 мк.

Топливо, состоящее из наиболее крупных капель, будет запаздывать с завершением смесеобразования и, следовательно, с завершением процесса диффузионно-турбулентного сгорания. При слишком грубом распыле, что возможно в результате неправильного выполнения распыливающего устройства или регулирования тяги двигателя изменением перепада давления компонентов топлива, может получиться резкое снижение эффективности процесса сгорания и неустойчивая работа.

Однако, как будет показано ниже, тонкость распыла компонентов топлива сама по себе не является единственным средством улучшения качества рабочего процесса в камере сгорания двигателя. Система смесеобразования должна обеспечивать не только тонкий распыл и хорошее перемешивание компонентов топлива, но и организованный подвод тепла для их подогрева, испарения и воспламенения.

2. Концентрация распыляемых компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания должна быть одинаковой, так как в противном случае сгорание их будет неполным.

В начале камеры сгорания обычно получается грубо перемешанная горючая смесь, которая при дальнейшем движении по камере сгорания продолжает перемешиваться и становится более однородной. Параллельно с этим процессом идут подогрев и испарение распыленных компонентов и выгорание образующейся горючей смеси.

Время завершения процесса сгорания топлива определяется главным образом скоростью смешения компонентов топлива. При прочих равных условиях смешение будет протекать тем интенсивнее, чем мельче газовые струйки компонентов топлива и больше скорость их относительно друг друга. Полнота сгорания топлива в конечном итоге определится отношением времени пребывания рабочего тела в камере сгорания ко времени, необходимому для завершения процесса сгорания топлива.

Местные отклонения коэффициента состава топлива в камере сгорания от расчетного всегда приводят к неполноте сгорания и, следовательно, к понижению удельной тяги двигателя.

Доказано, что начальная неравномерность состава компонентов топлива в пределах шага между форсунками быстро выравнивается без заметного снижения удельной тяги двигателя, а неравномерность состава топлива при ее масштабе больше шага форсунок обычно не успевает выравниваться и значительно снижает $P_{уд}$.

Для защиты оболочки камеры двигателя от перегрева иногда горючую смесь вблизи поверхности оболочки преднамеренно обогащают специальной подачей через периферийные форсунки около 2—4% горючего от общего расхода его в камеру сгорания. При этом головка двигателя обеспечивает постоянство коэффициента избытка окислителя в центральной части камеры сгорания $\alpha_{я}$ и заниженное значение его у поверхности оболочки камеры $\alpha_{п}$.

В ряде выполненных азотнокислотных двигателей в среднем $\alpha_{п} = 0,6 \cdot \alpha_{я}$.

3. Расходонапряженность топлива по поперечному сечению камеры сгорания должна быть одинаковой, так как там, где расход топлива будет больше расчетного, процесс сгорания будет неполным, а в местах, где этот расход окажется меньше указанного, объем камеры сгорания будет использован неполностью.

Равномерность расхода топлива по поперечному сечению камеры сгорания является количественным критерием распыла компонентов топлива. Этот критерий влияет на выбор формы камеры двигателя.

4. Зона смесеобразования топлива по длине камеры сгорания должна быть возможно короткой, так как в противном случае потребуется относительно больший объем камеры сгорания, что может увеличить ее габариты и удельный вес.

Зона распыла компонентов лежит вблизи головки камеры, определяется типом и конструкцией форсунок и характеризуется расстоянием от головки камеры до места проникновения капель средневесового диаметра в газовую среду. Эта зона при обычных струйных форсунках имеет большую длину, чем при центробежных форсунках.

Форма факела обуславливается в основном конструкцией распылительной головки камеры и дальностью струи распыляемых компонентов топлива.

5. *Суммарный факел распыла компонентов топлива относительно оси камеры сгорания должен быть симметричным*, так как если факел горящего топлива будет бить о поверхность оболочки камеры и сгорать на ней, то возможны ее перегрев и прогар. Струя окислителя не должна бить по поверхности оболочки камеры, так как это вызовет быстрый ее прогар вследствие окисления металла. Форсунки нужно расположить на головке так, чтобы результирующее направление потока топлива после столкновения всех струй было параллельно оси камеры. Это требование особенно относится к струйным форсункам с пересекающимися струями.

Задачей конструктора является распределить форсунки на головке камеры так, чтобы при равномерном распределении компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания не попадало много окислителя на стенки.

Уменьшения попадания компонентов топлива при распыле его форсунками на поверхность оболочки камеры можно добиться соответствующим направлением форсунок, изготовлением их со срезом под углом и т. п.

6. *Перепад давлений компонентов топлива в форсунках должен быть оптимальным как по физической полноте сгорания топлива, так и по удельному весу системы топливоподачи двигателя*. При понижении перепада давлений распыляемой жидкости в форсунках уменьшаются давление подачи топлива в камеру сгорания и, следовательно, мощность и вес системы топливоподачи, но при этом ухудшаются процессы смесеобразования и сгорания топлива. При повышении же перепада давлений в форсунках происходит обратное.

Удовлетворение этого требования практически сопряжено с большими трудностями, и поэтому при расчете ЖРД перепадом давлений компонентов топлива в форсунках обычно задаются на основании статистических данных.

7. *Распыляющее устройство двигателя должно быть конструктивно простым и дешевым в производстве, мало чувствительным к изменению режима работы двигателя и к возможным вибрациям*. К распыляющему устройству двигателя с регулируемой тягой предъявляются дополнительные требования.

Опыты показывают, что перепад давлений в форсунках меньше 2 кг/см^2 , как и малое число форсунок, приводит к неудовлетво-

рительному распылу компонентов топлива и, следовательно, к неустойчивой работе двигателя.

Если при работе двигателя на минимальном режиме перепад давлений компонентов топлива в форсунках принять равным 2—3 кг/см², то при этом перепад давлений в форсунках на режиме номинальной тяги окажется резко завышенным (может быть в 5—10 раз больше, чем на режиме минимальной тяги), что весьма невыгодно из-за относительно большого веса системы топливоподачи. Поэтому регулирование тяги двигателя изменением перепада давлений компонентов топлива в форсунках может быть оправдано только в небольшом диапазоне.

Выполнить все перечисленные выше требования к распыливающему устройству ЖРД можно путем правильного проектирования и конструирования головки камеры двигателя, т. е. целесообразным выбором ее формы, типа форсунок, их параметров, числа и схемы расположения на головке и т. д.

При практическом решении этой задачи конструктор должен хорошо знать процессы смесеобразования и сгорания различных топлив в камере и правильно учитывать различные факторы, влияющие на протекание этих процессов. Только при этом условии может быть создано высококоэффициентное распыливающее устройство двигателя.

Правильная организация распыла компонентов топлива в ЖРД позволяет уменьшить объем камеры сгорания, ее габариты и удельный вес, повысить надежность, ресурс, экономичность и устойчивость работы двигателя. Качественное смесеобразование также облегчает условия зажигания топлива при запуске двигателя и снижает число аварий.

§ 2. Способы распыла компонентов топлива в ЖРД

Способ распыла зависит от конструкции распыливающего устройства (головки камеры). В современных ЖРД применяются следующие основные способы распыла компонентов топлива.

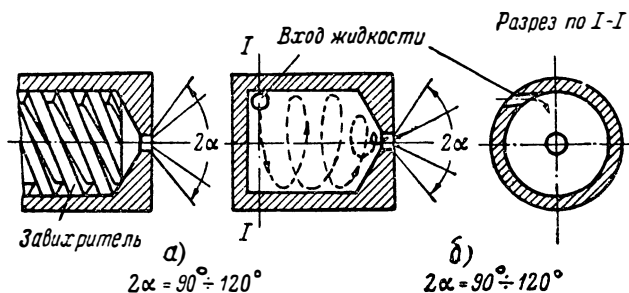
1. *Струйный распыл*, т. е. через небольшие отверстия диаметром 1—2,5 мм, просверленные либо непосредственно в головке камеры двигателя так, что струи горючего и окислителя сталкиваются между собой и дробятся на мелкие капли, либо в специальных форсунках, монтируемых на головке камеры.

Этот способ распыла применяется в двигателях малой и средней тяги благодаря своей простоте, удовлетворительному смешению и равномерному распределению компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания. Его можно применить для распыливания различных по виду топлив.

2. *Центробежный распыл*, т. е. центробежными форсунками (фиг. 8.2).

Этот способ распыла, видимо, является наиболее совершенным и поэтому преимущественно применяется в азотнокислотных и других типах двигателей. Форсунки устанавливают в головке камеры так, чтобы обеспечить возможно лучшее перемешивание горючего и окислителя; с этой же целью увеличивают число форсунок.

3. *Предкамерный распыл*, т. е. распыл компонентов топлива частично через обычные отверстия в стенках предкамер камеры двигателя и частично через специальные струйные и центробежные форсунки, ввернутые в резьбовые отверстия в стенках этих же предкамер (подобно двигателю А-4). Горючее и окислитель переме-



Фиг. 8.2. Принципиальные схемы центробежной форсунки с завихрителем (слева) и тангенциальной (справа).

шиваются посредством диффузии и турбулентности перед поступлением в камеру сгорания. Этот способ распыла достаточно эффективный, но выполнение его относительно сложно.

4. Сочетание центробежного и струйного распылов.

Ни один из существующих в настоящее время способов распыла компонентов топлива в ЖРД не может считаться совершенным и успешно применимым во всех случаях. В каждом отдельном случае способ распыла необходимо выбирать с учетом ряда конкретных условий.

На выбор того или иного способа распыла и конструкции распылительной головки камеры двигателя могут влиять следующие факторы:

- 1) свойства компонентов топлива;
- 2) величина абсолютной тяги, продолжительность и программа работы двигателя;
- 3) величина давления газов в камере сгорания;
- 4) технология изготовления распылительной головки камеры и др.

Распыливающее устройство оказывает существенное влияние на интенсификацию процесса сгорания топлива, устойчивость и эффективность работы, габариты и удельный вес камеры сгорания двигателя.

Целесообразно выполненная конструкция распылительной головки камеры во время работы двигателя характеризуется показателями:

1) отсутствием «полосчатого» или локализованного горения топлива;

2) плавным запуском и устойчивым горением топлива в широких диапазонах изменения давления в камере сгорания (секундного расхода топлива);

3) малым перепадом давления впрыска, компонентов топлива в камеру сгорания и небольшим влиянием его величины на качество распыла;

4) небольшими удельными тепловыми потоками от газов к оболочке камеры сгорания двигателя;

5) высоким коэффициентом полноты сгорания топлива.

Эти показатели практически можно получить только при условии выполнения жестких требований, предъявляемых к распыливающему устройству двигателя.

§ 3. Типы топливных форсунок

Топливные форсунки ЖРД представляют собой весьма важные органы смесеобразования горючего и окислителя, подаваемых в камеру сгорания. От типа и конструкции форсунок в значительной мере зависит качество процесса смесеобразования.

Применяемые в двигателях форсунки в большинстве случаев не имеют специальной регулировки тонкости распыла, а некоторые из них вообще обладают невысокими качественными характеристиками.

Топливные форсунки ЖРД можно разделить по следующим характерным признакам.

1. По числу распыливаемых компонентов топлива одной форсункой:

а) *однокомпонентные форсунки*, предназначенные для распыла одного компонента топлива, и

б) *двухкомпонентные форсунки*, предназначенные для одновременного распыла двух компонентов топлива.

2. По принципу действия форсунок:

а) *струйные форсунки*, подающие жидкость в камеру сгорания в виде струек в направлении своей оси;

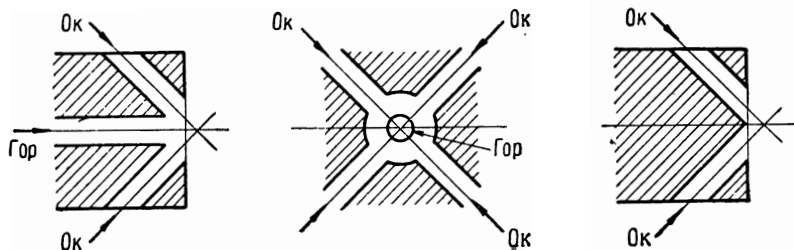
б) *центробежные форсунки*, в которых движущаяся под напором давления жидкость закручивается и за счет развиваемого при этом центробежного эффекта вытекает с определенной скоростью в камеру сгорания в виде тонкой и легко разрушающейся конической пленки;

в) *центробежно-струйные форсунки* (смешанного типа). Двухкомпонентные струйные форсунки, все типы центробежных форсунок и центробежно-струйные конструктивно выполняются в виде

отдельных узлов, устанавливаемых в отверстиях головки камеры двигателя.

Струйные форсунки конструктивно делятся на:

1) *одноструйные*, представляющие калиброванные отверстия в головке камеры диаметром на выходе жидкости в камеру сгорания $0,8 \div 2,5$ мм;



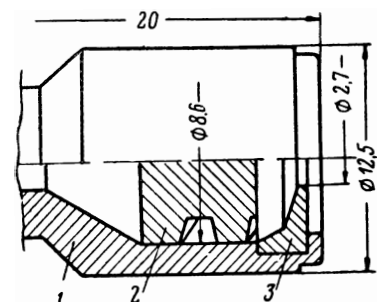
Фиг. 8. 3. Принципиальные схемы элементов струйного распыла компонентов топлива.

2) *двухструйные*, предназначенные для распыла одного данного компонента топлива в виде двух соударяющихся между собой струй (фиг. 8. 3);

3) *трехструйные*, предназначенные для распыла двух компонентов топлива в виде одной центральной струи горючего и двух боковых струй окислителя, расположенных в одной плоскости и пересекающихся в одной точке (см. фиг. 8. 3);

4) *четырёх- и пятиструйные*, предназначенные для распыла двух компонентов топлива в виде одной центральной струи горючего или соответственно четырех струй окислителя, расположенных в двух плоскостях и пересекающихся в одной точке (см. фиг. 8. 3);

5) *щелевые*, предназначенные для одновременного распыла двух компонентов и конструктивно представляющие концентрические щели в головке камеры двигателя.



Фиг. 8. 4. Однокомпонентная центробежная шнековая форсунка.

1—корпус, 2—завихритель, 3—сопло

Центробежные форсунки по способу получения закрутки в них потока жидкости делятся на:

а) *тангенциальные*, в которых жидкость входит в полость форсунки через отверстие, ось которого перпендикулярна к оси форсунки, но не пересекается в ней, в результате чего распыливаемая жидкость получает закручивание относительно оси форсунки, способствующее распаду ее на капли (см. фиг. 8. 2);

б) *шнековые*, в которых закручивание жидкости создается посредством специального завихрителя (шнека), имеющего на своей внешней поверхности винтовые каналы (фиг. 8.4).

На фиг. 8.5 показаны спиртовые форсунки предкамер камеры сгорания двигателя А-4.

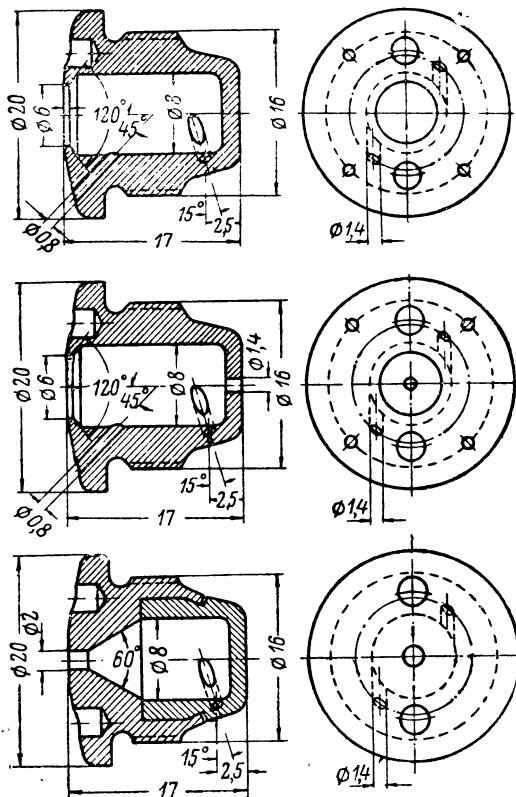
В двухкомпонентных центробежных форсунках горючее и окислитель смешиваются между собой в сопле форсунки или в ее специальной камере смешения и поступают в камеру сгорания в виде эмульсии. Существуют разные конструкции этих форсунок, но принцип их действия остается одним и тем же.

Струйные форсунки характерны своей конструктивной простотой и относительной дешевизной изготовления при худшей тонкости распыла. Длина зоны распыла этих форсунок также больше, что увеличивает потребный объем и удельный вес камеры сгорания.

Угол факела распыла струйной форсунки весьма мал, $5-10^\circ$ (фиг. 8.6), причем зона конца распада струи на капли далеко отстоит от головки камеры.

Этот угол измеряется от среза сопла форсунки и характеризует форму факела распыливаемой жидкости. Величина этого угла зависит в основном от соотношения длины сопла (отверстия) к его диаметру, степени турбулизации расширяющегося факела и давления в камере сгорания.

Для укорочения зоны распыла, получения более тонкого распыла и равномерного распределения компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания струйные форсунки обычно располагают так, чтобы струи распыливаемых жидкостей пересекались между собой. Приближение точек столкновения струй к головке позволяет с максимальной полнотой использовать объем камеры сгорания и создать более устойчивое сгорание образующейся топлив-

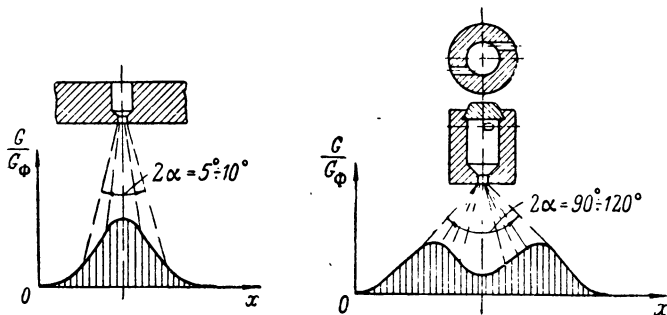


Фиг. 8.5. Спиртовые форсунки предкамеры двигателя А-4.

ной смеси благодаря уменьшению до минимума нереагирующих газовых застойных зон вблизи головки камеры, а также более качественному смесеобразованию при этом.

Углы, определяющие направление струй впрыска компонентов топлива одноструйными форсунками, должны быть выбраны так, чтобы результирующий вектор количества движения после столкновения струй имел осевое направление, т. е. параллельное оси камеры двигателя.

При увеличении угла соударений струй средний диаметр капель уменьшается в связи с увеличением относительной скорости



Фиг. 8.6. Принципиальные схемы раскодонапряженности по поперечному сечению факелов распыла струйной и центробежной форсунками.

струй в точке соударения. Это способствует более равномерному распределению топлива по поперечному сечению факела. Одновременно улучшается однородность смешиваемых жидкостей.

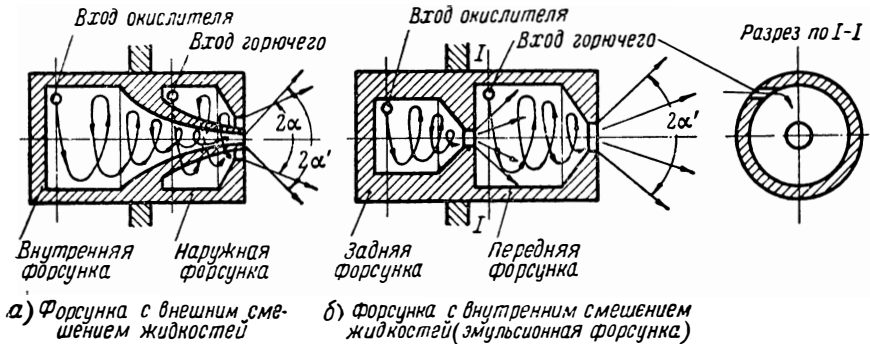
Оптимальными углами соударения струй, создаваемых струйными форсунками, следует считать $80-100^\circ$, так как при больших углах значительная часть распыливаемой жидкости будет отлетать в сторону головки, что ухудшит смесеобразование, а при малых углах соударения струй (60° и меньше) образуется резко выраженная неравномерность раскодонапряженности в ядре факела и удлиняется камера сгорания за счет увеличения зоны перемешивания компонентов.

Центробежные форсунки имеют относительно больший угол распыла жидкости (около $70-120^\circ$) при небольшой длине факела и дают более тонкий распыл, чем струйные форсунки; но изготовление их относительно сложнее. Форма факела этих форсунок в основном зависит от степени закручивания в них распыливаемой жидкости.

В центробежной форсунке жидкость поступает в камеру закручивания по тангенциальным каналам, ось которых смещена относительно оси сопла (см. фиг. 8.2). В камере закручивания жидкость

приобретает интенсивное вращательное движение и далее поступает в сопло.

При выходе из сопла форсунки тонкая пленка жидкости, на которую прекратилось действие центробежных сил, делится на капли, разлетающиеся по прямолинейным траекториям, образуя факел. Угол факела и коэффициент расхода центробежных форсунок обусловлены законом сохранения момента количества движения жидких частиц относительно оси сопла. На указанные параметры можно действовать соответствующим выбором соотношений



Фиг. 8 7. Принципиальные схемы двухкомпонентных центробежных форсунок.

между размерами сопла, камеры закручивания и входных каналов.

В настоящее время наибольшее применение в двигателях получили однокомпонентные центробежные форсунки благодаря их надежной работе и достаточно эффективному распылу. Кроме того, в этих форсунках в широком диапазоне можно изменять угол распыла для наиболее равномерного распределения компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания.

Двухкомпонентные центробежные форсунки по способу смешения компонентов топлива делятся на два типа:

- 1) со смешением компонентов топлива вне форсунки (фиг. 8. 7, а);
- 2) со смешением компонентов топлива внутри форсунки, в специальной смесительной камере (эмульсионные форсунки) (фиг. 8. 7, б).

Существуют также конструкции двухкомпонентных форсунок, в которых компоненты топлива смешиваются в сопле форсунки.

Форсунки первого типа выполняются соосными, одна в другой. Сопло внутренней форсунки вписывается зазором в воздушный вихрь наружной форсунки. Чтобы обеспечить хорошее смешение компонентов топлива, угол распыла внутренней форсунки (2α) должен быть больше угла распыла наружной форсунки ($2\alpha'$).

Форсунка второго типа состоит из двух расположенных друг за другом форсунок. Задняя форсунка служит для окислителя и рассчитывается обычным путем.

Размеры распылительной части двухкомпонентной форсунки должны быть подобраны так, чтобы обеспечить безопасность запуска ее даже при входе в камеру закручивания одного из компонентов топлива раньше другого.

Чтобы избежать взрыва двухкомпонентной форсунки, нужно исключить возможность проникновения одного из компонентов топлива в полость другого, для чего:

1) угол распыла задней форсунки подобрать так, чтобы входные отверстия передней форсунки находились вне полости удара конуса распыла о стенку задней форсунки;

2) диаметр газового вихря передней форсунки должен быть больше диаметра сопла задней форсунки.

Момент количества движения в передней форсунке распространяется на всю массу смешанной и распыливаемой жидкости.

Применение двухкомпонентных эмульсионных центробежных форсунок существенно улучшает смесеобразование и уменьшает зону распыла, так как они обеспечивают смешение компонентов топлива в заданном весовом соотношении перед подачей их в камеру сгорания. К тому же топливная эмульсия обладает меньшими вязкостью и поверхностным натяжением и поэтому легко дробится на мельчайшие капли.

Применение эмульсионного распыла компонентов топлива в ЖРД дает следующие выгоды:

а) уменьшается длина камеры сгорания за счет укорочения зоны распыла;

б) получается почти полное сгорание топлива при относительно меньшем объеме камеры сгорания, а следовательно, и при меньшем ее удельном весе;

в) требуется меньшее число форсунок;

г) отпадает необходимость в большом перепаде давлений компонентов топлива в форсунках, что имеет существенное значение для двигателей больших тяг одноразового действия, где вопросы простоты и дешевизны конструкции имеют решающее значение.

При использовании форсунок этого типа несколько затруднена защита горючим оболочки камеры от перегрева ее горячими газами. В этом случае оболочку приходится защищать, устанавливая на головке камеры периферийные однокомпонентные струйные или центробежные форсунки.

Форсунки всех типов должны иметь хорошо обработанную поверхность, соприкасающуюся с движущейся жидкостью. Струйные форсунки должны иметь точный угол направления оси сопла относительно оси камеры двигателя. Пониженные качества форсунок особенно отрицательно сказываются на качестве распыла при снижении режима работы двигателя относительно номинального.

Топливные форсунки всех типов характеризуются следующими гидравлическими параметрами:

1) секундной производительностью;

- 2) перепадом давлений жидкости в форсунках;
- 3) углом факела распыливаемой жидкости, измеряемым у среза сопла форсунки (корневым углом факела);
- 4) тонкостью распыла и равномерностью распределения жидкости вокруг оси и по радиусу факела;
- 5) коэффициентом расхода, входящим в уравнение расхода.

Производительность единичных однокомпонентных центробежных форсунок ЖРД с цилиндрической камерой сгорания и плоской головкой составляет около 20—80 г/сек горючего и 50—200 г/сек окислителя, а перепад давлений в форсунках—порядка 3,5—12 кг/см².

Гидравлические параметры форсунок и распылительной головки камеры определяют испытаниями их в холодном состоянии, проливая через них воду. Качество работы головки камеры проверяют на работающем двигателе.

При испытании форсунок на воде определяют их производительность в зависимости от перепада в них давлений распыливаемой жидкости, спектр распыла, тонкость и угол распыла, а также расходонапряженность по поперечному сечению факела.

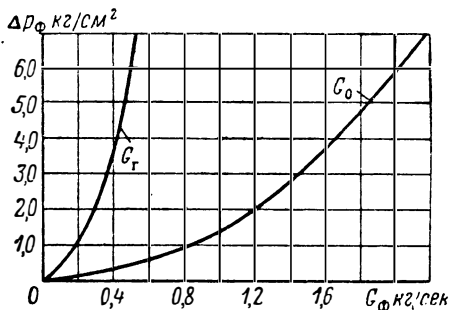
Изменение производительности форсунок в зависимости от перепада в них давлений распыливаемой жидкости выражается параболической кривой (фиг. 8.8).

Тонкость распыла данного компонента может быть достаточно точно определена методом фотографирования, применяемым как в случае применения одной форсунки, так и при одновременной совместной работе двух и более форсунок.

Головки камер двигателя подвергаются гидравлическим испытаниям для изучения взаимодействия конусов распыла форсунок и равномерного распределения соотношения компонентов и их расхода по поперечному сечению камеры.

Чем большее число форсунок установлено на головке камеры двигателя, тем качественнее распыл ими компонентов топлива. Поэтому в двигателях средней и большой тяги число форсунок достигает нескольких сотен.

Практически число форсунок двигателя ограничивается конструктивными и другими соображениями, в частности, необходимостью иметь не слишком малые проходные сечения каждой форсунки. При малых проходных сечениях форсунка может легко засориться механическими примесями, попавшими случайно в рас-



Фиг. 8.8. Тарировочные кривые головки камеры двигателя с 85 однокомпонентными центробежными форсунками (31 керосиновая и 54 азотнокислотных).

пыливаемую жидкость или образовавшимися в ней вследствие ее физической и химической нестойкости.

Для изготовления топливных форсунок в виде отдельных узлов применяются различные материалы, от низко- и высоколегированных сталей до бронзы и латуни.

Выбор материала для форсунок обуславливается видом и состоянием распыливаемых компонентов топлива, продолжительностью и условиями работы двигателя, числом его запусков, требованиями прочности и другими факторами.

В случае применения химически активных компонентов топлива (например азотной кислоты, жидкого фтора и т. п.) внутренняя поверхность материала форсунок должна обладать высокой сопротивляемостью окислению и коррозии. Если у головки камеры двигателя будет значительная турбулизация горячих газов, вследствие которой в ряде мест форсунки будут нагреваться до 1300—1400° С, то материал этих форсунок должен обладать также высокой прочностью. При высокой температуре возможно оплавление сопел форсунок и нарушение их работы, что в результате может привести к аварии двигателя.

Во время работы двигателя форсунки охлаждаются потоком проходящей через них распыливаемой жидкости. Температура этой жидкости перед поступлением в форсунки может быть отрицательной (в случае использования сжиженных компонентов топлива) и положительной, иногда даже близкой к температуре кипения при данном рабочем давлении, если жидкость предварительно используется для охлаждения камеры двигателя.

§ 4. Факторы, влияющие на качество распыла компонентов топлива

На качество распыла компонентов топлива в ЖРД влияют следующие факторы:

- 1) формы головки камеры сгорания;
- 2) тип, конструкции, количество и производительность топливных форсунок;
- 3) схема расположения форсунок на головке камеры;
- 4) перепад давлений распыливаемых компонентов топлива в форсунках;
- 5) свойства и состояние компонентов топлива (вязкость, поверхностное натяжение, упругость паров, температура, теплота испарения, теплоемкость и др.);
- 6) давление, температура и другие физические свойства газовой среды в камере сгорания, а также характер ее движения;
- 7) форма камеры сгорания и ее геометрические размеры;
- 8) устойчивость работы системы топливоподачи;
- 9) режим работы двигателя и др.

Форма головки двигателя существенно влияет на качество распыла компонентов топлива, так как от нее в значительной мере зависит удобство расположения форсунок.

Головка камеры двигателя определяет в основном распределение каждого из компонентов топлива по сечению камеры, тонкость распыла их и взаимное смещение, а также интенсивность конвективных токов газа, переносящих тепло от факела на подогрев и испарение горючей смеси. Плоская головка с равномерным расположением форсунок обычно обеспечивает равномерное по сечению камеры начальное распределение компонентов топлива.

Неравномерное распределение компонентов топлива по сечению камеры сгорания, концентрация их в отдельных местах обычно приводят к тому, что горение происходит неравномерно по объему, в основном там, где концентрируется подаваемая смесь, т. е. для горения используется лишь часть объема камеры сгорания. Аналогичное явление может иметь место и в том случае, когда на плоской головке камеры расположено малое число форсунок.

В результате этого в объеме камеры сгорания имеют место неодинаковые скорости испарения, перемешивания и сгорания компонентов топлива. По этой же причине в камере сгорания ЖРД наблюдается не сплошной, установившийся, а как бы рваный, перебрасывающийся в объеме фронт пламени, потому что наиболее интенсивное выгорание топлива идет локально, по отдельным очагам, в которых состав горючей смеси в тот или иной момент оказывается близким к стехиометрическому и подготовлен к сгоранию.

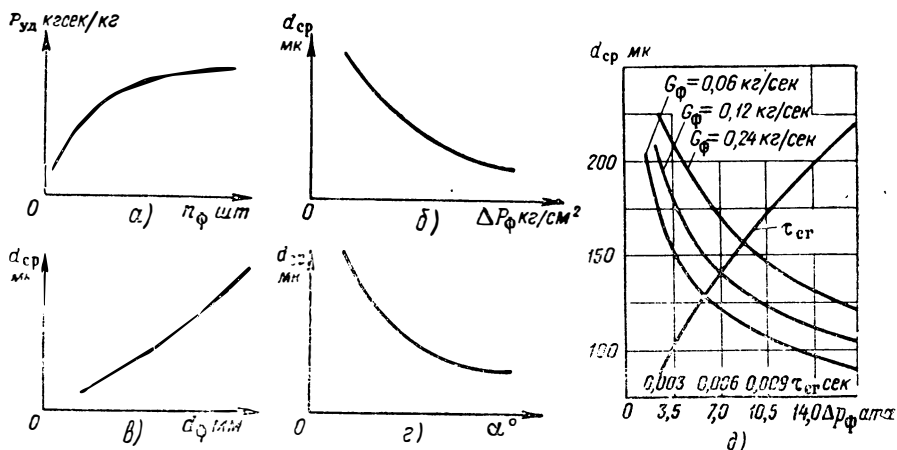
Этим, кстати, и объясняются непрерывные пульсации в пламени ЖРД, наблюдаемые при помощи спектроскопа и определенные по замерам давления в камере сгорания даже при установившемся режиме работы двигателя.

Следовательно, равномерное распределение горючей смеси по сечению камеры сгорания, получаемое при равномерном расположении большого числа форсунок на плоской головке, приводит к лучшему использованию объема камеры сгорания и, значит, к увеличению полноты сгорания. В реально работающих двигателях с удовлетворительным смесеобразованием происходит почти полное преобразование химической энергии топлива в тепловую в сравнительно небольшой части объема камеры. Увеличение объема камеры сгорания, начиная с некоторой его величины, не приводит к существенному увеличению полноты сгорания и удельной тяги двигателя.

Увеличение числа форсунок до определенного предела за счет уменьшения их производительности приводит к более тонкому распылу и более равномерному распределению компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания и, следовательно, к более быстрому их испарению, смешению и сгоранию топливной смеси. При этом $P_{уд}$ сначала увеличивается резко, а после определен-

ного предела увеличения числа форсунок рост ее не наблюдается (фиг. 8.9).

Подобрав группы струйных форсунок с достаточно малым диаметром струй и хорошим смешением компонентов, можно получить, как и с центробежными форсунками, совершенное начальное перемешивание и практически полное сгорание компонентов топлива. При подаче топлива через однокомпонентные центробежные форсунки компоненты смешиваются частично в газовой фазе.



Фиг. 8.9. Влияние некоторых факторов на качество распыла форсунками компонентов топлива.

Примерное изменение среднего диаметра капель керосина $d_{ср}$ при его распыле центробежной шнековой форсункой в зависимости от перепада давления в ней, а также времени сгорания топливной смеси $\tau_{ср}$ в зависимости от диаметра $d_{ср}$.

Целесообразно начинать смешение компонентов топлива еще в жидкой фазе, так как для смешения газов требуется значительно больший объем, чем для смешения жидкостей. С этой целью лучше применять двухкомпонентные эмульсионные форсунки, которые обеспечивают почти совершенное начальное смешение компонентов топлива до поступления их в камеру сгорания. При этом хороший распыл достигается при меньшем числе форсунок и не требуется интенсивное перемешивание распыленных компонентов в камере сгорания. При работе двигателя форсунки подают горючее и окислитель в среду продуктов сгорания и несгоревших газов, которые находятся вблизи головки камеры двигателя. Образующиеся при этом капли компонентов топлива увлекают за собой прилегающие слои газов, вызывая между форсунками, внутри конусов распыла форсунок и у стенок камеры конвективные токи газов, которые являются основными источниками тепла, необходимого для испарения и поджигания горючей смеси.

Но, с другой стороны, эти конвективные токи газа в камерах обычных схем разрушают пристеночную газовую завесу горючего. Кроме того, у головок камер таких двигателей в местах пересечения конусов распыла форсунками компонентов топлива могут создаваться зоны, приводящие при определенных условиях к детонации.

Сверх определенного предела увеличения количества форсунок меньшей производительности повышается концентрация жидкой фазы у головки камеры и ослабляется интенсивность конвективных токов газа, имеющих место в начале камеры сгорания. Переносимое ими тепло из очага горения к распыленным компонентам топлива уменьшается. В результате этого развитие горения затрудняется, так как увеличивается время топливоподготовительных процессов. Кроме того, размещение большого количества форсунок на головке камеры связано с большими технологическими осложнениями, так как практически весьма трудно просверлить форсуночное отверстие диаметром меньше 0,8 мм (в случае струйной форсунки) или расположить на головке центробежные и многоструйные форсунки с шагом между ними меньше 10—11 мм.

При малом числе форсунок большей производительности получается крупный распыл компонентов топлива и неравномерное распределение их по поперечному сечению камеры сгорания. При этом не полностью сгорает топливо, плохо используется объем камеры сгорания и даже возможен пульсационный режим работы двигателя.

Качество смесеобразования зависит не только от параметров, конструктивных характеристик форсунок и их числа, но и от схемы расположения форсунок на головке. На выбор схемы расположения форсунок существенно влияют весовое соотношение окислителя к горючему и характер распределения этого соотношения по поперечному сечению камеры сгорания. В случае чрезмерных тепловых потоков в камере ее головка должна также обеспечивать постоянство коэффициента избытка окислителя в центральной части горючей смеси и заниженное значение его у поверхности оболочки камеры сгорания. Схема расположения форсунок на головке камеры также зависит от того, какой компонент топлива принят для охлаждения камеры сгорания и сопла двигателя.

При повышении перепада давлений компонентов топлива в форсунках смесеобразование улучшается вследствие более тонкого дробления их на капли (см. фиг. 8. 9). При этом также повышается устойчивость работы двигателя. От перепада давлений в форсунках зависит скорость впрыска компонентов топлива в камеру двигателя. Чем больше скорость впрыска компонентов топлива в газовую среду, больше плотность и вязкость этой среды, тем тоньше и однороднее распыл их. Но при повышении перепада давлений в форсунках увеличиваются давление подачи компонентов, мощность и вес системы топливоподдачи. При определенных условиях

это может свести к нулю выгоды от повышения скорости впрыска.

Кроме того, эксперименты показывают, что при повышении перепада давлений в форсунках размер капель распыляемых компонентов топлива вначале увеличивается быстро, а затем все медленнее и в области больших перепадов (6 кг/см^2 и выше) — совсем незначительно. Поэтому существует перепад давлений в форсунках, начиная с которого нет смысла его увеличивать. Отсюда ясно стремление конструкторов ЖРД добиться качественного распыла компонентов топлива при минимальном перепаде давлений в форсунках созданием рациональной конструкции форсунок и всего распыливающего устройства двигателя. При небольшом перепаде давлений в форсунках (меньше $2\text{—}3 \text{ кг/см}^2$) значительно ухудшается смесеобразование и увеличивается неустойчивость работы двигателя.

Чем меньше вязкость и поверхностное натяжение и меньше плотность распыляемых компонентов топлива, тем тоньше их распыл и совершеннее смешение. Чем ниже температура кипения компонентов топлива, меньше их теплоемкость и больше теплопроводность, тем легче они испаряются, перемешиваются и сгорают, тем меньше необходимое время пребывания их в камере сгорания и потребный объем последней.

Плотность газовой среды существенно влияет на качество распыла компонентов топлива. Более высокое давление в камере сгорания способствует более тонкому распылу компонентов топлива на мельчайшие капли, что улучшает их смешение, ускоряет подогрев, испарение и сгорание их. В результате повышается полнота сгорания топлива и уменьшается время пребывания его в камере сгорания.

При снижении плотности газовой среды в камере сгорания, что может иметь место при изменении режима работы двигателя и небольших перепадах давлений в форсунках (порядка $2\text{—}3 \text{ атм}$), укрупняются капли компонентов и ухудшаются процессы их подогрева, испарения и сгорания.

Струи горючего и окислителя, вытекающие из форсунок, в камере сгорания двигателя обычно сталкиваются друг с другом, тормозятся газовой средой и подвергаются ряду других воздействий, в результате чего дробятся на капли, причем тем тоньше, чем больше вязкость, плотность и турбулентность этой среды.

Распад струй, выдаваемых форсунками, в основном обусловлен наличием сил сопротивления среды, в которую впрыскивается жидкость, а также наличием начальных малых возмущений на поверхности струи, которые распространяются вдоль нее в виде волн. При использовании центробежных форсунок к этим возмущениям добавляются еще центробежные силы, появляющиеся в результате вращательного по отношению к оси струи движения частиц жидкости.

Чем больше давление и вязкость газов в камере сгорания, тем более тонко распыливаются компоненты топлива на мельчайшие частицы, тем лучше их смешение, подогрев, испарение и сгорание, а следовательно, тем выше физическая полнота сгорания топлива.

Сопrotивление движению капли жидкости в газовой среде тем больше, чем больше ее парусность, т. е. отношение объема капли к ее весу. Поэтому разгон и торможение капель в газовой среде происходят тем скорее, чем мельче капли. Более крупные капли пробивают себе путь на более далекие расстояния от форсунки. Запас топлива, несомый более крупными каплями, запаздывает с завершением процесса смесеобразования и сгорания.

Если распыл топлива форсункой происходит по потоку газов, что имеет место у большинства существующих двигателей, то капли жидкости тормозятся (или разгоняются) в направлении движения потока в зависимости от величины и направления относительной скорости их в потоке. При этом мельчайшие пылинки жидкости практически мгновенно тормозятся и следуют за потоком.

Если же распыл происходит против потока, то капли жидкости, обладая известной парусностью и попадая в поток, сначала тормозятся этим потоком, а затем движутся в обратном направлении с потоком газа. Длина траектории капель при распыле против газового потока приблизительно на 30—35% меньше длины траектории полета при распыле по потоку.

Свойственная форсункам неравномерность распыла компонентов топлива создает в камере сгорания неровный, колеблющийся фронт воспламенения и сгорания, который производит впечатление устойчивого пространственного распределения последовательных зон очага горения.

На качество начального и последующего смешения компонентов топлива также влияет турбулизация газового потока в камере сгорания, создаваемая конструкцией распылительной головки камеры двигателя. Благодаря этой турбулизации на начальном участке вблизи камеры сгорания процессы испарения и перемешивания компонентов топлива как в жидкой, так и в газообразной фазах протекают весьма интенсивно. Этому также способствуют конвективные газовые токи, подводящие к этой области тепло из очага горения. Дальнейшее перемешивание компонентов топлива идет в газообразной фазе.

При неустойчивой работе системы топливоподачи двигателя изменяется перепад давления компонентов топлива в форсунках, а следовательно, качество их распыла.

Изменение режима работы двигателя связано с изменением расхода топлива в камеру сгорания. При этом топливные форсунки могут выходить из оптимальных условий работы и не обеспечивать качественный распыл компонентов топлива.

В случае регулирования тяги двигателя изменением расхода топлива в камеру приходится задаваться перепадом давлений

в форсунках при работе камеры на минимальном режиме. При переводе ее работы на режим номинальной или максимальной тяги перепад давлений в форсунках может возрасти до весьма большой величины (почти в 5—10 раз). Это указывает на нецелесообразность этого способа регулирования тяги двигателя в широких пределах.

§ 5. Расчет струйного распыливающего устройства

Исходными данными для расчета струйного распыливающего устройства двигателя являются:

- 1) виды горючего и окислителя, их удельные веса и секундные расходы в камеру сгорания;
- 2) конструктивная форма и диаметр головки камеры;
- 3) давление газов в камере сгорания.

Секундные расходы горючего и окислителя в камеру определяют при термодинамическом расчете двигателя. Удельные веса компонентов топлива вычисляют при той температуре, при которой они поступают в камеру сгорания. Форму головки камеры и ее размеры выбирают в зависимости от величины тяги двигателя, параметров камеры сгорания, выбранного способа распыла топлива, принятого типа форсунок и других соображений.

Расчет распыливающего устройства ведется с учетом требований, предъявляемых к распылу, статистических и экспериментальных данных и состоит в следующем.

1. Выбирают перепады давлений компонентов топлива в форсунках, имея в виду, что в существующих двигателях значения их часто колеблются в пределах

$$\Delta p_{\phi} = 3 \div 8 \text{ кг/см}^2 = (3 \div 8) 10^4 \text{ кг/м}^2.$$

При выбранных перепадах давлений в форсунках скорости впрыска соответствующего компонента в камеру сгорания определяют по известной из курса гидравлики формуле:

$$w_{\text{впр}} = \varphi \sqrt{2g \frac{\Delta p_{\phi}}{\gamma}} \text{ м/сек.} \quad (8.1)$$

В существующих двигателях часто $w_{\text{впр}} \approx 15 \div 40 \text{ м/сек.}$ На величину этой скорости при данном Δp_{ϕ} влияют диаметр, длина и форма входной и выходной частей форсуночного отверстия, а также чистота обработки его поверхности.

2. Определяют потребные суммарные площади форсуночных отверстий горючего и окислителя, пользуясь также известной формулой расхода жидкости:

$$G = F_{\Sigma} \sqrt{2g \Delta p_{\phi} \gamma},$$

т. е.

$$F = \frac{G}{\gamma \sqrt{2g \Delta p_{\phi}}} \text{ м}^2. \quad (8.2)$$

3. Выбирают диаметры форсуночных отверстий d_f горючего и окислителя d_o и определяют количество форсунок n по формуле

$$n = \frac{F}{\frac{\pi d_o^2}{4}} = \frac{4F}{\pi d_o^2} \text{ шт.} \quad (8.3)$$

Диаметры выходных отверстий (сопла) струйных форсунок выбирают в зависимости от общих размеров камеры двигателя и принятого типа форсунок в пределах 0,8—2,5 мм. Изготавливать форсунки с диаметром меньше 0,8 мм не рекомендуется, так как они легко засоряются и технологически трудно выполнимы. Для облегчения сверления отверстий таких малых диаметров обычно высверливают основную толщину материала большим диаметром и только оставшуюся небольшую толщину — требуемым диаметром. Форсунки диаметром больше 2,5 мм значительно ухудшают распыл подаваемого компонента топлива, так как струя получается слишком мощной и плохо распадается на капли.

Значение коэффициента расхода струйной форсунки μ зависит:

1) от характера обработки входной кромки отверстия (острые входные кромки или хорошо скругленные) и чистоты обработки его поверхности;

2) от отношения длины l_f отверстия форсунки к его выходному диаметру d_f ;

3) от свойств распыливаемой жидкости и ее параметров (вязкости, давления, скорости и др.).

При расчетах значение μ нужно выбирать на основании статистических данных.

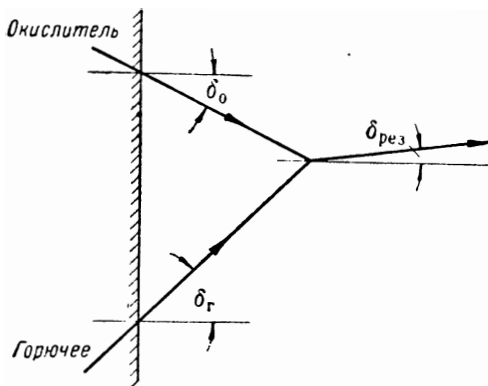
Форму форсуночного отверстия нужно выбирать такой, при которой коэффициент расхода будет наибольшим и мало изменяющимся при значительном изменении секундного расхода топлива в камеру сгорания. Это условие особенно важно в том случае, когда двигатель должен работать на режимах малой тяги.

Эксперименты показывают, что из большого числа различных форм форсуночных отверстий наиболее подходящей является цилиндрическая с плавной закругленной входной кромкой (см. фиг. 8.6). При такой форме входной кромки форсунки истечение жидкости происходит без отрыва от поверхности отверстия и коэффициент расхода имеет наибольшее значение по сравнению с другими формами. Для этой формы форсуночного отверстия при $l_f/d_f=0,8 \div 2$ имеем $\mu \approx 0,7 \div 0,75$, а при $l_f/d_f=2 \div 3$ соответственно $\mu \approx 0,75 \div 0,85$.

Так как секундный расход окислителя в камеру двигателя обычно больше, чем горючего, то диаметр форсуночных отверстий для окислителя делают большим, чем для горючего. При одинаковых диаметрах форсунок количество их для окислителя больше, чем для горючего.

При одноструйном распыле компонентов топлива форсуночные отверстия так размещают в головке камеры, чтобы струи горючего и окислителя взаимно пересекались под определенными углами и создавали по поперечному сечению камеры сгорания однородную, хорошо подготовленную к сгоранию горючую смесь.

Поскольку весовое количество окислителя в топливе почти в 2—5 раз больше, чем горючего (в зависимости от вида топлива) и к тому же удельный вес его также больше, то, для того чтобы



Фиг. 8. 10. К определению результирующей количества движения при струйном распыле компонентов топлива.

результатирующий вектор количества движения сталкивающихся струй, создаваемых одноструйными форсунками, имел примерно осевое направление, перепад давлений горючего в форсунках целесообразно брать больше, чем окислителя. С этой же целью форсунки горючего и окислителя располагают под разными углами относительно оси камеры сгорания.

Результирующую величину количества движения при столкновении струй горючего и окислителя определяют из соотношения, основанного на законе сохранения количества движения.

Если суммарная величина количества движения обеих струй при столкновении не изменяется, то угол между осью камеры и результирующей струей определится по формуле (фиг. 8. 10)

$$\operatorname{tg} \delta_{\text{рез}} = \frac{G_o w_o \sin \delta_o - G_r w_r \sin \delta_r}{G_o w_o \cos \delta_o - G_r w_r \cos \delta_r} \quad (8.4)$$

Если результирующий вектор количества движения сталкивающихся струй имеет примерно осевое направление, т. е. при $\delta_{\text{рез}}=0$ и $\operatorname{tg} \delta_{\text{рез}}=0$, то угловое соотношение сводится к равенству

$$G_o w_o \sin \delta_o = G_r w_r \sin \delta_r \quad (8.5)$$

Из этих выражений можно получить соотношения между углами δ_r , δ_o и $\delta_{\text{рез}}$.

Осевое направление результирующего вектора столкновения струй горючего и окислителя можно получить при меньшем угле наклона форсунки горючего к оси камеры, если перепад давлений в ней принять большим, чем в форсунке окислителя.

Достаточно хорошим и конструктивно несложным является распыл посредством многоструйных форсунок.

В двухструйной форсунке сталкиваются струи одного и того же компонента топлива, а в трехструйной и четырехструйной форсунках сталкивается одна струйка горючего с двумя или соответственно с четырьмя или пятью струями окислителя.

Трехструйная форсунка обеспечивает крайне плохое перемешивание компонентов топлива в жидкой фазе, если скорости всех трех струй примерно равны. В этом случае в ядре факела наблюдается значительный избыток окислителя, а на периферии — большой избыток горючего, что объясняется расщеплением центральной струи горючего при ударе ее боковыми струями окислителя. Это замечание также относится и к четырехструйной форсунке.

Для равномерного распределения компонентов топлива в факеле этих форсунок необходимо скорость центральной струи горючего увеличивать примерно на 50—60% по сравнению со скоростью боковых струй окислителя.

Достоинством трех- и четырехструйной форсунок является то, что при распыле ими даже под большими углами соударения струй явление отбрасывания жидкости назад к головке камеры двигателя отсутствует. Качество распыла компонентов топлива этими форсунками почти одинаковое.

Надо полагать, что при весовом соотношении окислителя к горючему, равном 2—3, наиболее целесообразны будут трехструйные форсунки, а при соотношении компонентов топлива около 3—5 — четырехструйные.

При выборе типа форсунок и оптимальных параметров для их расчета, а также схемы расположения форсунок на головке камеры необходимо учесть факторы, влияющие на качество распыла компонентов топлива в ЖРД, и требования к распылу. Нужно также учесть результаты подробного анализа распыливающих устройств существующих двигателей.

Приведенная схема расчета струйного распыла может применяться и для щелевого распыла при учете других значений коэффициента расхода форсунок.

Пример 1. В камеру сгорания двигателя через 8 форсунок подается 0,590 кг/сек анилина при 15°С ($\gamma_r = 970 \text{ кг/м}^3$) и через 8 форсунок 1,630 кг/сек азотной кислоты при 132°С ($\gamma_o = 1500 \text{ кг/м}^3$). Перепад давлений в форсунках равен 5,6 кг/см² и коэффициент расхода $\mu = 0,75$.

Определить суммарные проходные площади горючего и окислителя в головке камеры, соответствующие диаметры форсунок, скорости на выходе из них жидкостей и угол наклона сталкивающихся струй, чтобы получить осевое направление результирующего вектора.

Решение.

1. Площади проходных сечений форсуночных отверстий горючего и окислителя:

$$F_r = \frac{G_{sr}}{\mu_r \sqrt{2g\Delta p_{0r}}} = \frac{0,590 \cdot 10^4}{0,75 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 5,6 \cdot 10^4 \cdot 970}} = 0,240 \text{ см}^2;$$

$$F_o = \frac{G_{so}}{\mu_o \sqrt{2g\Delta p_{0o}}} = \frac{1,630 \cdot 10^4}{0,75 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 5,6 \cdot 10^4 \cdot 1500}} = 537 \text{ см}^2.$$

2. Диаметры форсунок горючего и окислителя:

$$d_r = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi n_r}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,240}{3,14 \cdot 8}} = 0,195 \text{ см} = 1,95 \text{ мм};$$

$$d_o = \sqrt{\frac{4F_o}{\pi n_o}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,537}{3,14 \cdot 8}} = 0,294 \text{ см} = 2,94 \text{ мм}.$$

3. Скорости компонентов топлива на выходе из форсунок в камеру сгорания:

$$w_r = v_r \sqrt{\frac{2g\Delta p_r}{\gamma_r}} = 0,75 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 5,6 \cdot 10^4}{970}} = 20,3 \text{ м/сек};$$

$$w_o = v_o \sqrt{\frac{2g\Delta p_o}{\gamma_o}} = 0,75 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 5,6 \cdot 10^4}{1500}} = 25,2 \text{ м/сек}.$$

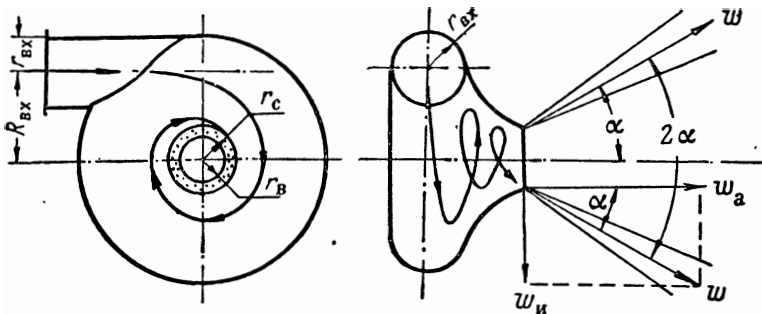
4. Угол наклона струи окислителя к оси камеры произвольно принимаем равным 20° и определяем соответствующий угол наклона струи горючего, чтобы получить осевое направление результирующего вектора:

$$\sin \delta_r = \frac{G_{s\ o} w_o}{G_{s\ r} w_r} \sin \delta_o = \frac{1,630 \cdot 20,3}{0,590 \cdot 25,2} \sin 20^\circ = 0,75,$$

откуда $\delta_r = 48,5^\circ$.

§ 6. Расчет однокомпонентных центробежных форсунок

Основное отличие центробежных форсунок от струйных состоит в том, что жидкость, протекающая через форсунку, обладает моментом количества движения относительно оси сопла. Это обуслов-



Фиг. 8. 11. К расчету однокомпонентной центробежной форсунки.

ливает образование воздушного вихря на оси сопла, малый коэффициент расхода и большой угол факела распыла.

В центробежной тангенциальной форсунке распыливаемая жидкость поступает со скоростью w_{bx} в полость форсунки через входное отверстие, имеющее радиус r_{bx} (фиг. 8. 11). Это отверстие расположено так, что ось его касательна к окружности радиуса R_{bx}

с центром, расположенным на оси сопла форсунки. Благодаря такому входу жидкость во внутренней полости форсунки закручивается. При этом в жидкости возникают центробежные силы, прижимающие ее к внутренней поверхности форсунки, образуя на выходе из сопла тонкую кольцевую пленку. С внутренней стороны этой жидкостной пленки располагается газовый вихрь с давлением, равным давлению окружающей среды, т. е. давлению газов в камере сгорания. По выходе из сопла форсунки жидкие частицы, на которые прекратилось действие центробежных сил, обусловленное реакцией стенок форсунки, разлетаются по прямолинейным траекториям, образуя факел.

Живое сечение кольцевой жидкостной пленки, текущей по соплу форсунки, определяется радиусом сопла r_c и радиусом газового вихря r_b (см. фиг. 8. 11), т. е.

$$f_{ж} = \varphi \pi r_c^2 = \pi (r_c^2 - r_b^2), \quad (8.6)$$

где $\varphi = 1 - \left(\frac{r_b^2}{r_c^2}\right)$ — коэффициент заполнения жидкостью поперечного сечения сопла форсунки.

Толщина пленки жидкости на выходе из сопла форсунки

$$\delta = \frac{1}{2} (d_c - d_b),$$

где d_c и d_b — диаметр сопла форсунки и соответственно газового вихря.

Диаметр газового вихря на выходе из сопла форсунки

$$d_b = d_c \sqrt{1 - \varphi}.$$

Относительная толщина пленки в выходном сечении сопла форсунки

$$\frac{\delta}{d_c} = \frac{1}{2} (1 - \sqrt{1 - \varphi}).$$

Давление жидкости в форсунке понижается, и на выходе из сопла значение его достигает давления газового вихря.

Полный перепад давлений жидкости в форсунке Δp_ϕ расходуется на создание скорости во входном отверстии $w_{вх}$ и на создание осевой составляющей скорости w_a в сопле форсунки.

Чем больше входная скорость жидкости в форсунку $w_{вх}$ по сравнению с осевой скоростью w_a , тем больше тангенциальная скорость жидкости w_u на выходе из сопла форсунки и тем большая часть перепада Δp_ϕ тратится на создание входной скорости. Чем больше интенсивность закручивания жидкости в форсунке (чем больше отношение тангенциальной скорости к осевой), тем меньше площадь поперечного сечения жидкостной пленки в сопле форсунки $f_{ж}$; при возрастании интенсивности закручивания r_b увеличивается

Расход жидкости через форсунку согласно уравнению (8.2) равен

$$G_{\phi} = f_{c\mu} \sqrt{2g\Delta p_{\phi}\gamma} \text{ кг/сек},$$

где μ — коэффициент расхода, значение которого зависит от интенсивности закручивания жидкости в форсунке.

Значение μ тем меньше, чем больше интенсивность закручивания, так как при этом уменьшаются площадь кольцевого сечения струи жидкости в сопле и перепад давлений в форсунке.

Теоретически доказано¹, что между геометрической характеристикой форсунки A , ее коэффициентом заполнения жидкостью поперечного сечения сопла φ , коэффициентом расхода μ и боковым углом распыла α идеальной жидкости (без учета силы трения) существуют следующие зависимости:

$$A = \frac{(1-\varphi)\sqrt{2}}{\sqrt{\varphi^3}} = \frac{R_{\text{вх}}r_c}{i r_{\text{вх}}^2} = \frac{R_{\text{вх}}\pi r_c}{i\pi r_{\text{вх}}^2} = \frac{R_{\text{вх}}\pi r_c}{if_i} = \frac{D_{\text{закр}}d_c}{id_{\text{вх}}^2}; \quad (8.7)$$

$$\mu = \sqrt{\frac{\varphi^3}{2-\varphi}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{A^2}{1-\varphi} + \frac{1}{\varphi^2}}}; \quad (8.8)$$

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{(1-\varphi)\sqrt{8}}{(1+\sqrt{1-\varphi})\sqrt{\varphi}}, \quad (8.9)$$

где $R_{\text{вх}}$ — плечо закручивания жидкости в форсунке в мм;
 i — число входных тангенциальных отверстий форсунки;
 f_i — площадь поперечного сечения входного отверстия форсунки;
 $d_{\text{вх}}$ и $D_{\text{закр}}$ — диаметр входного отверстия форсунки и соответственно диаметр закрутки струи жидкости, равный удвоенному расстоянию от оси форсунки до оси ее входного тангенциального отверстия.

При изменении геометрической характеристики от $A=0$ до $A=\infty$ коэффициент расхода μ уменьшается от единицы до нуля. Коэффициент μ и угол α обусловлены законом сохранения момента количества движения жидких частиц относительно оси сопла. На эти параметры можно воздействовать соответствующим выбором соотношений между размерами сопла форсунки, ее камеры закручивания и входных каналов.

В форсунке со шнековым завихрителем под $R_{\text{вх}}$ следует считать расстояние от центра тяжести поперечного сечения жидкости в

¹ Г. Н. Абрамович. Теория центробежной форсунки. Промышленная аэродинамика, ЦАГИ, 1944.

одном канале шнека до оси форсунки, а под $r_{\text{вк}}$ — радиус круга, равновеликого поперечному сечению одного канала шнека.

На фиг. 8. 12 приведены графики зависимости φ , μ и α от A , вычисленные по приведенным выше формулам (без учета гидравлического сопротивления жидкости в форсунке).

Для идеальной жидкости момент внешних сил, действующих на жидкость в камере закручивания, равен нулю, и течение подчиняется закону сохранения момента количества движения.

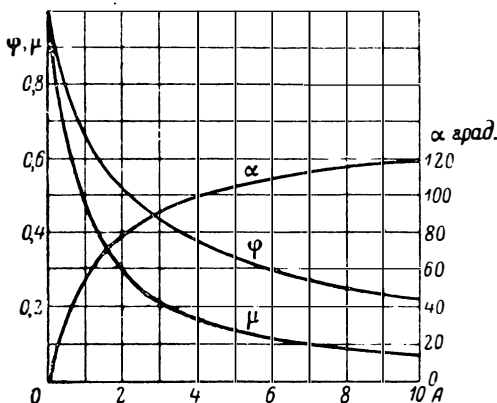
В реальной жидкости вследствие сил вязкости на поверхности раздела жидкость—стенка возникают силы трения, направленные против течения. Этот момент сил трения вызывает уменьшение момента количества движения жидкости, выходящей из сопла, по сравнению с моментом, который она имеет при входе в камеру закручивания. При этом радиус газового вихря и угол факела распыла получаются меньшими, чем в случае идеальной жидкости, а коэффициент расхода возрастает (толщина жидкостной кольцевой пленки в сопле форсунки увеличивается).

Таким образом, трение жидкости о стенки камеры закручивания центробежной форсунки вызывает увеличение расхода жидкости по сравнению с идеальным случаем.

Трение жидкости о стенки камеры закручивания форсунки вызывает, кроме уменьшения момента количества движения, также потери энергии, которые, однако, относительно невелики, и в практических расчетах ими можно пренебречь.

Применяя для вязкой жидкости принцип максимального расхода, получим выражение для геометрической характеристики реальной форсунки, т. е. эквивалентной характеристики ¹:

$$A_{\text{эк}} = \frac{(1-\varphi) \sqrt{2}}{\sqrt{\varphi^3}} = \frac{R_{\text{вк}} r_c}{i_{\text{вк}}^2 + \frac{f}{2} R_{\text{вк}} (R_{\text{вк}} - r_c)}. \quad (8.10)$$



Фиг. 8. 12. Коэффициент заполнения сопла форсунки φ , коэффициент расхода μ и полный угол распыла α однокомпонентной центробежной форсунки в зависимости от ее геометрической характеристики.

¹ И. В. Астахов, Влияние вязкости топлив и других факторов на мелкость распыливания, «Дизелестроение», 1937, № 2.

Следовательно, выражения, устанавливающие зависимости, имеющие место в реальной форсунке, отличаются от приведенных выше зависимостей для идеальной форсунки только тем, что в них надо подставлять вместо A значения $A_{\text{эк}}$, связанные с A формулой (обозначая $\frac{R_{\text{вх}}}{r_{\text{вх}}} = B$)

$$A_{\text{эк}} = \frac{A}{1 + \frac{f}{2} \left(\frac{B^2}{i} - A \right)} = \frac{R_{\text{вх}} r_c}{i r_{\text{вх}}^2 + \frac{f}{2} R_{\text{вх}} (R_{\text{вх}} - r_c)}, \quad (8.11)$$

где f — коэффициент трения жидкости, протекающей через форсунку, может быть определен по эмпирической формуле

$$\lg f = \frac{25,8}{(\lg \text{Re})^{2,58}} - 2. \quad (8.12)$$

Здесь Re — число Рейнольдса на входе жидкости в камеру закручивания, вычисляемое по формуле

$$\text{Re} = \frac{w_{\text{вх}} d_{\text{вх}}}{\nu}. \quad (8.13)$$

Так как

$w_{\text{вх}} = G_{\phi} / F_{\text{вх}} \gamma$ — скорость входа жидкости;

$F_{\text{вх}} = \pi d^2 / 4$ — площадь входных каналов и

$\nu = \eta / \rho = \eta g / \gamma$ — коэффициент кинематической вязкости жидкости, то предыдущей формуле критерия Рейнольдса можно придать следующий вид:

$$\text{Re} = \frac{w_{\text{вх}} d_{\text{вх}}}{\nu} = \frac{4 G_{\phi}}{\nu \gamma \pi d_{\text{вх}}} = \frac{4 G_{\phi}}{\eta g \pi d_{\text{вх}}},$$

где η — коэффициент динамической вязкости жидкости;

g — ускорение силы тяжести;

γ — удельный вес распыливаемой жидкости.

Кривая зависимости f от числа Re дана на фиг. 8.13.

Учет трения жидкости в форсунке увеличивает коэффициент расхода μ и делает его зависимым от перепада давлений жидкости в форсунке; однако существенного изменения в определении угла распыла это не вносит, так как и в данном случае не учитывается взаимодействие между газовой средой в камере сгорания и факелом струи.

Для определения коэффициента расхода реальной центробежной форсунки можно пользоваться графиком фиг. 8.12, откладывая по оси абсцисс вместо A значение $A_{\text{эк}}$.

Значение $A_{\text{эк}}$ всегда меньше A . Кривая зависимости μ от A (и от $A_{\text{эк}}$) показывает, что с уменьшением A коэффициент расхода μ возрастает.

Таким образом, при переходе от идеальной к вязкой жидкости коэффициент расхода центробежной форсунки увеличивается соответственно увеличению коэффициента трения f и числа $\frac{B^2}{i} - A$.

Пренебрегая незначительными потерями энергии, получим формулу вида (8.9) для определения угла факела распыла при истечении вязкой жидкости, отличающуюся только тем, что в ней геометрическая характеристика форсунки заменена эквивалентной, т. е.

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{2\mu A_{\text{эк}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{r_{\text{в}}}{r_{\text{с}}}\right)^2 - 4\mu^2 A_{\text{эк}}^2}}, \quad (8.14)$$

где $r_{\text{в}}/r_{\text{с}} = s$ — безразмерный радиус вихря на срезе сопла.

Таким образом, угол факела распыла вязкой жидкости также определяется кривой фиг. 8.12, причем по оси абсцисс следует от-

кладывать вместо A величину $A_{\text{эк}}$. Так как $A_{\text{эк}} < A$, то угол факела для вязкой жидкости меньше, чем для идеальной. Следовательно, гидравлические параметры центробежной форсунки при распыле определяются эквивалентной характеристикой.

Геометрические размеры форсунки имеют следующее влияние на ее гидравлические характеристики [см. уравнение (8.11)]:

1) при увеличении $R_{\text{вх}}$ и неизменных других размерах $A_{\text{эк}}$ и α сначала увеличиваются, а затем уменьшаются; μ изменяется противоположно;

2) при увеличении $r_{\text{с}}$ и неизменных других размерах $A_{\text{эк}}$ и α увеличиваются, а μ уменьшается;

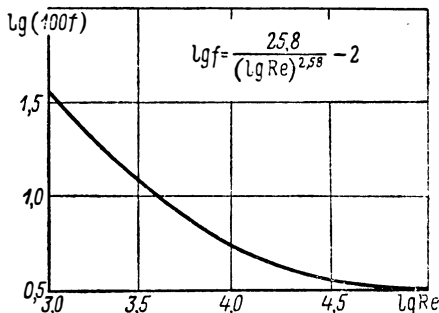
3) при увеличении $r_{\text{вх}}$ и неизменных других размерах $A_{\text{эк}}$ и α уменьшаются, а μ увеличивается;

4) при увеличении вязкости Re , $A_{\text{эк}}$ и α уменьшаются, а коэффициенты f и μ возрастают;

5) при уменьшении $r_{\text{с}}$ и увеличении $R_{\text{вх}}$: уменьшается толщина пленки жидкости на выходе из сопла форсунки, в результате чего диаметр капель и время их испарения уменьшаются, а факел распыла сужается.

Сужение потока жидкости в сопле форсунки может быть учтено эквивалентной действующей характеристикой форсунки.

В случае идеальной жидкости действующая характеристика



Фиг. 8.13. Коэффициент трения жидкости в центробежной форсунке в зависимости от числа Рейнольдса.

выражается так же, как и геометрическая, с заменой площади входных каналов площадью сечения потока в этих каналах, т. е.

$$A_d \frac{A}{\varepsilon} = \frac{R_{\text{вх}} \pi r_c}{\varepsilon f_{\text{вх}}} = \frac{R_{\text{вх}} \pi r_c}{\varepsilon i f_i}. \quad (8.15)$$

Зависимости коэффициента расхода и угла факела от A_d остаются такими же, как и от A .

Эквивалентная действующая характеристика форсунки для реальной жидкости определяется по формуле

$$A_{\text{э.д}} = \frac{A_d}{1 + \frac{f}{2} \left(\frac{B^2}{\varepsilon i} - A_d \right)}. \quad (8.16)$$

При этом можно принять значение коэффициента сужения струи при внезапном входе жидкости в тангенциальный канал $\varepsilon \approx 0,85 \div 0,90$. При безотрывном течении жидкости во входных каналах $\varepsilon = 1$.

Как видно, давление жидкости и параметры главного потока не влияют на коэффициент расхода и на угол факела распыла форсунки.

Характер течения жидкости в центробежной форсунке со шнековым завихрителем ничем не отличается от характера ее движения в форсунке с тангенциальным входом. Поэтому все приведенные выше выводы одинаково пригодны для этих обоих типов форсунок.

Геометрические размеры проектируемых форсунок обычно устанавливают на основании приведенных выше теоретических положений, а также по конструктивным соображениям. Рассчитанную таким образом форсунку после изготовления корректируют на основании экспериментальных данных.

Для равномерного распределения жидкости в камере закручивания форсунки достаточно иметь 2—4 входных канала (часто выбирают $i=2$).

Завихритель форсунки обычно изготавливают такой длины, чтобы жидкость совершала от $1/4$ до $1/3$ поворота, так как при большей длине завихрителя увеличиваются потери давления жидкости и без улучшения качества распыла.

Отношение плеча закручивания жидкости в форсунке $R_{\text{вх}}$ к радиусу сопла форсунки r_c можно принимать равным $C = \frac{R_{\text{вх}}}{r_c} = 2,5$. Значение $R_{\text{вх}}$ обычно выбирают в зависимости от габаритов форсунки.

При уменьшении значения C увеличивается радиальная скорость жидкости и соответственно уменьшается осевая скорость и, следовательно, снижается коэффициент расхода μ , а угол распыла увеличивается.

Радиус входного отверстия для жидкости можно определить по формуле

$$r_{\text{вх}} = \frac{R_{\text{вх}}}{B}. \quad (8.17)$$

Величину B вычисляют при помощи формулы геометрической характеристики форсунки A после замены в ней $r_c = R_{\text{вх}}/C$, т. е.

$$A = \frac{R_{\text{вх}} r_c}{i r_{\text{вх}}^2} = \frac{R_{\text{вх}} R_{\text{вх}}}{i C r_{\text{вх}}^2} = \frac{B^2}{i C},$$

откуда

$$B = \sqrt{A i C}. \quad (8.18)$$

При проектировании и расчете форсунок обычно стремятся, чтобы $(B^2/i) - A \leq 5 \div 10$. При слишком больших значениях этого параметра увеличиваются потери на трение жидкости в форсунке, а при слишком малых — уменьшаются абсолютные размеры распылителя, а следовательно, усложняется технология и снижается точность изготовления форсунки.

Диаметр камеры закручивания форсунки можно принимать

$$D_{\text{к}} = 2 (R_{\text{вх}} + r_{\text{вх}}) \text{ мм}. \quad (8.19)$$

Наружный диаметр нерегулируемых форсунок выбирают исходя из конструктивных соображений:

$$D_{\text{ф}} = D_{\text{к}} + 3 \text{ мм}.$$

Цилиндрическая часть сопла форсунки должна быть возможно более короткой. Обычно принимают отношение $l_c/d_c \leq 1$, так как при чрезмерном увеличении длины сопла форсунки l_c уменьшается угол распыла.

При $A_{\text{эк}} \leq 4 \div 5$ можно принимать $l_c/d_c = 0,5 \div 1$, а при $A_{\text{эк}} \geq 4 \div 5$ — соответственно $0,25 \div 0,5$.

Угол конуса камеры закручивания форсунки на входе в сопло принимают в пределах $60-120^\circ$.

Форсунки данного комплекта должны иметь одинаковые расходные характеристики. С этой целью форсунки изготавливают по 2 и 3-му классам точности. При этом допуск на расход данной жидкости через форсунку должен составлять не более $3-5\%$.

В случае необходимости регулирования тяги двигателя изменением расхода топлива в камеру сгорания возможно применение двухступенчатых центробежных форсунок. При такой конструкции форсунки жидкость подводится в первую и вторую ступени форсунки из двух полостей, каждая из которых может быть включена в работу или выключена без значительного нарушения качества распыла.

Исходными данными для расчета центробежной форсунки являются:

- 1) угол факела распыла α ;
- 2) производительность форсунки \dot{G}_ϕ ;
- 3) перепад давлений в форсунке Δp_ϕ ;
- 4) физические константы распыливаемой жидкости (удельный вес, вязкость).

Расчет центробежных форсунок (с завихрителем и тангенциальных) производят в следующем порядке.

1. Зная примерные габариты существующих форсунок, определяют их количество n , которое можно разместить на данной головке камеры двигателя. В существующих азотнокислотных двигателях на 1 т тяги приходится около 20—30 форсунок¹.

Для получения хорошего качества распыла компонентов топлива обычно стремятся расположить на головке камеры возможно большее число форсунок, однако это ограничивается конструктивными и технологическими трудностями.

В настоящее время на плоской головке камеры значительных размеров однокомпонентные центробежные форсунки располагают с шагом между ними $t=15\div 20$ мм при отношении $D_\phi/t < 0,75$, где D_ϕ — внешний диаметр форсунки. Форсунки весьма малой производительности не применяют из-за технологических трудностей.

2. Зная число форсунок и секундные расходы горючего и окислителя в камеру двигателя G кг/сек, определяют расходы этих компонентов через одну форсунку:

$$G_\phi = \frac{G}{n} \text{ г/сек.} \quad (8.20)$$

3. Выбирают желаемый угол распыла жидкости форсункой α и по графику фиг. 8.12 определяют геометрическую характеристику форсунки A , в зависимости от которой затем по графику той же фигуры определяют коэффициент расхода μ .

Угол распыла желательно брать возможно большим. Однако следует иметь в виду, что с увеличением угла распыла возрастают размеры форсунки, что при выбранном числе их может затруднить размещение форсунок на головке.

Если же окажется, что для интересующего нас диапазона углов распыла компонентов топлива нельзя разместить на головке желаемое число форсунок, то можно несколько увеличить диаметр головки или перепад давлений компонентов в форсунках, или число входных каналов форсунки. Идти по пути увеличения числа форсунок меньшей производительности не рекомендуется, так как в этом случае размеры форсунки возрастут сильнее, чем увеличится шаг между ними (меньшее число форсунок разместить на головке будет еще труднее).

¹ Экспресс-информация, АН СССР, вып. 6, РТ-16, 1957.

4. По уравнению расхода жидкости через одну форсунку определяют диаметры сопел форсунок окислителя и горючего:

$$d_c = \sqrt{\frac{4G_\phi}{\pi \mu \sqrt{2g\Delta p_\phi \gamma}}}. \quad (8.21)$$

В современных двигателях $\Delta p_\phi = 2,5 \div 7,5 \text{ кг/см}^2 = (2,5 \div 7,5) 10^4 \text{ кг/м}^2$.

5. Исходя из конструктивных соображений, выбирают число входных каналов i и величину плеча $R_{\text{вх}}$ соответствующей форсунки по формуле $R_{\text{вх}} = Cr_c \text{ мм}$.

6. Определяют радиус входных каналов форсунок:

$$r_{\text{вх}} = \frac{R_{\text{вх}}}{B} = \frac{R_{\text{вх}}}{\sqrt{AiC}} = \sqrt{\frac{R_{\text{вх}} r_c}{iA}}. \quad (8.22)$$

При необходимости определяют действующую характеристику форсунки по формуле

$$A_d = \frac{A}{\epsilon} = \frac{R_{\text{вх}} r_c}{\epsilon i r_{\text{вх}}^2}. \quad (8.23)$$

7. После того как i и $R_{\text{вх}}$ выбраны, определяют диаметр входных каналов:

$$d_{\text{вх}} = 2 \sqrt{\frac{R_{\text{вх}} r_c}{\epsilon i A_d}}. \quad (8.24)$$

Элементарный расчет форсунки для идеальной жидкости на этом заканчивают. После этого оценивают влияние трения и различных конструктивных факторов на гидравлические параметры форсунки и вносят поправки в расчет для идеальной жидкости в качестве первого приближения.

8. Определяют число Re на входе в камеру закручивания:

$$Re = \frac{4G_\phi}{\gamma \nu \pi d_{\text{вх}}}. \quad (8.25)$$

9. Находят коэффициент трения жидкости в форсунке:

$$\lg f = \frac{25,8}{(\lg Re)^{2,85}} - 2. \quad (8.26)$$

Чтобы не повторять каждый раз кропотливых расчетов, целесообразно по этой формуле построить график $f = \varphi(Re)$, который приведен на фиг. 8.13.

10. Вычисляют величину эквивалентной действующей характеристики форсунки:

$$A_{\text{э.д}} = \frac{R_{\text{вх}} r_c}{\epsilon i r_{\text{вх}}^2 + \frac{f}{2} R_{\text{вх}} (R_{\text{вх}} - r_c)}. \quad (8.27)$$

Очевидно, что вычисленное значение $A_{э,д}$ будет меньше $A_д$. Если разница между $A_{э,д}$ и $A_д$ невелика, т. е. если значение коэффициента расхода и угла факела, соответствующие $A_{э,д}$ и $A_д$, отличаются не больше чем на несколько процентов, и значениями их можно удовлетвориться, то результатами расчетов первого приближения следует ограничиться. Это будет иметь место в том случае, когда трение жидкости слабо влияет на гидравлические параметры форсунки (при малых значениях f и параметра $\frac{B^2}{i} - A$).

11. Если же разница между $A_{э,д}$ и $A_д$ велика, необходимо выполнить расчет следующего приближения. Полагая, что коэффициент трения равен вычисленной величине \bar{f} , и решив уравнение для $A_{э,д}$ относительно $r_{вх}$, находят новое значение диаметра входных отверстий:

$$d'_{вх} = 2 \sqrt{\frac{R_{вх} r_c}{\varepsilon i A_{э,д}} - \frac{f}{2\varepsilon i} R_{вх} (R_{вх} - r_c)}. \quad (8.28)$$

Далее определяют число Re' и значение коэффициента трения f' , по которому затем вычисляют величину эквивалентной характеристики $A'_{э,д}$, соответствующей входным каналам, имеющим диаметр $d'_{вх}$:

$$A'_{э,д} = \frac{R_{вх} r_c}{\varepsilon i r_{вх}'^2 + \frac{f'}{2} R_{вх} (R_{вх} - r_c)}. \quad (8.29)$$

Снова сравнивают $A'_{э,д}$ с $A_{э,к}$ и, если разница окажется больше допустимой, делают расчет следующего приближения. Обычно бывает достаточно двух-трех приближений.

12. После того как найден диаметр входных каналов, определяют остальные размеры форсунки:

а) диаметр камеры закручивания

$$D_k = 2 (R_{вх} + r_{вх});$$

б) высота цилиндрической части камеры закручивания

$$\delta \simeq d'_{вх};$$

в) длина сопла

$$l_c = (0,25 - 1,0) d_c;$$

г) длина входных каналов

$$l_{вх} = (1,5 - 3,0) d'_{вх}.$$

Наконец, вычерчивают форсунки и уточняют их геометрические размеры так, чтобы получились форсунки заданных параметров. Если же при конструировании форсунки нельзя выдержать принятые для нее размеры, то расчеты следует повторить, принимая другие значения исходных данных для расчета.

Потребные параметры форсунок существующих конструкций для распыла выбранных компонентов топлива подбирают по данным тарировки их на воде.

Пример 1. Определить геометрические размеры форсунки окислителя, состоящего из 60% HNO_3 98%-ной и 40% N_2O_4 ($\gamma_0 = 1627,3 \text{ кг/м}^3$), и форсунки горючего—керосина ($\gamma_r = 830 \text{ кг/м}^3$), если производительность этих форсунок при $\Delta p_{\text{ф}} = 4 \text{ атм}$ должна быть $G_0 = 63,3 \text{ г/сек}$ и $G_r = 25,7 \text{ г/сек}$.

Решение.

Расчет форсунки окислителя:

1. Задаемся углом конуса распыла $2\alpha = 90^\circ$ и по графику фиг. 8.12 определяем $A_0 = 2,65$ и $\mu_0 = 0,24$.

2. Диаметр сопла форсунки будет

$$d_{\text{ф.о}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{ф.о}}}{\mu_0 \pi \sqrt{2g\Delta p_{\text{ф.о}} \gamma_0}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0633}{0,24 \cdot 3,14 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 4 \cdot 1627,3}}} = 0,00306 \text{ м} = 3,06 \text{ мм.}$$

3. Задаемся характеристикой $C = R_{\text{вх}}/r_c = 2,5$ и определяем величину плеча закручивания жидкости в форсунке:

$$R_{\text{вх}} = Cr_c = 2,5 \cdot 1,53 = 3,82 \text{ мм.}$$

4. Принимаем три входных отверстия форсунки и вычисляем величину

$$B = \sqrt{AiC} = \sqrt{2,65 \cdot 3 \cdot 2,5} = 4,46.$$

5. Вычисляем радиус входного отверстия форсунки:

$$r_{\text{вх}} = \frac{R_{\text{вх}}}{B} = \frac{3,82}{4,46} = 0,855 \text{ мм.}$$

6. Определяем диаметр камеры закручивания форсунки:

$$D_k = 2(R_{\text{вх}} + r_{\text{вх}}) = 2(3,82 + 0,855) = 9,35 \text{ мм.}$$

7. Наружный диаметр форсунки будет

$$D_{\text{ф}} = D_k + 3 = 9,35 + 3 = 12,35 \text{ мм.}$$

На этом расчет форсунки для идеальной жидкости заканчиваем. После этого следует пересчитать геометрические размеры форсунки с учетом коэффициента трения жидкости f .

8. После вычисления числа Рейнольдса получаем $Re \approx 16700$.

9. По графику фиг. 8.13 соответственно значению Re определяем коэффициент трения жидкости в форсунке, в результате чего получаем

$$\lg Re = 4,223; \lg(100f) = 0,615 \text{ и } f = 0,0412.$$

10. Вычисляем эквивалентную геометрическую характеристику форсунки:

$$A_{\text{вк}} = \frac{R_{\text{вх}} r_c}{ir_{\text{вх}}^2 + \frac{f}{2} R_{\text{вх}} (R_{\text{вх}} - r_c)} = \frac{3,82 \cdot 1,53}{3 \cdot 0,855^2 + \frac{0,0412}{2} (3,85 - 1,53)} = 2,47.$$

11. По графику фиг. 8.12 по величине $A_{ЭК}$ находим новые значения коэффициента расхода $\mu'_0 = 0,28$ и угла распыла $2\alpha'_0 = 88^\circ$ и сопоставляем их с исходными значениями μ_0 и $2\alpha_0$:

$$\frac{\mu'_0}{\mu_0} = \frac{0,28}{0,24} = 1,082 \quad \text{и} \quad \frac{\alpha'_0}{\alpha_0} = \frac{90}{88} = 0,968.$$

В связи с тем, что между первоначальными и последующими значениями коэффициента расхода и угла распыла получены небольшие расхождения, пересчет геометрических размеров форсунки не производим.

Расчет форсунки горючего:

1. Значения $2\alpha_r$, μ_r и A_r принимаем такими же, как и для окислителя, при этом получаем $d_c = 0,00229 \text{ м} = 2,29 \text{ мм}$.

2. Принимая $C = 2,5$, находим $R_{вх} = 2,86 \text{ мм}$.

3. Задаваясь $i = 3$ и вычисляя B , получаем $r_{вх} = 0,641 \text{ мм}$.

4. После дальнейших аналогичных расчетов имеем:

$$D_k = 7,002 \text{ мм}; \quad D_\phi = 10,002 \text{ мм}; \quad f = 0,0588; \quad A_{ЭК} = 2,32; \quad \mu'_r = 0,265;$$

$$\frac{\mu'_r}{\mu_r} = 1,103; \quad 2\alpha'_r = 87^\circ \quad \text{и} \quad \frac{\alpha'_r}{\alpha_r} = 0,964.$$

В связи со значительными расхождениями между первоначальными и полученными значениями μ_r и α_r пересчитываем геометрические размеры форсунки с учетом коэффициента трения жидкости в форсунке, т. е.

$$d_{вх} = 2 \sqrt{\frac{R_{вх} r_c}{i A_{ЭК}} - \frac{f}{2} R_{вх} (R_{вх} - r_c)} = 1,208 \text{ мм}.$$

При этом получаем $f = 0,0575$; $A_{ЭК} = 2,66$; $r_{вх} = 0,71 \text{ мм}$; $D_k = 8,928 \text{ мм}$ и $D_\phi = 11,928 \text{ мм}$.

Угол распыла окончательно принимаем равным 90° , при котором $\mu_r = 0,24$ и $d_c = 2,29 \text{ мм}$.

§ 7. Расчет двухкомпонентных центробежных эмульсионных форсунок

Расчет двухкомпонентных центробежных эмульсионных форсунок основывается на теории однокомпонентных центробежных форсунок и сводится в основном к определению диаметра сопла, плеча закручивания жидкости и диаметров входных отверстий для окислителя и горючего, обеспечивающих их заданное соотношение, требуемую производительность форсунки и угол распыла.

В эмульсионной форсунке окислитель поступает в камеру закручивания форсунки через тангенциальные отверстия, расположенные на поверхности радиуса закручивания $R_{вх}$ (фиг. 8.14), а горючее — по отверстиям, расположенным на той же поверхности и наклоненным под углом δ к плоскости, перпендикулярной к оси сопла форсунки.

Поскольку входные каналы для обоих компонентов топлива входят в общую камеру закручивания форсунки, то, принимая для

них одинаковый перепад давлений $\Delta p_{\text{ф}} = p_{\text{п}} - p_{\text{к}}$, из уравнений Бернулли для течения жидкостей во входных каналах

$$p_{\text{п}} = p_{\text{к}} + \frac{\gamma_{\text{г}} \omega_{\text{г}}^2}{2g} = p_{\text{о}} + \frac{\gamma_{\text{о}} \omega_{\text{о}}^2}{2g}$$

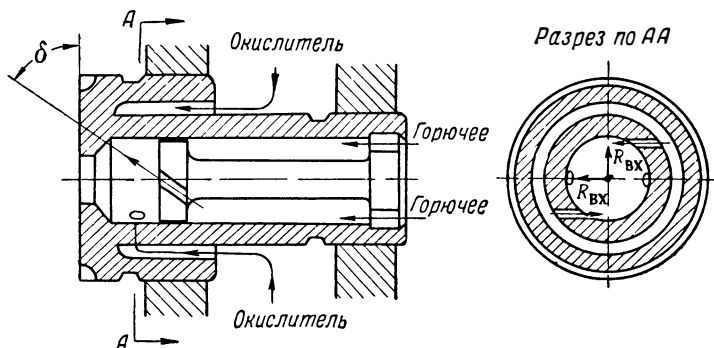
найдем

$$\frac{\omega_{\text{о}}}{\omega_{\text{г}}} = \sqrt{\frac{\gamma_{\text{г}}}{\gamma_{\text{о}}}}$$

или

$$\omega_{\text{г}} = \omega_{\text{о}} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{о}}}{\gamma_{\text{г}}}}, \quad (8.30)$$

где $\gamma_{\text{о}}$ и $\gamma_{\text{г}}$ — удельный вес соответственно окислителя и горючего; $\omega_{\text{о}}$ и $\omega_{\text{г}}$ — входные скорости этих компонентов топлива.



Фиг. 8.14. Принципиальная схема эмульсионной центробежной форсунки.

При этом коэффициент состава топливной смеси в камере закручивания форсунки будет

$$\chi = \frac{G_{\text{ф.о}}}{G_{\text{ф.г}}} = \frac{F_{\text{ф.о}} \omega_{\text{о}} \gamma_{\text{о}}}{F_{\text{ф.г}} \omega_{\text{г}} \gamma_{\text{г}}} = \frac{\frac{\pi d_{\text{о}}^2}{4} \omega_{\text{о}} \gamma_{\text{о}}}{\frac{\pi d_{\text{г}}^2}{4} \omega_{\text{г}} \gamma_{\text{г}}} = \frac{d_{\text{о}}^2 i_{\text{о}} \omega_{\text{о}} \gamma_{\text{о}}}{d_{\text{г}}^2 i_{\text{г}} \omega_{\text{г}} \gamma_{\text{г}}}$$

или с учетом уравнения (8.30) для соотношения скоростей $\omega_{\text{о}}/\omega_{\text{г}}$

$$\chi = \frac{d_{\text{о}}^2 i_{\text{о}} \gamma_{\text{о}}}{d_{\text{г}}^2 i_{\text{г}} \gamma_{\text{г}}} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{г}}}{\gamma_{\text{о}}}} = \frac{d_{\text{о}}^2 i_{\text{о}}}{d_{\text{г}}^2 i_{\text{г}}} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{о}}}{\gamma_{\text{г}}}}, \quad (8.31)$$

где $G_{\text{ф.о}}$ и $G_{\text{ф.г}}$ — секундный расход через форсунки соответственно окислителя и горючего;

i_o и i_r — число входных каналов в форсунке для этих компонентов;

d_o и d_r — диаметр входных каналов компонентов топлива;

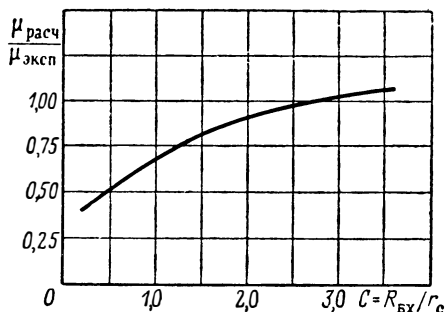
$F_{\phi.o}$ и $F_{\phi.r}$ — суммарные площади этих каналов.

Зная χ и выбрав предварительно i_o и i_r , по формуле (8.31) можно определить соотношение d_o/d_r .

Секундный расход топлива через форсунку будет (имея в виду, что $G_{\phi.r} = G_{\phi.o}/\chi$)

$$G_{\phi} = G_{\phi.o} + G_{\phi.r} = G_{\phi.o} + \frac{G_{\phi.o}}{\chi} = \frac{1+\chi}{\chi} G_{\phi.o} = \frac{1+\chi}{\chi} \pi r_o^2 i_o w_o \gamma_o. \quad (8.32)$$

На основе теории однокомпонентной центробежной форсунки можно прийти к выводу, что коэффициент расхода μ , угол конуса распыла α и коэффициент заполнения сопла ϕ двухкомпонентной эмульсионной центробежной форсунки определяются геометрической характеристикой следующего вида:



Фиг. 8.15. Зависимость отношения $\mu_{\text{расч}}/\mu_{\text{эксп}}$ от $R_{\text{вх}}/r_c$.

где r_o — радиус входных отверстий для окислителя.

Зависимости μ , ϕ и α от $A_{\text{э.м}}$ остаются такими же, как и у однокомпонентной центробежной форсунки, и, следовательно, могут быть определены по приведенным выше графикам (см. фиг. 8.12).

Расход топливной смеси через двухкомпонентную эмульсионную форсунку определяется по известной формуле истечения жидкости через сопло:

$$G_{\phi} = f_c \mu \sqrt{2g \Delta p_{\phi} \gamma_{\Gamma}}, \quad (8.34)$$

где $f_c = \frac{\pi d_c^2}{4} = \pi r_c^2$ — площадь выходного сечения сопла форсунки;

γ_{Γ} — удельный вес топливной смеси, вычисленный по формуле

$$\gamma_{\Gamma} = \frac{\gamma_o \gamma_r (1 + \chi)^{\phi}}{\gamma_o + \chi \gamma_r}$$

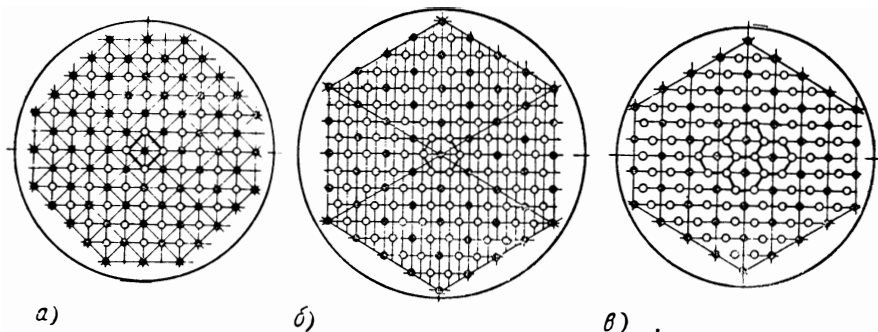
Зная G_{ϕ} , Δp_{ϕ} , α , χ , γ_o и γ_r , по формулам (8.33) и (8.34) для $A_{\text{э.м}}$ и G_{ϕ} можно определить диаметр сопла форсунки d_c , плечо

закручивания и диаметр входных каналов для окислителя d_o , а затем по формуле (8.31) для χ —диаметр входных отверстий для горячего d_r .

Приведенный выше расчет идеальной центробежной эмульсионной форсунки дает удовлетворительные результаты при отношении $R_{вх}/r_c=C>3$. Если же форсунка должна иметь большой угол раскрытия сопла ($C<3$), то в расчет нужно вводить поправку, пользуясь кривой фиг. 8.15.

§ 8. Размещение топливных форсунок и других устройств на головке камеры двигателя

Форсунки размещают на головке камеры после того, как выбраны конструкция головки, тип наиболее приемлемых топливных форсунок и их количество, а также определены их геометрические размеры.



Фиг. 8.16. Принципиальные схемы расположения топливных форсунок на головке камеры двигателя.

При выборе схемы расположения форсунок на головке камеры проектируемого ЖРД необходимо учесть требования, предъявляемые к распылу компонентов топлива, и данные по распылу на существующих двигателях.

В настоящее время форсунки горячего и окислителя размещают на головке камеры ЖРД в шахматном, сотовом и кольцевом порядках.

При шахматном расположении форсунки горячего и окислителя чередуются между собой (см. фиг. 8.16, а). При этом каждая форсунка горячего окружена четырьмя форсунками окислителя.

Недостаток такого размещения форсунок состоит в том, что количество форсунок горячего примерно равно количеству форсунок окислителя большей производительности, так как окислителя в топливе почти в 2—5 раз больше, чем горячего. Вследствие это-

го мощная струя окислителя плохо смешивается со слабой струей горючего, сбивая ее в сторону, что отрицательно сказывается на качестве смесеобразования.

Наиболее совершенным является сотовое расположение форсунок.

При сотовом расположении количество форсунок окислителя больше количества форсунок горючего (см. фиг. 8. 16, б). При этом каждая форсунка горючего окружена шестью форсунками окислителя, в результате чего смесеобразование сравнительно с шахматным расположением улучшается. В данном случае образуется столько отдельных пучков капель, сколько единичных групп форсунок расположено на головке камеры.

Возможны два варианта сотового расположения форсунок на плоской головке камеры:

1) симметричное сотовое расположение форсунок относительно двух осей (см. фиг. 8. 16, б);

2) симметричное сотовое расположение форсунок относительно одной оси (см. фиг. 8. 14, в).

При сотовом расположении можно иметь лишь вполне определенное количество форсунок горючего и окислителя.

Шахматное и сотовое расположение форсунок можно осуществить, применяя плоскую головку с двумя полостями, расположенными одна над другой. Такая головка обеспечивает примерно одинаковый перепад давлений в форсунках каждого из компонентов топлива.

По конструктивным соображениям в нижнюю полость головки обычно подают тот компонент топлива, который охлаждает камеру двигателя.

При концентричном расположении форсунок, т. е. по поясам головки камеры, форсунки горючего и окислителя между собой чередуются. Удобство этого способа состоит в том, что при его применении упрощается подвод компонентов топлива к форсункам. Однако этот способ имеет небольшое применение. Для двигателей с плоской головкой камеры в основном применяют шахматное и сотовое расположение форсунок.

Для всех двигателей с обычными плоскими головками и центробежными форсунками характерно то, что значительная часть рабочей смеси (до 30% от суммарного расхода) с пониженным коэффициентом состава χ попадает на поверхность оболочки камеры сгорания. Наличие теплообмена газов с оболочкой и увеличение расходонапряженности вблизи стенки по сравнению с ядром потока затягивают развитие рабочего процесса у стенки по сравнению с ядром потока.

Компоненты топлива, попадая на стенку камеры сгорания, частично отражаются от нее и текут по ней в виде жидкой пелены, частично попадая в слой густого роя капель, и благодаря теплообмену с продуктами сгорания ядра нагреваются и испаряются.

При увеличении давления в камере сгорания испарение капель компонентов топлива ускоряется как в ядре потока, так и в пристеночном слое. Это явление укорачивает поток жидкой пелены по поверхности оболочки и способствует отдаче тепла от ядра потока к оболочке.

Испарившиеся компоненты топлива, реагируя друг с другом и с продуктами сгорания ядра потока, по мере выгорания образуют пристеночный слой продуктов сгорания. Соотношение компонентов топлива в пристеночном слое в конце рабочего процесса в значительной мере определяется начальным соотношением компонентов, попадающих на стенку.

По мере движения газов в пристеночном слое соотношение компонентов в нем может изменяться за счет перемешивания его с ядром потока.

Соответствующим расположением на головке форсунок горючего и окислителя можно защитить оболочку камеры от чрезмерного ее нагрева и прогара, создавая избыток горючего около ее поверхности. В этом случае приходится несколько нарушить выбранный принцип чередования форсунок и на периферии головки размещать избыточное количество форсунок горючего, которое могло бы создавать завесу горючего около поверхности оболочки.

Для уменьшения расхода горючего на образование защитной завесы эти периферийные форсунки иногда выполняют с уменьшенным расходом топлива относительно основных форсунок.

Защитить оболочку от перегрева горючим проще при сотовом расположении. При шахматном расположении форсунок по периферии головки необходимо устанавливать форсунки с уменьшенным расходом горючего; если расстояние от крайних форсунок до оболочки камеры будет велико, то около поверхности оболочки образуются мощные конвективные газовые токи, которые будут размывать пристеночный слой горючего, служащий для защиты оболочки от перегрева.

При расчетах в первом приближении можно считать, что шаг между центробежными форсунками t пропорционален корню квадратному из диаметра плоской головки камеры сгорания $d_{\text{гол}}$, т. е.

$$t \approx \sqrt{d_{\text{гол}}}$$

В случае цилиндрической камеры сгорания $d_{\text{гол}}$ равен диаметру камеры сгорания $d_{\text{к}}$.

В современных двигателях средний шаг между центробежными форсунками плоской головки камеры двигателя колеблется в пределах $t=12 \div 20$ мм¹.

¹ Экспресс-информация, АН СССР, вып. 36, РТ-108, 1957.

Из формулы объема цилиндрической камеры сгорания двигателя вида

$$V_k = \frac{G_k R_k T_k}{\rho_k} = \frac{n G_\phi R_k T_k}{\rho_k} = \frac{\pi d_k^2}{4} l_{k.c}$$

следует, что количество форсунок n выбранной производительности G_ϕ и шага между ними t при неизменных значениях d_k и $l_{k.c}$ почти обратно пропорционально ρ_k или при неизменных значениях ρ_k и $l_{k.c}$ прямо пропорционально d_k^2 , а G_ϕ обратно пропорционально ρ_k при неизменных прочих параметрах этой формулы.

Если при увеличении тяги двигателя шаг между форсунками не изменяется, то и длина пути перемешивания компонентов топлива также остается почти постоянной. В этом случае при переходе на весьма большие тяги могут возникнуть чисто технологические трудности, связанные с необходимостью выполнить головку камеры с несколькими тысячами форсунок.

Так как при повышении давления в камере сгорания соответственно увеличивается расходонапряженность последней, то при постоянстве шага между форсунками должна расти производительность каждой форсунки. В силу этого потребуются большая длина камеры сгорания двигателя для завершения в ней рабочего процесса. Но относительно длинные камеры сгорания неприемлемы вследствие возможности возникновения в них продольно-акустических колебаний. Поэтому с целью уменьшения длины камеры сгорания целесообразны двухкомпонентные эмульсионные форсунки, при применении которых уменьшается потребная длина зоны перемешивания компонентов топлива в камере.

Конструктивное оформление подвода компонентов топлива к форсункам в значительной мере зависит от их типа и выбранной формы головки камеры двигателя.

Например, в ЖРД с предкамерной головкой типа двигателя А-4 в центре каждой предкамеры или головки устанавливают мощную струйную форсунку с большим числом отверстий для подачи окислителя, а вокруг нее — форсунки горючего струйного и струйно-центробежного типов.

В азотнокислотных двигателях головка камеры может состоять из трех днщ, из которых два плоских образуют нижнюю полость для подвода к форсункам того компонента топлива, который охлаждает камеру, а третье — шарообразное днище со средним днищем головки этого двигателя — образует вторую полость головки, в которую из бака подается второй компонент топлива для распределения его по форсункам.

В головках камер с концентрическим расположением форсунок компоненты топлива подводятся в соответствующие коллекторы, объединяющие отдельные пояса форсунок. При этом обеспечивается примерно одинаковый перепад давлений компонента в форсунках одного концентрического пояса.

При необходимости размещения на головке камеры запального устройства, а также устройств для продувки камеры и т. п. необходимо по возможности ограничивать площадь, занимаемую этими устройствами, так как они отнимают полезную площадь для расположения форсунок, нарушают равномерное распределение компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания и ухудшают использование ее объема. Кроме того, компоненты топлива, выходящие из форсунок, образуют перед головкой «холодную» зону, которая защищает головку от высоких тепловых потоков. При наличии на поверхности головки больших площадей, не защищенных компонентами от воздействия высоких температур, легко может прогореть головка в тех местах, где помещены упомянутые устройства, так как наружное охлаждение головки неэффективно вследствие малой скорости движения в ней жидкости. По этой причине необходимо по возможности избегать установки на головке камеры каких-либо устройств, кроме форсунок.

После выбора способа размещения форсунок на головке камеры, производят общую геометрическую компоновку головки и необходимые поверочные расчеты.

Спроектированная и выполненная головка камеры должна обеспечить расчетный состав топлива даже и в том случае, когда общий расход компонентов топлива через форсунки несколько изменится, т. е. головка камеры должна удовлетворять условию

$$\chi_{\text{расч}} = \frac{G_{s_o}}{G_{s_r}} = \frac{\mu_o F_{\phi_o} \sqrt{2g\Delta p_o \gamma_o}}{\mu_r F_{\phi_r} \sqrt{2g\Delta p_r \gamma_r}} = \frac{\mu_o F_{\phi_o} \sqrt{\Delta p_o \gamma_o}}{\mu_r F_{\phi_r} \sqrt{\Delta p_r \gamma_r}} = \text{const.} \quad (8.35)$$

При гидравлических испытаниях головки камеры на воде для определения гидравлического сопротивления, выяснения характера столкновения струй, размеров образующихся капель, состава смеси и других характеристик распыла $\gamma_r = \gamma_o$ и $\Delta p_r = \Delta p_o$, и поэтому уравнение (8.35) для коэффициента весового состава смеси принимает вид

$$\chi = \frac{\mu_o F_{\phi_o}}{\mu_r F_{\phi_r}}. \quad (8.36)$$

Величину χ , замеренную при гидравлических испытаниях головки на воде, пересчитывают на рабочие компоненты топлива умножением ее на выражение $\sqrt{\frac{\Delta p_o \gamma_o}{\Delta p_r \gamma_r}}$.

После выбора конструктивной схемы двигателя, формы камеры, ее головки, количества форсунок и схемы их расположения необходимо произвести поверочные расчеты камеры сгорания для определения коэффициента состава топлива по поперечному сечению и средней удельной тяги двигателя.

Этим кратким обзором не исчерпываются сведения о конструктивных особенностях распыливающих устройств современных двигателей.

При проектировании и расчете распыливающих устройств ЖРД необходимо опираться на данные статистики. Конструктивные особенности распыливающих устройств некоторых современных двигателей кратко освещены в работах Г. Б. Синярева и М. В. Добровольского, Д. Саттона, В. И. Феодосьева и Г. Б. Синярева¹.

Проектировать и конструировать распыливающие устройства камеры двигателя необходимо с учетом изложенных выше рекомендаций, придерживаясь примерно следующего порядка:

1) выбрать форму головки камеры и наметить предварительно ее конструктивную схему;

2) выяснить, какие устройства, кроме форсунок, нужно расположить на головке камеры, чтобы предусмотреть для них места установки;

3) выбрать тип центробежных топливных форсунок, шаг между ними и схему расположения их на головке камеры;

4) вычертить в масштабе схему расположения форсунок на головке камеры данного диаметра и определить количество форсунок горючего и окислителя; при этом диаметр головки камеры можно незначительно увеличить или уменьшить;

5) определить производительность форсунок по их количеству и секундным расходам горючего и окислителя в камеру сгорания двигателя;

6) определить расчетами геометрические и габаритные размеры форсунок и выявить практическую возможность размещения их на головке;

7) внести, если требуется, необходимые коррективы в расчеты и компоновку форсунок и окончательно вычертить головку камеры двигателя; при необходимости изменить производительность и количество форсунок для компонентов топлива;

8) выбрать целесообразные варианты крепления форсунок в головке камеры и уточнить конструктивную схему.

В процессе проектирования и конструирования всей камеры двигателя решаются вопросы о сопряжении головки с камерой сгорания и вносятся необходимые коррективы в их конструкции с учетом других факторов (способов подвода компонентов топлива к головке камеры, зажигания топлива при запуске двигателя и др.).

Соединения головки с камерой сгорания, как и их детали, могут быть сварными и разъемными. Следует всегда отдавать предпочтение сварным конструкциям и избегать включения в них эле-

¹ См. список литературы в конце книги.

ментов с механической обработкой, поскольку сварные конструкции всегда легче и дешевле в изготовлении. Только в двигателях многократных запусков и относительно большого ресурса работы приходится применять некоторые съемные соединения для удобства осмотра их деталей и элементов после определенного промежутка работы и замены поврежденных деталей новыми перед повторным запуском двигателя.

Глава 9

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЖРД

Надежное охлаждение камеры является наиболее важным и трудно разрешимым вопросом при создании длительно работающих двигателей. Объясняется это тем, что в камере сгорания ЖРД в весьма короткое время обычно сгорает огромное количество топлива при высоких давлениях (около 15—60 *ата*) и температурах (примерно 3000—4450° К), а также при больших скоростях течения газа (от 40—300 *м/сек* в камере сгорания и до 2000—3000 *м/сек* — на срезе сопла). Образующееся при этом тепло в единице объема камеры сгорания достигает огромных величин (до 10^6 — 10^9 *ккал/м³ час*).

Соответствующие этим условиям работы двигателя огромные тепловые потоки от газа к оболочке камеры, достигающие иногда в критическом сечении сопла $28 \cdot 10^6$ *ккал/м² час*, вызывают быстрый ее разогрев и потерю необходимой прочности, даже и в том случае, если она выполнена из самого жаростойкого материала.

Съем с оболочки камеры столь мощных местных удельных тепловых потоков практически представляет огромные трудности. Эти трудности в дальнейшем будут возрастать вследствие непрерывного стремления конструкторов ЖРД повысить удельную тягу двигателя за счет увеличения давления газа в камере сгорания, применения высококалорийных топлив и проведения ряда других мероприятий.

Сложность решения задачи охлаждения ЖРД при его проектировании и доводке усугубляется еще и тем, что процессы теплообмена в камере зависят от большого числа факторов, количественный учет влияния которых на теплообмен пока затруднителен. Теплообмен в ЖРД еще мало изучен.

Так как пока невозможно теоретически полно установить физические свойства газов по длине камеры сгорания и сопла двигателя, учесть в них работу трения и другие явления, то и невозможно точно рассчитать охлаждение камеры двигателя. По этой же причине еще нет установившейся методики расчета охлаждения камер ЖРД.

Существующие методы расчета охлаждения ЖРД, основанные на гидродинамической и газодинамической теориях, пока не дают

удовлетворительных результатов и поэтому для практических расчетов мало пригодны. К тому же расчеты охлаждения по этим методам громоздки и трудоемки. Наибольшие трудности состоят в определении конвективных и радиационных удельных тепловых потоков от газа к оболочке камеры двигателя.

По этим причинам расчет охлаждения камер проектируемых ЖРД в настоящее время приходится производить приближенно, пользуясь в основном экспериментальными формулами теории теплопередачи, созданной применительно к условиям работы промышленных тепловых установок.

При расчете охлаждения камеры ЖРД наибольшие трудности встречаются при определении коэффициента теплоотдачи от газа к оболочке камеры, вполне обоснованный метод расчета которого в настоящее время еще не найден.

Дальнейшие пути развития и повышения экономичности работы ЖРД (удельной тяги) настоятельно требуют создания точного метода расчета охлаждения камеры сгорания и сопла двигателя. Эта весьма актуальная задача может быть решена только в результате дальнейших глубоких теоретических и экспериментальных исследований процессов теплообмена в камерах двигателей с учетом особенностей сгорания в них различных топлив при разных условиях, конструктивных особенностей камеры сгорания и сопла, а также характера течения в них газа.

Охлаждение внутренней оболочки камеры двигателя должно обеспечить отвод от нее тепла и не допускать разогрева ее до температуры, при которой значительно снижаются прочностные свойства материала.

От того, насколько удачно решена проблема охлаждения камеры сгорания и сопла, зависит надежность и продолжительность работы двигателя.

§ 1. Способы защиты камер ЖРД от перегрева, их достоинства и недостатки

Одной из основных проблем реактивной техники является создание ЖРД с высокой удельной тягой и значительным сроком службы.

По данным иностранной печати в современных ЖРД удельная тяга достигает $215\text{—}240 \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$, тогда как энергетическая возможность существующих и перспективных топлив позволяет получить $P_{\text{уд}}$ порядка $280\text{—}340 \frac{\text{кг тяги}}{\text{кг топлива/сек}}$.

Причина столь большого разрыва между достигнутыми и возможными значениями $P_{\text{уд}}$ состоит в исключительной сложности организации защиты внутренней оболочки камеры двигателя от воздействия на нее продуктов сгорания высокой температуры.

Основная сложность этого вопроса состоит в том, что тепловой поток от горячих газов к оболочке камеры пропорционален разности температур между газом и поверхностью оболочки, и поэтому любое повышение температуры газов вызывает увеличение тепловых потоков, а следовательно, повышение температуры газовой поверхности оболочки камеры.

Применяемые в настоящее время способы защиты оболочки камеры от перегрева и прогара в ряде случаев малоэффективны или при удовлетворительной эффективности ухудшают рабочий процесс в камере и, следовательно, снижают $P_{уд}$.

Основным и наиболее экономичным способом защиты оболочки камеры двигателя от перегрева горячим газом является охлаждение ее снаружи одним или обоими компонентами топлива.

Такой способ охлаждения двигателя называется *регенеративным*, так как в этом случае тепло, переданное от оболочки камеры к охлаждающей жидкости, почти полностью возвращается в камеру сгорания. Обычно для охлаждения камеры двигателя используется тот компонент топлива, который обладает небольшими коррозионными свойствами и имеет более высокие значения теплоемкости, теплопроводности и температуры кипения. Наиболее мощным охлаждающим агентом часто является окислитель, так как его секундный расход в двигателе почти в 2—4 раза больше расхода горючего.

Если для чисто регенеративного охлаждения камеры двигателя одного компонента недостаточно, то могут быть использованы оба компонента топлива (при условии пригодности для охлаждения второго компонента). Так как смешение их вне камеры сгорания недопустимо, то один из компонентов топлива может быть использован для охлаждения сопла, а другой — камеры сгорания. Однако использование для охлаждения двигателя обоих компонентов топлива практически затруднено в конструктивном отношении.

Применение сжиженных компонентов топлива для охлаждения камеры нежелательно. Гидразин и нитрометан при давлениях и температурах, имеющих место в охлаждающем тракте камеры двигателя, могут разлагаться со взрывом.

Хорошим охлаждающим свойством обладает вода благодаря своим высоким значениям теплоемкости, теплопроводности, температуропроводности и малой вязкости, но для ЖРД летательных аппаратов применение ее нецелесообразно, так как для охлаждения камеры двигателя необходим большой запас воды на снаряде, что утяжеляет последний. Вода часто используется в качестве охлаждающей жидкости камеры сгорания в экспериментальных стационарных установках.

Регенеративное охлаждение камеры ЖРД в определенных пределах можно интенсифицировать увеличением скорости движения жидкости в охлаждающем тракте за счет уменьшения проточной площади последнего. При увеличении скорости утоняется ламинар-

ный слой жидкости у поверхности оболочки и в результате этого снижается термическое сопротивление между оболочкой и охлаждающей жидкостью. Однако в случае необходимости снятия с оболочки больших количеств тепла такая интенсификация регенеративного охлаждения может оказаться практически невыгодной, так как при значительном увеличении скорости движения жидкости неизбежно возрастает гидравлическое сопротивление в тракте, для преодоления которого требуется значительно повысить давление подачи охлаждающей жидкости и, следовательно, увеличить вес и мощность системы топливоподачи двигателя. Кроме того, выполнение охлаждающего тракта с весьма малым проточным сечением сопряжено с трудностями технологического характера.

Практически возможно уменьшить теплоотдачу от газов к оболочке камеры искусственным увеличением термического сопротивления газовой поверхности оболочки — введением в пограничный слой газов относительно холодного тела (жидкости, газа).

При увеличении давления газов в камере сгорания или в случае применения высококалорийных топлив для увеличения удельной тяги рабочий процесс в двигателе интенсифицируется, в результате чего тепловые потоки от газов к внутренней оболочке камеры возрастают и могут достигать таких больших величин, при которых снять с оболочки потребное количество тепла чисто регенеративным охлаждением становится невыгодным или невозможным. К тому же иногда компоненты топлива в силу своих физических и химических свойств оказываются мало пригодными для регенеративного охлаждения двигателя (например жидкий кислород).

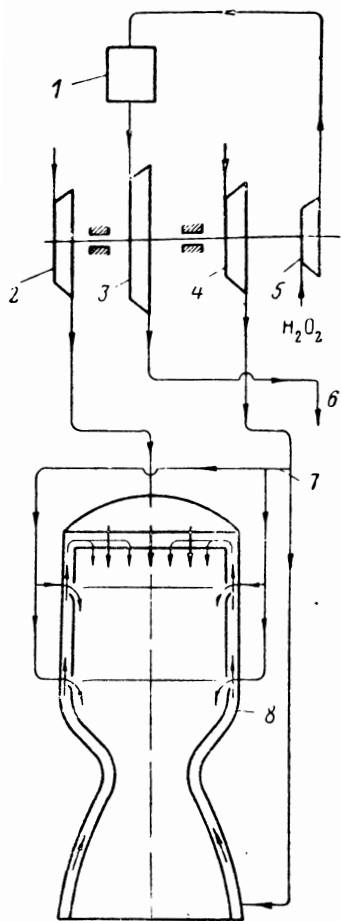
В этих случаях, а также при необходимости облегчить условия регенеративного охлаждения двигателя дополнительно к последнему обычно применяют защиту оболочки камеры от перегрева путем:

1) *создания около огневой поверхности оболочки камеры парогазовой или жидкостной завесы из горючего*, непрерывно подаваемого в небольшом количестве в пристеночный слой камеры либо через форсунки, установленные по периферии головки камеры, либо через специальные щели или отверстия в специальных поясах оболочки камеры (фиг. 9. 1);

2) *изоляции внутренней поверхности оболочки камеры от тепла газов специальным покрытием* (керамика, графит, карбид вольфрама, кремний, окислы металлов);

3) *искусственного ухудшения рабочего процесса в камере сгорания* (при работе на заданном топливе) чрезмерным увеличением коэффициента избытка одного из компонентов топлива или прибавлением к нему воды для снижения температуры сгорания.

Защита оболочки камеры от перегрева в виде завес горючего весьма мощная. Эффективность ее зависит от рода и расхода жидкости на образование завес и от способа и места образования последних.



Фиг. 9. 1. Принципиальная схема двигателя с поясной защитой оболочки камеры от перегрева.

1—перекисеводородный парогазогенератор, 2—насос окислителя, 3—парогазовая турбина, 4—насос горючего, 5—насос перекиси водорода, 6—отработавший парогаз в турбине, 7—подвод горючего для образования защитных завес, 8—камеры двигателя с двумя щелевыми поясами внутренней защиты оболочки горючими от перегрева.

Например, в двигателе с тягой у земли в 10 т, работающем при $p_k = 25$ ата на горючем тонка-250 и окислителе 80% $\text{HNO}_3 + 20\%$ N_2O_4 , завеса горючего со стороны головки камеры обеспечивает снижение температуры газов в пристеночном слое камеры сгорания до 1300—1400° К при коэффициенте состава топлива $\chi_{ст} = 1,3 \div 1,5$, тогда как в ядре потока газ имеет температуру около 2600—3000° К при $\chi_{я} = 3,8 \div 4,4$.

При организации завес наибольшие трудности представляет создание непрерывного тонкого защитного слоя на всей поверхности оболочки камеры сгорания и сопла. Очевидно, что чем ближе друг к другу будут находиться пояса подачи жидкости на завесу, тем легче создать непрерывную тонкую пленку завесы небольшим количеством жидкости.

Создаваемая завеса через форсунки головки камеры небольшим количеством горючего малозффективна, так как она сдувается турбулентным потоком ядра газа. Вблизи головки всегда имеют место обратные токи газа, которые также способствуют размыванию защитной завесы. Кроме того, на стенки камеры попадает некоторое количество распыливаемых основных компонентов топлива (горючего и окислителя), с которыми завеса смешивается и частично выгорает, вследствие чего еще больше снижается эффективность ее действия. Однако этот способ создания защитной завесы конструктивно весьма прост и поэтому может быть рекомендован для применения в двигателях, имеющих плоскую головку камеры сгорания.

При применении защитных завес экономичность двигателя несколько понижается, поскольку расходуемое на образование завес горючее в основном не сгорает и в общем для двигателя является потерянной энергией топлива.

Более экономична, но конструктивно относительно сложна пленочная завеса через специальные пояса в оболочке камеры. Для образования завес также могут быть использованы вода и газ. При внутренней защите оболочка камеры одновременно предохраняется от коррозионного и эрозионного воздействия на нее газов.

Применение твердой изоляции внутренней поверхности оболочки от тепла газов сопряжено с большими трудностями технологического и эксплуатационного порядка, поскольку трудно сохранить прочность такого покрытия. Как правило, применение для этой цели тугоплавких материалов (керамики и т. п.) ограничено чувствительностью их к химическому воздействию продуктов сгорания топлива и к тепловому «удару». Внезапные изменения температуры изоляционного материала ведут к образованию в нем трещин и выкрашиванию, что вызывает местные прогары оболочки камеры.

Эффективность этого способа защиты оболочки камеры от перегрева зависит от физических свойств изоляционного материала (термического расширения, теплопроводности, температуропроводности, механической прочности и др.).

В дальнейшем применение высокотемпературных жаропрочных покрытий газовой поверхности оболочки камеры не рассматривается из-за отсутствия необходимых данных о конструктивных, технологических и эксплуатационных свойствах таких покрытий.

Известно, что наиболее устойчивыми при высоких температурах являются окислы магния (температура плавления 2800°C), тория (2800°C) и гафния (2812°C).

Максимальной температурой плавления обладают карбиды циркония (3550°C), ниобия (3500°C), тантала (3900°C) и гафния (4160°C). Нитриды и бориды гафния имеют температуру плавления $2307\text{—}3062^{\circ}\text{C}$.

Исключительно устойчивым к действию высоких температур (до 3800°C) является графит, но в отличие от всех других упомянутых веществ он обладает высоким коэффициентом теплопроводности, исключающим его применение в тех случаях, когда материал должен обладать изоляционными свойствами.

Искусственное ухудшение рабочего процесса в камере сгорания двигателя применялось в начальной стадии развития ЖРД, когда были непреодолимые трудности в решении проблемы охлаждения камеры сгорания и сопла. В настоящее время этот способ защиты оболочки может быть оправдан только в исключительных случаях.

На современном этапе развития ЖРД для защиты оболочки от перегрева необходимо искать более радикальные средства.

Достаточно мощным, очевидно, может быть эффузионный способ охлаждения камеры двигателя. В этом случае внутренняя оболочка камеры или сопла выполнена из пористого материала¹. Через поры такой оболочки охлаждающая жидкость проникает

¹ Экспресс-информация, АН СССР, вып. 2, РТ-58, 1957.

внутри камеры, охлаждает при этом оболочку и около ее огневой поверхности образует паровую завесу, ухудшающую теплоотдачу от газов. Этот способ охлаждения хотя и проходил предварительные испытания, но пока не реализован.

Перспективы применения пористых материалов для внутренней оболочки камеры зависят от технологии их изготовления и их свойств. Крупным недостатком пористых материалов является то, что во время работы двигателя поры их быстро загрязняются, а оболочка в этом месте может прогорать.

Эффективность эффузионного способа охлаждения зависит от природы пористого материала оболочки и физических свойств охлаждающей жидкости. Чем больше плотность охлаждающей жидкости, тем ниже температура огневой поверхности пористой оболочки. При данной плотности жидкости эффективность охлаждения зависит от температуры и скорости движения газов внутри камеры двигателя.

Расход жидкости для охлаждения пористого сопла двигателя в одном из опытов¹ составлял около 2% от весового расхода горючего в камеру сгорания.

Практически интенсивность пленочной защиты и эффузионного способа охлаждения может быть доведена до такой степени, при которой для внутренней оболочки будут безопасны весьма высокие температуры.

При определенных условиях пленочная защита и эффузионное охлаждение могут обеспечить примерно одинаковое снижение теплоотдачи от газов к оболочке. Однако они неэкономичны и поэтому могут рекомендоваться только в случаях крайней необходимости, когда нельзя обойтись чисто регенеративным охлаждением или целесообразно облегчить условия работы внутренней оболочки камеры двигателя.

Умело используя тот или иной способ защиты оболочки камеры от перегрева, можно спроектировать и создать надежный и экономичный в работе двигатель с малым удельным весом системы топливоподачи и небольшим расходом энергии на ее обслуживание.

Охладить зону критического сечения сопла при больших местных тепловых потоках ($q_{\max} > 14 \cdot 10^4$ ккал/м² час) можно и без защитных завес горючего, применяя в этом случае специальную тонкостенную конструкцию камеры двигателя или выполняя ее внутреннюю оболочку из меди (в случае спирто-кислородных двигателей). Но в большинстве случаев медная оболочка камеры оказывается технологически очень сложной и не дает заметного выигрыша по сравнению с камерой со стальными оболочками.

При связанной схеме стальных оболочек камеры толщина внутренней оболочки двигателя любой тяги может быть равна

¹ Экспресс-информация, АН СССР, вып. 2, РТ-58, 1957.

1 мм, хотя при больших тягах целесообразнее брать ее больше 1 мм¹.

Выбор схемы охлаждения двигателя, решение вопроса о необходимости или рациональности применения защитной завесы горючего, выбор охлаждающей жидкости и решение ряда других вопросов, связанных с организацией охлаждения ЖРД, зависят от общей схемы двигателя, величины его тяги, рода компонентов топлива, давления в камере сгорания, назначения двигателя, а также от конструкции камеры сгорания и сопла и двигателя в целом.

Задача наиболее рациональной организации охлаждения ЖРД в целом пока не решена. В каждом конкретном случае отдельные вопросы охлаждения двигателя должны решаться специально.

Если продолжительность работы двигателя небольшая (до 5—15 сек.) или его тепловой режим незначительный, то можно обойтись без охлаждения камеры, используя при этом для оболочки камеры материал либо с малым, либо с большим коэффициентом теплопроводности. При малом коэффициенте теплопроводности материал оболочки определенной толщины будет постепенно прогреваться, плавиться и сдуваться потоком газа до тех пор, пока толщина оболочки не уменьшится до минимума и не наступят ее перегрев и потеря прочности. Одновременно изменяются геометрические размеры и параметры камеры двигателя. Оболочка камеры значительной толщины из теплопроводного материала способна некоторое время прогреваться, аккумулировать в себе тепло без повышения температуры со стороны газов выше допустимого предела.

Применяя тугоплавкие материалы с относительно меньшей теплопроводностью, можно увеличить продолжительность работы двигателя. Известно много материалов, имеющих очень высокую температуру плавления, однако это не является единственным критерием применимости того или иного материала в качестве конструкционного.

Относительно хорошие результаты дает графит, особенно когда он имеет обшивку для восприятия механических напряжений. Сопла из карбидов вольфрама и кремния удовлетворительно работают до температур немного ниже точки их плавления. Судя по температурам плавления, некоторые тугоплавкие карбиды и нитриды могли бы противостоять наивысшим температурам, развивающимся в обычных ЖРД. Применяя тугоплавкие материалы, можно значительно увеличить время работы неохлаждаемых ЖРД. При этом для некоторых топлив время работы двигателя может быть доведено до 60 сек.

Неохлаждаемые камеры ЖРД отличаются от охлаждаемых конструктивной простотой и дешевизной. Внутреннюю поверхность

¹ Г. Б. Синярев и М. В. Добровольский. Жидкостные ракетные двигатели. Оборонгиз, 1957.

неохлаждаемых камер сгорания обычно защищают от тепла горячих газов соответствующими материалами с целью увеличения ресурса их работы.

§ 2. Процессы теплообмена в камере ЖРД

Теплообмен в жидкостном ракетном двигателе является сложным физическим процессом, состоящим из:

1) процессов теплоотдачи теплопроводностью, конвекцией и излучением от движущегося горячего газа к оболочке камеры;

2) процесса теплопередачи теплопроводностью через оболочку камеры;

3) процесса конвективной теплоотдачи от оболочки к жидкости, движущейся в охлаждающем тракте камеры.

В двигателе эти процессы протекают одновременно в условиях работы трения, непрерывной подачи, подогрева и испарения топлива, химического, теплового и геометрического воздействий на параметры газового потока, при турбулентном движении газов в камере и жидкости в охлаждающем тракте.

Теплоотдачу от газов к оболочке камеры посредством кондукции (теплопроводности) и конвекции обычно принято называть *конвективной теплоотдачей* или *теплоотдачей соприкосновением*.

Через границу раздела газ (жидкость) — оболочка тепло передается теплопроводностью.

При турбулентном потоке конвекция осуществляется за счет беспорядочного движения частиц газа или жидкости, которые переносят тепло. Только в непосредственной близости к поверхности оболочки находится тонкий ламинарный слой газа, где тепло передается за счет молекулярной теплопроводности и турбулентного перемешивания частиц газа. Частицы газа, подходя к стенке камеры, приносят к ней свое физическое тепло, кинетическую энергию и тепло, выделяющееся при их рекомбинации.

Можно полагать, что процессы диссоциации и рекомбинации газов в пограничном слое при их перемешивании, нагревании и охлаждении происходят весьма быстро, и поэтому состав газа следует считать равновесным.

Поскольку газы обладают малой теплопроводностью и слабым перемешиванием, то в ламинарном слое газа при больших потоках тепла имеет место значительный перепад температуры.

Доля конвективной теплоотдачи от газа к оболочке камеры в современных двигателях достигает 60—80%; остальная часть передаваемого от газа тепла приходится на излучение.

Тепловое излучение представляет собой процесс передачи тепла от одного тела к другому посредством электромагнитных волн.

Наибольший радиационный удельный тепловой поток имеет место в камере сгорания с наибольшей температурой газов и в некоторых двигателях достигает $(1,2 \div 2) 10^6$ ккал/м²час.

По мере снижения температуры газа по длине камеры относительная доля лучистого теплового потока снижается и в расширяющейся части сопла имеет незначительную величину.

Роль конвекции и радиации в процессе теплообмена в двигателе обусловлена видом топлива, коэффициентом его состава, способом распыла, характером сгорания топлива и рядом других факторов.

Так, например, неуглеродистое топливо (водород с кислородом или перекисью водорода) дает в общем случае слабо светящееся пламя, в котором находятся главным образом теплопрозрачные газы. Заметное излучение дает только водяной газ. В этом случае конвективный теплообмен даже в камере сгорания значительно превышает теплообмен излучением.

Углеродистое топливо (например, спирты с кислородом и главным образом углеводороды с азотной кислотой) дает сильно светящееся пламя, в котором в том или другом количестве находятся раскаленные, не успевшие сгореть частицы углерода. Естественно, что в этом случае теплообмен излучением в камере сгорания может иметь существенное значение; излучение светящегося пламени значительно сложнее, чем газовое излучение.

Коротковолновое хемилюминесцентное излучение (в результате химической реакции топлива) зависит только от теплового эффекта реакции; его интенсивность возрастает с увеличением плотности. Если к тому же учесть частичное догорание топлива в сопле двигателя, что приводит к появлению светящегося пламени, то в расширяющейся части сопла радиация также может иметь существенное значение.

Процесс передачи тепла от газов к охлаждающей жидкости через оболочку камеры двигателя принято называть *процессом теплопередачи*.

В современных ЖРД к охлаждающей жидкости передается около 5—10% тепла газов.

Интенсивность процесса теплообмена в двигателе принято характеризовать *величиной удельного теплового потока q* , под которым понимается количество тепла, передаваемого в течение часа или секунды от горючего газа к 1 м^2 поверхности оболочки или от последней к охлаждающей жидкости ($q \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$ или $q \text{ ккал/м}^2 \text{ сек}$).

Организация рабочего процесса в камере сгорания весьма сильно влияет на теплообмен в ней. Рабочий процесс по длине камеры сгорания имеет неодинаковый характер.

Суммарный удельный тепловой поток по длине камеры сгорания и сопла двигателя имеет различную величину и обычно достигает наибольшего значения перед критической областью сопла, в результате чего в этой области оболочка имеет высокую температуру.

В современных двигателях конвективный удельный тепловой поток в критическом сечении сопла достигает $1 \cdot 10^6 \div 28 \cdot 10^6$ ккал/м²час¹.

Так как теплонапряженность оболочки камеры по длине переменна, то при расчете охлаждения ЖРД принято различать:

1) *местные (истинные) удельные тепловые потоки*, соответствующие определенным местам (точкам) оболочки камеры, и

2) *средние удельные тепловые потоки*, относящиеся к оболочке камеры данной длины.

Определение местных удельных тепловых потоков от газа к оболочке камеры двигателя связано с весьма большими трудностями, что объясняется сложностью процессов, протекающих в пограничном газовом слое. В этом слое непрерывно изменяются температура, давление и скорость газов в связи со сгоранием и догоранием топлива, с отводом тепла в оболочку, рекомбинацией продуктов диссоциации газов, работой трения и другими явлениями. Полный количественный учет этих явлений практически невозможен.

По этой причине при расчете охлаждения двигателя приходится пользоваться пока еще недостаточно обоснованными эмпирическими формулами и данными экспериментов.

Поскольку по длине камеры сгорания двигателя невозможно точно определить состав и параметры газа, то при расчете охлаждения ЖРД приходится считать удельный тепловой поток от газа к оболочке по длине камеры сгорания постоянным и равным его значению, вычисленному по параметрам газа в конце цилиндрической камеры сгорания или в наибольшем поперечном сечении сферической и эллиптической камер сгорания.

Параметры газа по длине сопла можно определить приближенно по формулам, приведенным в § 6, гл. 3.

Ниже приведены методы определения удельных тепловых потоков по длине сопла камеры двигателя.

Поскольку, как отмечалось выше, толщина оболочки камеры сгорания и сопла современных двигателей относительно ее диаметра весьма мала, то при расчете теплопередачи в двигателе влиянием кривизны оболочки на процесс теплообмена пренебрегают и считают оболочку плоской.

К числу основных характеристик теплообмена в ЖРД относится также температура в отдельных местах системы (по толщине теплового слоя).

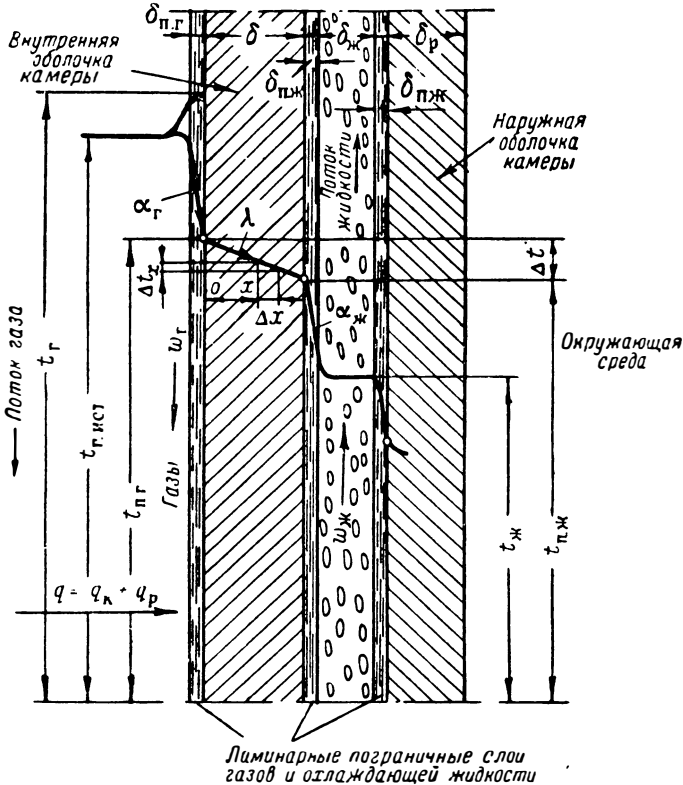
На фиг. 9.2 и 9.3 показано изменение температуры в системе теплообмена ЖРД в предположении плоской сплошной и пористой оболочек камеры.

На этих фигурах приняты следующие обозначения:

t_r — температура газа, определяемая соответствующим расчетом;

¹ Jet. Propulsion, v. 28, No 1, 1958.

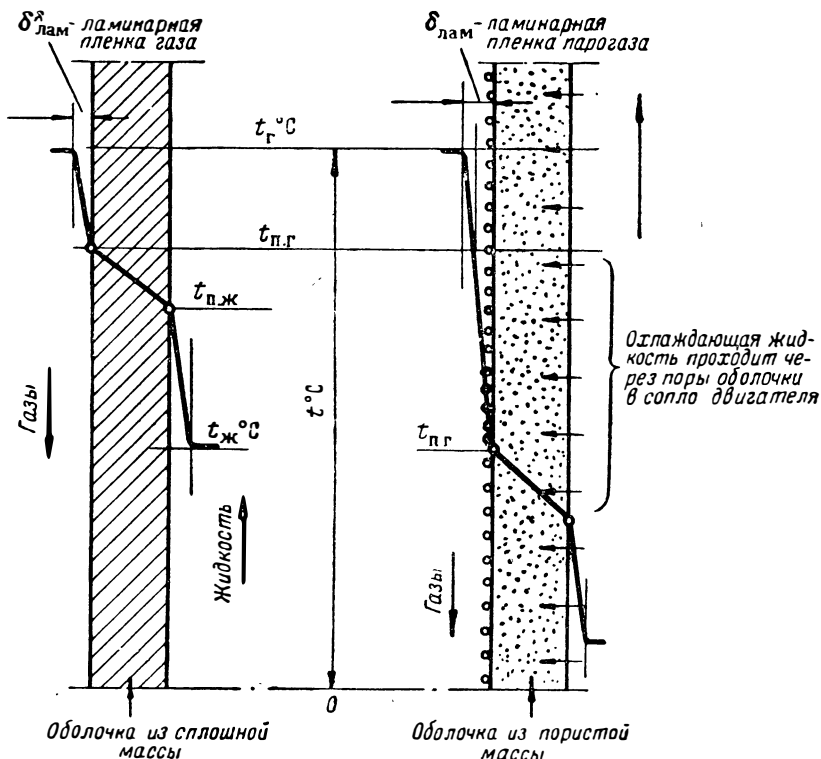
- t'_r — истинная температура движущегося газа;
- $t_{п.г}$ — температура поверхности оболочки камеры со стороны газа;
- $t_{п.ж}$ — то же со стороны охлаждающей жидкости;
- $t_{ж}$ — температура охлаждающей жидкости (средняя по сечению потока на данном участке длины оболочки);



Фиг. 9. 2. Схема распределения температуры в системе теплообмена ЖРД со сплошной внутренней оболочкой камеры.

- $w_{ж}$ — скорость потока охлаждающей жидкости в м/сек (средняя по сечению потока и на данном участке длины оболочки);
- $w_{г}$ — то же газа в камере сгорания или сопле двигателя;
- δ — толщина оболочки камеры сгорания или сопла в м;
- $\delta_{р}$ — то же наружной оболочки (рубашки);
- $\delta_{ж}$ — межрубашечный зазор для потока охлаждающей жидкости;
- $\delta_{п.г}$ — толщина ламинарной газовой пленки;
- $\delta_{п.ж}$ — то же жидкостной пленки;

α_r — коэффициент теплоотдачи от газа к оболочке, численно равный q при $t_r - t_{пг} = 1^\circ\text{C}$ и характеризующий интенсивность теплообмена между газом и окружающей его оболочкой (количество тепла, передаваемого от газа поверхности оболочки в 1 м^2 в течение часа при разнице температур между газом и поверхностью оболочки в 1°C), в $\text{ккал}/\text{м}^2\text{час } ^\circ\text{C}$;



Фиг. 9.3. Схема распределения температуры в системе теплообмена ЖРД с пористой внутренней оболочкой камеры.

$\alpha_{ж}$ — то же от поверхности оболочки к охлаждающей жидкости;

λ — коэффициент теплопроводности оболочки (количество тепла, передаваемого в час через оболочку площадью в 1 м^2 при толщине ее в 1 м и разности температур между поверхностями оболочки в 1°C) в $\text{ккал}/\text{м час } ^\circ\text{C}$;

q — удельный тепловой поток от газа к оболочке и от последней к охлаждающей жидкости, имеющий перпендикулярное направление к поверхности, в $\text{ккал}/\text{м}^2\text{ час}$.

Кривые фиг. 9.2 и 9.3 показывают, что сопротивление тепловому потоку в двигателе складывается из сопротивления слоя горячего газа, материала оболочки и слоя охлаждающей жидкости.

Изменение температуры по толщине плоской оболочки характеризуется некоторой кривой линией, незначительно выпуклой вверх или вниз в зависимости от повышения или понижения коэффициента теплопроводности металла оболочки в связи с изменением его температуры.

Для простоты расчетов принято считать, что изменение температуры по толщине плоской оболочки камеры двигателя протекает по закону прямой линии.

При больших тепловых потоках перепад температур между газовой и жидкостной поверхностями оболочки камеры может стать существенным и соизмеримым с перепадом температур в пограничных слоях.

На поверхностях соприкосновения двух соседних слоев (поверхность оболочки — газ или жидкость) устанавливается некоторая общая температура. Резкое понижение температуры имеет место в ламинарных слоях газа и жидкости, вблизи поверхности оболочки.

Основной перепад температур приходится на пограничный газовый слой у поверхности оболочки. Вдоль поверхности оболочки газ движется турбулентно, переходя вблизи нее в ламинарное движение. Если бы отсутствовала теплоотдача от газа к оболочке, то температура его около поверхности оболочки повысилась бы почти до температуры торможения, соответствующей случаю отсутствия теплоотдачи (до значения термодинамической температуры в камере сгорания, получаемой при термодинамическом расчете двигателя). В реальной же камере двигателя имеет место теплоотвод от газа к оболочке, в силу чего термодинамическая температура его вблизи оболочки не поднимается до значения температуры адиабатически заторможенного газа, а, перейдя некоторый максимум, резко понижается на несколько сот градусов в тонком ламинарном газовом слое по мере приближения к поверхности, примыкая у самой поверхности оболочки к обычному ранее описанному профилю температур (см. фиг. 9.2).

Вследствие невозможности одновременного количественного учета влияния различных факторов на теплообмен в камере ЖРД при расчете охлаждения оболочки камеры обычно исходят из предположения о независимости друг от друга конвективного и радиационного удельных тепловых потоков и о постоянстве усредненной температуры для всего объема движущегося потока, а также без учета особенностей теплообмена, связанного с гидродинамикой потока, фактически играющего важную роль в формировании температурного поля.

Температурное поле системы теплообмена может быть функцией одной, двух или трех координат и поэтому соответственно называется *одномерным, двухмерным и трехмерным температурным полем*.

Наиболее простой вид имеет уравнение одномерного температурного поля:

$$t = f(x). \quad (9.1)$$

В общем случае температура является функцией пространственных координат x , y и z и времени τ , т. е.

$$t = f(x, y, z, \tau). \quad (9.2)$$

При расчетах ЖРД приходится иметь дело с одномерным температурным полем.

Если температура в каждой точке системы не изменяется во времени, то температурные поля и соответствующий им процесс теплообмена называются *установившимися или стационарными*, а в противном случае — *неустановившимися или нестационарными*.

В охлаждаемых двигателях, работающих при неизменном режиме, система теплообмена имеет стационарные, а в неохлаждаемых — нестационарные температурные поля.

Геометрические места точек системы, имеющие одинаковую температуру, образуют *изотермические поверхности*. Изменение температуры в системе теплообмена имеет место лишь в направлениях, пересекающих изотермические поверхности (в направлении x , фиг. 9. 2).

Предел отношения изменения температуры Δt на расстоянии Δx между изотермами по нормали называется *температурным градиентом*.

Перепад температуры между рассматриваемыми изотермическими поверхностями системы называется *температурным напором* и обозначается Δt (см. фиг. 9. 2 и 9. 3).

Скорость выравнивания температуры в равномерно нагретом теле характеризуется коэффициентом температуропроводности:

$$a = \frac{\lambda}{C\gamma} \text{ м}^2/\text{час},$$

где C — средняя теплоемкость тела при постоянном давлении в $\text{ккал}/\text{кг}^\circ\text{C}$;

γ — удельный вес этого тела в $\text{кг}/\text{м}^3$.

Чем выше коэффициент температуропроводности данного тела (газа, жидкости, металла), тем больше в нем скорость распространения температуры.

При установившемся теплообмене в ЖРД удельный тепловой поток от газов к оболочке камеры равен удельному тепловому потоку, передаваемому через оболочку к охлаждающей жидкости.

В результате изложенного удельные тепловые потоки в ЖРД можно выразить формулами.

1. От газов к оболочке камеры:

а) конвективный

$$q_k = \alpha_k (t_r - t_{п.г}) \text{ ккал/м}^2 \text{ час}; \quad (9.3)$$

б) радиационный

$$q_p = \alpha_p (t_r - t_{п.г}) \text{ ккал/м}^2 \text{ час}; \quad (9.4)$$

в) суммарный

$$\begin{aligned} q &= q_k + q_p = \alpha_k (t_r - t_{п.г}) + \alpha_p (t_r - t_{п.г}) = \\ &= (\alpha_k + \alpha_p) (t_r - t_{п.г}) = \alpha_r (t_r - t_{п.г}) \text{ ккал/м}^2 \text{ час}. \end{aligned} \quad (9.5)$$

2. Через оболочку камеры

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{п.г} - t_{п.ж}) \text{ ккал/м}^2 \text{ час}. \quad (9.6)$$

3. От оболочки камеры к охлаждающей жидкости

$$q = \alpha_{ж} (t_{п.ж} - t_{ж}) \text{ ккал/м}^2 \text{ час}, \quad (9.7)$$

где α_p — радиационный (лучистый) коэффициент теплоотдачи от газов к оболочке камеры в $\text{ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$.

Из этих уравнений удельных тепловых потоков получаем следующие температурные напоры в системе теплообмена двигателя:

$$t_r - t_{п.г} = q \frac{1}{\alpha_r}; \quad t_{п.г} - t_{п.ж} = q \frac{\delta}{\lambda} \quad \text{и} \quad t_{п.ж} - t_{ж} = q \frac{1}{\alpha_{ж}}.$$

Складывая эту систему уравнений, получаем формулы для определения в системе теплообмена ЖРД:

1) полного температурного напора

$$t_r - t_{ж} = q \left(\frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ж}} \right) = \frac{q}{k}; \quad (9.8)$$

2) теплового потока от газов через оболочку к охлаждающей жидкости

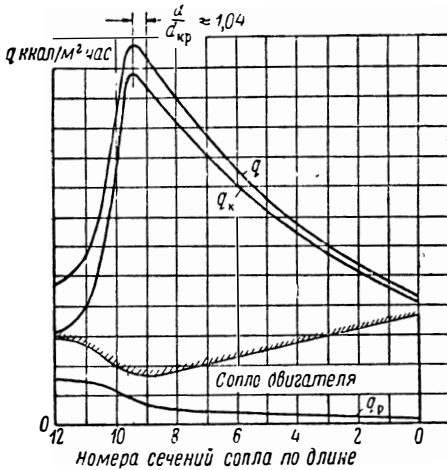
$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ж}}} = k (t_r - t_{ж}) \text{ ккал/м}^2 \text{ час}, \quad (9.9)$$

где $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ж}}}$ — коэффициент теплопередачи через оболочку камеры от газа к охлаждающей жидкости в $\text{ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$.

Величина, обратная коэффициенту теплопередачи k , т. е.

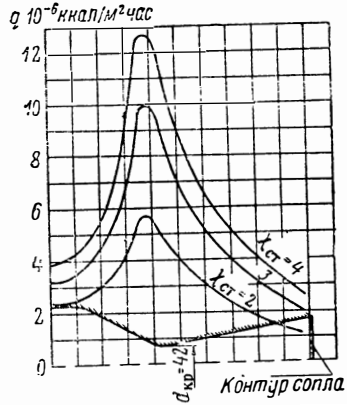
$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ж}}, \tag{9.10}$$

называется термическим сопротивлением теплопередачи.



Фиг. 9.4. Примерное распределение удельных тепловых потоков по длине сопла двигателя.

На фиг. 9.4 показан характер распределения удельных тепловых потоков по длине сопла камеры двигателя при заданном коэффициенте состава топлива χ , а на фиг. 9.5 — при разных значениях χ .



Фиг. 9.5. Примерное распределение удельных тепловых потоков по длине сопла камеры азотнокислотного двигателя при $p_{кр}=40$ атa и различных коэффициентах состава топлива у стенки оболочки камеры $\chi_{ст}$.

§ 3. Требования, предъявляемые к регенеративному охлаждению ЖРД

Необходимая стойкость и надежность ЖРД при длительной работе могут быть обеспечены только при условии надежного охлаждения внутренней оболочки камеры двигателя.

Охлаждение двигателя может быть надежным в том случае, когда оно выполнено с учетом предъявляемых к нему следующих требований:

1. Температура газовой поверхности оболочки камеры сгорания и сопла не должна превышать безопасно допустимого предела, который выбирают исходя из условия необходимой прочности и с учетом возможной эрозии газовой струей. В противном случае материал оболочки камеры с огневой стороны будет размягчаться и сдвигаться

потоком газа, что в результате может привести к аварии двигателя.

Следовательно, при расчете ЖРД необходимо знать температуру, при которой различные конструктивные элементы двигателя, подвергающиеся воздействию горячего газа, начнут плавиться, пластично деформироваться и сильно эродировать. Значение этих параметров, а также активность эрозии зависят от физических свойств металла, состава и скорости газа и других факторов.

Безопасная допустимая температура газовой поверхности оболочки камеры двигателя практически не должна превышать:

- а) для углеродистых сталей — 550—560° С;
- б) для специальных жаростойких легированных сталей — 700—900° С;
- в) для меди — 350—450° С;
- г) для алюминиевых сплавов типа АЛ4 — 350—400° С.

Рабочая температура газовой поверхности оболочки современных двигателей обычно находится в пределах 400—900° С (в среднем около 650° С). При этих температурах многие материалы обладают удовлетворительной прочностью. Однако необходимость увеличения удельной тяги двигателя за счет повышения давления газов в камере сгорания и применения топлив повышенной теплотворности, имеющих высокие температуры сгорания, заставляет изыскивать материалы для внутренней оболочки камеры, допускающие безопасное нагревание ее до более высокой температуры.

2. При обычных схемах регенеративного охлаждения двигателя необходимо, чтобы охлаждающая жидкость отводила от оболочки камеры столько тепла, сколько последней передается от горячих газов, и чтобы температура этой жидкости в тракте не превышала температуры ее кипения при данном давлении. В противном случае возможно образование на жидкостной поверхности оболочки паровой пленки, резко снижающей теплосъем с оболочки и ведущей к перегреву и прогару последней.

Это требование выполнимо при условии, когда располагаемый приток тепла (фиг. 9. б) от газов к оболочке камеры

$$Q_{\text{расп}} = \sum q_i S_i \text{ ккал/сек}$$

будет меньше общего максимально возможного теплосъема данным количеством охлаждающей жидкости

$$Q_{\text{возм}} = G_{\text{охл}} C (t_{\text{кип}} - t_{\text{вх}}) \text{ ккал/сек},$$

т. е. при условии

$$Q_{\text{расп}} \leq Q_{\text{возм}}$$

где q_i — удельный тепловой поток на i -том участке оболочки, поверхность которого равна $S_i \text{ м}^2$, в ккал/м² сек;

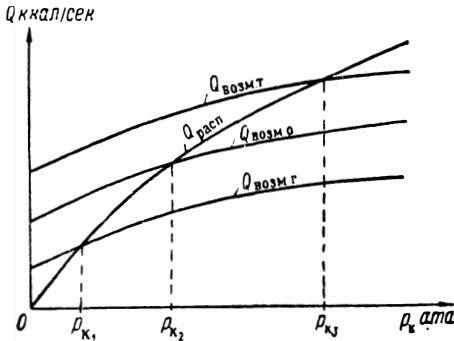
C — средняя теплоемкость охлаждающей жидкости в тракте в ккал/кг °С;

$G_{\text{охл}}$ — расход охлаждающей жидкости в кг/сек;

$t_{\text{вх}}$ — температура ее на входе в тракт;

$t_{\text{кип}}$ — температура кипения этой жидкости при давлении в тракте.

Максимально возможный удельный теплосъем различных компонентов топлива зависит от температуры кипения и теплоемкости компонента при данном местном давлении в охлаждающем тракте камеры или реактора.



Фиг. 9.6. Изменение общего располагаемого теплосъема с оболочки ($Q_{\text{расп}}$ ккал/сек) и общих максимально возможных теплосъемов с нее данными количествами горючего ($Q_{\text{возм.г}}$ ккал/сек), окислителя ($Q_{\text{возм.о}}$ ккал/сек) и топлива ($Q_{\text{возм.т}}$ ккал/сек) в зависимости от давления в камере сгорания p_k .

жидкости во избежание образования местных паровых пробок, способных привести к перегреву и прогару оболочки. Однако если охлаждающая жидкость течет по достаточно узким изолированным каналам и ресурс двигателя мал, то температура жидкостной поверхности оболочки в некоторых случаях может превышать температуру ее кипения при данном давлении в тракте примерно на $30\text{--}50^\circ\text{C}$.

Следует иметь в виду, что увеличение скорости течения охлаждающей жидкости в тракте связано с увеличением гидравлического сопротивления.

4. Охлаждение двигателя должно быть не только надежным, но и экономичным, а также легко осуществимым в технологическом и эксплуатационном отношениях.

При проектировании и расчете системы охлаждения камеры двигателя необходимо стремиться к тому, чтобы:

1) создать надежное охлаждение внутренней оболочки по всей длине камеры сгорания и сопла;

2) применить для этой оболочки малолегированные или даже относительно дешевые углеродистые стали;

Кривые фиг. 9.6 показывают, что до давления в камере сгорания $p_{к1}$ двигатель можно охладить горючим, до давления $p_{к2}$ — только окислителем, до давления $p_{к3}$ — только обоими компонентами топлива (например керосином и азотной кислотой), а при давлении выше $p_{к3}$ дополнительно к регенеративному охлаждению необходимо применить специальную защиту оболочки камеры от перегрева.

3. Температура жидкостной поверхности оболочки камеры при обычной щелевой конструкции охлаждающего тракта не должна превышать температуру кипения охлаждающей

- 3) установить по условиям надежного охлаждения и прочности минимальную толщину внутренней оболочки камеры;
- 4) упростить технологию изготовления камеры.

Перечисленные требования к охлаждению ЖРД необходимо иметь в виду при определении удельных тепловых потоков от газов к оболочке камеры и от последней к охлаждающей жидкости. Если при расчете охлаждения двигателя вычисляемые параметры не удовлетворяют предъявляемым требованиям, то необходимо применять другие меры для достижения требуемых результатов.

Стремление уменьшить габариты двигателя может обусловить дальнейшее увеличение давления в камере сгорания, несмотря даже на осложнения, связанные с конструированием и эксплуатацией коммуникаций, работающих при высоких давлениях.

В случае высокого давления в камере сгорания (например, свыше 40 *ата*) может оказаться целесообразным применение двух- или трехступенчатой схемы регенеративного охлаждения камеры двигателя — ступени охлаждения низкого, среднего и высокого давления (при использовании двух- или трехступенчатых центробежных топливных насосов).

Выбор такой схемы охлаждения двигателя может быть обусловлен, помимо высокого давления газов в камере сгорания и сопла, еще и большой теплонапряженностью оболочки в области критического сечения сопла. Хотя при этой схеме охлаждения несколько усложняется система подачи охлаждающей жидкости, но так как при высоком давлении газов в камере сгорания (порядка 40 *ата* и выше) требуется применение двух- или трехступенчатых топливных центробежных насосов, то такая схема регенеративного охлаждения значительно не усложняется и при определенных условиях может оказаться вполне целесообразной.

Ступень охлаждения низкого давления можно применить для расширяющейся части сопла камеры. При $p_k=40$ *ата* давление газа в этой области сопла может изменяться в пределах примерно 10—0,75 *ата*, а температура газа — 2500—2000° С. При таких параметрах газа в канале сопла можно создать надежное охлаждение его при давлении жидкости в охлаждающем тракте около 15 *ата*. Относительно небольшое давление жидкости в охлаждающем тракте позволяет применить тонкостенную внутреннюю и наружную оболочки камеры (порядка 1,5—2 *мм*), что при большой длине сопла значительно уменьшает вес камеры двигателя.

В случае одноступенчатой схемы охлаждения давление охлаждающей жидкости в тракте будет порядка 45 *ата*, а толщина внутренней оболочки сопла несвязанной силовой схемы — около 12 *мм*. Это, конечно, приведет к значительному росту веса сопла.

Ступень охлаждения среднего давления можно применить для докритической части сопла. Эта область сопла при $p_k=40$ *ата* бу-

дет характеризоваться большим продольным изменением давления газа (порядка 36—10 *ата*) и большой теплонапряженностью внутренней оболочки сопла. Для снижения этой теплонапряженности оболочку целесообразно выполнить возможно тоньше, а также всемерно разгрузить ее от статической нагрузки извне. Кроме того, для лучшего отвода тепла от оболочки в охлаждающую жидкость необходимо, чтобы давление жидкости по длине тракта изменялось соответственно изменению давления газов в канале камеры.

При высоком давлении газа, очевидно, регенеративного охлаждения будет недостаточно. Поэтому наряду с ним может возникнуть необходимость применить специальную защиту оболочки от перегрева.

Степень охлаждения высокого давления целесообразно применить для камеры сгорания. В этой области камеры двигателя газы имеют наибольшее давление: для рассматриваемого примера $p_k=40$ *ата* и температура газа $t_k \approx 3000 \div 3500^\circ \text{C}$.

Охлаждающая жидкость из тракта высокого давления поступает к головке камеры, а затем через форсунки — в камеру сгорания. При этом давление жидкости в тракте будет порядка 45—50 *ата*.

Расчет каждой ступени охлаждения двигателя следует вести в отдельности, так как исходные данные, условия охлаждения и требования для каждой из ступеней разные. В этом случае расчет охлаждения в основном сводится к определению степени подгрева охлаждающей жидкости в тракте каждой ступени и минимальной толщины внутренней оболочки по длине камеры двигателя.

§ 4. Факторы, влияющие на теплообмен в камере ЖРД

На величину суммарного удельного теплового потока от газа к оболочке камеры и температуру ее газовой поверхности наибольшее влияние оказывают следующие факторы:

1. *Давление, температура и скорость газа по длине камеры.* При увеличении этих параметров процесс сгорания топлива значительно интенсифицируется, в результате чего увеличиваются местные удельные тепловые потоки от газа к оболочке и повышается температура ее газовой поверхности.

Например, повышение давления в камере сгорания при прочих равных условиях увеличивает плотность и массовую скорость газа при некотором повышении температуры и, следовательно, повышает суммарный удельный тепловой поток от газа к оболочке, а также температуру ее газовой и жидкостной поверхностей.

Эксперименты показывают, что удельный тепловой поток от газов к оболочке камеры изменяется по закону прямой линии, почти пропорционально $p_k^{0,8}$. Повышение температуры газа в камере сго-

рания за счет применения более теплоэффективного топлива приводит к таким же результатам, как и в случае повышения p_k .

Такая зависимость $t_{пг}$ от условий работы двигателя указывает на то, что использование высоких p_k и высококалорийных топлив связано с необходимостью весьма интенсивного охлаждения камеры двигателя.

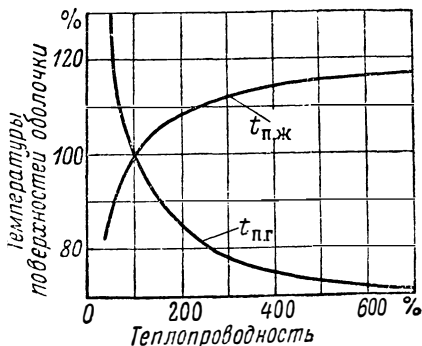
При увеличении скорости течения газа в камере уменьшаются толщина и, следовательно, термическое сопротивление ламинарного газового слоя около поверхности оболочки, что усиливает конвективную теплоотдачу от газов к оболочке камеры и приводит к увеличению q , $t_{пг}$ и $t_{п,ж}$.

На конвективный теплообмен также влияют физические свойства газов, форма камеры сгорания и сопла, их размеры и много других факторов.

2. Толщина и теплопроводность материала оболочки камеры. При заданном удельном тепловом потоке возможность местного охлаждения оболочки камеры также определяется ее толщиной и теплопроводностью материала, физическими свойствами охлаждающей жидкости и допустимой гидравлической потерей в охлаждающем тракте.

Чем меньше толщина оболочки и больше теплопроводность ее материала, тем меньше перепад температуры по толщине оболочки и тем больше тепла отводится от нее в единицу времени к охлаждающей жидкости. При этом $t_{п,ж}$ несколько повышается, а $t_{пг}$ — понижается (фиг. 9.7). Это значит, что если температура газовой поверхности в каком-либо месте оболочки превышает предельно допустимое значение, то эту границу надежной эксплуатации двигателя можно повысить применением материала для оболочки с более высоким коэффициентом теплопроводности.

Следовательно, внутреннюю оболочку камеры целесообразно изготавливать возможно меньшей толщины из материала с возможно большим коэффициентом теплопроводности. Однако надо иметь в виду, что металлы, имеющие большой коэффициент теплопроводности, как правило, обладают малой прочностью. Практически можно создать камеру двигателя с относительно тонкой внутренней оболочкой, выполнив ее конструктивно по связанной силовой схеме или из никелевых (даже медных) трубок, деформированных в прямоугольное сечение. Спаяв такие деформированные трубки

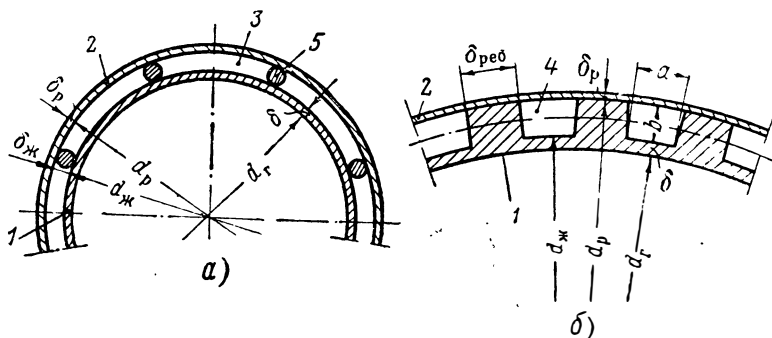


Фиг. 9.7. Изменения температур жидкостной и газовой поверхности оболочки в зависимости от ее теплопроводности (расчетные данные).

между собой вдоль их длины, можно создать необходимый контур камеры с гладкой огневой поверхностью.

Внутри этих трубок будет протекать охлаждающая жидкость.

Для повышения жесткости и сопротивления разрыву этих трубок под действием давления находящейся в них жидкости снаружи их витков надевают специальные обтягивающие стальные сварные или пластмассовые армированные стеклянным волокном кольца¹.



Фиг. 9.8. Формы охлаждающих трактов камер ЖРД.

1—внутренняя оболочка камеры, 2—наружная оболочка камеры, 3—зазор для охлаждающей жидкости, 4—канал охлаждающей жидкости, 5—установочный прут.

По данным иностранной печати², при толщине стенок этих трубок 0,75—1,25 мм можно безопасно развивать в такой камере сгорания температуру газов до 3400—4000°С при существенно повышенном давлении и относительно меньшем удельном весе. Другое преимущество такой конструкции трубчатого охлаждающего тракта и внутренней оболочки камеры заключается в том, что ее можно применять в двигателях больших тяг без значительного изменения размеров и толщины трубок.

3. *Конструктивная форма и степень обработки поверхности охлаждающего тракта камеры сгорания и сопла.* Эти факторы оказывают существенное влияние на характер движения охлаждающей жидкости в тракте и величину ее теплообмена с оболочкой камеры. Например, при спиральном охлаждающем тракте камеры поверхность теплоотдачи оболочки к охлаждающей жидкости больше, чем при щелевом тракте (фиг. 9.8), что приводит к некоторому повышению q и $t_{п.ж}$, а также понижению $t_{п.г}$.

При более гладкой поверхности оболочки камеры жидкостный ламинарный слой получается тоньше, что способствует конвективному теплообмену между оболочкой и жидкостью и приводит к та-

¹ Вопросы ракетной техники. вып. 6, ИЛ, 1956.

² Там же.

ким же результатам, как и в случае применения для охлаждения оболочки спирального тракта.

Таким образом, применяя спиральный тракт и выполняя поверхность оболочки гладкой со стороны охлаждающей жидкости, можно несколько облегчить условия охлаждения камеры двигателя. Но при этом нельзя забывать, что применение специального тракта почти всегда связано с усложнением конструкции и увеличением стоимости камеры двигателя.

4. Физические свойства и скорость движения жидкости в охлаждающем тракте. Физические свойства охлаждающей жидкости (теплопроводность, теплоемкость, удельный вес, температуропроводность и вязкость) оказывают существенное влияние на теплообмен в камере ЖРД.

Чем больше теплопроводность, теплоемкость, удельный вес и температура кипения при данном давлении в охлаждающем тракте камеры и ниже вязкость жидкости, тем лучше ее охлаждающая способность.

Наилучшим охлаждающим свойством, как уже отмечено выше, обладает вода, а за ней в убывающем порядке идут метиловый спирт, азотная кислота, этиловый спирт и керосин.

При повышении температуры охлаждающей жидкости уменьшается ее вязкость и увеличиваются теплопроводность и конвективный теплообмен с оболочкой, в результате чего несколько понижается $t_{пг}$. Это указывает на то, что более нагретая жидкость обладает лучшим охлаждающим свойством.

При увеличении скорости течения охлаждающей жидкости в тракте уменьшается толщина ламинарного жидкостного слоя около оболочки и в результате этого увеличивается теплосъем и снижается $t_{пг}$ при некотором повышении q .

Таким образом, за счет уменьшения проточного сечения охлаждающего тракта и увеличения при этом скорости движения охлаждающей жидкости можно выдержать заданное значение $t_{пг}$. Однако следует иметь в виду, что увеличить $\omega_{ж}$ практически возможно только повышением перепада давления жидкости в охлаждающем тракте и, следовательно, за счет утяжеления и удорожания системы топливоподачи.

Чем выше давление жидкости в тракте, тем выше ее температура кипения и больше предельно возможный удельный теплосъем (максимально возможный теплосъем 1 кг жидкости).

5. Температура жидкостной поверхности оболочки камеры двигателя. В процессе теплоотдачи от оболочки камеры к охлаждающей жидкости при заданном давлении ее в тракте возможны случаи, когда $t_{п,ж} \leq t_{кип}$ или $t_{п,ж} > t_{кип}$.

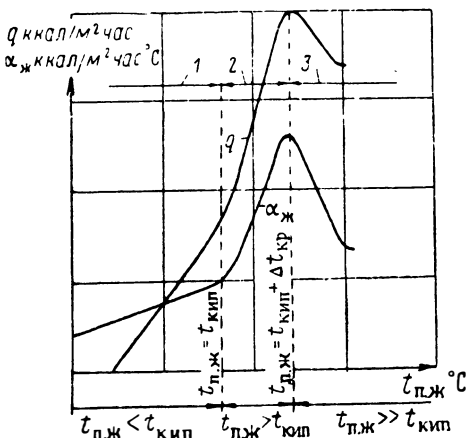
В первом случае ($t_{п,ж} \leq t_{кип}$) закипание жидкости в тракте невозможно. Во втором случае ($t_{п,ж} > t_{кип}$) возможно закипание охлаждающей жидкости на поверхности оболочки. Если при этом температура жидкости в своем основном ядре ниже температуры

ее кипения, то образовавшиеся на поверхности оболочки рыхлые пузырьки пара будут смываться более плотным и менее нагретым турбулентным потоком жидкости и конденсироваться в нем.

Благодаря такому пузырьчатому кипению жидкости на поверхности оболочки значительно возрастает коэффициент теплоотдачи $\alpha_{ж}$ при неизменном значении скорости жидкости в тракте (фиг. 9.9). При этом несколько понизится $t_{п.г}$ и значительно увеличится q . Однако после достижения определенной предельной температуры

нагрева интенсивное кипение жидкости на поверхности оболочки может привести к бурному образованию паровой пленки, которая не будет смываться потоком жидкости и вследствие своей плохой теплопроводности значительно ухудшит теплообмен с оболочкой, что в результате может вызвать перегрев и прогар последней.

Вероятность образования паровой пленки зависит также от скорости движения жидкости и степени шероховатости поверхности оболочки камеры, турбулизирующих поток. Точно указать условия, при которых на поверхности оболочки появляется паровая пленка, пока невозможно ввиду малой изученности этого явления в условиях работы ЖРД при использовании различных охлаждающих жидкостей. По этой причине



Фиг. 9.9. Характер изменения удельного теплового потока и коэффициента теплоотдачи от оболочки к охлаждающей жидкости в зависимости от разности температур между оболочкой и жидкостью.

1—область подогрева жидкости до температуры кипения, 2—область пузырьчатого кипения жидкости, 3—область пленочного кипения жидкости.

не охлаждение двигателей при пузырьчатом кипении жидкости в тракте пока практически не применяется. Вообще же следует считать целесообразным пузырьчатый режим охлаждения ЖРД, при котором теплообмен с оболочкой увеличивается в несколько раз по сравнению с режимом теплоотдачи к жидкости, когда последняя не кипит. Умело используя явление пузырьчатого кипения охлаждающей жидкости, можно значительно уменьшить мощность и вес системы топливоподачи двигателя.

6. *Конструкция распылительной головки камеры двигателя.* От конструкции головки камеры двигателя, типа и числа топливных форсунок и схемы расположения их на головке зависят качество смесеобразования и процесс сгорания топлива, характер движения газового потока в камере, а также распределение в нем температур

и скоростей, что в значительной мере влияет на теплообмен между газом и оболочкой камеры и, следовательно, на температуру $t_{п.г.}$

Головка камеры в основном определяет распределение каждого из компонентов топлива по сечению камеры сгорания, тонкость дробления их и смешение, а также возможность осуществления конвективных обратных токов газа, переносящих тепло от горящего факела на подогрев и испарение горючей смеси.

Равномерное распределение компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания при равномерном расположении большого числа топливных форсунок на плоской головке приводит к лучшему использованию объема камеры сгорания и к увеличению полноты сгорания топлива.

Неудачная конструкция распылительной головки камеры может вызвать сгорание компонентов топлива на поверхности оболочки, и ее перегрев. Малое число форсунок на головке, а также неравномерное размещение их по ее площади создают неравномерное распределение компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания и плохое использование вследствие этого объема камеры. Это приводит к неполноте сгорания топлива и в некоторых случаях к пульсационному режиму работы двигателя, при котором возможен повышенный теплообмен между газом и оболочкой камеры и, как правило, прогар последней.

Прогары в отдельных местах камеры сгорания и сопла двигателя почти всегда связаны со схемой расположения форсунок на головке камеры. Прогары в сопле обычно бывают по образующим, лежащим против мест, где окислительные форсунки на головке подходят наиболее близко к стенке. О большом влиянии конструкции головки камеры на теплообмен в ЖРД свидетельствуют также результаты специальных опытов. Сопоставление имеющихся данных по влиянию организации рабочего процесса в камере сгорания на теплообмен позволяет считать, что основной причиной прогаров сопла двигателя является непостоянство соотношения компонентов топлива по сечению камеры,—вдоль различных образующих сопла течет газ различного состава и разной температуры.

Удачная конструкция распылительной головки камеры позволяет не только повысить полноту сгорания топлива и тем увеличить удельную тягу двигателя, но и снизить теплоотдачу от газов к оболочке, несмотря на относительное повышение при этом температуры продуктов сгорания.

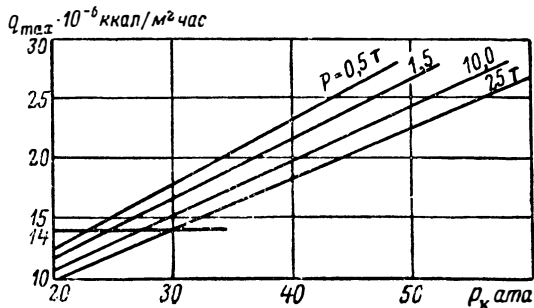
Для снижения расхода окислителя на стенки камеры двигателя могут применяться:

1) форсунки со смещенной осью сопла (по отношению к оси камеры закручивания); изменение эксцентриситета позволяет в достаточной широких пределах менять распределение расхода жидкости;

2) форсунки обычного типа при односторонней фаске на выходной части сопла, а также при однозаходном шнеке;

3) форсунки с наклонным к оси срезом сопла; этот прием также позволяет иметь широкие пределы регулирования распределения расхода распыливаемой жидкости.

Для периферийного ряда могут быть применены двухкомпонентные форсунки с ориентированным распределением окислителя, которое может быть достигнуто одним из способов, указанных выше.



Фиг. 9. 10. Примерная зависимость максимального удельного теплового потока в сопле от давления в камере сгорания керосино-азотнокислотных двигателей различных тяг.

Преимущество их состоит в том, что они могут быть расположены независимо от закона распределения форсунок на головке камеры и легко допускают переход с одного масштаба на другой.

Попутно следует заметить, что переход к двигателям большей тяги, работающим на одном и том же топливе, может не сопровождаться пропорциональным увеличением числа форсунок.

Кроме того, увеличение тяги двигателя за счет увеличения диаметра головки и камеры сгорания не должно вызывать изменение шага между форсунками или переход к более крупным форсункам.

7. *Величина тяги и режим работы двигателя.* Изменение секундного расхода топлива в камеру сгорания для регулирования тяги двигателя существенно влияет на характеристики рабочего процесса в камере и на условия теплообмена между газом и оболочкой. Эксперименты и расчеты показывают, что охладить двигатель на режиме минимальной тяги труднее, чем на режимах номинальной и максимальной тяги. Объясняется это тем, что при уменьшении расхода топлива в камеру сгорания для снижения тяги двигателя уменьшаются расход охлаждающей жидкости и, следовательно, скорость ее течения в тракте данного проточного сечения и теплоъем с оболочки, тогда как приток тепла от газа к оболочке при этом снижается значительно меньше, что в некотором пределе может привести к перегреву и прогару оболочки камеры двигателя.

При увеличении тяги двигателя теплоъем жидкостью с единицы поверхности оболочки увеличивается. Это указывает на то, что камеру двигателя большой тяги охладить легче, чем двигатель ма-

лой тяги (фиг. 9. 10). В частности, двигатель с тягой 50—100 кг совсем невозможно охладить компонентами топлива. Двигатель такой малой тяги можно охладить только водой. Объясняется это тем, что повышение тяги P двигателя только за счет увеличения секундного расхода топлива G_s вызывает увеличение объема камеры сгорания V_k прямо пропорционально расходу G_s , т. е.

$$\frac{V_{к.б}}{V_{к.м}} = \frac{G_{s б}}{G_{s м}}, \quad (9. 11)$$

а поверхность оболочки камеры сгорания при этом возрастает относительно медленнее.

Следовательно, на каждый квадратный метр поверхности оболочки большой камеры сгорания приходится относительно больше охлаждающей жидкости, чем малой камеры, в силу чего легче ее охладить.

При прочих равных условиях поверхность нагрева сферической камеры сгорания меньше, чем цилиндрической, и поэтому ее легче охладить компонентами топлива.

Приведенным кратким обзором не исчерпывается анализ факторов, влияющих на теплообмен ЖРД. Рассмотренные нами основные факторы указывают на чрезвычайную сложность этого процесса и невозможность точного аналитического учета их при расчете охлаждения камеры двигателя.

На основании изложенного можно сделать заключение, что основными мероприятиями, осуществлением которых можно допустить более высокую температуру газов в камере сгорания t_k без увеличения температуры газовой поверхности оболочки $t_{пг}$ выше безопасно допустимого для нее предела или при заданной t_k понизить температуру $t_{пг}$ и тем облегчить охлаждение камеры, являются следующие.

1. Уменьшение до допустимого предела прочности толщины огневой оболочки δ путем выполнения ее в виде связанной схемы или отдельных трубок, деформированных в прямоугольное сечение.

При удачном конструктивном решении этого вопроса можно также значительно уменьшить вес камеры двигателя.

С точки зрения необходимой прочности огневую оболочку камеры целесообразно выполнить в виде отдельных оболочек разной толщины.

2. Применение материала для огневой оболочки с большим коэффициентом теплопроводности λ , что с учетом факторов, отмеченных в предыдущем пункте, уменьшит термическое сопротивление $R_{сб} = \delta/\lambda$ и теплопроводность оболочки H согласно следующему соотношению:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{\delta_2}{\delta_1} \frac{\lambda_1}{\lambda_2}. \quad (9. 12)$$

Здесь индексы 1 и 2 относятся к двум разным толщинам обложки, изготовленной из материалов различной теплопроводности.

3. Уменьшение термического сопротивления пристеночного ламинарного слоя жидкости $R_{ж} = 1/\alpha_{ж}$ увеличением скорости ее течения в тракте $\omega_{ж}$, для чего уменьшают эквивалентный диаметр $d_{эк}$ тракта камеры (площадь проточного сечения).

Однако практически это мероприятие лимитируется величиной гидравлической потери давления жидкости в тракте и связанным с этим повышением мощности и веса системы топливоподачи двигателя.

4. Выбор охлаждающей жидкости с лучшими для этой цели физическими свойствами, такими, как плотность ρ , вязкость η , теплоемкость c и коэффициент теплопроводности λ , что увеличивает ее теплопроводность $H_{ж}$, согласно следующему соотношению (для двух различных жидкостей):

$$\frac{H_{ж1}}{H_{ж2}} = \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2}\right)^{0,645} \left(\frac{d_{эк1}}{d_{эк2}}\right)^{0,2} \left(\frac{\gamma_{12}}{\gamma_{11}}\right)^{0,445} \left(\frac{c_1}{c_2}\right)^{0,335} \left(\frac{\rho_1 \omega_{ж1}}{\rho_2 \omega_{ж2}}\right)^{0,8}.$$

Это соотношение для различных жидкостей может меняться в широких пределах.

Однако возможность выбора наиболее эффективной жидкости для охлаждения камеры двигателя практически часто может быть ограниченной, если один из компонентов топлива мало пригоден для охлаждения.

5. Уменьшение нагреваемой поверхности камеры двигателя путем применения шарообразной формы камеры сгорания и большого угла раствора выходной части сопла, а также увеличения охлаждаемой поверхности камеры посредством применения в наиболее теплонапряженных ее местах охлаждающего тракта спиральной формы.

Эти мероприятия связаны с известными конструктивными усложнениями и повышенной стоимостью изделия.

6. Торможение теплового потока от газов к обложке камеры путем применения для нее защитных газовых или жидкостных завес горючего, чем увеличивается также термическое сопротивление пристеночного ламинарного газового слоя $R_r = 1/\alpha_r$ и уменьшается его теплопроводность.

Это мероприятие ограничивается величиной потери удельной тяги двигателя в связи с расходом горючего на образование защитных завес обложки камеры.

Для современных жаростойких сталей, используемых для изготовления огневой обложки камеры с чисто регенеративным охлаждением, допустимая температура $t_{п,г}$ (для легированных сталей порядка 900°C) обуславливается температурой газов в камере сгорания не выше 3000°C .

Приближенные расчеты показывают, что для поддержания постоянной $t_{п.г.}=900^\circ\text{C}$ при повышении t_k уменьшение $R_{ж.}$ до $1/2$ от первоначального значения, соответствующего $t_k=2500^\circ\text{C}$, позволяет увеличить теплоотвод от оболочки в жидкость почти на 30%, а при уменьшении $R_{сб}$ в 2 раза — на 55%.

При таком большом теплоотводе жидкость может закипать в тракте камеры, что ограничивает практическое применение такого форсированного теплообмена в широких пределах.

Приведенные здесь количественные значения параметров теплообмена являются ориентировочными, так как они не учитывают давление в камере сгорания и тягу двигателя, а также другие факторы.

§ 5. Критерии подобия в процессах теплообмена ЖРД

Вследствие ограниченных возможностей аналитического метода расчета процессы теплообмена обычно изучают экспериментально. Научной основой экспериментов по изучению теплообмена в двигателе служит теория подобия физических явлений, указывающая правильные пути постановки и обобщения результатов в виде критериев подобия, т. е. безразмерных комплексов, составленных из величин, характеризующих физическое явление.

Закон теплового подобия определяет условия, при которых геометрически и механически подобные системы подобны и в тепловом отношении; последнее означает подобие температурных полей и тепловых потоков.

К основным критериям теории подобия физических явлений при теплообмене в двигателе относятся критерии Рейнольдса Re , Пекле Pe , Прандтля Pr и Нуссельта Nu , физическая сущность которых состоит в следующем.

Теплообмен между газом или жидкостью и поверхностью оболочки двигателя при непосредственном их соприкосновении осуществляется конвекцией и кондукцией (теплопроводностью). При этом удельные тепловые потоки выражаются следующими формулами.

1. *Чисто конвективный поток* (представляет собой произведение количества газа или жидкости, проходящей в единицу времени через единицу площади поперечного сечения канала $G=w\gamma$ кг/сек, на теплоемкость C_p ккал/кг $^\circ\text{C}$ и изменение температуры при этом Δt):

$$q'_k = w\gamma C_p \Delta t \text{ ккал/м}^2 \text{ час.} \quad (9.13)$$

2. *Кондуктивный поток* (посредством теплопроводности, так как в пограничном слое газа или жидкости, движущейся вдоль оболоч-

ки, по направлению, нормальному к поверхности, имеется только поток теплопроводности):

$$q_{\tau} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \equiv \lambda \frac{\Delta t}{d} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}, \quad (9.14)$$

где w — средняя скорость движения в м/сек;

γ — удельный вес в кг/м³;

λ — теплопроводность газа или жидкости в ккал/м час °С;

d — средний диаметр рассматриваемого участка оболочки камеры или сопла двигателя в м.

Отношение q'_k к q_{τ} принято называть критерием Пекле, т. е.

$$Pe = \frac{q'_k}{q_{\tau}} = \frac{w\gamma C_p \Delta t}{\frac{\lambda}{d} \Delta t} = \frac{dw\gamma C_p}{\lambda} = \frac{wd}{a} = \text{idem (одно и то же)}, \quad (9.15)$$

где $a = \lambda/C_p\gamma$ — коэффициент температуропроводности в м²/час.

Критерий Пекле Pe является мерой конвективного теплообмена; он характеризует отношение конвективных и кондуктивных тепловых потоков при конвективном теплообмене.

Критерий Рейнольдса Re является критерием динамического подобия явлений, так как он характеризует отношение скорости движения и сил вязкости газа или жидкости:

$$Re = \frac{w\gamma d}{\eta g} = \frac{wd}{\nu} = \text{idem}, \quad (9.16)$$

где η — коэффициент динамической вязкости в кг сек/м²;
 $\nu = \eta g/\gamma = \eta/\rho$ — коэффициент кинематической вязкости газа или жидкости в м²/сек;

$g = \gamma/\rho$ — ускорение силы тяжести в м/сек²; здесь ρ — плотность газа или жидкости в кг сек²/м⁴.

Отношение Pe к Re принято называть критерием Прандтля, т. е.

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\frac{wd}{a}}{\frac{wd}{\nu}} = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta g C_p}{\lambda} = \frac{\nu \gamma C_p}{\lambda} = \text{idem}. \quad (9.17)$$

При этом критерий Пекле можно выразить формулой

$$Pe = Re Pr.$$

Критерий Прандтля Pr является характеристикой физических свойств газа или жидкости. Для газов одинаковой атомности этот критерий является постоянной величиной, не зависящей от давления и температуры. Для одноатомных газов $Pr=0,67$, двухатомных $Pr=0,7$, трехатомных $Pr=0,8$, четырехатомных и более $Pr=1$.

Конвективный удельный тепловой поток в общем случае выражается формулой

$$q_k = q'_k + q_T = \alpha \Delta t \text{ ккал/м}^2 \text{ час.} \quad (9.18)$$

Отношение q_k к q_T принято называть критерием Нуссельта, т. е.

$$\text{Nu} = \frac{q_k}{q_T} = \frac{\alpha \Delta t}{\frac{\lambda}{d} \Delta t} = \frac{\alpha d}{\lambda} = \text{idem}, \quad (9.19)$$

откуда коэффициент конвективной теплоотдачи от газа к оболочке или от последней к охлаждающей жидкости будет

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda}{d} \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}. \quad (9.20)$$

Критерий Нуссельта Nu является мерой теплоотдачи, так как он характеризует интенсивность теплообмена на границе газ или жидкость — твердая поверхность.

При тепловом подобии между собой двух или нескольких систем для любых сходственных точек кривые критериев подобия Re и Nu имеют одни и те же значения. При экспериментальном изучении теплообмена искомой величиной обычно является коэффициент теплоотдачи α . Для стационарного принудительного турбулентного движения газа или жидкости критериальное уравнение принимает вид

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pe}) \text{ или } \frac{\alpha d}{\lambda} = f\left(\frac{wd}{\nu}, \frac{\nu}{a}\right). \quad (9.21)$$

Вид этой функции определяется экспериментально; полное исследование вопроса облегчается тем, что нужно искать только зависимость Nu от двух переменных величин Re и Pe, а не от всех величин, по отдельности входящих в развернутое выражение последнего уравнения.

§ 6. Определение конвективных удельных тепловых потоков от газа к оболочке камеры двигателя

Вполне обоснованного метода для точного определения конвективных удельных тепловых потоков от газов к оболочке камеры ЖРД до сего времени не существует. Объясняется это сложностью процессов, протекающих в камере сгорания и сопле, и чрезвычайной трудностью в связи с этим экспериментального исследования теплообмена в условиях работы двигателя.

Конвективные удельные тепловые потоки от газов к оболочке данного участка длины камеры двигателя или в отдельных ее сечениях могут быть определены по формуле

$$q_k = \alpha_k (t_r - t_{п.г}) \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}, \quad (9.22)$$

где t_r — температура адиабатически заторможенного газового потока в $^\circ\text{C}$;

$t_{п.г}$ — температура газовой поверхности оболочки камеры, значением которой при расчете задаются в зависимости от прочностных свойств материала этой оболочки;

α_k — конвективный коэффициент теплоотдачи от газов к оболочке, который в существующей литературе наиболее часто рекомендуется определять по следующей формуле, составленной на основании данных экспериментов, обработанных в критериях подобия:

$$\alpha_k \approx 74,3 C_{p_{п.г}} (g\eta_{п.г})^{0,18} \frac{G^{0,82}}{d_r^{1,82}} \left(\frac{T_r}{T_{п.г}}\right)^{0,35} \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}, \quad (9.23)$$

где G — расход газов в двигателе, равный расходу топлива в камеру сгорания, в кг/сек ;

d_r — средний диаметр оболочки по газовой поверхности данного участка длины камеры в м ;

$T = 273 + t_r$ — абсолютная температура адиабатически заторможенного газового потока; ее значение для всей длины камеры двигателя обычно принимают одинаковым и равным термодинамической температуре газов в камере сгорания T_k °К или t_k °С, поскольку в непосредственной близости к твердой стенке (в пограничном слое) скорость течения газов весьма мала и температура торможения газового потока у поверхности оболочки почти совпадает с термодинамической температурой¹;

$T_{п.г} = 273 + t_{п.г}$ — средняя абсолютная температура поверхности оболочки данного участка длины камеры в °С, значением которой при расчетах в первом приближении задаются, не превышая безопасно допустимого предела для принятого материала оболочки, считая ее по длине цилиндрической камеры сгорания постоянной;

$C_{p_{п.г}}$ — средняя теплоемкость газов в $\text{ккал/кг}^\circ\text{C}$, вычисляемая при температуре газовой поверхности оболочки по формуле

$$C_{p_{п.г}} = \sum g_i C_{p_{i_{п.г}}}; \quad (9.25)$$

¹ Пограничный ламинарный слой быстродвижущегося потока газов в действительности не достигает полного торможения и поэтому имеет температуру $T'_r < T_r$, которую для изолированной системы можно выразить формулой

$$T'_r = T_{\text{термод}} + r \frac{A\omega_r^2}{2gC_p}, \quad (9.24)$$

где r — коэффициент восстановления, значение которого меньше единицы.

Таблица 9.1

Средняя теплоемкость газов при постоянном давлении $C_{p,r}$ в ккал/кг °С в зависимости от температуры

Наименование газа	Химиче- ская формула	Температура газа в °С													
		0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	
Кислород	O ₂	0,218	0,223	0,230	0,2376	0,2445	0,2504	0,2553	0,2593	0,2627	0,2656	0,2682	0,2703	0,2723	
Азот	N ₂	0,248	0,2489	0,2512	0,2554	0,2607	0,2664	0,2721	0,2774	0,2822	0,2864	0,2902	0,2935	0,2964	
Водород	H ₂	3,390	3,4509	3,4643	3,4712	3,4826	3,5020	3,5298	3,5660	3,6101	3,6572	3,7063	3,7584	3,8095	
Окись углерода	CO	0,248	0,2495	0,2528	0,2580	0,2641	0,2704	0,2763	0,2816	0,2863	0,2904	0,2939	0,2970	0,2996	
Окись азота	NO	0,238	0,2381	0,2414	0,2472	0,2534	0,2594	0,2648	0,2695	0,2736	0,2770	0,2799	0,2824	0,2845	
Двуокись углерода	CO ₂	0,194	0,2182	0,2371	0,2524	0,2652	0,2758	0,2847	0,2921	0,2984	0,3037	0,3081	0,3119	0,3152	
Водяной пар	H ₂ O	0,444	0,4515	0,4635	0,4778	0,4931	0,5092	0,5258	0,5429	0,5601	0,5769	0,5929	0,6080	0,6220	

Таблица 9.2

Динамическая вязкость газов $g\gamma \cdot 10^5$ кг/м сек в зависимости от температуры

Наименование газа	Химиче- ская формула	Температура газа в °С													
		0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	
Кислород	O ₂	1,943	2,460	2,910	3,312	3,677	4,014	4,327	4,622	4,900	5,164	5,416	5,657	5,889	
Азот	N ₂	1,667	2,101	2,478	2,815	3,121	3,402	3,664	3,911	4,143	4,364	4,575	4,777	4,970	
Водород	H ₂	0,850	1,052	1,226	1,381	1,521	1,651	1,771	1,884	1,991	2,093	2,190	2,283	2,373	
Окись углерода	CO	1,656	2,087	2,462	2,797	3,100	3,380	3,640	3,885	4,116	4,336	4,545	4,746	4,939	
Окись азота	NO	1,352	1,825	2,257	2,653	3,020	3,362	3,683	3,986	4,272	5,546	4,807	5,057	5,298	
Двуокись углерода	CO ₂	1,384	1,846	2,262	2,642	2,991	3,316	3,620	3,906	4,177	4,435	4,681	4,917	5,143	
Водяной пар	H ₂ O	0,818	1,208	1,605	2,000	2,390	2,772	3,145	3,510	3,864	4,210	4,447	4,874	5,194	

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести;
 $\eta_{п.г}$ — средний коэффициент динамической вязкости газов
 в кгсек/м^2 , вычисляемой по формуле

$$\frac{1}{\eta_{п.г}} = \sum \frac{g_i}{\eta_{i.г}} \quad \text{или} \quad \frac{1}{g\eta_{п.г}} = \sum \frac{g_i}{g\eta_{i.г}}; \quad (9.26)$$

$C_{p i.г}$ и $\eta_{i.г}$ — средние значения теплоемкости и динамической вязкости i -го газа в смеси, берутся из табл. 9.1 и 9.2 в зависимости от температуры газовой поверхности оболочки камеры;

g_i — весовая доля i -го компонента в газовой смеси, вычисляемая по формуле

$$g_i = \frac{\nu_i p_i}{\sum \nu_i p_i}; \quad (9.27)$$

p_i — парциальное давление i -го газа в смеси в ата ;

μ_i — молекулярный вес этого же газа.

В этих формулах теплоемкость и вязкость газов отнесены к температуре газовой поверхности оболочки, так как эта температура обычно задается, тогда как не всегда возможно точно определить температуру газов в данных сечениях камеры.

При вычислении $C_{p i}$ и η_i пренебрегаем теми газами, которых в смеси мало, пренебрегаем. Такими компонентами обычно являются O, OH, H, NO и N. При вычислении g_i значения p_i принимают по данным термодинамического расчета двигателя.

Все величины, входящие в уравнение (9.23), должны быть выражены в одной и той же системе единиц измерения.

Это уравнение показывает, что на конвективный теплообмен между газом и оболочкой камеры влияют секундный расход газов, его физические параметры, геометрические размеры газового тракта и другие факторы.

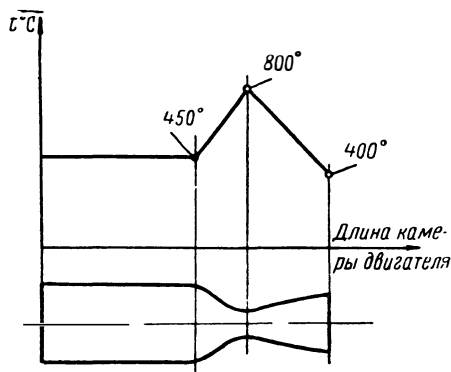
В докритической части сопла значительно возрастает весовая скорость газов и утоняется их ламинарный пристеночный слой, в результате чего здесь увеличивается конвективный теплоотвод от газа к оболочке.

При увеличении размеров камеры двигателя без изменения параметров газа коэффициент α_k уменьшается, так как его величина зависит от диаметра газового канала d_r [см. формулу (9.23)]. Это обстоятельство указывает на то, что двигатель большой тяги (больших размеров) легче охладить, чем малой тяги (малых размеров).

Приведенное уравнение для определения α_k экспериментально проверено для дозвуковых скоростей при течении газа в цилиндрической трубе¹. В действительности же сопло камеры имеет коническую форму или близкую к ней, в связи с чем получается сверхзву-

¹ А. А. Гухман и Н. В. Ильяхин. Основы учения о теплообмене при течении газа с большой скоростью. Машгиз, 1951.

ковая скорость истечения газов. Кроме того, это уравнение не учитывает влияние на теплообмен особенностей организации рабочего процесса в камере сгорания (конструкцию головки, тип и количество форсунок, схему их расположения на головке и др.) и явления, происходящие в пристеночном слое газов. Вблизи оболочки камеры (в пристеночном слое) происходит повышение температуры газа вследствие его торможения, интенсивная рекомбинация молекул газов с преобразованием химической энергии в тепло и частичной отдачей его оболочке, диффундирование газов из области более высокой температуры в область более низкой. Все эти факторы сильно влияют на теплообмен в ЖРД.



Фиг. 9.11. Примерное распределение температуры газовой поверхности стальной оболочки по длине камеры при расчете ее охлаждения.

В силу изложенного приведенная выше формула (9.23) пригодна только для весьма приближенного определения α_k при условии деления сопла по длине на ряд участков, диаметр которых равен среднему диаметру конической части этого участка.

В этом случае расчет целесообразно вести в следующем порядке:

1. Выбираем безопасно допустимые значения температуры $t_{п.г}$ в характерных сечениях камеры двигателя. В современных двигателях температура газовой поверхности стальной оболочки в большинстве случаев имеет следующие значения:

- а) на выходе из камеры сгорания в сопло — около 450—600° С;
- б) в критическом сечении сопла — около 700—850° С;
- в) на выходе из сопла около 350—500° С.

Для медной оболочки соответственно 300—350; 450—550 и 150—200° С.

Температура газовой поверхности цилиндрической части камеры сгорания считается постоянной и равной температуре на входе в сужающуюся часть сопла. Распределение температуры $t_{п.г}$ по длине камеры между характерными сечениями в первом приближении можно принять прямолинейным (фиг. 9.11).

2. Вычисляем теплоемкость и вязкость продуктов сгорания топлива при температуре газовой поверхности оболочки на входе в сопловую часть, считая их постоянными по всей длине камеры двигателя.

Значения $C_{p.г}$ и $\eta_{п.г}$ зависят от температуры продуктов сгорания у газовой поверхности оболочки, но так как расчет приближен-

ный, то можно считать, что их значения по длине камеры постоянны.

При пользовании табличными материалами нужно обращать внимание на размерность величин и в случае необходимости переводить их в те размерности, которые приняты при применении той или иной формулы.

3. Длину сопла камеры двигателя делим на 10—15 участков (в зависимости от желаемой точности расчета) и для каждого из них вычисляем α_k , как для равновеликой трубы, принимая диаметр ее и заданную температуру средними для каждого участка камеры.

4. Зная α_k , определяем q_k для каждого участка сопла. По результатам расчета строим график изменения q_k по длине камеры двигателя (см. фиг. 9.4).

Поскольку головка двигателя обычно создает неравномерное распределение компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания, то более точно удельные тепловые потоки в ЖРД можно определить с учетом наличия слоя газов у поверхности оболочки камеры, обогащенного горючим, температура которого ниже, чем в ядре потока.

При таких расчетах удельные тепловые потоки рекомендуется определять на различных образующих сопла двигателя по тем же формулам, что и для случая постоянного по сечению состава топлива χ , но величину соотношения компонентов топлива при этом принимают равной $\chi_{ст}$. При этом предполагается, что состав пристеночного слоя, создаваемого головкой камеры, в значительной степени сохраняется на всем протяжении камеры, вплоть до выхода из сопла.

Конвективные удельные тепловые потоки от газов к оболочке с учетом наличия у стенки камеры обогащенного горючим слоя газов могут быть определены по особой методике.

Приближенно можно считать, что в цилиндрической части камеры сгорания q_k постоянен и равен его значению на входе в сужающуюся часть сопла.

Параметры газа в ядре потока определяют соответственно соотношениям компонентов топлива в ядре потока $\chi_я$ и в пристеночном слое $\chi_{ст}$.

Соотношения компонентов топлива в пристеночном слое определяют по схеме расположения топливных форсунок на головке, причем различно для разных образующих камеры.

Снижение величины χ у стенки камеры приводит к уменьшению тепловых потоков и облегчает условия охлаждения двигателя. Однако такое снижение χ , как уже отмечено выше, уменьшает удельную тягу. При решении вопроса об организации охлаждения ЖРД важно знать связь между снижением тепловых потоков и соответствующим снижением удельной тяги.

§ 7. Определение радиационных удельных тепловых потоков от газа к оболочке камеры двигателя

Передача тепловой энергии от одного тела к другому радиацией (излучением) совершается в виде электромагнитных волн длиной от 0,8 до 40 мк.

Твердые тела излучают и поглощают лучистую энергию всех длин волн, а газы — только в определенных интервалах длин волн, различных для разных газов. Такое излучение и лучепоглощение газов называется *избирательным, или селективным*.

Двухатомные газы обладают весьма малой лучеиспускающей и лучепоглощающей способностями и поэтому для тепловых лучей они оказываются почти прозрачными. Эти газы имеют очень узкие полосы спектров излучения и лучепоглощения. Основную часть излучения продуктов сгорания в ЖРД составляет излучение, связанное с колебательным и вращательным движением молекул газов.

Наибольшей селективностью излучения и лучепоглощения обладают газы H_2O , CO_2 , SO_2 , CO и OH (эти газы перечислены в порядке снижения степени интенсивности их излучения).

Собственное излучение тела в сумме с отраженным на него излучением других тел принято называть *эффективным излучением тела*.

Современные ЖРД работают на углеводородных горючих и окислителях, содержащих в качестве основного элемента кислород.

В этих двигателях излучение состоит из трех видов:

- 1) излучения газов высокой температуры;
- 2) излучения распыленных твердых частиц углерода, находящихся в газах во взвешенном состоянии;
- 3) излучения теплового эффекта химической реакции горения топлива (хемилюминесцентное излучение).

В ЖРД лучистый теплообмен обусловлен в основном излучением водяного пара и частично углекислоты. Газ SO_2 в продуктах сгорания топлива часто совсем отсутствует или иногда представляет собой весьма небольшую часть от всего количества газов. Остальные газы, входящие в состав продуктов сгорания, принято считать для лучей прозрачными. Излучение частиц сажи и хемилюминесценция имеют весьма слабое влияние на лучистый теплообмен в ЖРД и поэтому в расчетах обычно не учитываются. Твердые тела и жидкости в большинстве своем для тепловых лучей не прозрачны. Излучение и лучепоглощение в твердых непрозрачных телах происходит только в поверхностном слое, а в газах — во всем объеме. По длине камеры сгорания ЖРД лучистые тепловые потоки возрастают, а по длине сопла — уменьшаются.

Лучистый теплообмен в каком-либо сечении камеры ЖРД существенно зависит от:

1) состава, температуры и давления газов, определяющих эффективность теплоизлучения;

2) геометрической формы и размеров данного участка камеры двигателя, определяющих выбор характерного размера для вычисления лучеиспускательной и лучепоглощательной способностей газа рассматриваемого объема;

3) соотношения компонентов топлива по поперечному сечению камеры сгорания двигателя, определяющего характер протекания в камере рабочего процесса, поля температур и скоростей газов;

4) положения рассматриваемого участка камеры двигателя, так как по ее длине изменяются факторы, влияющие на лучистый теплообмен.

Исходными данными для определения радиационных удельных тепловых потоков в камере двигателя являются:

1) форма и размеры камеры сгорания и сопла;

2) давление, температура и парциальные давления газов в камере сгорания;

3) род материала оболочки камеры и эффективная степень черноты ее газовой поверхности;

4) вспомогательные графики некоторых расчетных параметров.

Поскольку в газах различной объемной формы длина пути лучей в различных направлениях не одинакова, то для определения лучистого удельного теплового потока необходимо заданную объемную форму излучающих газов заменить эквивалентной ей по объему формой полусферы, в которой длина пути лучей до центра плоского основания в любых направлениях будет одна и та же. Радиус такой газовой полусферы и будет представлять собой некоторую среднюю эффективную длину пути луча l , характеризующую излучающую и лучепоглощающую способности газов данной объемной формы.

Для приближенного определения эффективной длины пути луча газов различной объемной формы М. А. Михеев¹ рекомендует формулу

$$l = 3,6 \frac{V}{S} \text{ м}, \quad (9.28)$$

где V — объем газа данной формы в м^3 ;

S — поверхность оболочки этого объема газов в м^2 .

В табл. 9.3 приведены значения l газов, находящихся в канале различной формы (при излучении на боковую поверхность).

Излучающая способность соответствующего газа является функцией температуры и эффективной толщины газового слоя (оптической плотности), представляющей произведение $\rho_i l$ ата · м или $\rho_i l$, где ρ_i — парциальное давление i -го газа в смеси, $\rho_i = \gamma_i / g$ — плотность газа в $\text{кгсек}^2/\text{м}^4$ и l — эффективная длина пути луча в м,

¹ А. М. Михеев. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1956.

определяемая формой и размерами рассматриваемого газового объема.

Таблица 9.3

Форма камеры и ее размеры	Значение l m
Шарообразная с диаметром d	0,60 d
Цилиндрическая с диаметром d и длиной $l_x=d$	0,75 d
$l_x=1,5d$	0,85 d
$l_x=(2\div 3)d$	0,90 d
Эллиптическая с меньшим диаметром и длиной $l_x=(3\div 4)d$	0,70 d

Суммарное излучение газовой смеси не равно сумме излучений ее отдельных компонентов, взятых порознь. Так, степень черноты смеси углекислого и водяного газов меньше суммы их собственных степеней черноты. Это явление связано с частичным взаимным поглощением излучения обоих газов в области длин волн, в которых полосы их спектров перекрывают друг друга.

Экспериментальное определение лучистых тепловых потоков в камерах ЖРД чрезвычайно затруднено из-за сложности рабочих процессов в камере сгорания и сопле.

Для определения излучения водяного и углекислого газов в условиях работы ЖРД в настоящее время используют данные экстраполяции на большие давления и температуры, полученные в типовых промышленных топках при давлении 1 *ата* и температурах до 2000°С¹. При этом обычно считают, что доля лучистого удельного теплового потока от газов к оболочке камеры ЖРД невелика (особенно в сопле камеры), и поэтому точность такой экстраполяции практически достаточна, хотя в действительности возможны случаи, когда этот вид теплообмена может играть существенную роль в общем теплообмене камеры двигателя.

В связи с тем, что температура газовой поверхности стальной или медной оболочки в камерах современных ЖРД обычно невысока, излучением оболочки в слой газов можно пренебречь. На этом основании суммарный радиационный удельный тепловой поток от газов к оболочке камеры сгорания при отсутствии защитной завесы можно вычислить приближенно по формуле²

$$q_{p,k} = \varepsilon_{ст.эф} \varepsilon_{г} C_{о} \left(\frac{T_{к}}{100} \right)^4 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}, \quad (9.29)$$

¹ А. М. Михеев. См. стр. 433.

² Н. В. Иноземцев и В. К. Кошкин. Процессы сгорания в двигателях. Машгиз, 1949.

где $\epsilon_{\text{ст.эф}} = \frac{1 + \epsilon_{\text{ст}}}{2}$ — эффективная степень черноты газовой поверхности оболочки камеры сгорания (в присутствии излучающих газов имеет место неравенство $1 > \epsilon_{\text{ст.эф}} > \epsilon_{\text{ст}}$; здесь $\epsilon_{\text{ст}} \approx 0,75 \div 0,85$ — степень черноты газовой поверхности стальной оболочки камеры, зависящая от состояния этой поверхности (табл. 9.4);

Таблица 9.4

Степень черноты газовой поверхности оболочки камеры, находящейся в окисленном состоянии в пределах температур 200—600° С

Материал оболочки камеры	$\epsilon_{\text{ст}}$
Сталь	0,75—0,85
Медь	0,57—0,87
Латунь	0,59—0,61
Алюминиевый сплав	0,11—0,19
Керамика огнеупорная	0,80—0,90

$\epsilon_r = \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} + \epsilon_{\text{CO}_2} - \epsilon_{\text{H}_2\text{O}}\epsilon_{\text{CO}_2}$ — степень черноты трехатомных газов, зависящая от параметров этих газов и эффективной длины пути луча l ;

$C_0 = 4,96$ — коэффициент излучения условного абсолютно черного тела в $\text{ккал}/\text{м}^2\text{час} \text{ } ^\circ\text{K}$;

T_k — термодинамическая температура газов в камере сгорания двигателя в $^\circ\text{K}$.

А. М. Гурвич¹ рекомендует суммарную излучающую способность H_2O и CO_2 определять по экспоненциальной зависимости следующего вида:

$$\epsilon_r = 1 - e^{-k_r p_r l}, \quad (9.30)$$

где $p_r = p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{CO}_2}$ — сумма парциальных давлений водяного и углекислого газов в камере сгорания в атм ;

k_r — эффективный коэффициент ослабления лучей этих газов вследствие некоторого перекрытия ими своих спектров излучения по длинам волн, определяемый по формуле

$$k_r = \frac{0,8 \div 1,6 p_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{p_r l}} (1 - 0,00038 T_k); \quad (9.31)$$

l — эффективная длина луча в м .

¹ А. М. Гурвич. Теплообмен в топках паровых котлов. Госэнергоиздат, 1950.

В камерах ЖРД, работающих при высоких давлениях газов или высококалорийных топливах, а также имеющих жароупорную оболочку (например, в случае облицовки оболочки керамикой), температура газовой поверхности оболочки может быть высокой, и поэтому радиационный удельный тепловой поток от газов в этом случае может играть существенную роль в общем теплообмене двигателя.

Радиационный удельный тепловой поток от газов к оболочке камеры при излучении ее и отсутствии защитной завесы можно определить приближенно по формуле

$$q_{p,k} = \varepsilon_{ст.эф} \varepsilon_r C_o \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 - \varepsilon_{ст} C_o \left(\frac{T_{п.г}}{100} \right)^4 [1 - \varepsilon_{ст} (1 - \varepsilon_r)] \text{ ккал/м}^2 \text{ час}, \quad (9.32)$$

где $\varepsilon_r \approx 0,7 \div 0,8$ — коэффициент, характеризующий поглощение газом части лучистой энергии, отраженной оболочкой камеры сгорания (величина его больше ε_r);

$T_{п.г}$ — абсолютная температура газовой поверхности оболочки камеры сгорания в °К.

Степень черноты CO_2 и H_2O с увеличением температуры уменьшается. Поэтому излучение этих газов с повышением температуры возрастает не по закону четвертой степени, а несколько медленнее.

Опыты показывают, что излучение и лучепоглощение водяного пара пропорционально T_r^3 , а углекислоты $T_r^{3,5}$. Однако в целях удобства определения лучеиспускания H_2O и CO_2 часто применяется закон четвертой степени абсолютной температуры, т. е. закон Стефана-Больцмана.

Для определения радиационных удельных тепловых потоков от H_2O и CO_2 к оболочке камеры сгорания двигателя в существующей литературе¹ рекомендуются следующие формулы:

а) для водяного газа

$$q_{\text{H}_2\text{O}} = 35 p_{\text{H}_2\text{O}}^{0,3} l^{0,6} \left[\left(\frac{T_k}{100} \right)^3 - \left(\frac{T_{п.г}}{100} \right)^3 \right] \text{ ккал/м}^2 \text{ час}; \quad (9.33)$$

б) для углекислого газа

$$q_{\text{CO}_2} = 3,5 \sqrt{p_{\text{CO}_2}} l^3 \left[\left(\frac{T_k}{100} \right)^{3,5} - \left(\frac{T_{п.г}}{100} \right)^{3,5} \right] \text{ ккал/м}^2 \text{ час}. \quad (9.34)$$

При этом суммарный радиационный удельный тепловой поток равен

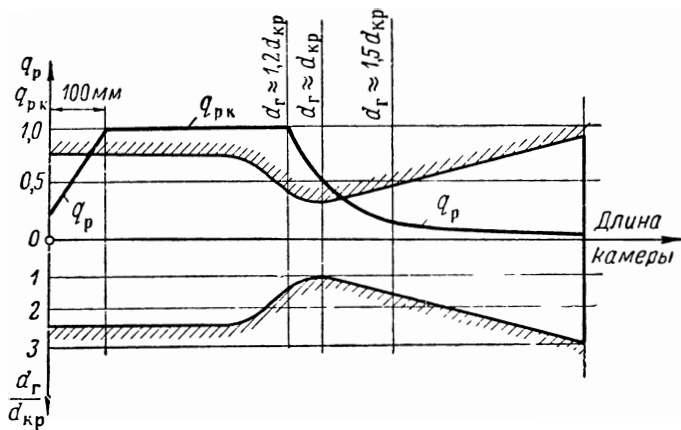
$$q_{p,k} = q_{\text{H}_2\text{O}} + q_{\text{CO}_2} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}. \quad (9.35)$$

¹ А. В. Болгарский и В. К. Шукин. Рабочие процессы в жидкостно-ракетных двигателях. Оборонгиз, 1953.

Г. Б. Синярев и М. В. Добровольский. Жидкостные ракетные двигатели. Оборонгиз, 1957.

При определении q_p в характерных сечениях камеры необходимо учитывать не только изменение геометрических размеров газовой струи, но и изменения температуры, давления и состава газов по длине камеры, что практически связано с громоздкостью расчетов и не дает удовлетворительной точности.

Поэтому для всей длины камеры сгорания существующих ЖРД, за исключением ее начального участка длиной около 50—100 мм, радиационный удельный тепловой поток целесообразнее принять



Фиг. 9.12. Распределение радиационного удельного теплового потока по длине камеры двигателя.

постоянным и равным значению $q_{pк}$, вычисленному по параметрам газов в конце камеры сгорания, а у головки камеры считать $q_p \approx 0,25q_{pк}$.

При определении радиационных удельных тепловых потоков от газов к оболочке сопла камеры также можно считать:

1) в докритической части сопла до сечения с диаметром $d_r \approx 1,2d_{кр}$ радиационный удельный тепловой поток постоянным и равным его значению в конце камеры сгорания $q_{pк}$;

2) в критическом сечении сопла $q_p \approx 0,5q_{pк}$ и

3) в критической части сопла в сечении, где $d_r \approx 1,5d_{кр}$, $q_p \approx 0,15q_{pк}$ а в сечении, где $d_r = 2,5d_{кр}$, — около $0,04q_{pк}$.

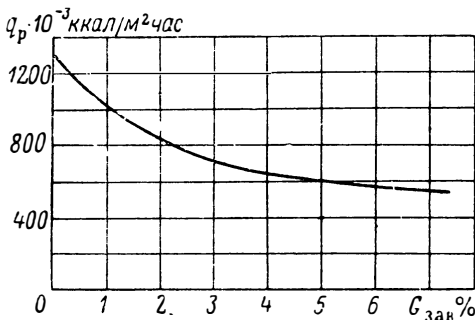
Излучение газов, находящихся в камере сгорания, практически совсем не доходит до оболочки закритической части сопла.

Таким образом, легко рассчитать и построить график для быстрого определения q_p по всей длине камеры при условии равномерного распределения по ее поперечному сечению компонентов топлива (фиг. 9.12).

Лучистый теплообмен в ЖРД также существенно зависит от параметров пристеночного слоя газов, образуемого из горючего или из относительно холодного газа, подаваемого со стороны головки

или через специальные поясные щели для защиты оболочки от перегрева горячими газами. В этом случае поток газа в камере приходится делить на два слоя с резко выраженными составами газов и их параметрами — ядро потока и пристеночный слой.

Если в двигателе применяют упомянутые выше защитные завесы, то в пристеночном относительно холодном слое газов поглощается часть энергии, излучаемой ядром потока, особенно если в пристеночном слое содержатся в значительных количествах те газы, излучение которых составляет основную часть излучения



Фиг. 9.13. Расчетное значение q_p в зависимости от расхода керосина на образование защитной завесы $G_{зав}$ при $p_k = 20 \text{ атм}$ и $\gamma_{гол} = 1,4$.

газов в ядре (фиг. 9.13). Для вычисления радиационного удельного теплового потока в этом случае необходимо учесть поглощение излучаемой ядром энергии в промежуточном и пристеночном слоях, собственное излучение промежуточного слоя и поглощение в пристеночном слое и, наконец, излучение этого последнего.

При равномерном распределении расхода напряженности по полю головки камеры начальная толщина

пристеночного слоя газов при подаче горючего через форсунки примерно пропорциональна шагу между форсунками, а при данном шаге — несколько зависит от масштаба двигателя.

При шаге между форсунками в 11—20 мм начальная толщина пристеночного слоя для азотнокислотных двигателей в 2—5 т с центробежными форсунками одинакового расхода равна примерно 15—30 мм. Уже при такой начальной толщине пристеночного слоя интенсивность излучения ядра газа значительно ослабляется в промежуточном и пристеночном слоях газа, и интенсивность лучистого потока, попадающего на стенку камеры, снижается примерно на 20—70% (в зависимости от коэффициента состава топлива в пристеночном слое $\chi_{ст}$). При этом для двигателей различных тяг и давлений в камере сгорания возможно приближенно принять одинаковым уменьшение интенсивности излучения вследствие наличия у поверхности оболочки защитной завесы средней мощности (при $\chi_{ст}/\chi_{я} = 0,3 \div 0,6$).

На этом основании радиационный удельный тепловой поток от газов к оболочке камеры сгорания при наличии у нее защитной завесы горючего можно приближенно определить по формуле

$$q_{p,зав} = q_{p,к} \varepsilon_{ст.эф} \tau_1 \tau_2 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}, \quad (9.36)$$

где $q_{p,к}$ — лучистый удельный тепловой поток в камере сгорания при отсутствии защитной завесы, вычисленный изложенным выше методом;

$\varepsilon_{ст.эф} \approx 0,8$ — эффективная степень черноты стальной оболочки камеры сгорания;

$\varphi_1 \approx 0,60 \div 0,70$ — коэффициент, учитывающий уменьшение интенсивности излучения ядра газов вследствие наличия завесы;

φ_2 — коэффициент, учитывающий снижение радиационного удельного теплового потока вследствие уменьшения поверхности излучаемого горячего ядра газов (ввиду наличия пристеночного холодного слоя завесы) относительно поверхности камеры сгорания, который можно приближенно определить по формуле

$$\varphi_2 = \frac{(d_k - 2t)(l_{к.с} - 2t)}{d_k l_{к.с}}, \quad (9.37)$$

где d_k и $l_{к.с}$ — соответственно диаметр и длина цилиндрической камеры сгорания и

t — шаг между центробежными форсунками.

Распределение радиационных удельных тепловых потоков по всей длине камеры сгорания двигателя при наличии газовой завесы с достаточной для практических целей точностью можно определить по приведенному выше методу, вычислив предварительно $q_{p,к}$ при отсутствии в камере защитной завесы горючего.

Вносить в этот метод распределения q_p в данном случае какие-либо изменения, связанные с наличием промежуточного и пристеночного слоев газов вдоль камеры, не имеет смысла, так как определение состава газа и его параметров, необходимых для расчета q_p для газового потока с переменными по сечению параметрами газов, в настоящее время возможно лишь весьма приближенно.

§ 8. Выбор формы и размеров охлаждающего тракта камеры двигателя

При расчете регенеративного охлаждения двигателя необходимо выбрать соответствующую форму охлаждающего тракта и установить его размеры по длине камеры.

Охлаждающий тракт камеры двигателя следует выполнять так, чтобы:

- 1) он был конструктивно простым и эффективным;
- 2) охлаждающая жидкость при заданном ее секундном расходе снимала с оболочки определенное количество тепла;
- 3) перепад давления жидкости в охлаждающем тракте был минимальным для снижения гидравлического сопротивления в тракте

те, а следовательно, уменьшения мощности и веса системы топливоподачи двигателя.

В зависимости от наличия охлаждающей жидкости, необходимой жесткости конструкции камеры и учета ранее изложенных соображений в настоящее время охлаждающие тракты ЖРД выполняют щелевой, спиральной и спирально-щелевой формы (см. фиг. 9.8). Охлаждающий тракт камеры также может быть выполнен в виде продольных прямоугольных каналов, образованных ребрами огневой оболочки камеры или деформированными и спаянными между собой трубками, представляющими непосредственно «трубчатую» оболочку камеры двигателя.

Гладкий щелевой (кольцевой) тракт является наиболее простым в изготовлении. Недостатками щелевого охлаждающего тракта камеры двигателя являются:

1) малая жесткость камеры, что вызывает необходимость усиливать внутреннюю оболочку, скрепляя ее с наружной оболочкой или применяя иногда на внешней поверхности оболочки продольные тонкие ребра жесткости толщиной около 1 мм с шагом в несколько миллиметров;

2) необходимость применения при малом секундном расходе охлаждающей жидкости весьма малого зазора кольцевой щели, чтобы создать необходимую скорость движения жидкости в тракте для надежного съема тепла с оболочки, что повышает перепад давлений жидкости в тракте, вес системы топливоподачи и расход энергии на ее обслуживание; кроме того, технологически трудно выполнить одинаковый зазор щели высотой 0,8 мм при механической обработке и менее 1,5 мм — при сварной конструкции камеры.

Эти замечания необходимо иметь в виду при выборе формы охлаждающего тракта и расчете охлаждения камеры двигателя.

Конструктивная связь между оболочками камеры может быть весьма различной. Выполнить прочную связь внутренней и наружной оболочек камеры, необходимую при больших давлениях в камере сгорания (до 40—60 ата) и в охлаждающем тракте (до 60—80 ата), весьма трудно.

При устройстве щелевого тракта внутренняя и наружная оболочки камеры несвязанной силовой схемы обычно фиксируются между собой продольными металлическими прутьями (или лентами), расположенными на некотором расстоянии друг от друга (подобно спирто-кислородному двигателю А-4).

Спиральный и спирально-кольцевой тракты применяют в том случае, когда необходимо увеличить теплосъем с оболочки в жидкостью увеличением охлаждающей поверхности оболочки. Этот тракт представляет собой выточенные винтовые квадратные каналы на наружной поверхности огневой оболочки камеры. Такую форму тракта иногда применяют только в наиболее нагруженной в тепловом отношении критической части сопла, тогда как в осталь-

ных частях камеры сгорания более целесообразным оказывается относительно простой щелевой тракт.

Проходное сечение винтовых каналов выбирают в зависимости от скорости движения в них жидкости; обычная высота канала 2—3 мм при толщине ребра около 1 мм.

Цельносварные камеры из листового материала даже при хорошей оснастке (оправки, шаблоны и пр.) могут иметь отклонения в величине межрубашечного зазора порядка $\pm 0,4$ мм, соизмеримые с расчетной величиной этого зазора. Незначительные отклонения от расчетной величины зазора дает или резкое местное понижение скорости жидкости, приводящее к прогоранию оболочки, или недопустимо высокое сопротивление тракта и при смыкании стенок — прогар оболочки. Все эти дефекты удается обнаружить обычно на почти готовом двигателе или даже при его огневых испытаниях. По этим причинам в двигателях между оболочками камеры допускается щелевой зазор не менее 1,5 мм.

В некоторых случаях целесообразно применить спиральное течение жидкости в тракте и тем самым получить зазор между оболочками камеры 1,5—2,0 мм и более. Спиральный охлаждающий тракт имеет преимущество перед щелевым для двигателей с тягой около 0,5—1,5 т.

Интенсификация регенеративного охлаждения должна сопровождаться общим повышением точности выполнения охлаждающего тракта, особенно в районе критического сечения сопла.

Существенным затруднением, связанным с регенеративным охлаждением при щелевом тракте, является достижение и точное выдерживание в нем необходимой скорости охлаждающей жидкости.

Спиральному охлаждающему тракту камеры двигателя присущи следующие недостатки:

1) сложность выполнения винтовой нарезки на оболочке, особенно на конической части сопла, что увеличивает стоимость камеры относительно камеры со щелевым трактом;

2) относительно большие гидравлические потери охлаждающей жидкости в тракте при весьма незначительном снижении температуры внутренней оболочки за счет применения ребер, что вызывает необходимость повышать давление охлаждающей жидкости на входе в тракт, а значит, и давление подачи.

После выбора формы охлаждающего тракта необходимо установить его размеры, при которых охлаждение двигателя будет надежным и экономичным. При этом необходимым предварительным условием является обеспечение в районе критического сечения сопла необходимой скорости движения жидкости.

Если же для надежности регенеративного охлаждения двигателя потребуется чрезмерно большая скорость движения охлаждающей жидкости в тракте, что связано со значительной потерей давления ее и применением более мощной и относительно тяжелой

системы топливоподачи, то в этом случае нужно использовать один из известных специальных способов защиты оболочки от перегрева.

В существующих двигателях перепад давлений охлаждающей жидкости в тракте обычно достигает 5—20 кг/см² и больше, а скорость движения ее бывает ¹:

а) в камерах сгорания — около 2—6 м/сек;

б) в критическом сечении сопла — около 6—15 м/сек и выше.

В частности, в охлаждающем тракте спирто-кислородного двигателя А-4 имеем следующую скорость движения охлаждающей жидкости:

а) в области максимального диаметра камеры сгорания — около 3 м/сек;

б) в области критического сечения сопла — около 12 м/сек;

в) в области выходного сечения сопла — около 4 м/сек.

В случае крайней необходимости скорость охлаждающей жидкости в тракте критического сечения сопла камеры можно повысить до 25—30 м/сек.

Скорость течения жидкости в охлаждающем тракте камеры двигателя не должна быть больше, чем это требуется условиями снятия с оболочки удельных тепловых потоков, так как в противном случае без нужды будет увеличен перепад давлений жидкости в тракте. С этой целью зазор кольцевой щели охлаждающего тракта камеры выполняют меньшим в тех местах, где больше удельные тепловые потоки от газа к оболочке.

Перепад давлений жидкости в охлаждающем тракте камеры двигателя обычно составляет $1/3$ от давления в камере сгорания p_k , т. е.

$$\Delta p_{\text{охл}} \approx \frac{p_k}{3}.$$

При расчетах охлаждения камеры ЖРД можно принимать

$\Delta p_{\text{охл}} \leq 0,3 p_k$ — при охлаждении горючим и

$\Delta p_{\text{охл}} \leq 0,2 p_k$ — при охлаждении окислителем.

Допущение этих значений $\Delta p_{\text{охл}}$ не требует внесения в конструкцию камеры каких-либо принципиальных усложнений.

Анализ формулы (9.57) для коэффициента теплоотдачи $\alpha_{ж}$ показывает, что увеличение $\Delta p_{\text{охл}}$ еще на 30—40% приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи $\alpha_{ж}$ только на 10—14%, так как этот коэффициент изменяется пропорционально скорости движения жидкости в степени $\omega^{0,8}$, а изменение значения $\Delta p_{\text{охл}}$ пропорционально второй степени ω ; при этом условия существенно не изменяются результаты расчетов. Поэтому максимальную скорость течения охлаждающей жидкости в области критического сечения сопла камеры обычно не принимают выше 20—25 м/сек.

¹ Экспресс-информация АН СССР, вып. 23, РТ-68, 1958.
А. В. Сагтон. Ракетные двигатели. ИЛ, 1950.

Необходимым предварительным условием при проектировании камеры двигателя является обеспечение определенной скорости охлаждающей жидкости в районе критического сечения сопла.

В современных двигателях зазор (высота) кольцевой щели охлаждающего тракта колеблется в пределах 1—5 мм.

При расчете охлаждения ЖРД межрубашечным зазором часто задаются на основании данных статистики и определяют при этом скорость протекания жидкости в тракте, по величине которой и судят о надежности охлаждения двигателя.

Незначительное отклонение от нормальной величины зазора дает или резкое (местное) понижение скорости жидкости в тракте, приводящее к прогоранию оболочки камеры, или недопустимо высокое сопротивление тракта, а при смыкании оболочек — прогар камеры двигателя.

Исходя из условия надежного охлаждения двигателей с тягой от 1 до 10 т, следует признать целесообразным межрубашечный зазор в 1,5 и даже 1 мм. Практика показывает, что при сварной конструкции диаметром более 150 мм этот зазор выдерживается с точностью $\pm 0,3$ мм. Однако во избежание случайного изменения величины зазора щели, что может нарушить нормальные условия охлаждения оболочки, межрубашечный зазор следует брать около 1,5—2 мм, а в некоторых случаях и больше.

Межрубашечный зазор также можно определить расчетом, задавшись предварительно величиной и характером изменения скорости движения охлаждающей жидкости по длине тракта, исходя из соображений теплосъема с оболочки и допустимого при этом значения перепада давления в тракте.

Площадь живого сечения охлаждающего тракта (канала) может быть определена по формулам (см. фиг. 9. 8):

а) щелевого

$$F_{\text{ж}} = \frac{G_{\text{охл}}}{w\gamma} = \pi (d_{\text{ж}} + \delta_{\text{ж}}) \delta_{\text{ж}}; \quad (9. 38)$$

б) спирального и прямоугольного

$$F_{\text{ж}} = \frac{G_{\text{охл}}}{w\gamma} = abi. \quad (9. 39)$$

Если $a = b$, что часто бывает, то $F_{\text{ж}} = b^2 i$.

По этим формулам можно определить скорость течения охлаждающей жидкости в тракте.

Эквивалентный (гидравлический) диаметр охлаждающего тракта, необходимый для определения конвективного коэффициента теплоотдачи от оболочки к охлаждающей жидкости, определяют по формулам:

а) в случае щелевого гладкого тракта

$$d_{\text{эк}} = \frac{4F_{\text{ж}}}{\Pi} = \frac{4\pi d_{\text{ж}} \delta_{\text{ж}}}{\pi d_{\text{ж}}} = 4\delta_{\text{ж}}; \quad (9. 40)$$

б) в случае спирального или щелевого тракта с продольными ребрами

$$d_{\text{эк}} = \frac{4F_{\text{ж}}}{\pi} = \frac{4abi}{(a+2b)i} = \frac{4ab}{a+2b}. \quad (9.41)$$

Если $a=b$, то $d_{\text{эк}} = \frac{4}{3}b$, где a — ширина канала между двумя ребрами, b — высота ребра, i — число каналов (заходов) и p — периметр теплоотдачи оболочки к охлаждающей жидкости.

При этом для спирального тракта

$$b = \sqrt{\frac{G_{\text{охл}}}{\omega\gamma i}} \quad \text{и} \quad d_{\text{эк}} = \frac{3}{4} \sqrt{\frac{G_{\text{охл}}}{\omega\gamma i}},$$

где ω — средняя скорость движения охлаждающей жидкости в тракте в м/сек;

γ — удельный вес этой жидкости при соответствующей температуре в тракте в кг/м³.

§ 9. Определение степени подогрева охлаждающей жидкости по длине тракта камеры двигателя

При установившемся теплообмене в ЖРД и пренебрежимо малой теплоотдаче в окружающую среду все тепло, отдаваемое газом к оболочке камеры, должно идти на подогрев охлаждающей жидкости.

Подогрев охлаждающей жидкости на данном участке тракта камеры можно определить из уравнения теплового баланса

$$S_i q_i = G_{\text{охл}} C_i \Delta t_i,$$

т. е.

$$\Delta t_i = \frac{S_i q_i}{G_{\text{охл}} C_i}, \quad (9.42)$$

где S_i — поверхность i -го участка оболочки в м²;

q_i — средний удельный тепловой поток на этом участке в ккал/м² час;

$G_{\text{охл}}$ — расход охлаждающей жидкости в кг/час;

C_i — средняя теплоемкость жидкости на i -том участке оболочки в ккал/кг °С; поскольку на участке подогрев жидкости небольшой, то значение C_i можно брать при температуре входа жидкости в тракт $t_{i \text{ вх}}$.

При помощи этого уравнения могут быть вычислены:

1) температура жидкости на выходе из тракта i -го участка

$$t_{i \text{ вых}} = t_{i \text{ вх}} + \Delta t_i \text{ °С}; \quad (9.43)$$

2) средняя температура жидкости в тракте этого участка

$$t_{\text{ж}} = \frac{t_{i \text{ вх}} + t_{i \text{ вых}}}{2} \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (9.44)$$

3) общий подогрев жидкости в тракте камеры

$$\Delta t_{\text{ж}} = \sum \Delta t_i = t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}; \quad (9.45)$$

4) температура жидкости на выходе из тракта камеры

$$t_{\text{вых}} = t_{\text{вх}} + \Delta t_{\text{ж}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (9.46)$$

где $t_{\text{вх}}$ — температура жидкости на входе в охлаждающий тракт камеры.

Для цилиндрического участка камеры сгорания предыдущая формула для подогрева жидкости в тракте принимает вид

$$\Delta t_{\text{ж}} = t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}} = \frac{\pi d_{\text{к}} l_{\text{к.ц}} q}{G_{\text{охл}} C_{\text{ср}}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (9.47)$$

где $d_{\text{к}}$ и $l_{\text{к.ц}}$ — соответственно диаметр и длина цилиндрической части камеры сгорания в m ;

$C_{\text{ср}}$ — средняя теплоемкость жидкости при данном температурном интервале в охлаждающем тракте камеры сгорания в $\text{ккал/кг } ^\circ\text{C}$.

По данным расчета строят график изменения $t_{\text{ж}}$ по длине камеры двигателя (фиг. 9.14).

Удельная теплоемкость некоторых жидкостей в зависимости от температуры приведена в § 2 гл. 5.

Для надежного регенеративного охлаждения двигателя необходимо, чтобы охлаждающая жидкость отводила от оболочки камеры столько тепла, сколько последней передается от горячих газов, и чтобы температура этой жидкости на выходе из тракта не превышала температуру ее кипения при данном давлении. Если это требование не выполняется, то для снятия с оболочки располагаемого количества тепла

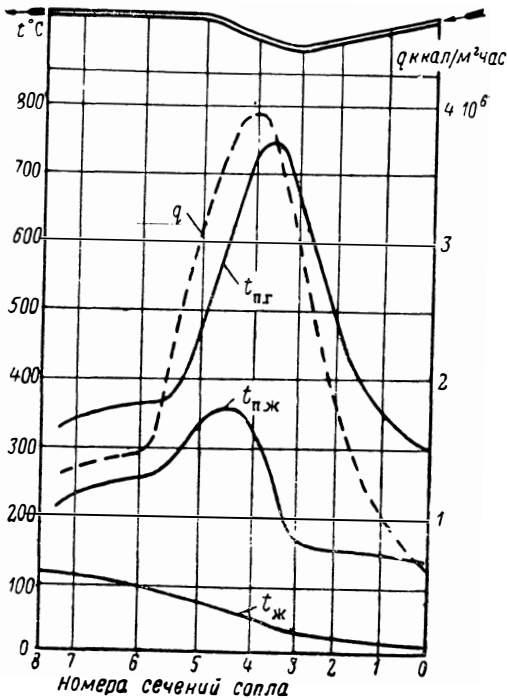
$$Q_{\text{расп}} = \sum S_i q_i \text{ ккал/час} \quad (9.48)$$

необходимо либо использовать оба компонента топлива (если второй компонент пригоден для этой цели), либо защитить оболочку от перегрева горючим со стороны головки камеры или через специальные пояса, если не существует более удобных способов. При увеличении тяги двигателя и понижении давления в камере сгорания $Q_{\text{расп}}$ уменьшается.

Температуру подогрева охлаждающей жидкости в тракте можно несколько снизить, заменив цилиндрическую форму камеры сго-

рания сферической, которая при прочих равных условиях имеет относительно меньшую поверхность нагрева.

Наибольшее количество тепла, которое можно снять с оболочки камеры заданным количеством охлаждающей жидкости, определяют



Фиг. 9.14. Примерная картина изменения по длине камеры температур газовой и жидкостной поверхностей оболочки и охлаждающей жидкости в тракте.

$Q_{\text{возм}}$ теплосъемы компонентов топлива, пользуясь формулами:

1) в случае охлаждения горючим

$$Q_{\text{уд.г}} = C_{\text{г}}(t_{\text{доп}} - t_{\text{вх}}) \text{ ккал/кг}; \quad (9.49)$$

$$Q_{\text{возм.г}} = G_{\text{с.г}} Q_{\text{уд.г}} \text{ ккал/сек}; \quad (9.50)$$

2) в случае охлаждения окислителем

$$Q_{\text{уд.о}} = C_{\text{о}}(t_{\text{доп}} - t_{\text{вх}}) \text{ ккал/кг}; \quad (9.51)$$

$$Q_{\text{возм.о}} = G_{\text{с.о}} Q_{\text{уд.о}} \text{ ккал/сек}; \quad (9.52)$$

3) в случае охлаждения обоими компонентами топлива

$$Q_{\text{уд.г}} = \frac{Q_{\text{уд.г}} + Q_{\text{уд.о}}}{1 + \chi} \text{ ккал/кг}; \quad (9.53)$$

нагревом ее при данном давлении до температуры кипения $t_{\text{кип}}$ °С. Чем выше температура кипения и теплоемкость охлаждающей жидкости, тем больше тепла может быть передано от оболочки камеры к жидкости, тем эффективнее охлаждение. Эффективность пленочной защиты горючим внутренней оболочки камеры от перегрева также зависит от теплоты испарения жидкости; чем выше значение этой теплоты, тем эффективнее защита.

Для определения возможности регенеративного охлаждения двигателя одним или обоими компонентами топлива необходимо определить максимально допустимые удельный $Q_{\text{уд}}$ (приходящийся на 1 кг охлаждающей жидкости) и общий возможный секундный

$$Q_{\text{возм.т}} = G_s Q_{\text{уд.т}} \text{ кг/сек}, \quad (9.54)$$

где C_r и C_o — средние теплоемкости соответственно горючего и окислителя в $\text{ккал/кг}^\circ\text{C}$;

$t_{\text{доп}}$ — безопасно допустимая температура подогрева жидкости в тракте при данном давлении в $^\circ\text{C}$;

$\chi = G_{s_o}/G_{s_r}$ — действительный весовой коэффициент состава топлива.

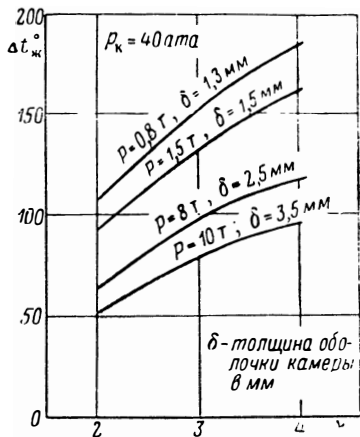
Подогрев жидкости в охлаждающем тракте камеры двигателя обычно допускается до величины

$$\Delta t_{\text{ж}} = t_{\text{кип}} - (20 + t_{\text{вх}}).$$

Керосин при давлении 20—60 ата может быть подогрет до 250—300 $^\circ\text{C}$, поэтому его допустимый удельный теплосъем при $t_{\text{вх}} = 0^\circ\text{C}$ может достигать соответственно 150—185 ккал/кг .

Теплоемкость азотной кислоты меньше теплоемкости керосина, поэтому максимальный удельный теплосъем ее меньше. Но если учесть, что секундный расход азотной кислоты в двигателе почти в 4 раза больше расхода керосина, то общий максимальный теплосъем ее оказывается значительно больше общего теплосъема керосина.

На фиг. 9. 15 показаны кривые примерного изменения степени подогрева азотной кислоты в охлаждающем тракте камеры сгорания при $p_k = 40 \text{ ата}$ в зависимости от тяги и коэффициента состава топлива у стенки оболочки камеры $\chi_{\text{ст}}$.



Фиг. 9. 15. Примерная картина изменения степени подогрева азотной кислоты в охлаждающем тракте двигателя при $p_k = 40 \text{ ата}$ в зависимости от тяги и коэффициента состава топлива $\chi_{\text{ст}}$ у стенки оболочки разной толщины.

§ 10. Определение температур жидкостной и газовой поверхностей оболочки камеры двигателя

Температура жидкостной поверхности оболочки камеры зависит в основном от теплопроводности материала λ и толщины δ оболочки камеры, а также от условий омывания этой поверхности охлаждающей жидкостью.

Чем интенсивнее охлаждающая жидкость будет омывать поверхность оболочки, тем лучше она будет снимать тепло, тем ниже будет температура жидкостной поверхности оболочки $t_{\text{п.ж}}$ $^\circ\text{C}$.

Понижение температуры $t_{\text{п.ж}}$ в свою очередь повлечет за собой понижение температуры $t_{\text{п.г}}$, а последнее — изменение всего теплового потока от газов к оболочке. Таким образом, существует опре-

деленная зависимость между температурами поверхностей оболочки камеры и тепловым потоком.

Температура жидкостной поверхности оболочки камеры двигателя в данных сечениях может быть определена из уравнения удельного теплового потока через оболочку:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{п.г} - t_{п.ж}) \text{ ккал/м}^2 \text{ час},$$

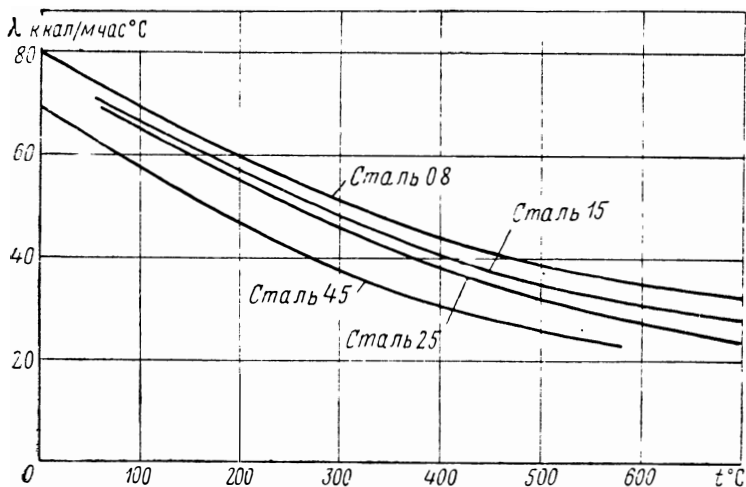
т. е.

$$t_{п.ж} = t_{п.г} - \frac{\delta}{\lambda} q \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (9.55)$$

где $t_{п.г}$ — температура газовой поверхности оболочки, значением которой при вычислении удельных тепловых потоков от газа к оболочке в первом приближении нужно задаться по соображениям жаростойкости, прочности и ресурса работы двигателя;

δ — толщина оболочки камеры в данном сечении в м; величиной ее в первом приближении можно задаться на основании данных статистики;

λ — средний коэффициент теплопроводности металла оболочки в ккал/м час $^\circ\text{C}$, определяемый по графикам (фиг. 9.16 и 9.17) или по соответствующей формуле.



Фиг. 9.16. Коэффициенты теплопроводности углеродистых сталей в зависимости от температуры.

При определении $t_{п.ж}$ по формуле (9.55) необходимо соответствующим изменением величин $t_{п.г}$ и δ материала добиваться, чтобы оболочка была прочной и устойчивой и значение $t_{п.ж}$ при обычном щелевом тракте не превышало температуру кипения охлаждающей жидкости во избежание местной паровой пробки (если

охлаждающая жидкость течет по достаточно узким изолированным каналам и ресурс двигателя мал, то $t_{п.ж}$ может примерно на 50°C превышать температуру кипения охлаждающей жидкости в соответствующем сечении).

При изменении $t_{п.г}$ по сравнению с ее значением, принятым при расчете конвективного удельного теплового потока q , необходимо иметь в виду, что изменение температуры на 100°C вызывает изменение q на 5—10%.

Вычисление $t_{п.ж}$ производят в следующем порядке:

1) определяют в первом приближении λ при температуре $t_{ср} = \frac{t_{п.г} + t_{п.ж}}{2}$, задавшись предварительно предполагаемой температурой $t_{п.ж}$;

2) вычисляют в первом приближении $t_{п.ж}$ по формуле (9.55);

3) уточняют величину $t_{п.ж}$ по вычисленным значениям и соответствующим графикам зависимости коэффициента теплопроводности металла от температуры;

4) уточняют $t_{п.ж}$ по уточненному значению λ .

По результатам расчета строят график изменения $t_{п.ж}$ по длине камеры двигателя (см. фиг. 9.14).

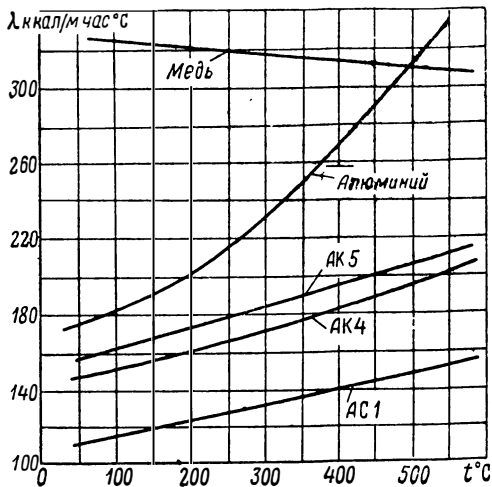
Температура жидкостной поверхности оболочки камеры двигателя в данных участках камеры также может быть определена по формуле

$$t_{п.ж} = t_{ж} + \frac{q}{k_{з.ж}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (9.56)$$

где $t_{ж}$ — средняя температура охлаждающей жидкости в тракте рассматриваемого участка камеры;

$k = 1 + \frac{2\delta}{d_r}$ — коэффициент, учитывающий увеличение эффектив-

ности поверхности теплоотдачи от оболочки к жидкости относительно ее внутренней газовой поверхности, к которой отнесена величина удельного теплового потока; здесь d_r и δ — внутренний диаметр по газовой поверхности и соответственно толщина оболочки камеры рассматриваемого участка;



Фиг. 9.17. Коэффициенты теплопроводности меди, алюминия и алюминиевых сплавов в зависимости от температуры.

$\alpha_{\text{ж}}$ — коэффициент теплоотдачи от оболочки к охлаждающей жидкости при ее турбулентном движении с подогревом, вычисляемый по эмпирической формуле¹:

$$\alpha_{\text{ж}} \approx 75,6B \frac{1}{d_{\text{эк}}^{0,2}} \left(\frac{G_{\text{охл}}}{F_{\text{ж}}} \right)^{0,8} \beta \text{ ккал} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°С}; \quad (9.57)$$

здесь $d_{\text{эк}}$ — эквивалентный диаметр охлаждающего тракта в м;

$G_{\text{охл}}$ — расход охлаждающей жидкости в кг/сек;

$F_{\text{ж}}$ — проточная площадь охлаждающего тракта в м²;

$B = \lambda_{\text{ж}}^{0,57} \frac{C_{\text{ж}}^{0,43}}{(g\eta_{\text{ж}})^{0,4}}$ — коэффициент, зависящий от рода охлаждающей жидкости и ее средней температуры (фиг. 9.18);

$\beta = \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{п.ж}}} \right)^{0,25} = \left(\frac{g\eta_{\text{ж}}C_{\text{ж}} / \lambda_{\text{ж}}}{g\eta_{\text{п.ж}}C_{\text{п.ж}} / \lambda_{\text{п.ж}}} \right)^{0,25}$ — коэффициент, учитывающий направление теплового потока и температурный напор, представляющий собой отношение критериев Прандтля соответственно при температуре жидкости в тракте (числитель) и при средней температуре жидкостной поверхности оболочки этого тракта (знаменатель), где $\eta_{\text{ж}}$ кг сек/м², $C_{\text{ж}}$ ккал/кг °С и $\lambda_{\text{ж}}$ ккал/м сек °С — соответственно вязкость, теплоемкость и теплопроводность охлаждающей жидкости при ее средней температуре в тракте рассматриваемого участка; $\eta_{\text{п.ж}}$, $C_{\text{п.ж}}$ и $\lambda_{\text{п.ж}}$ — то же при температуре жидкостной поверхности оболочки камеры.

Коэффициент $\alpha_{\text{ж}}$ в значительной мере зависит от свойств охлаждающей жидкости, которые для некоторых горючих и окислителей в настоящее время еще мало изучены.

Физические константы некоторых жидкостей, применяемых в ЖРД, приведены в § 2 гл. 5.

Кривые фиг. 9.21 показывают, что:

1) горячая жидкость при прочих равных условиях охлаждает оболочку лучше, чем менее нагретая; это объясняется изменением физических констант жидкости при увеличении температуры;

2) вода является наиболее эффективной охлаждающей жидкостью, лучше керосина примерно в 5—6 раз, азотной кислоты почти в 1,5 раза, а азотная кислота лучше керосина почти в 1,5—2 раза.

Коэффициент теплопроводности различных жидкостей $\lambda \approx 0,08 \div 0,60 \text{ ккал/м час} \cdot \text{°С}$. Для большинства жидкостей (кроме воды и глицерина) с повышением температуры λ возрастает.

¹ А. М. Михеев Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1956.

При больших удельных тепловых потоках приведенная выше формула для α дает заниженные результаты вычислений. В существующих двигателях имеем $\alpha_{ж} \approx 10^4 \div 10^6$ ккал/м² час °С.

Если температура $t_{п.ж}$ определена по формуле (9.55), то коэффициент теплоотдачи от оболочки к охлаждающей жидкости можно определить по формуле

$$\alpha_{ж} = \frac{q}{t_{п.ж} - t_{ж}} \text{ ккал м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Используя эту формулу совместно с формулой Нуссельта для определения $\alpha_{ж}$, можно получить выражение для определения необходимой площади проточного сечения охлаждающего тракта камеры двигателя:

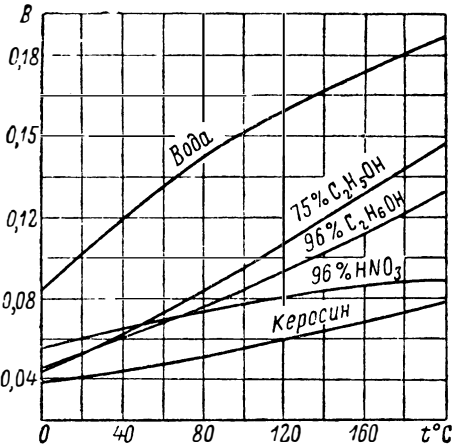
$$F_{ж} = G_{охл} \left[\frac{75,6B (t_{п.ж} - t_{ж})^3}{d_{эж}^{0,2} q} \right]^{1,25} \quad (9.58)$$

Для определения $F_{ж}$ по этой формуле нужно предварительно задаться предполагаемым примерным значением эквивалентного диаметра охлаждающего тракта $d_{эж}$, а затем проверить, не слишком ли отличается от него вычисленное значение $d_{эж}$. Если это расхождение окажется значительным, то следует повторить определение $F_{ж}$, приняв при этом новое вычисленное значение $d_{эж}$.

Обычно $F_{ж}$ определяют для наиболее характерных сечений сопла камеры, а затем из конструктивных и технологических соображений форму охлаждающего тракта упрощают. При этом скорость охлаждающей жидкости в тракте определяют по уже известной формуле

$$w = \frac{G_{охл}}{\gamma F_{ж}} \text{ м/сек.}$$

В результате расчетов может оказаться, что размеры межрубашечного пространства камеры слишком малы и технологически трудно осуществимы в пределах требуемых допусков. Тогда следует либо применить спиральный охлаждающий тракт, либо принять меры для снижения удельных тепловых потоков q . Если же скорости движения жидкости в тракте окажутся слишком большими с точки зрения гидравлических потерь, то следует либо уве-



Фиг. 9.18. Зависимость комплекса B от температуры для различных жидкостей ($C_{ж}$ ккал/кг °С, λ ккал/м сек °С и η кг сек/м²).

личить температуру $t_{п.ж}$ в допустимых пределах, либо также уменьшить q путем проведения соответствующих мероприятий.

В охлаждающих трактах камеры, выполненных в виде спиральных и продольных каналов, теплоотдача к охлаждающей жидкости происходит от цилиндрических частей поверхности оболочки прочотных каналов и от боковых поверхностей этих каналов-ребер. Поскольку эффективность теплоотдачи от ребер ниже, чем цилиндрической поверхности оболочки, то при определении $\alpha_{ж}$ охлаждаемый периметр ребер нужно несколько уменьшать.

Температура газовой поверхности оболочки камеры двигателя в выбранных сечениях может быть определена по формуле (9.55)

$$t_{п.г} = t_{п.ж} + q \frac{\delta}{\lambda} = t_{к} - q \frac{1}{\alpha_{г}} = \frac{t_{к}}{1 + \lambda/\delta\alpha_{г}} + \frac{t_{п.ж}}{1 + \delta\alpha_{г}/\lambda} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Если полученная при этом температура $t_{п.г}$ отличается от ранее принятого ее значения при определении удельных тепловых потоков больше чем на 5%, то необходимо при этой температуре найти значения удельных тепловых потоков и повторить все расчеты сначала.

Радиационные удельные тепловые потоки от газов к оболочке камеры во втором приближении обычно не пересчитывают, так как небольшое изменение $t_{п.г}$ весьма незначительно влияет на их величины; поэтому для дальнейших расчетов принимают $q_{р2} = q_{р1}$.

Вычисленные значения $t_{ж}$, $t_{п.ж}$ и $t_{п.г}$ должны удовлетворять предъявляемым требованиям.

Если полученное значение $t_{п.г}$ превышает допустимый предел для данного металла оболочки камеры, то для ее снижения до безопасно допустимого предела нужно уменьшить $F_{ж}$ или, если возможно, толщину оболочки камеры. Если эти меры недостаточны или нецелесообразны, нужно применить специальную защиту оболочки от перегрева ее горячими газами.

Результаты вычислений изменения величин $q_{к}$, $q_{р}$, q , $t_{ж}$, $t_{п.ж}$ и $t_{п.г}$ по длине камеры сгорания и сопла обычно сводят в таблицы и представляют в виде соответствующих графиков.

Так как согласно (9.8) полный температурный напор в системе теплообмена ЖРД выражается уравнением

$$t_{г} - t_{ж} = q \left(\frac{1}{\alpha_{г}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ж}} \right),$$

то после умножения и деления правой части этого уравнения на коэффициент теплопроводности материала оболочки λ получим

$$t_{г} - t_{ж} = \frac{q}{\lambda} \left(\frac{\lambda}{\alpha_{г}} + \delta + \frac{\lambda}{\alpha_{ж}} \right) \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $\lambda/\alpha_{г}$ — эффективная толщина теплового сопротивления при теплоотдаче от газов к оболочке камеры в m ;

$\lambda/\alpha_{ж}$ — то же, от оболочки камеры к охлаждающей жидкости;

$\frac{\lambda}{\alpha_r} + \delta + \frac{\lambda}{\alpha_{ж}}$ — то же, суммарная толщина теплового сопротивления.

Приведенное уравнение показывает, что температура по всей толщине теплового слоя системы теплообмена двигателя изменяется по закону прямой линии. Это позволяет определять температуру газовой и жидкостной поверхностей оболочки камеры графическим методом.

Графический метод определения $t_{п.г}$ и $t_{п.ж}$ основан на замене слоя газа и охлаждающей жидкости эквивалентной твердой оболочкой камеры с коэффициентом теплопроводности, равным λ металла реальной оболочки, и состоит в следующем (фиг. 9.19):

1) в произвольном масштабе вычерчивают толщину оболочки камеры δ м и от нее по оси x в том же масштабе откладывают влево значение λ/α_r м, а вправо — $\lambda/\alpha_{ж}$ м и восстанавливают к оси x граничные перпендикуляры 1 и 2;

2) на упомянутых перпендикулярах также в произвольном масштабе откладывают соответствующие значения температуры газа t_r °С и жидкости $t_{ж}$ °С;

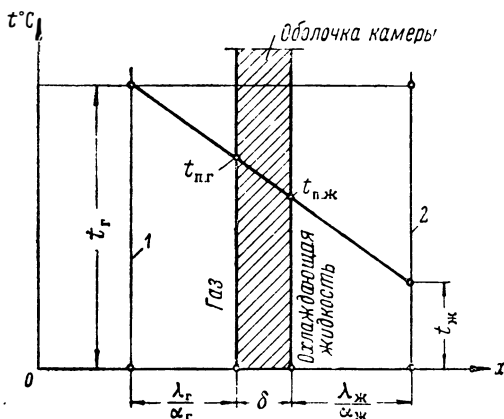
3) полученные на перпендикулярах точки t_r и $t_{ж}$ соединяют прямой линией, которая пересекает газовую и жидкостную поверхности оболочки и в принятом масштабе дает искомые значения температур $t_{г.п}$ и $t_{п.ж}$.

Затем в случае необходимости пересчитывают тепловые потоки, как это указано выше.

Изменение температуры теплового поля системы теплообмена в двигателе также можно представить графически в зависимости от термических сопротивлений системы $1/\alpha_r$, δ/λ и $1/\alpha_{ж}$.

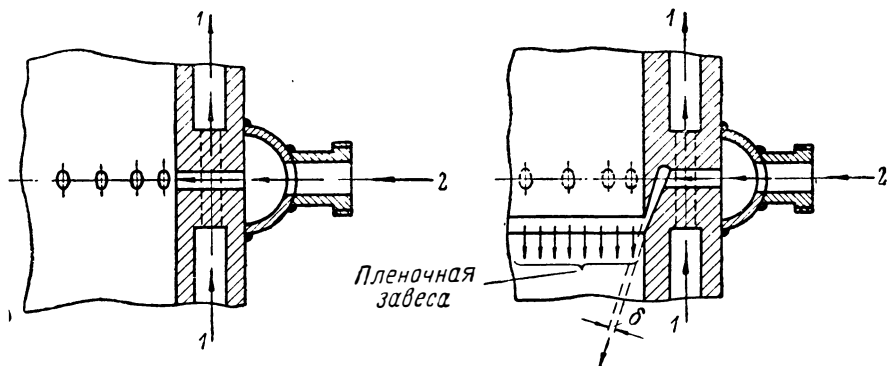
§ 11. Организация защитных завес для внутренней оболочки камеры двигателя

Защитные завесы горючего для оболочки камеры двигателя от перегрева горячим газом приходится применять в том случае, когда:



Фиг. 9.19. К определению температуры жидкостной и газовой поверхности оболочки камеры графическим методом.

- 1) приток тепла от газов к оболочке настолько большой, что его не удастся снять одним или обоими компонентами топлива;
- 2) величины удельных тепловых потоков в отдельных местах оболочки камеры (особенно в критическом сечении сопла) настолько большие, что их также не удастся снять чисто регенеративным способом при умеренных скоростях движения охлаждающей жидкости;
- 3) целесообразно уменьшить тепловые потоки от газов к оболочке и тем облегчить условия ее регенеративного охлаждения или



Фиг. 9.20. Конструктивное оформление поясов защиты оболочки камеры двигателя от чрезмерного нагревания горячими газами.

1—поток охлаждающей жидкости в межрубашечном пространстве, 2—подвод горячего для образования защитных завес, δ —толщина пленочной завесы.

снизить гидравлические потери в охлаждающем тракте двигателя при небольшом понижении удельной тяги;

4) необходимо значительно увеличить ресурс работы двигателя, если отсутствуют более экономичные способы защиты оболочки камеры от горячих газов;

5) целесообразно применить для изготовления оболочки камеры более дешевые и легкие материалы, например углеродистые стали, алюминий;

6) требуется защитить оболочку камеры от агрессивного воздействия продуктов сгорания топлива.

Защитные завесы для оболочки камеры двигателя могут создаваться подачей вдоль ее внутренней поверхности некоторого количества горячего через:

1) *периферийные форсунки* головки камеры сгорания или *кольцевую щель* между головкой и оболочкой камеры сгорания;¹

2) *специальные поясы* (или несколько поясов), расположенные непосредственно в оболочке камеры и имеющие вид кольцевого ряда отверстий или кольцевой щели (фиг. 9.20).

¹ Вопросы ракетной техники, вып. 1, 1958, ИЛ.

Защиту оболочки горючим через периферийные форсунки головки принято называть *газовой завесой*, а через специальные пояса оболочки камеры — *пленочной завесой (завесами)*.

При достаточной интенсивности защитных завес надежное охлаждение камеры ЖРД компонентами топлива всегда возможно. Однако применение защитных завес снижает удельную тягу двигателя.

К защитной завесе оболочки камеры двигателя предъявляются следующие требования (с точки зрения экономичности и надежности работы):

1) завеса должна плотно и равномерно прилегать к внутренней поверхности оболочки камеры;

2) потери в удельной тяге двигателя, возникающие вследствие применения защитных завес, должны быть минимальными;

3) завеса должна удовлетворять эксплуатационным условиям работы двигателя, т. е. должна быть стабильной, не должна быть чувствительной к полетным нагрузкам (в том числе и боковым) и к возмущениям газового потока;

4) завеса должна создаваться устройствами, достаточно простыми в конструктивном отношении.

Газовая завеса, создаваемая периферийными форсунками головки камеры, удовлетворяет требованиям стабильности и нечувствительности к полетным нагрузкам, если применяемые для этого форсунки не являются чрезмерно мелкими и склонными к закупорке. К тому же этот способ весьма прост в конструктивном отношении. Поэтому при небольшой длине камеры сгорания в двигателях малой и средней тяги целесообразно создавать газовую завесу со стороны плоской головки через периферийные форсунки горючего. При тяге двигателя в 1—2 т расход горючего на образование газовой завесы через периферийные форсунки обычно не превышает 1% от расхода в камеру сгорания.

В двигателях большой тяги и при небольшом расходе горючего на создание завесы она оказывается мощной у головки и на некотором расстоянии от нее, где температура ядра газа относительно небольшая, и малоэффективной в отдаленной от головки и наиболее теплонапряженной критической области сопла. Такая завеса на пути от головки к критическому сечению сопла размывается турбулизирующим потоком ядра газа и в значительной мере выгорает.

Для того чтобы обеспечить наименьшее влияние газовой завесы на величину удельной тяги двигателя, необходимо подавать горючее на образование завесы так, чтобы после его испарения образовавшийся пристеночный слой газа имел минимальную толщину, был прижат к поверхности оболочки и как можно меньше размывался турбулентно текущим ядром газа.

Подача горючего на завесу через форсунки головки, очевидно, не удовлетворяет этому требованию.

Процесс образования пристеночной газовой завесы в этом случае и перемешивание ее с турбулентным ядром газового потока схематически представляются в следующем виде.

Часть основного горючего и окислителя попадает в жидком виде на поверхность камеры сгорания или в область, близкую к оболочке. Эти компоненты, в том числе и дополнительное горючее, подаваемое для образования завесы, частично перемешиваются при встрече у поверхности оболочки и при движении вдоль нее в виде жидкой пленки. На некотором расстоянии от головки заканчивается испарение и сгорание этой смеси и образование из нее газового пристеночного слоя. В первом приближении можно считать, что состав этого слоя первоначально постоянен по нормали к оболочке и определяется соотношением компонентов в смеси, попавшей на оболочку или в зону, близкую к ней. При дальнейшем движении этот слой перемешивается с газами, текущими в ядре потока, в результате чего между ядром и пристеночным слоем образуется промежуточный слой с переменным по толщине составом.

Такое представление является схематичным, но, по-видимому, правильно отражает реальные процессы и удобно для расчетов. В литературе¹ имеются указания на то, что при движении продуктов сгорания по длине камеры и сопла происходит лишь относительно медленное их перемешивание по сечению камеры в радиальных направлениях.

Прилегающий к оболочке слой с постоянным по толщине составом принято называть *пристеночным слоем* и в том случае, если его состав в результате перемешивания изменится по сравнению с первоначальным составом, а слой с переменным составом — *промежуточным слоем*, даже и в том случае, если он распространяется до самой оболочки.

Таким образом, в общем случае оказывается, что ядро потока отделено от оболочки промежуточным слоем с переменными параметрами и пристеночным слоем с постоянными по толщине параметрами.

Для двигателей большой тяги более экономичной, но в конструктивном отношении относительно сложной является поясная пленочная защита оболочки камеры в наиболее теплонапряженных местах — в виде одного или нескольких специальных щелевых поясов с тангенциальным вводом горючего. Применение таких пленочных завес особенно приемлемо для двигателей с предкамерным распылом компонентов топлива (с камерами со сферической головкой).

Расчеты показывают, что поясная защита оболочки камеры от перегрева весьма эффективна и относительно экономична до весьма высоких давлений в камере сгорания двигателя (вплоть до $p_k = 100 \text{ ата}$).

¹ Вопросы ракетной техники, вып. 4, 1956, ИЛ.

Для защиты оболочки в области критического сечения сопла целесообразно вводить горючее на образование пленочной завесы в конце камеры сгорания — в начале сужающейся части сопла.

Если требуется уменьшить тепловые потоки от газов к оболочке не только в сопле, но и в камере сгорания, то в этом случае первый пояс пленочной завесы нужно создавать примерно в том сечении камеры сгорания, где заканчивается испарение компонентов топлива. Если позволяет конструкция камеры, подачу горючего на образование пленочной завесы лучше разделить на несколько отдельных поясов. При этом длину эффективного действия каждой завесы устанавливают соответствующими расчетами. Интервалы между поясами отдельных завес могут быть увеличены за счет большей толщины каждой завесы.

При проектировании и доводке системы защитных завес следует добиваться равномерной подачи горючего по всей окружности камеры сгорания и сопла, а также выполнения требований к завесе.

Поясные завесы в виде небольших отверстий в оболочке малоэффективны вследствие трудности подачи горючего на образование завесы без фонтанирования его струй в ядро газового потока; возможна также закупорка отверстий нагаром и осадками, особенно в азотнокислотных двигателях.

Завесы через пояса из пористого материала пока мало исследованы и, вероятно, рациональны только для двигателей большой тяги.

Расход горючего на образование защитных завес в существующих двигателях достигает 1—20% от основного расхода в камеру сгорания. Можно предполагать, что в ряде существующих ЖРД расход жидкости на внутреннюю защиту оболочки неоправданно велик вследствие нерациональной подачи жидкости на внутреннюю поверхность оболочки и в несколько раз превышает расход ее, подсчитанный на основе энергетических возможностей жидкости в этом случае.

При правильной организации защитные завесы могут быть достаточно экономичными и способными снизить удельные тепловые потоки от газов к оболочке камеры (до 70%), но все же они не снимают требования к внешнему регенеративному охлаждению двигателя. За счет рациональной организации регенеративного охлаждения и внутренних защитных завес горючего можно повысить $P_{уд}$ при стальных оболочках камеры и резко увеличить срок их службы.

Расчет защитных завес обычно сводится к определению необходимого расхода жидкости для защиты данного участка оболочки камеры и дополнительного расхода горючего на образование защитных завес.

Точный расчет необходимого количества жидкости для образования защитных завес в литературе пока отсутствует. Объясняется это тем, что при наличии завесы пока еще невозможно точно опре-

делить располагаемые удельные тепловые потоки от газов к оболочке камеры $q_{i \text{ расп}}$ и температуру пристеночного газового слоя.

При приближенных расчетах можно определять $G'_{\text{зав}}$ по парамграмм, вычисленным при отсутствии защитной завесы.

Можно приближенно считать, что если защитная завеса создана, то избыточный тепловой поток от газов к оболочке камеры, который нельзя снять охлаждающей жидкостью при чисто регенеративном охлаждении, равный

$$Q_{\text{изб}} = \sum S_i q_{i \text{ расп}} - \sum S_i q_{i \text{ возм}} \text{ ккал/час}$$

или

$$Q_{\text{изб}} = Q_{\text{расп}} - Q_{\text{возм}} \text{ ккал/час,}$$

идет на нагрев и испарение этой завесы, а также на перегрев образовавшегося при этом пара до местной температуры продуктов сгорания топлива.

При этом условии потребное количество жидкости на образование завесы определяется из уравнения теплового баланса:

$$Q_{\text{изб}} \approx G'_{\text{зав}} [C(t_{\text{кип}} + t_{\text{под}}) + r_{\text{исп}} + C_p(t_{\text{г}} - t_{\text{кип}})] \text{ ккал/сек,}$$

т. е.

$$G'_{\text{зав}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{C(t_{\text{кип}} - t_{\text{под}}) + r_{\text{исп}} + C_p(t_{\text{г}} - t_{\text{кип}})} \text{ кг/сек,} \quad (9.59)$$

где C и C_p — средние теплоемкости соответственно жидкости и образующегося из нее газа в $\text{ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}$;

$t_{\text{под}}$ и $t_{\text{кип}}$ — температуры жидкости при подаче на образование завесы и ее кипения при местном давлении в камере в $^\circ\text{C}$;

$t_{\text{г}}$ — местная температура газа в камере, где образуется завеса;

$r_{\text{исп}}$ — теплота испарения жидкости при местном давлении газов в камере в ккал/кг .

Следует иметь в виду, что даже при равномерной подаче жидкости на образование пленочной завесы и одинаковой степени чистоты огневой поверхности оболочки камеры длина жидкой пленки по образующей оболочке не является одинаковой и постоянной, что объясняется неравномерностью рабочего процесса в объеме камеры сгорания, неизбежными неравномерными местными нагревами пленки, обусловленными характером работы головки камеры. Поэтому при защите оболочки камеры двигателя только пленками жидкости (при отсутствии регенеративного охлаждения) расстояние между щелями в огневой оболочке камеры нужно устанавливать меньше длины, на которой жидкая пленка полностью испарится.

Кроме того, между средней длиной пленки $l_{пл}$ и расходом жидкости на ее образование $G'_{зав}$ не существует пропорциональной зависимости (для данного увеличения $l_{пл}$ требуется более чем пропорциональное увеличение $G'_{зав}$) вследствие того, что жидкость частично уносится в поток продуктов сгорания топлива ввиду турбулентности этих продуктов, наличия на поверхности пленки интенсивных колебательных волн и разности в скоростях движения жидкой пленки и продуктов сгорания топлива.

Эти факторы способствуют не только частичному срыву жидкой пленки с поверхности оболочки камеры, но и вызывают интенсивное испарение ее.

В связи с этим фактический расход жидкости для образования пленочной завесы оболочки камеры $G_{зав}$ должен быть больше теоретического расхода $G'_{зав}$, вычисленного по формуле (9.59), т. е.

$$G_{зав} = \frac{G'_{зав}}{\epsilon_{зав}} \text{ кг'сек}, \quad (9.60)$$

где $\epsilon_{зав}$ — коэффициент, учитывающий эффективность пленки жидкости; он определяется экспериментально, зависит от конструкции кольца завесы (характера ввода жидкости для образования пленки), первоначальной толщины пленки, свойств жидкости, конструкции и характера работы распылительной головки, формы камеры сгорания, степени чистоты огневой поверхности оболочки и других факторов. Значение $\epsilon_{зав}$ может колебаться в широких пределах (от 0,80 до 0,95).

Для получения тонкой и надежной щелевой пленочной завесы жидкость следует подавать с определенной скоростью, так как иначе завеса будет усиленно размываться потоком газа, отрываться от поверхности оболочки, интенсивно испаряться и окажется малоэффективной.

Если выбрана скорость жидкости для образования щелевой пленочной завесы $w_{пл}$, то необходимый зазор щели $\delta_{щ}$ определится из уравнения весового баланса

$$G_{зав} = \pi d_r \delta_{щ} w_{пл} \gamma_r, \quad (9.61)$$

$$\delta_{щ} = \frac{G_{зав}}{\pi d_r w_{пл} \gamma_r},$$

т. е.

где d_r — диаметр оболочки камеры по образующей щели;
 γ_r — удельный вес горючего при температуре подачи его на образование завесы.

При наличии расхода горючего на образование защитных завес оболочки камеры удельная тяга камеры и потеря ее при этом определяются по формулам:

$$P_{уд.зав} = \frac{P}{G_s + G_{зав}}, \quad (9.62)$$

$$\Delta P_{уд} = 100 \frac{P_{уд} - P_{уд.зав}}{P_{уд}}, \quad (9.63)$$

где P — абсолютная тяга камеры двигателя;

G_s — секундный расход топлива в камеру двигателя;

$P_{уд}$ — эффективная удельная тяга камеры двигателя при нулевом расходе горючего на завесу;

$P_{уд.зав}$ — то же при расходе горючего на завесу.

Приведенный выше приближенный расчет регенеративного охлаждения камеры двигателя при наличии жидкостных завес выполняются в следующем порядке:

1) вычисляют располагаемые удельные тепловые потоки по длине камеры двигателя при отсутствии защитной завесы q_i расп;

2) определяют избыточный тепловой поток $Q_{изб}$, который нельзя снять со всей оболочки или ее отдельных более теплонапряженных мест чисто регенеративным способом, и вычисляют потребное количество жидкости для образования завесы $G_{зав}$ на выбранном участке ее эффективного действия;

3) уточняют расчет регенеративного охлаждения камеры сгорания и сопла двигателя с учетом завес.

§ 12. Порядок расчета охлаждения камеры ЖРД

Расчет охлаждения камеры ЖРД в основном сводится к определению температуры поверхностей внутренней оболочки сопла и камеры сгорания, температуры охлаждающей жидкости, геометрических размеров охлаждающего тракта и гидравлических потерь в нем.

Существуют проектный и проверочный методы расчета охлаждения камеры двигателя.

Проектным расчетом определяют целесообразную конструктивную форму и оптимальные размеры охлаждающего тракта по длине камеры, обеспечивающие ее надежное охлаждение.

Проверочный расчет дает относительно меньшую точность результатов, однако он менее трудоемкий, чем проектный.

Проверочным расчетом предварительно выбирают конструкцию и размеры проточного сечения охлаждающего тракта по длине камеры, на основе которых определяют скорости течения жидкости в тракте и другие характеристики, позволяющие оценить надежность и экономичность камеры при данных условиях ее работы.

Исходными данными для расчета охлаждения камеры ЖРД обычно являются:

1) конфигурации камеры сгорания и сопла с необходимыми размерами (чертеж камеры);

2) толщина внутренней оболочки по длине камеры и ее материал с необходимыми физическими характеристиками (коэффи-

циентом теплопроводности, пределом прочности, коэффициентом температурного расширения и др.);

3) секундный расход газа в двигателе и его параметры по длине камеры (давление, температура, удельный вес, скорость движения и др.). Проходные сечения охлаждающего тракта камеры и скорость движения в нем жидкости могут быть предварительно назначены или определены в результате расчета;

4) секундные расходы компонентов топлива и их физические свойства (теплоемкость, теплопроводность, коэффициент вязкости, агрессивность к конструкционным материалам и др.);

5) конструкция распылительной головки камеры (чертеж головки) с характеристиками форсунок (тип, производительность, схема расположения на головке и др.).

Расчет охлаждения камеры ЖРД обычно выполняют, придерживаясь примерно следующего порядка.

1. Исходя из соображений прочности и установленного ресурса работы двигателя, предварительно задаются желаемым распределением температуры газовой поверхности оболочки по длине камеры. В последующих расчетах это распределение температур уточняется.

2. Сопло камеры двигателя делят по длине на несколько (10—15) участков, на каждом из которых удельный тепловой поток может быть принят постоянным и равным среднему значению удельных тепловых потоков на границах рассматриваемого участка камеры. Вблизи критического сечения сопла, где удельный тепловой поток изменяется наиболее резко, участки должны быть относительно меньшей длины; одно из сечений камеры обязательно должно проходить через критические сечения сопла.

3. Задаются рядом значений предполагаемого распределения давления газов по длине камеры и определяют соответствующие им другие основные параметры (температуру, удельный вес, скорость движения) по формулам § 6 гл. 3. По этим параметрам одновременно вычисляют соответствующие площади поперечных сечений газового канала камеры. Найденные параметры и площади представляют в виде графиков как функции длины камеры.

4. Определяют конвективные, радиационные и суммарные удельные тепловые потоки от газов к оболочке в выбранных участках камеры по соответствующим формулам.

По результатам этих расчетов строят графики изменения q_k , q_r и q по длине камеры двигателя.

По длине камеры сгорания q можно принять постоянным и равным его значению в начале сужающейся части сопла. При наличии соответствующих экспериментальных данных значений q может быть взято переменным по длине камеры.

На практике иногда применяют способ пересчета удельных тепловых потоков, найденных экспериментальным путем в камере существующего двигателя, для проектируемой камеры двигателя.

Для такого пересчета желательно использовать экспериментальные данные такой камеры, которая работает на таком же топливе, что и проектируемая, и имеет параметры газов в камере сгорания, близкие к параметрам проектируемой камеры.

Этот пересчет может быть произведен достаточно строго только для сопла камеры, где основную роль играет конвективный теплообмен между газами и оболочкой камеры двигателя.

5. Определяют последовательно площади газовых поверхностей оболочки каждого выделенного участка камеры S_i и умножением их на соответствующие им ранее вычисленные средние значения удельных тепловых потоков q_i находят те теплоты, которые должны быть восприняты охлаждающей жидкостью в каждом из выделенных участков камеры, т. е. вычисляют $\Delta Q_i = S_i q_i$. После этого определяют подогрев жидкости в тракте каждого участка Δt_i и на всей длине камеры $\Delta t_{ж}$.

Температура охлаждающей жидкости на выходе из тракта камеры не должна превышать температуру ее кипения или разложения (коксования) при местном давлении в тракте.

Это условие должно соблюдаться особенно при работе камеры на минимальном режиме, когда подогрев охлаждающей жидкости бывает больше, чем на других более высоких режимах работы.

Если исходя из условия общего подогрева охлаждающей жидкости регенеративное охлаждение камеры двигателя оказалось достаточным, то следующим этапом расчета является определение температуры жидкостной поверхности оболочки по длине сопла и камеры сгорания.

6. Задаются предварительно межоболочным зазором по длине камеры и вычисляют в нескольких (5—7) наиболее характерных ее сечениях площади и скорости потока охлаждающей жидкости в этом зазоре (тракте).

Межоболочный зазор желательно выполнить одинаковым по всей длине камеры; однако в случае необходимости он может быть переменным в отдельных участках камеры или по всей ее длине.

7. Определяют в выбранных характерных сечениях камеры температуру жидкостной поверхности оболочки. Значение этой температуры по всей длине камеры должно быть больше температуры охлаждающей жидкости. Желательно, чтобы около критического сечения сопла $t_{п.ж}$ была близка к температуре кипения или разложения охлаждающей жидкости при данном давлении в тракте или даже немного выше этого предела (на 20—50° С), для того чтобы увеличить коэффициент теплоотдачи $\alpha_{ж}$ и тем уменьшить необходимую скорость течения жидкости в тракте и, следовательно, снизить в нем потери давления.

Чтобы получить желаемые значения этой температуры по длине камеры, обычно требуется произвести повторные расчеты. При этом несколько изменяют и предварительно выбранные для расчета значения температуры $t_{п.г}$. Если вычисленная температура $t_{п.г}$ отли-

чается от ранее принятого для расчета значения более чем на 5%, то расчет нужно повторить, задавшись новым промежуточным значением этой температуры (между первоначально выбранным и полученным в результате расчета).

После этого необходимо обеспечить наиболее целесообразное конструктивным и техническим соображениям изменение межоболочного зазора по длине камеры. Затем можно повторно определить скорости течения охлаждающей жидкости в тракте, коэффициент теплоотдачи $\alpha_{ж}$ и окончательно уточнить значения $t_{п,ж}$ и $t_{п,г}$.

8. Наконец, определяют потерю давления охлаждающей жидкости в отдельных участках тракта и по всей длине камеры, необходимую для расчета системы топливоподдачи двигателя, используя для этого соответствующие формулы (см. § 13 гл. 10):

$$\Delta p_i = \xi \frac{l_i}{d_{э,к i}} \frac{\gamma_i w_i^2}{2g} \text{ и } \Delta p_{охл} = \sum \Delta p_i,$$

где ξ — коэффициент потерь, вычисляемый по формулам:

$$\xi = \frac{0,3164}{\sqrt{\text{Re}}} \text{ — при } \text{Re} = 3 \cdot 10^3 \div 10^5;$$

$$\xi = 0,0032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}} \text{ — при } \text{Re} = 10^5 \div 10^8.$$

Если тяга ЖРД регулируется, то расчет охлаждения его камеры нужно выполнить для двух режимов работы — максимального и минимального. При максимальном режиме работы двигателя тепловые потоки от газов к оболочке камеры оказываются большими, в результате чего температура газовой поверхности оболочки может превысить допустимый для нее предел. При переходе двигателя на минимальный режим работы расход охлаждающей жидкости (расход топлива в камеру сгорания) уменьшится почти пропорционально давлению газов в камере сгорания, а тепловые потоки снизятся примерно пропорционально давлению газов в степени 0,8. Подогрев охлаждающей жидкости при работе двигателя на минимальном режиме получится больше, чем на максимальном, что также может вызвать чрезмерный разогрев внутренней оболочки камеры.

Если расчетом будет установлено, что температура газовой поверхности оболочки, подогрев жидкости в тракте или температура жидкостной поверхности оболочки камеры окажутся выше безопасно допустимых для них пределов, то при регенеративном охлаждении можно защитить внутреннюю оболочку камеры от перегрева одной или несколькими завесами горючего. Это обычно связано с некоторыми конструктивными изменениями камеры двигателя относительно ее первоначального выбранного варианта.

Приближенный примерный расчет регенеративного охлаждения камеры ЖРД приведен в работе Г. Б. Синярева и М. В. Добровольского.¹

§ 13. Определение температурных напряжений в оболочке камеры ЖРД

Температурные напряжения в огневой оболочке камеры двигателя в значительной мере зависят от ее конструкции и теплопроводности материала.

Теплопроводность является одной из важных характеристик тепловых свойств металлов, их прочности и стойкости при высоких температурах. Поэтому при выборе материала для внутренней оболочки камеры и расчете ее охлаждения нужно обращать особое внимание на коэффициент теплопроводности этого материала и на зависимость его от температуры.

Для технических металлов при обычной температуре $\lambda \approx 10 \div 340$ ккал/м час °С. Самым теплопроводным металлом является красная медь ($\lambda = 300 \div 340$), а затем в убывающем порядке идут: алюминий ($180 \div 200$), латунь ($80 \div 100$), углеродистые стали ($40 \div 80$), бронза ($30 \div 40$) и легированные стали ($10 \div 20$).

При увеличении содержания углерода в стали λ уменьшается. Присадки к стали для повышения ее жаростойкости и жаропрочности снижают λ .

Коэффициент теплопроводности существенно зависит от состава и температуры металла. При повышении температуры λ углеродистых сталей и меди понижается, а легированных сталей, алюминия и его сплавов — повышается (см. фиг. 9.16 и 9.17).

Зависимость λ от температуры различных металлов определяется экспериментально. В случае отсутствия точных экспериментальных данных коэффициент теплопроводности отожженных углеродистых сталей в пределах температур от 0 до 500°С можно определить приближенно по следующей эмпирической формуле².

$$\lambda = a + b \Sigma + c \Sigma^2 \text{ ккал/м час } ^\circ\text{С}, \quad (9.64)$$

где $a = 66 - 5,74 \cdot 10^{-2}t$; $b = 29,4 - 8,5 \cdot 10^{-2}t + 0,7 \cdot 10^{-4}t^2$;

$c = 8,0 - 3,4 \cdot 10^{-2}t + 0,36 \cdot 10^{-4}t^2$;

t — температура, при которой определяется коэффициент теплопроводности;

$\Sigma = \text{Si} + \text{Mn} + \text{P} + \text{S}$ — суммарное количество добавок к железу соответствующих элементов в весовых процентах.

Эта формула пригодна для определения λ сталей, содержащих добавки в количестве $\Sigma = 0,1 \div 2,0\%$ (табл. 9.5); точность формулы $\pm 4\%$.

¹ Г. Б. Синярев и М. В. Добровольский. Жидкостные ракетные двигатели. Оборонгиз, 1957.

² «Теплоэнергетика», ВТИ СССР, 1955, № 9

Таблица 9.5

Значения λ углеродистых сталей при $\Sigma=0,1\div 2,0\%$
для интервала температур $0-500^\circ\text{C}$

$t^\circ\text{C}$ \ $\Sigma\%$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
--------------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Коэффициент теплопроводности λ в $\text{ккал/м час }^\circ\text{C}$

0	63,1	60,4	55,5	51,2	47,6	44,6	42,2	40,5	39,5	39,1	39,2
50	60,6	58,3	54,0	50,3	47,0	44,3	42,1	40,3	39,0	38,4	28,1
100	58,1	56,1	52,3	49,0	46,1	43,6	41,5	39,8	38,4	37,6	37,0
200	52,9	51,5	48,7	46,2	43,9	41,8	39,9	38,2	36,8	35,4	34,4
300	47,8	46,8	44,9	43,1	41,2	39,6	38,0	36,5	35,3	33,7	32,4
400	42,3	41,7	40,4	39,1	37,8	36,6	35,4	34,2	32,9	31,8	30,6
500	36,9	36,4	35,5	34,7	33,8	32,9	32,0	31,1	30,2	29,5	28,7

Коэффициент теплопроводности хромоникелевых аустенитных сталей в пределах температур от 100 до 900°C можно определить приближенно по формуле ¹

$$\lambda = 13,3 - a + (1,1 + b) 10^{-2} \text{ ккал/м час } ^\circ\text{C}, \quad (9.65)$$

где $a=10(\sigma-0,5)$; $b=1,15(\sigma-0,5)$;

t —температура, при которой определяется коэффициент теплопроводности;

$$\sigma = \frac{\text{C}}{12} + \frac{\text{Si}}{28} + \frac{\text{Mn}}{55} + \frac{\text{Cr}}{52} + \frac{\text{Ni}}{59} + \frac{\text{W}}{184} + \frac{\text{Nb}}{93} + \frac{\text{Mo}}{96} + \text{и т. д.} -$$

характеристика состава стали, представляющая суммарное количество граммов элементов, исключая железо, содержащихся в 100 г стали.

Здесь C, Si, Mn и т. д. — содержание элементов в стали (в весовых процентах); в знаменателях формулы стоят атомные веса этих элементов.

Эта формула применима для определения λ сталей, содержащих $\sigma=0,5\div 0,8$.

Низколегированные стали имеют $\sigma=0,048\div 0,99$; хромистые нержавеющие $\sigma=0,273\div 0,63$; аустенитные хромоникелевые $\sigma=0,5\div 0,9$.

В табл. 9.6 приведены значения λ хромоникелевых сталей, вычисленные по формуле (9.65) (точность формулы для этих сталей составляет $\pm 4\%$); для хромомарганцевых аустенитных сталей λ ниже табличных данных примерно на 10%.

¹ «Теплоэнергетика», ВТИ СССР, 1955, № 9.

Таблица 9.6

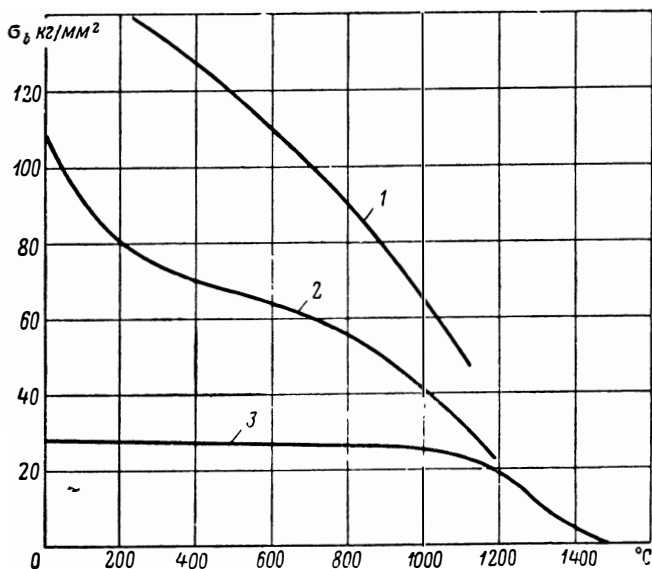
Значения λ хромоникелевых сталей для интервала температур 100—900°С

$t^{\circ}\text{C}$	100	200	300	400	500	600	700	800	900
0,5	14,3	15,4	16,5	17,7	18,8	19,9	21,0	22,1	23,2
0,55	14,0	15,1	16,3	17,4	18,6	19,7	20,9	22,1	23,2
0,60	13,5	14,7	16,0	17,2	18,4	19,6	20,8	22,0	23,2
0,65	13,0	14,2	15,6	16,8	18,2	19,4	20,7	21,9	23,2
0,70	12,6	14,0	15,3	16,6	18,0	19,3	20,6	21,9	23,2
0,75	12,2	13,6	15,0	16,4	17,7	19,1	20,5	21,9	23,2
0,80	11,8	13,2	14,6	16,1	17,5	19,0	20,4	21,9	23,2

Коэффициент теплопроводности λ в ккал/м час °С

0,5	14,3	15,4	16,5	17,7	18,8	19,9	21,0	22,1	23,2
0,55	14,0	15,1	16,3	17,4	18,6	19,7	20,9	22,1	23,2
0,60	13,5	14,7	16,0	17,2	18,4	19,6	20,8	22,0	23,2
0,65	13,0	14,2	15,6	16,8	18,2	19,4	20,7	21,9	23,2
0,70	12,6	14,0	15,3	16,6	18,0	19,3	20,6	21,9	23,2
0,75	12,2	13,6	15,0	16,4	17,7	19,1	20,5	21,9	23,2
0,80	11,8	13,2	14,6	16,1	17,5	19,0	20,4	21,9	23,2

В табл. 9.7 приведены приближенные значения теплопроводности λ , теплоемкости C и коэффициента температуропроводности a

Фиг. 9.21. Зависимость предела прочности σ_b от температуры.

1—вольфрам, 2—молибден, 3—закись алюминия.

(см²/сек) некоторых температуростойких материалов, а на фиг. 9.21 и 9.22 даны предел прочности σ_b и соответственно коэффициент линейного расширения α в зависимости от температуры.

Таблица 9.7

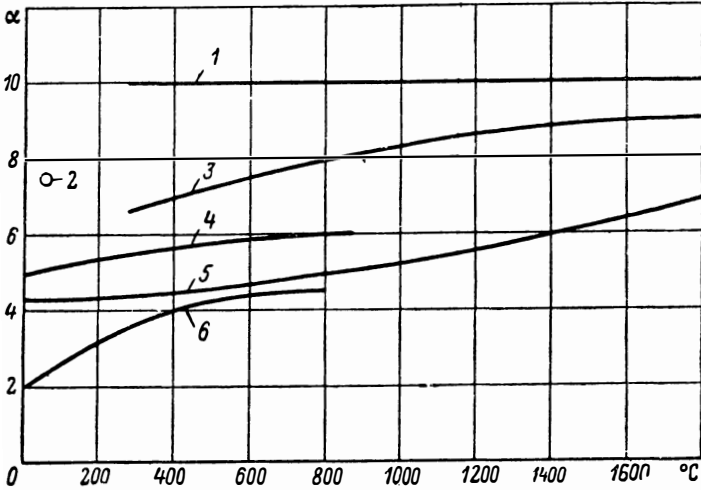
Приближенные значения коэффициента теплопроводности λ , теплоемкости C и коэффициента температуропроводности a в зависимости от температуры

$t^{\circ}C$	Вольфрам спеченный (пористый)			Молибден спеченный			Оксид алюминия (пористая)			Карбид кремния (пористый)		
	λ	C	a	λ	C	a	λ	C	a	λ	C	a
20	0,38	0,026	0,76	0,33	0,060	0,53	—	—	—	—	0,14	—
100	—	—	—	0,32	0,065	0,50	0,033	0,20	0,047	0,0595	0,233	0,079
200	0,35	0,026	0,69	0,30	0,063	0,46	0,025	0,20	0,0357	—	—	—
300	—	—	—	0,29	0,0645	0,43	0,021	0,23	0,026	0,0500	0,277	0,0564
400	0,31	0,027	0,59	0,28	0,066	0,41	0,019	0,23	0,0236	0,046	0,282	0,050
500	—	—	—	0,27	0,0675	0,38	0,016	0,247	0,0185	0,0425	0,275	0,0480
600	0,28	0,027	0,53	0,26	0,069	0,36	0,015	0,247	0,0174	—	—	—
700	—	—	—	0,255	0,070	0,35	0,0143	0,256	0,016	—	—	—
800	0,26	0,028	0,49	0,248	0,0715	0,33	0,014	0,256	0,0155	0,0365	0,225	0,050
900	—	—	—	0,240	0,073	0,32	0,013	0,263	0,014	—	0,129	—
1000	0,25	0,028	0,47	0,235	0,075	0,30	0,0128	0,263	0,0138	—	—	—
1100	—	—	—	0,23	0,077	0,29	0,0123	0,269	0,013	—	—	—
1200	0,24	0,029	0,43	0,225	0,078	0,28	0,012	0,269	0,0127	—	—	—
1300	—	—	—	0,22	0,080	0,26	0,012	0,275	0,0125	—	—	—

Чем больше λ , тем меньше перепад температуры в оболочке камеры, выражаемый формулой

$$\Delta t = t_{п.г} - t_{п.ж} = \frac{q\delta}{\lambda},$$

и тем в более благоприятных условиях работает оболочка с точки зрения ее температурных напряжений.



Фиг. 9.22. Зависимость коэффициента линейного расширения α от температуры.

1— α -графит, 2—графит, 3—окись алюминия, 4—молибден, 5—вольфрам, 6—карбид кремния.

Из приведенного здесь уравнения получаем отношение

$$\frac{q}{\lambda} = \frac{\Delta t}{\delta} \text{ град/мм}, \tag{9.66}$$

которое называется *температурным градиентом оболочки*.

Здесь λ представляет средний коэффициент теплопроводности металла, определяемый при средней температуре

$$t_{ср} = \frac{t_{п.г} + t_{п.ж}}{2} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Громадные тепловые потоки, возникающие в оболочке, приводят к созданию по ее толщине больших температурных градиентов, которые в случае стальной оболочки достигают нескольких сот градусов (фиг. 9.23).

В стальных камерах современных двигателей $q/\lambda \approx 100 \div 300 \text{ град/мм}$. Эти цифры показывают, что во время работы двигателя в оболочке камеры возникают весьма большие термические

напряжения, снижающие ее прочность. Более нагретые слои оболочки, стремясь расшириться, растягивают ее наружные слои, а последние, сопротивляясь растяжению, сжимают ее внутренние слои (более нагретые слои оболочки оказываются сжатыми, а менее нагретые — растянутыми). По этой причине температурные напряжения имеют максимальное значение у газовой и жидкостной поверхностей оболочки, а по середине ее они близки к нулю. Так как температура газовой поверхности больше, чем жидкостной, то наибольшие температурные напряжения будут у газовой поверхности.

Если температурные напряжения превысят предел текучести материала оболочки, то они могут вызвать в металле заметные пластические деформации, которые при известных условиях будут способствовать преждевременному разрушению оболочки под воздействием статической нагрузки.

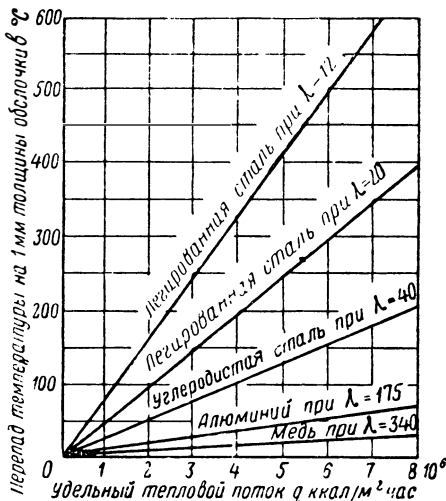
Чем больше коэффициент теплопроводности материала оболочки, тем меньше температурные напряжения при прочих равных условиях [см. формулу (9.66)]. Поэтому для оболочки камеры целесообразно выбирать материал с возможно большим коэффициентом теплопроводности. Чем больше λ , тем в более благоприятных условиях будет работать оболочка (при прочих равных условиях). Этим и объясняется тот факт, что конструкторы ЖРД в некоторых случаях пытаются внутреннюю оболочку камеры выполнить из меди.

Из медных сплавов для оболочки камеры двигателя заслуживают внимания специальные бронзы (кадмиевые и хромистые), имеющие высокие электропроводность и прочность; коэффициент теплопроводности их еще мало исследован.

Температурные напряжения в цилиндрической оболочке, не превышающие предел пропорциональности материала, можно определить по формуле теории упругости:

$$Z_{осев} = \frac{E\alpha}{2(1-\mu)} \Delta t = \frac{E\alpha q \delta}{2(1-\mu)\lambda} \text{ кг/мм}^2, \quad (9.67)$$

где $Z_{осев}$ — температурные напряжения в оболочке в осевом направ-



Фиг. 9.23. Примерный перепад температуры на 1 мм толщины оболочки камеры, выполненной из различных материалов, в зависимости от удельного теплового потока.

лении (предполагается, что рассматриваемый участок оболочки камеры представляет собой трубу достаточной длины, чтобы пренебречь влиянием свободных концов);
 E — модуль упругости материала оболочки в $кг/мм^2$, берется из таблицы;
 α — коэффициент линейного расширения этого материала;
 μ — коэффициент Пуассона;
 Δt — перепад температуры по толщине оболочки.

Эта формула может быть применена только в тех случаях, пока не будет нарушено условие $Z_{осев} \leq \sigma_s$ (где σ_s — предел текучести материала оболочки, также зависящий от температуры). При $Z_{осев} > \sigma_s$ упомянутая формула оказывается не пригодной для расчетов температурных напряжений в оболочке камеры.

Изменение предела текучести материала рассматриваемого участка оболочки в зависимости от температуры с достаточной для практики точностью можно считать линейным, т. е.

$$\sigma_s = \sigma'_s - k_s \Delta t = \tau'_s - k_s \frac{q \delta}{\lambda} \text{ кг/мм}^2, \quad (9.68)$$

где σ'_s — экстраполированный предел текучести материала оболочки при температуре жидкостной поверхности;

k_s — коэффициент пропорциональности этого материала.

Так как предел текучести σ_s будет ниже у газовой поверхности оболочки, чем у жидкостной, то у газовой поверхности могут возникнуть первые пластические деформации.

Величина теплового потока, при котором в оболочке камеры появляются пластические деформации, определяется из равенства

$$\tau_s = Z_{осев} = \frac{E \alpha q \delta}{2(1 - \mu) \lambda},$$

т. е.

$$q = \frac{\sigma_s 2 \lambda (1 - \mu)}{E \alpha \delta} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}. \quad (9.69)$$

Если величина q будет больше вычисленной по этой формуле, то в оболочке со стороны газовой поверхности образуется пластическая зона сжатия. При дальнейшем увеличении q пластическая зона деформации образуется и около жидкостной поверхности оболочки, которая будет зоной растяжения. Упругой останется лишь узкая полоска в средней части толщины оболочки.

§ 14. Выбор материала для внутренней оболочки камеры двигателя и определение ее толщины

Если толщина внутренней оболочки камеры сгорания и сопла двигателя не задана, то ее можно определить расчетом. В оболочке под действием разности давлений Δp между охлаждающей жидко-

стью в рубашке и газа внутри рассматриваемого условного цилиндрического участка камеры сгорания или сопла возникает напряжение

$$\sigma = \frac{\Delta p r}{\delta} \text{ кг/мм}^2, \quad (9.70)$$

где δ — толщина оболочки рассматриваемого участка в мм;
 r — средний диаметр этой оболочки в мм.

Усилие, действующее на 1 мм длины поверхности оболочки рассматриваемого участка, согласно предыдущему уравнению можно выразить формулой

$$P = \sigma \delta = \Delta p r \text{ кг/мм.}$$

Если обозначить толщину оболочки через dx , получим

$$P = \int_0^{\delta} \sigma dx.$$

Характеристикой материала оболочки может служить предел прочности σ_b кг/мм².

Так как по толщине оболочки прочность материала не постоянна из-за температурных напряжений, то расчет оболочки на прочность необходимо вести не по допускаемым напряжениям, а по допускаемым нагрузкам.

Максимально допустимую нагрузку на оболочку длиной в 1 мм можно выразить формулой

$$P_{\text{доп}} = \int_0^{\delta} \sigma_b dx \text{ кг/мм,}$$

где σ_b — предел прочности данного материала оболочки в кг/мм² при стандартных условиях; берется из таблицы или графика в зависимости от температуры.

Поскольку оболочка по толщине имеет различную температуру, то σ_b нужно определять с учетом изменения температуры.

С достаточной для практики точностью можно считать, что предел прочности металла оболочки изменяется в зависимости от температуры по линейному закону:

$$\sigma_b = \sigma'_b - k_b \Delta t \text{ кг/мм}^2, \quad (9.71)$$

где σ'_b — экстраполированный предел прочности металла оболочки при температуре жидкостной поверхности оболочки;

k_b — коэффициент пропорциональности материала оболочки;

$\Delta t = \frac{q x}{\lambda}$ — перепад температуры в оболочке;

λ — коэффициент теплопроводности материала этой оболочки.

Подставляя в последнюю формулу выражение для Δt , окончательно получим

$$\sigma_b = \sigma'_b - k_b \frac{qx}{\lambda} \text{ кг/мм}^2. \quad (9.72)$$

При этом формула для $P_{\text{доп}}$ примет вид

$$P_{\text{доп}} = \int_0^{\delta} \sigma_b dx = \int_0^{\delta} \left(\sigma'_b - k_b \frac{qx}{\lambda} \right) dx$$

или

$$P_{\text{доп}} = \sigma'_b \delta - \frac{k_b q \delta^2}{2 \lambda} \text{ кг/мм}. \quad (9.73)$$

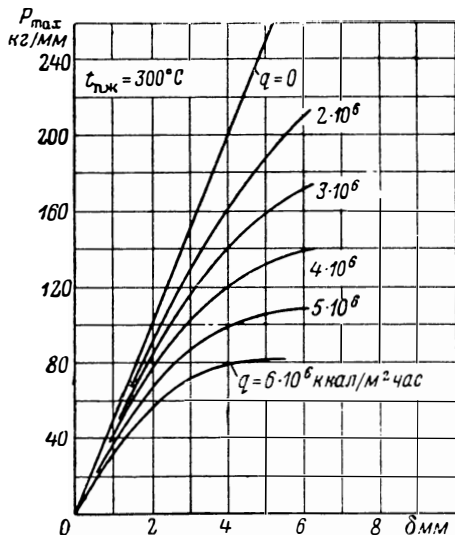
Задаваясь различными значениями q и λ оболочки, можно построить график зависимости $P_{\text{доп}}$ от δ (фиг. 9.24).

Определяя расчетом для каждого участка оболочки q и $P_{\text{доп}}$, пользуясь этим графиком, можно определить для выбранного материала

толщину оболочки δ с учетом температурных напряжений, вызванных перепадом температуры по ее толщине.

Если учесть также продольные температурные напряжения внутренней оболочки камеры, то потребная толщина ее будет несколько больше.

Формула (9.73) показывает, что при увеличении теплотока максимально допустимая силовая нагрузка на внутреннюю оболочку камеры (несущая способность оболочки) резко уменьшается, так как для поддержания высокой температуры $t_{п.ж}$ (при $\delta = \text{const}$) необходимо увеличивать $t_{п.г}$, с ростом которой, как известно, резко ухудшаются механические свойства металла оболочки. Поэтому если удельный тепловой поток q превысит определенное значение, оболочку



Фиг. 9.24. Максимально допустимые разрывные нагрузки для оболочки из стали при ее различных толщинах и удельных тепловых потоках для $t_{п.ж} = 300^\circ \text{C}$.

камеры при внешнем охлаждении нельзя сделать более прочной за счет увеличения ее толщины (см. фиг. 9.24).

При увеличении q оптимальная толщина стальной оболочки должна уменьшаться и при $q \approx 10^7$ ккал/м² час достигать 1 мм.

Несущая способность оболочки при нескрепленной схеме и существующих условиях работы ЖРД весьма мала и явно недостаточна для надежной работы камеры. Применение оболочек скрепленной схемы позволяет создать работоспособную камеру двигателя со стальной внутренней оболочкой весьма малой толщины (порядка 1 мм) и тем самым обеспечить получение высокой $t_{п.ж}$ при значительных тепловых потоках. Благодаря этому внешнее охлаждение камеры при скрепленной схеме оболочек позволило создать двигатели с более высокой $P_{уд}$, чем при нескрепленной.

При относительно более высоких тепловых потоках требуется дальнейшее увеличение $t_{п.г}$ и уменьшение толщины внутренней оболочки камеры, чтобы внешнее охлаждение было эффективным. Но в настоящее время резервы повышения $t_{п.ж}$ за счет увеличения $t_{п.г}$ и уменьшения толщины оболочки практически весьма малы, так как уже в современных камерах δ достигает 1 мм, а $t_{п.г}$ — 1000° С.

Расчеты показывают, что чисто регенеративное охлаждение внутренней стальной оболочки камеры двигателя практически может быть целесообразным при тепловых потоках не более 10^7 ккал/м² час. При более высоких тепловых потоках охлаждение камеры возможно лишь при условии применения для ее внутренней оболочки более теплопроводных материалов, чем сталь, при которых достигается малая разность температур $t_{п.г} - t_{п.ж}$, а следовательно, меньшее снижение прочностных свойств оболочки вследствие температурного перепада по ее толщине.

Поскольку теплопроводность меди и ее сплавов в несколько раз больше, чем любых марок сталей, то несущая способность медной оболочки камеры с увеличением тепловых потоков снижается значительно меньше, чем стальной оболочки. Именно по этой причине медная оболочка камеры при прочих равных условиях может быть выполнена относительно большей толщины и, следовательно, с большей несущей способностью при тепловых потоках даже свыше $3 \cdot 10^7$ ккал/м² час.

Применение стали для изготовления внутренней оболочки камеры позволяет создать относительно дешевые, простые в производстве и в эксплуатации ЖРД.

Многие марки сталей коррозионно устойчивы к окислителям на основе азотной кислоты. В этом отношении стальные камеры удовлетворяют требованиям, предъявляемым к ЖРД снарядов массового использования. В то же время внешнее охлаждение при использовании стальной оболочки не обеспечивает увеличение удельной тяги камеры.

Применение для оболочки внутренней защиты горючим позволило создать камеры со стальными оболочками и большей $P_{уд}$, чем при одном только внешнем охлаждении.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Основными критериями при оценке механических свойств материала для внутренней оболочки камеры сгорания и сопла яв-

ляются предел прочности и теплопроводность материала при рабочей температуре оболочки.

2. Прочность оболочки увеличивается до определенной ее толщины, выше которой температурные напряжения вследствие большого перепада температуры по толщине оболочки сводят на нет запас прочности добавочной толщины оболочки.

3. Чем ниже теплопроводность материала при заданном тепловом потоке и чем быстрее понижается предел прочности материала с повышением температуры (чем ниже его жаропрочность), тем меньше предельная толщина оболочки (соответственно п. 2).

4. Если величина теплового потока меньше $5 \cdot 10^6$ ккал/м² час, то медь менее выгодна для оболочки, чем другие материалы; она уступает стали в прочности, удельном весе и сопротивляемости коррозии.

5. Для тепловых потоков порядка 10^7 ккал/м² час и выше медь и ее сплавы (латунь, бронзы) являются наиболее подходящими материалами для оболочки, так как другие материалы неспособны пропускать такие количества тепла при толщине оболочки более 1 мм (меньшую толщину оболочки конструктивно трудно себе представить).

6. Пригодность материала для внутренней оболочки камеры сгорания и сопла двигателя и требуемую толщину ее можно определить построением графиков для различных материалов при разных температурах жидкостной стенки и тепловых потоках в координатах прочность оболочки — толщина оболочки.

7. При выборе материала для оболочки необходимо также учитывать его пластичность, вес, жаростойкость, технологические свойства, стоимость и др.

8. Внутренняя оболочка во время работы двигателя подвергается значительным термическим и статическим нагрузкам, поэтому для нее необходимо выбирать материал, имеющий высокую стойкость. Стойкость материала оболочки зависит от его теплопроводности и жаропрочности. Чем больше теплопроводность материала, тем в более благоприятных условиях работает оболочка.

Повышение жаропрочности материала позволяет уменьшить толщину оболочки и облегчить условия ее работы.

Глава 10

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ ЖРД

Следующим этапом разработки двигателя являются расчет и проектирование системы подачи топлива в камеру сгорания.

Подача требуемых расчетных секундных расходов компонентов топлива из баков в камеру сгорания ЖРД под заданным постоянным давлением является весьма важной и сложной задачей при проектировании двигателя.

В настоящее время существует несколько различных типов и схем систем топливоподачи ЖРД, обладающих рядом достоинств и недостатков, в силу которых та или иная система подачи может оказаться наиболее пригодной при вполне определенных условиях ее использования.

Система топливоподачи имеет весьма большое значение для нормальной и экономичной работы ЖРД. Однако работа разных схем топливоподачи до сего времени мало исследована. Особенно мало изучены процессы, происходящие с рабочим газом в вытеснительных системах топливоподачи с учетом его теплообмена со стенками трубопроводов и бака, а также с жидкостью при неустойчивой ее поверхности во время полета снаряда, переменном характере омывания этой жидкости газом, частичном испарении и перемешивании образующихся паров с газом, конденсации паров последнего в баке и т. п.

Система топливоподачи ЖРД должна быть не только конструктивно простой, компактной и эффективной в работе, но она должна иметь также малый удельный вес, т. е. вес, приходящийся на 1 кг используемого топлива.

На весовую характеристику каждой системы топливоподачи влияет много различных факторов, как то: давление подачи, тяга и продолжительность работы двигателя, его назначение и др.

Для рационального выбора системы топливоподачи необходимо дать сравнительную оценку существующим системам при заданных конкретных условиях работы проектируемого двигателя. При этом наиболее трудно установить вес предполагаемой, еще не существующей системы. Теоретическое решение этой задачи не всегда возможно, а имеющиеся данные статистики, на которые можно было

бы частично опираться, пока еще недостаточны. В настоящее время решение этой задачи возможно только приближенно.

В этой главе приведены краткие сведения о существующих системах топливоподачи ЖРД, их достоинствах и недостатках, изложены основы их расчета, а также освещены другие вопросы, что в совокупности может помочь спроектировать рациональную систему топливоподачи.

§ 1. Основные типы систем топливоподачи ЖРД, их достоинства, недостатки и области применения

Горючее и окислитель обычно подаются из баков в камеру сгорания ЖРД либо газом под давлением, либо при помощи насосов.

Совокупность элементов двигателя, обеспечивающих подачу компонентов топлива из баков в камеру сгорания, принято называть *системой топливоподачи*.

Система топливоподачи ЖРД должна обеспечить возможность заправки двигателя топливом, хранения его в заправленном виде, запуск двигателя и последовательную подачу из баков в камеру сгорания компонентов топлива в требуемых весовом соотношении и количествах во время работы и слив из системы жидкостей в случае необходимости.

Система топливоподачи двигателя в общем случае состоит из следующих элементов:

- 1) баков для горючего, окислителя и вспомогательных веществ;
- 2) агрегата для создания давления подачи рабочих тел к месту их использования;
- 3) трубопроводов и арматуры (топливозаборники баков, заправочные и сливные пробки, отсечные, обратные и другие клапаны, вентили, реле давления, редуктор давления, разрывные мембраны, дроссельные шайбы и прочие элементы).

Элементы системы топливоподачи ЖРД конструктивно могут быть выполнены весьма различно и с разными схемами сочетания их между собой; поэтому число существующих комбинаций систем топливоподачи в настоящее время оказывается большим.

Главным элементом системы топливоподачи двигателя, определяющим все остальные ее элементы, является агрегат, создающий необходимое давление подачи рабочих компонентов к местам их использования.

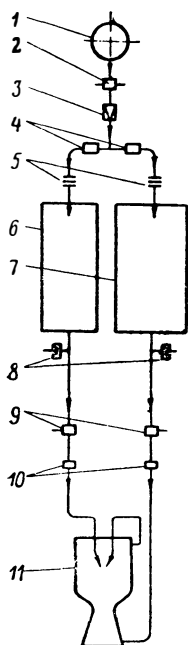
В зависимости от типа этого агрегата в настоящее время применяются две основные и наиболее характерные системы топливоподачи ЖРД: вытеснительную и нагнетательную.

Вытеснительная система топливоподачи ЖРД в своем составе может иметь один из следующих агрегатов:

- а) *газовый аккумулятор давления (ГАД)*, представляющий собой резервуар, в котором находится запас сжатого газа (воздуха,

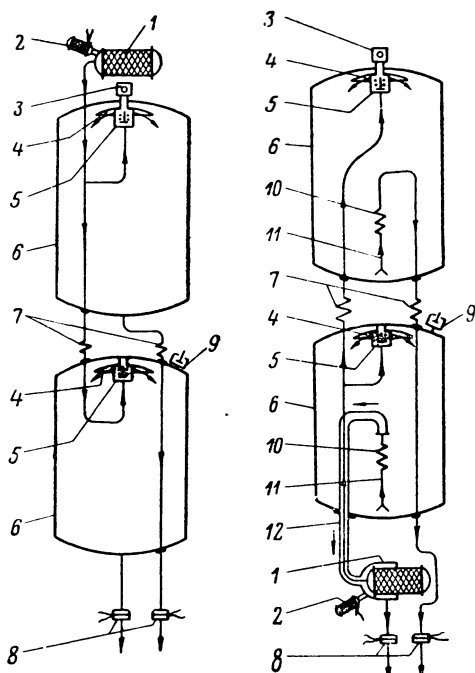
азота, гелия), необходимого для вытеснения из баков в камеру сгорания двигателя горючего и окислителя (см. фиг. 10.1);

б) пороховой аккумулятор давления (ПАД), представляющий собой агрегат, вырабатывающий горячий газ определенного давле-



Фиг. 10.1. Принципиальная схема вытеснительной системы топливоподачи ЖРД с ГАД.

1—баллон сжатого воздуха, 2—пусковой клапан с пиропатронами, 3—редуктор давления сжатого воздуха, 4—обратные клапаны, 5—мембраны свободного прорыва, 6—бак горючего, 7—бак окислителя, 8—реле давления, 9—отсечные клапаны с пиропатронами, 10—регулирующие шайбы, 11—камера двигателя.

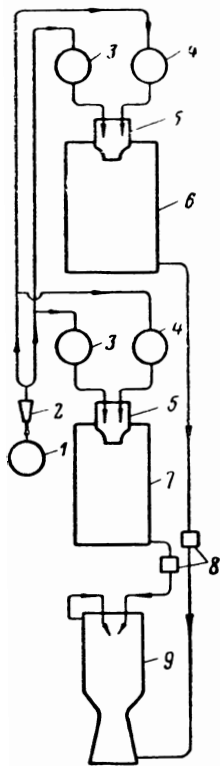


Фиг. 10.2. Принципиальная схема вытеснительной системы топливоподачи ЖРД с ПАД.

1—пороховой аккумулятор давления (ПАД), 2—пусковая пороховая камера с электроразрядом, 3—клапан постоянного давления, 4—отражатель газа, 5—обратный клапан, 6—топливные баки, 7—компенсаторы трубопроводов компонентов топлива, 8—мембраны принудительного прорыва, 9—реле давления, 10—сильфон поворотного заборника, 11—поворотный заборник, 12—газопровод.

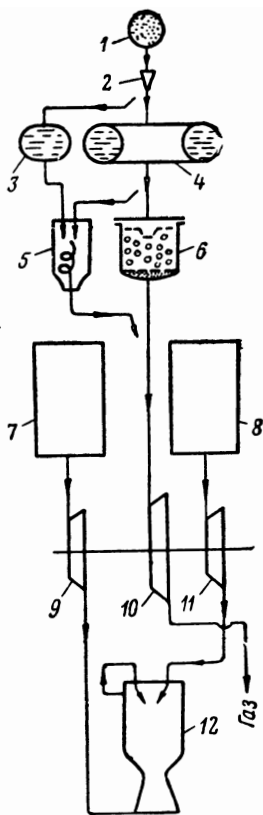
ния в виде продуктов медленного сгорания порохового заряда, необходимый для вытеснения из баков в камеру сгорания двигателя горючего и окислителя (фиг. 10.2);

в) жидкостный аккумулятор давления (ЖАД), представляющий собой агрегат, вырабатывающий горячий газ определенного давления в виде продуктов сгорания компонентов топлива, необходимый для вытеснения из баков в камеру сгорания двигателя горючего и окислителя (фиг. 10.3).



Фиг. 10.3. Принципиальная схема вытеснительной системы топливоподачи ЖРД с ЖАД.

1—баллон для сжатого воздуха, 2—редуктор давления воздуха; 3 и 4—баки для вспомогательных компонентов топлива, 5—газогенератор, 6—бак для основного окислителя, 7—бак для основного горючего, 8—отсечные (контрольные) клапаны или рвущиеся мембраны, 9—камера двигателя.



Фиг. 10.4. Принципиальная схема турбонасосной системы топливоподачи ЖРД с перекисводородным парогазогенератором (с твердым и жидким катализаторами перекиси водорода).

1—баллон сжатого газа, 2—редуктор давления, 3—бак для водного раствора перманганата натрия, 4—бак для водного раствора перекиси водорода, 5—реактор перекиси водорода с жидким катализатором, 6—реактор перекиси водорода с твердым катализатором, 7—бак для горючего, 8—бак для окислителя, 9—центробежный насос горючего, 10—парогазовая турбина, 11—центробежный насос окислителя, 12—камера двигателя.

Вытеснительную систему топливоподачи с газовым, пороховым и жидкостным аккумуляторами давления иногда называют газобаллонной, газопороховой и газогенераторной системой топливоподачи.

Нагнетательная система топливоподачи ЖРД может иметь:

1) механический привод насосов от основного двигателя боевого аппарата (подобно некоторым самолетным ЖРД — ускорителям маневра),

2) автономный привод насосов в виде парогазовой турбины или другого типа двигателя.

Топливоподачу центробежными или винтовыми насосами с приводом от турбины принято называть турбонасосной системой топливоподачи.

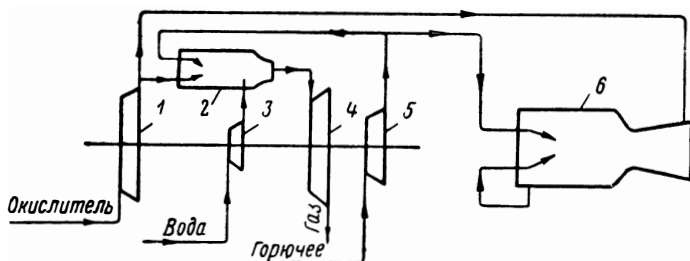
В качестве рабочего тела для питания турбины ТНА принципиально могут быть использованы:

1) парогаз, получаемый в результате разложения 80—82%-ной перекиси водорода в парогазогенераторе «холодного» типа (фиг. 10.4);

2) газ, получаемый в результате сгорания основных или вспомогательных компонентов топлива в парогазогенераторе «горячего» типа (фиг. 10.5);

- 3) газ, отбираемый из камеры сгорания двигателя (фиг. 10.6);
- 4) пороховой газ, получаемый в результате медленного горения порохового заряда в специальной камере;
- 5) сжатый газ, находящийся на борту боевого аппарата в специальном баллоне.

В любой вытеснительной системе топливоподачи ЖРД топливные баки находятся под давлением, несколько превышающим давление в камере сгорания. В турбонасосной же системе топливные баки почти разгружены от давления газа (в баках давление газа



Фиг. 10.5. Принципиальная схема турбонасосной системы топливоподачи с газогенератором «горячего» типа.

1—насос для подачи окислителя, 2—газогенератор, 3—насос для подачи воды в реактор, 4—парогазовая турбина, 5—насос для подачи горючего, 6—камера двигателя.

обычно не превышает $2\text{--}3,5 \text{ кг/см}^2$), в результате чего вес их относительно небольшой.

Продукты сгорания топлива в парогазогенераторе и отбираемые непосредственно из камеры сгорания перед поступлением в турбину должны охлаждаться до безопасно допустимой для лопаток турбины температуры ($500\text{--}850^\circ \text{C}$).

Одной из важных проблем, с которой приходится сталкиваться при применении турбонасосной системы подачи, является кавитация в центробежных насосах. Для обеспечения бескавитационной работы насосов при достаточно большом числе оборотов необходимо создавать перед ними подпор, причем чем больше будет этот подпор, тем более быстроходные можно применять насосы, тем меньше будут вес и габариты ТНА.

По принципу действия современные системы теплопередачи ЖРД делятся на системы одноразового действия, часто без регулирования расхода топлива (тяги) и применяемые в двигателях снарядов и воздушных торпед, и многоразового действия, в большинстве случаев с регулированием расхода топлива и обычно применяемые в маршевых авиационных двигателях.

Наиболее важной характеристикой любой системы топливоподачи ЖРД является ее удельный вес, определяемый как

отношение общего веса системы $G_{с.п}$ к объему топливных баков V_B , т. е.

$$\gamma_{с.п} = \frac{G_{с.п}}{V_B} \text{ кг/л.} \quad (10.1)$$

Общий вес системы топливоподачи также можно относить и к весу запаса топлива в баках:

$$G_T \approx \gamma_T V_B \text{ кг,} \quad (10.2)$$

где γ_T — удельный вес топлива в баках в кг/л.

К системе топливоподачи любого типа предъявляются следующие основные требования:

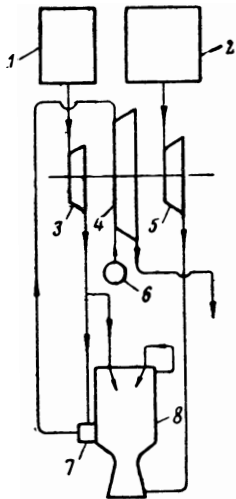
- 1) простота, компактность и малый вес конструкции;
- 2) равномерность подачи рабочих компонентов к месту их потребления и легкость управления двигателем;
- 3) высокая экономичность и надежность работы;
- 4) дешевизна изготовления и удобство эксплуатации.

Так как иногда двигатель должен менять развиваемую им тягу по ступеням и периодически включаться в работу и выключаться, то в этом случае дополнительно требуется, чтобы система топливоподачи обеспечивала строго определенный закон изменения тяги, надежное включение двигателя в работу и выключение его, когда это требуется по условиям эксплуатации.

Различные схемы систем топливоподачи по-разному изменяют свои весовые и экономические характеристики при изменении давления в камере сгорания и тяги (секундного расхода компонентов топлива) двигателя, времени его работы (запаса компонентов в баках) и соответственно имеют различные оптимальные значения параметров и области наиболее эффективного применения, связанные с назначением летательного аппарата.

Области и границы целесообразного применения той или иной схемы системы топливоподачи ЖРД и ее отдельных агрегатов до сего времени точно не установлены.

На выбор типа системы топливоподачи и ее отдельных элементов в первую очередь влияет удельный вес, а во вторую — сравни-



Фиг. 10.6. Принципиальная схема турбонасосной системы топливоподачи ЖРД с отбором газа из камеры сгорания двигателя и охлаждением его до определенной температуры добавлением некоторого количества горючего.

1—бак горючего, 2—бак окислителя, 3—насос горючего, 4—газовая турбина, 5—насос окислителя, 6—газовый стартер турбины, 7—камера смешения горячего газа с добавочным горючим, 8—камера двигателя.

тельная конструктивная сложность, стоимость и экономичность работы.

При проектировании двигателя соответствующий тип системы топливоподачи и конструктивные особенности ее отдельных элементов обычно обуславливаются назначением, величиной тяги, продолжительностью и режимом работы двигателя, а также весовыми, технологическими, экономическими, эксплуатационными и другими соображениями. В связи с этим целесообразно кратко рассмотреть основные достоинства и недостатки существующих схем систем топливоподачи ЖРД.

Достоинствами вытеснительной системы топливоподачи с ГАД, ЖАД и ПАД являются:

- 1) простота и дешевизна конструкции;
- 2) небольшие габариты и удельный вес, если двигатель имеет малую тягу и небольшую продолжительность работы;
- 3) стабильность подачи компонентов топлива в камеру сгорания, если газовый аккумулятор снабжен редуктором давления или пороховой аккумулятор — высокочувствительным клапаном сброса излишнего давления пороховых газов, и т. п.

Основные недостатки этих систем топливоподачи:

- 1) большой удельный вес топливных баков ввиду необходимости выполнять их более прочными для работы под значительным давлением газа, особенно в случаях использования горячих газов (при наличии в системе ПАД или ЖАД);
- 2) большой удельный вес аккумулятора давления со сжатым в нем газом (в случае применения ГАД);
- 3) большие потери тепла от горячих газов в окружающую среду (в случаях применения ПАД или ЖАД), что увеличивает удельный вес потребного порохового заряда или топлива для газообразования;
- 4) скорость горения пороха зависит от температуры окружающей среды, в связи с чем поверхность его горения приходится определять исходя из скорости сгорания при возможно более низкой температуре окружающей среды, что связано с необходимостью установки на аккумуляторе клапана сброса давления и потерей части энергии пороха;
- 5) при увеличении времени работы двигателя вес этих систем топливоподачи резко увеличивается, что делает их непригодными для двигателей с большой тягой и значительной продолжительностью работы.

Если сжатый газ перед поступлением в топливные баки подогревать, то можно уменьшить его весовой запас в баллоне системы во столько раз, во сколько раз будет повышена температура.

Вследствие отмеченных особенностей вытеснительная система топливоподачи применима только для двигателей малых и средних тяг с небольшой продолжительностью работы. Эта система с ГАД применяется также в стационарных экспериментальных установ-

ках, стартовых и маршевых самолетных двигателях. Однако присущие этой системе положительные особенности в некоторых случаях могут обусловить целесообразность применения ее и для двигателей относительно больших тяг и продолжительностей работы.

К достоинствам турбонасосной системы топливоподдачи относятся:

1) облегченная конструкция топливных баков, так как баки работают под невысоким давлением газов;

2) вес ТНА не зависит от продолжительности работы двигателя;

3) вполне удовлетворительное постоянство подачи компонентов топлива в камеру сгорания двигателя;

4) возможность использования отработавших газов турбины для управления полетом и стабилизации снаряда;

5) большая удельная тяга двигателя, так как оптимальное давление газов в камере сгорания при этой системе обычно оказывается выше, чем при вытеснительных схемах топливоподдачи.

К недостаткам турбонасосной системы топливоподдачи относятся сложность ее конструкции, снижающая надежность и повышающая стоимость двигателя, а также крутящий момент турбонасосного агрегата, передающийся аппарату, который может потребовать специальной компенсации.

Турбонасосная система топливоподдачи применялась в двигателях для снарядов дальнего действия с тягой свыше 18—25 т при продолжительности работы больше 60 сек. При облегченной и экономичной конструкции ТНА эта система топливоподдачи может оказаться целесообразной для двигателей меньших тяг и продолжительности работы.

Следует иметь в виду, что создание турбонасосной системы топливоподдачи является весьма сложной и трудной задачей, особенно в тех случаях, когда приходится иметь дело с сильно агрессивными компонентами топлива. Вопросы осуществления дозирующих и регулирующих устройств этой системы также сложны и до сих пор в достаточной мере не исследованы.

Время выхода ТНА на расчетный режим может достигать 2 сек. при суммарном времени выхода двигателя на режим не более 2,3 сек.

После выбора рационального типа и конструкции отдельных элементов системы топливоподдачи выбирают систему зажигания, управления, автоматики и автоблокировки ЖРД. Удачное решение этих вопросов гарантирует надежный запуск, работу и остановку двигателя.

§ 2. Основы проектирования и расчета топливных баков ЖРД

Топливные баки ЖРД представляют собой резервуары для горючего и окислителя. При их проектировании приходится решать следующие вопросы:

1. Выбор типа баков соответственно техническим требованиям.
2. Выбор схемы расположения баков на снаряде.
3. Выбор внутрибаковых топливозаборных устройств.
4. Определение потребного объема топливных баков.
5. Расчет баков и их отдельных элементов на прочность.
6. Определение веса топливных баков.
7. Выбор конструкционных материалов для баков и др.

1. Типы топливных баков и предъявляемые к ним требования. Топливные баки в зависимости от способа подачи компонентов топлива в камеру сгорания двигателя делятся на два основных типа:

Нагруженные баки, т. е. баки, которые при работе ЖРД находятся под высоким давлением и обычно являются составной частью вытеснительной системы топливоподдачи.

Разгруженные баки, т. е. баки, которые при работе ЖРД находятся только под небольшим давлением (2—3,5 кг/см² и выше) и обычно являются составной частью снаряда.

Поскольку топливные баки по размерам составляют наибольшую часть длины снаряда, то их часто используют и в качестве силового корпуса, воспринимающего усилия, действующие на снаряд. Такие баки называют *несущими*. Баки этого типа весьма чувствительны к наружному давлению, поскольку отношение толщины их стенок к диаметру очень мало (~1 : 500).

От типа аккумулятора давления системы подачи и физико-химических свойств компонентов топлива, используемого в ЖРД, зависят требования, предъявляемые к материалам и конструкции топливных баков.

В случае применения для двигателя компонентов топлива с низкой температурой кипения (жидкий кислород и т. п.) баки должны иметь специальную термоизоляцию. Баки для агрессивных компонентов топлива нужно изготавливать из специальных коррозионно-стойких материалов.

Если в системе используется аккумулятор давления горячего типа, то необходимо учесть термические напряжения, возникающие в материале баков вследствие их нагревания горячим газом, а также изменение при этом прочностных свойств материала.

К проектируемым топливным бакам любого типа и конструкции предъявляются следующие основные требования.

Баки должны иметь возможно малый удельный вес, так как с уменьшением их веса улучшаются летные характеристики снаряда. Это требование особенно важно иметь в виду при проектировании ЖРД с нагруженными баками, так как вес их всегда составляет большую часть веса конструкции всего снаряда.

Минимального веса конструкции баков можно достичь, применяя для их изготовления материалы с высокими механическими свойствами и малым удельным весом.

При нагнетательной системе топливоподачи баки составляют малый процент от общего веса снаряда и часто бывают относительно просты в конструктивном отношении. В случае вытеснительной системы вес баков может составлять приблизительно 20—30% от общего веса снаряда без топлива.

Баки должны обладать высокой стойкостью против коррозии. Это требование приобретает особую важность при работе ЖРД на агрессивных компонентах топлива, особенно когда необходимо длительно хранить их в баках двигателя.

Баки должны быть просты в изготовлении и удобны в эксплуатации. Топливные баки в основном изготавливают сваркой. К сварным швам баков предъявляют высокие требования в отношении прочности, пластичности, плотности и коррозионной устойчивости.

Сварка должна производиться так, чтобы деформации металла были минимальными.

Несущие баки должны иметь плавные обводы, соответствующие обводам снаряда. Баки должны располагаться на одной оси со снарядом (при последовательной схеме размещения). Конструкция топливных баков должна также удовлетворять ряду эксплуатационных требований: возможность быстрого опорожнения в аварийных случаях, измерения в баке уровня жидкости, быстрого сброса давления. В некоторых случаях для гидростатических испытаний, очистки, внутреннего осмотра бака нужно предусмотреть люки.

2. Геометрические формы и взаимное расположение баков на аппарате. Топливные баки ЖРД обычно выполняют цилиндрической формы и располагают их на боевых аппаратах отдельно (один за другим) или концентрично (один внутри другого).

Общепринятым образцом компоновки реактивного снаряда является последовательное расположение цилиндрических топливных баков впереди камеры двигателя.

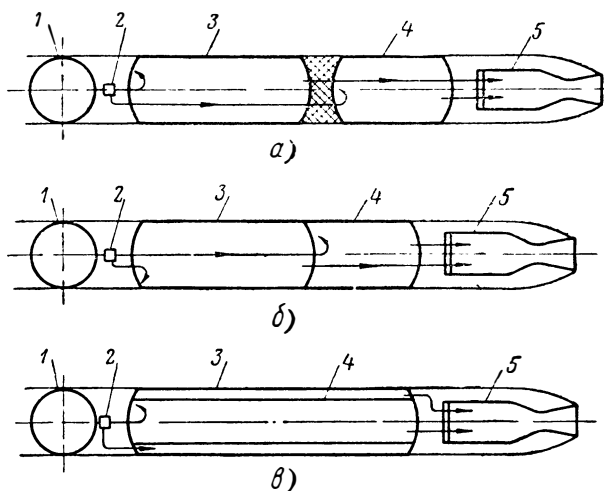
Выбирать ту или иную форму топливных баков и схему их расположения на аппарате необходимо с учетом весовых характеристик баков, мест их расположения, а также связанных с этим технологических, экономических и других факторов.

Если имеется возможность выполнять баки длинными, то для их расположения целесообразно выбрать более простую раздельную схему, а при значительном диаметре снаряда преимущество иногда может быть на стороне баков концентрической схемы (фиг. 10. 7, в). Концентрическая схема расположения топливных баков может быть оправдана только необходимостью обеспечить заданные весовые и летные характеристики снаряда, так как они относительно сложнее в изготовлении.

Несущие топливные баки часто выполняют «объединенной» конструкции (см. фиг. 10. 7, б). Основным недостатком этой конструкции, как и баков с концентрическим расположением, состоит в опас-

ности возможного взрыва самовоспламеняющихся компонентов топлива в случае нарушения герметичности перегородки между двумя баками.

Для двигателей с турбонасосной системой топливоподачи по условиям работы насосов иногда целесообразно впереди располагать бак окислителя. Вообще же расположение баков может быть различным; баки располагают так, чтобы снаряд был устойчи-



Фиг. 10. 7. Принципиальные схемы расположения на снаряде топливных баков двигателя.

а—раздельное последовательное расположение баков, *б*—объединенная конструкция баков с последовательным расположением, *в*—концентрическое расположение баков, 1—аккумулятор давления, 2—редуктор давления, 3 и 4—топливные баки, 5—камера двигателя.

вым. При решении вопроса о расположении баков на снаряде необходимо отдать предпочтение тому варианту, при котором центр тяжести баков по мере выгорания топлива будет меньше смещаться относительно его начального положения. С этой целью топливные баки обычно располагают на снаряде возможно ближе к его центру тяжести.

Диаметры топливных баков определяются конструкцией и назначением снаряда, а длина их — потребным запасом топлива для работы двигателя. Отношение длины бака к его диаметру часто равно 2—5, а в некоторых конструкциях последних лет даже достигает 8—12 (ракета «Аэробы», «Корпорелл» и др.).

Днища топливных баков часто выполняют сферической формы. Однако иногда может оказаться целесообразной коническая форма в виде воронок. Такая форма днищ со стороны забора жидкости обеспечивает повышенную скорость жидкости перед тру-

бопроводом, а также исключает необходимость в применении баковых заборных устройств.

Размещение одного бака частично внутри другого позволяет уменьшить избыточное давление на коническое днище и заборный трубопровод одного из баков и выполнить их более тонкими и легкими.

3. **Внутрибаковые заборные устройства.** В конструкции каждого бака необходимо предусмотреть установку важных для его работы деталей: приспособлений для заправки, сливных и предохранительных клапанов и др. В нагруженных баках многоразового действия иногда устанавливают клапан сброса давления. В баках больших объемов часто делают люки для осмотра их внутренней части и ремонта.

При маневрах снаряда жидкие компоненты топлива в баках за счет центробежных сил могут быть отброшены от заборного патрубка, особенно в тот момент, когда в баках будет небольшое количество жидкости. Это может вызвать остановку двигателя и даже взрыв его в случае использования самовоспламеняющихся компонентов.

Кроме того, в баках возможно вспенивание жидкости в результате воздействия струи газа от аккумулятора давления, бурное перемешивание газа с жидкостью и образование в ней пузырей, что значительно нарушает нормальную работу двигателя.

На выходе жидкости из бака при определенных условиях возможно ее завихрение с образованием воронки, что может привести к прорыву рабочего газа из бака в отводящий трубопровод до полного израсходования жидкости и, следовательно, к остановке двигателя.

Для предохранения жидкости в баках от воздействия струи газа при входе, торможения волн и вспенивания при маневрах и перегрузках снаряда, а также для борьбы с образованием воронок на входе в заборное устройство устанавливают перегородки, диафрагмы и специальные воронкогасители.

Для предотвращения оголения заборного бокового патрубка при маневрах снаряда применяют специальные внутрибаковые заборные устройства.

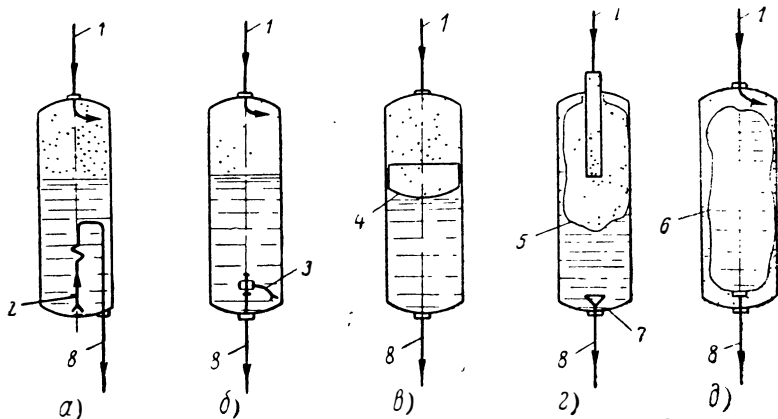
Известны следующие основные конструкции внутрибаковых топливозаборных устройств (фиг. 10.8):

- 1) шланговые гибкие заборники;
- 2) поворотные хоботовые заборники;
- 3) баковые передвижные поршни;
- 4) гибкие вытеснительные мешки.

При вытеснительных системах топливоподачи с ПАД или ЖАД необходимо в допустимых пределах ограничивать температуру газов, поступающих в топливные баки (обычно не выше 800—900° С), чтобы избежать чрезмерного нагревания стенок баков и снижения их прочности.

Горячие газы можно охлаждать, впрыскивая в них некоторое количество воды или охлаждая газовый трубопровод одним из компонентов топлива. При использовании ЖАД температуру продуктов сгорания можно также снизить изменением коэффициента состава топлива.

4. Определение потребного объема топливных баков. Потребный объем бака соответствующего компонента топлива определяют по формуле



Фиг. 10.8. Принципиальные схемы заборных устройств топливных баков.

а—бак со шланговым забором, *б*—бак с хоботовым заборником, *в*—бак с поршневым заборником, *г* и *д*—баки с вытеснительными мешками, *1*—подвод газа, *2*—шланговый хобот, *3*—поворотный хобот, *4*—поршень, *5* и *б*—вытеснительные мешки, *7*—гаситель, *8*—выход компонента топлива.

$$V_{\text{Б}} = V_{\text{расч}} + V_{\text{гар}} + V_{\text{под}} \text{ м}^3,$$

где $V_{\text{расч}} = \frac{G\tau_{\text{дв}}}{\gamma}$ — расчетный объем данного компонента,

здесь G — секундный весовой расход в кг;

γ — удельный вес этого компонента;

$\tau_{\text{дв}}$ — продолжительность работы двигателя в сек.;

$V_{\text{гар}} \approx (0,02 \div 0,05) V_{\text{расч}}$ — гарантийный запас компонента топлива, необходимый для запуска и надежной работы двигателя в течение установленного времени работы, так как практически невозможно некоторое несоответствие между действительным и расчетным секундными расходами топлива и, кроме того, не всякое внутрибаксовое устройство может обеспечить полный забор компонента из бака;

$V_{\text{под}} \approx (0,03 \div 0,06) V_{\text{расч}}$ — объем газовой подушки в баке, необходимый для предупреждения чрезмерного повышения давления в баке из-за объемного расширения компонента топлива при повышении температуры после заправки и газовыделения в результате протекающих в нем химических реакций, а также для смягчения внезапного удара поступающего газа о поверхность жидкости при вытеснительной системе топливоподачи при запуске.

Значение $V_{\text{гпр}}$ тем больше, чем менее совершенно внутрибаковое устройство и больше период запуска и маневренность снаряда. Время работы ЖРД на стартовой установке определяется в основном системой запуска двигателя. При пушечном запуске это время составляет около 0,2 сек.; при ступенчатом запуске двигателя оно достигает 2—3 сек.

Объем газовой подушки в соответствующем баке нужно определять с учетом возможного повышения в нем давления вследствие увеличения температуры компонента топлива в условиях эксплуатации двигателя. Значение этого давления обуславливается конструкцией топливных баков и особенностями гидравлической системы топливоподачи двигателя; в вытеснительных системах оно не должно превышать давления разрыва запорных мембран (5—8 ата), так как иначе возможен самопроизвольный запуск двигателя.

В зависимости от условий применения снарядов с ЖРД температура атмосферного воздуха может колебаться от -40 до $+50^\circ \text{C}$. При изменении этой температуры обычно изменяются температура и объемы компонентов топлива и воздушных подушек в баках.

Потребный объем бака для данного компонента топлива с учетом объема воздушной подушки можно определить следующим образом.

Если компонент топлива заправляют в бак при температуре -40°C , то объем его будет

$$V_{\text{комп} (-40^\circ)} = \frac{G_{\text{комп}}}{\gamma_{(-40^\circ)}},$$

а свободный объем в баке (воздушной подушки) выразится формулой

$$V_a (-40^\circ) = V_B - V_{\text{комп} (-40^\circ)} = V_B - \frac{G_{\text{комп}}}{\gamma_{(-40^\circ)}},$$

где $G_{\text{комп}}$ — вес данного компонента топлива для работы двигателя в течение заданного промежутка времени;

V_B — потребный объем бака для данного количества компонента топлива с учетом объема воздушной подушки;

$\gamma_{(-40^\circ)}$ — удельный вес этого компонента при температуре -40°C .

При нагревании компонента топлива свободный объем в баке (воздушной подушки) уменьшится и при температуре $+50^\circ \text{C}$ будет

$$V_{\text{под } (+50^\circ)} = V_{\text{Б}} - \frac{G_{\text{комп}}}{\gamma_{(+50^\circ)}},$$

где $\gamma_{(+50^\circ)}$ — удельный вес компонента при температуре $+50^\circ \text{C}$.

Так как бак герметичен, то в нем при температуре $+50^\circ \text{C}$ остается то же весовое количество воздуха, что и при температуре -40°C , а давление его повысится до какого-то безопасно допустимого для бака значения $p_{\text{под}}$, т. е.

$$G_{\text{под}} = G_{\text{под } (-40^\circ)} = G_{\text{под } (+50^\circ)}.$$

Вес воздушной подушки при температуре -40 и $+50^\circ \text{C}$ можно выразить следующими уравнениями состояния:

$$G_{\text{под } (-40^\circ)} = \frac{p_a V_a (-40^\circ)}{R_a T_a (-40^\circ)} = \frac{p_a \left[V_{\text{Б}} - \frac{G_{\text{комп}}}{\gamma_{(-40^\circ)}} \right]}{R_a T_a (-40^\circ)};$$

$$G_{\text{под } (+50^\circ)} = \frac{p_{\text{под}} V_{\text{под } (+50^\circ)}}{R_{\text{под}} T_{\text{под } (+50^\circ)}} = \frac{p_{\text{под}} \left[V_{\text{Б}} - \frac{G_{\text{комп}}}{\gamma_{+50^\circ}} \right]}{R_{\text{под}} T_{\text{под } (+50^\circ)}},$$

где p_a , T_a и R_a — давление, температура и газовая постоянная атмосферного воздуха при температуре -40°C ; $p_{\text{под}}$, $T_{\text{под}}$ и $R_{\text{под}}$ — то же воздушной подушки в баке при температуре $+50^\circ \text{C}$.

Сравнивая правые части этих уравнений и производя соответствующие преобразования при $R_a = R_{\text{под}}$, получим формулу для определения потребного объема бака данного компонента топлива:

$$V_{\text{Б}} = \frac{\frac{p_{\text{под}}}{\gamma_{(+50^\circ)}} T_a (-40^\circ) - \frac{p_a}{\gamma_{(-40^\circ)}} T_{\text{под } (+50^\circ)}}{p_{\text{под}} T_a (-40^\circ) - p_a T_{\text{под } (+50^\circ)}} G_{\text{комп}}$$

или

$$V_{\text{Б}} = \frac{233 \frac{p_{\text{под}}}{\gamma_{(+50^\circ)}} - 323 \frac{1}{\gamma_{(-40^\circ)}}}{233 p_{\text{под}} - 323} G_{\text{комп}}.$$

Эта формула не учитывает упругость паров компонента топлива и давление, которое может создаться в баке вследствие разложения компонента при его хранении.

Заправку компонентов топлива в баки можно запроектировать сверху или снизу (в зависимости от типа снаряда, условий его старта и др.). Жидким кислородом целесообразно заправлять бак снизу, чтобы избежать его бурного испарения. При заправке баков компонентами топлива газовые подушки сообщаются с атмосферой через дренажи.

При вычислении объема баков необходимо также учитывать объем, занимаемый трубопроводами, заборными устройствами, и т. п.

В тех случаях, когда двигатель останавливается из-за выработки запаса топлива в баках, объемы баков для компонентов топлива целесообразно выполнять такой величины, при которой первым израсходовался бы окислитель и остановка двигателя происходила на горючем. При этом условия гарантийные остатки компонентов получаются меньше, а условия остановки двигателя благоприятнее.

5. Расчет баков на прочность. Расчет баков на прочность производят по формулам теории тонкостенных сосудов.

При турбонасосной системе топливоподачи расчетное давление в топливных баках в первом приближении можно принимать равным $2\text{--}3,5 \text{ кг/см}^2$.

При вытеснительной системе топливоподачи расчетное давление в баках берут на $15\text{--}25\%$ больше необходимого давления подачи, которое уточняют после окончательной разработки всей гидравлической системы двигателя.

Необходимое давление подачи данного компонента топлива в камеру сгорания двигателя в случае вытеснительной системы выражается формулой

$$p_{\text{п}} = p_{\text{б}} = p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{с.п}} \text{ кг/см}^2, \quad (10.3)$$

где $p_{\text{б}}$ — давление компонента топлива в баке;

$p_{\text{к}}$ — давление газов в камере сгорания двигателя;

$\Delta p_{\text{с.п}}$ — суммарный перепад давления компонента топлива в системе топливоподачи двигателя (в форсунках $\Delta p_{\text{ф}}$, в охлаждающем тракте $\Delta p_{\text{охл}}$, в трубопроводах $\Delta p_{\text{тр}}$, клапанах $\Delta p_{\text{кл}}$, дроссельных шайбах и т. д.).

Все эти потери давления жидкостей от баков до камеры сгорания включительно определяют по обычным формулам гидравлики.

При проектировании гидравлической системы двигателя необходимо, чтобы давление обоих компонентов топлива в баках было одинаковым, так как это упрощает конструкцию системы топливоподачи. Неравенство гидравлических сопротивлений в трактах горючего и окислителя обычно устраняют постановкой в системе специальных дроссельных шайб. Эти шайбы также используются для обеспечения необходимого расхода компонентов топлива в камеру сгорания при заданном их весовом соотношении.

Толщина стенок топливных баков определяется давлением, под которым находятся компоненты топлива, а также механическими свойствами материала, из которого изготовлены эти баки.

Зная расчетное давление в баках p_B , можно определить необходимую толщину стенки бака δ_B . Например, для цилиндрического бака имеем

$$\delta_B = \frac{p_B d_B n_B}{2\sigma_B}, \quad (10.4)$$

где d_B — внутренний диаметр бака;

σ_B — предел прочности для выбранного материала бака в кг/см²;

n_B — запас прочности материала бака.

Толщина стенки днищ цилиндрических баков зависит от их формы. Толщину стенки сферического днища бака определяют по формуле

$$\delta_{дн} = \frac{p_B d_B n_B}{4\sigma_B}. \quad (10.5)$$

Наиболее распространенной является эллиптическая или близкая к ней форма днища бака, описываемая радиусом $r_{дн} > \frac{d_B}{2}$.

Толщину стенки днища бака при этом можно определить по формуле

$$\delta_{дн} = \frac{p_B r_{дн} n_{дн}}{2\sigma_B}, \quad (10.5a)$$

где $r_{дн}$ — радиус сферы днища.

При расчете баков нужно учитывать снижение прочности их материала от нагревания.

В наиболее тяжелых условиях металл баков работает при подаче топлива горячими газами (от ПАД или ЖАД). В этом случае металл должен быть достаточно прочным при давлении подачи порядка 35—60 ата и температуре около 400—800° С.

Если топливные баки являются несущими, то, кроме силовых напряжений в металле от давления в них холодных или горячих газов, нужно дополнительно учитывать внешние силовые нагрузки, испытываемые баками во время старта и полета снаряда (вес столба жидкости в баке, эффект ускорения и др.).

В современных конструкциях топливных баков, изготовленных из стали и нагруженных давлением холодного газа, запас прочности $n_B \approx 1,5 \div 2,0$. Если топливные баки работают под давлением горячих газов или используются в качестве несущей конструкции снаряда, то запас прочности материала для баков нужно увеличивать до $n_B \approx 2,5$ и выше. Запас прочности материала баков учитывает также увеличение давления в баках от столба жидкости и силы инерции ее, возникающей во время полета снаряда.

Для облегчения веса цилиндрических топливных баков, а также газовых аккумуляторов иногда применяют проволочную оплетку их. Вес оплетенного стальной проволокой цилиндрического бака почти равен весу бака шаровой формы той же емкости (подобно газовым баллонам немецкого снаряда V-1).

Разгруженные от давления топливные баки, используемые в двигателях с нагнетательной системой топливоподачи, обычно выполняются тонкостенными (толщина оболочки достигает 2 мм) из магниевоалюминиевого сплава с временным сопротивлением разрыву $\sigma_{\delta_B} < 20 \text{ кг/мм}^2$ и удельным весом 2700 кг/м^3 . Запас прочности баков из этого материала можно принимать $n_B = 1,8 \div 2$.

6. Определение веса топливных баков. Сухой вес цилиндрического бака соответствующего компонента без учета воздействия столба жидкости в нем и сил ускорения можно выразить формулой

$$G_B = \varepsilon_B \pi d_B^2 l_B \delta_B \gamma_{\text{м.Б}} \text{ кг}, \quad (10.6)$$

где $\varepsilon_B \approx 1,2 \div 1,4$ — коэффициент утяжеления, учитывающий вес днищ, фланцев, креплений и арматуры бака (заправочный клапан, заборные устройства и др.);

$$l_B = \frac{4V_B}{\pi d_B^2} \text{ — длина цилиндрического бака;}$$

$\gamma_{\text{м.Б}}$ — удельный вес материала, из которого изготовлен бак.

Подставляя в (10.6) значения δ_B из (10.5) и l_B , окончательно получим

$$G_B = 2\varepsilon_B \frac{p_B V_B n_B}{\sigma_{\delta_B} \gamma_{\text{м.Б}}}. \quad (10.7)$$

Удельный вес топливных баков будет

$$\gamma_B = \frac{G_B}{V_B} = \frac{2\varepsilon_B p_B n_B}{\sigma_{\delta_B} \gamma_{\text{м.Б}}}. \quad (10.8)$$

Таким образом, удельный вес топливных баков пропорционален давлению p_B и зависит от формы, конструкции и прочностных свойств материала баков, причем γ_B уменьшается при увеличении коэффициента прочности материала $\sigma_{\delta_B} / \gamma_{\text{м.Б}}$.

Для прикидочных расчетов можно пользоваться данными о выполненных баках подобного типа и из того же материала с учетом значений давления p_B и объема V_B .

Считая прочностные и конструктивные характеристики сравниваемых баков одинаковыми, получим

$$G'_B = G_B \frac{V'_B}{V_B} \frac{p'_B}{p_B}. \quad (10.9)$$

При вычислении веса разгруженного бака большого объема нужно учитывать вес поперечного силового набора (шпангоутов), необходимого для придания баку жесткости, арматуры, перегородок и изоляции.

Коэффициент наполнения баков топливом зависит от назначения снаряда и практически может колебаться в пределах 0,6—0,8. Это означает, что запас топлива в баках составляет около 60—80% от стартового веса снаряда, а следовательно, топливные баки обычно имеют относительно большие габариты и значительный вес.

При нагнетательной системе топливоподдачи баки составляют малый процент от общего веса снаряда и часто бывают относительно просты в конструктивном отношении. В случае вытеснительной системы топливоподдачи вес баков может составлять около 20—30% от общего веса снаряда без топлива и приблизительно 70% от сухого веса двигателя. По этой причине проектирование топливных баков часто подчиняется общей идее проектирования снаряда.

7. М а т е р и а л ы д л я б а к о в. При выборе материала для баков обычно исходят из предъявляемых к ним требований с учетом:

- 1) рода компонентов топлива (их коррозионное действие);
- 2) способа подачи компонентов топлива в камеру сгорания двигателя (насосами, холодным или горячим газом);
- 3) расположения баков в снаряде (несущие или несущие баки);
- 4) продолжительности хранения компонента топлива в баке и др.

Для ряда конкретных случаев практикой найдены наиболее пригодные материалы, в большинстве различные марки сталей и сплавы алюминия. При соответствующей технологии сварки и термообработки для некоторых компонентов топлива можно изготовить баки из углеродистых сталей и магния. Применение же этих материалов для баков ряда окислителей возможно только при условии специальной защиты их поверхности от коррозии. Часто баки для окислителей изготавливаются из нержавеющей сталей.

Многие специальные стали обладают высокими механическими свойствами: при соответствующей термообработке эти стали могут выдержать напряжение до 120 кг/мм^2 . Однако трудность использования таких сталей заключается в том, что при сварке их трудно получить прочность сварного шва, равную прочности основного материала. Кроме того, после сварки баки требуют термообработки, что при больших размерах бака осуществить достаточно трудно. К тому же эти стали дороги.

При проектировании ЖРД одноразового действия нужно ши-

роко использовать малододефицитные материалы, чтобы значительно снизить стоимость всей конструкции.

Так как для большинства горючих не требуются баки высокой коррозионной стойкости, то для изготовления их обычно применяют высокопрочные стали. При подборе для них прокладок и других принадлежностей следует учитывать, что большинство используемых в настоящее время горючих обладает свойствами активных растворителей. Поэтому часто в качестве материала для прокладок применяется пластмасса.

Все окислители по природе являются более или менее агрессивными веществами по отношению ко многим конструкционным материалам. Поэтому баки агрессивных окислителей должны обладать высокой коррозионной стойкостью. Кроме того, материал баков для перекиси водорода не должен содержать элементы, являющиеся катализатором ее разложения (особенно меди). В случае применения жидкого кислорода и т. п. материал бака должен сохранять необходимую прочность при низких температурах.

В настоящее время известны металлические и неметаллические материалы, которые достаточно стойки по отношению к окислителям и могут быть использованы для баков ЖРД.

Двигатели, работающие на топливе, окислителем которого является азотная кислота или ее производные, в настоящее время нашли применение на практике в различных областях средств вооружения и авиации. В связи с этим остро стоит вопрос о материалах для изготовления баков ЖРД.

Для баков азотной кислоты и ее производных, четырехоксида азота, перекиси водорода и тетранитрометана могут быть использованы легированные стали.

Для перекиси водорода можно использовать и углеродистые стали при условии применения для них каких-либо покрытий (лака, воска или окисной пленки).

Для баков жидких кислорода и озона применимы нержавеющие стали и алюминиевые сплавы. Низкая температура жидкого кислорода, как и других низкокипящих жидкостей, накладывает некоторые ограничения на выбор материалов для баков в связи с явлением их хладоломкости.

Для баков жидких фтора, окиси и нитрата фтора пригодны никель, медь, алюминий и их сплавы, а также легированные стали¹.

Для баков хлорной кислоты применимы хромистые стали, а также алюминий и его сплавы.

¹ Missiles and Rockets, Sept. 1957.

§ 3. Расчет газового аккумулятора давления системы топливоподачи двигателя

Газовый аккумулятор давления (ГАД) представляет собой баллон с соответствующей арматурой, в котором сосредоточен запас сжатого воздуха или другого газа, необходимый для вытеснения компонентов топлива из баков в камеру сгорания двигателя.

При проектировании и расчете ГАД системы топливоподачи необходимо решить следующие вопросы:

- 1) выбор формы баллона аккумулятора и рабочего газа для системы;
- 2) выбор начального давления газа в баллоне;
- 3) определение температуры газа в баллоне и в топливных баках в конце работы системы;
- 4) определение объема баллона и потребного запаса газа;
- 5) расчет газового аккумулятора на прочность и определение его веса.

1. Выбор формы баллона аккумулятора и рабочего газа для системы. Газовый баллон аккумулятора давления обычно выполняют шарообразной формы, так как его вес меньше веса баллона цилиндрической формы при тех же условиях. Баллон цилиндрической формы со сферическими днищами применяют только в тех случаях, когда диаметр шарового баллона превышает расчетный мидель снаряда.

Баллоны для сжатого газа изготовляют из высокопрочных хорошо свариваемых сталей.

На фиг. 10.9 схематически изображена система топливоподачи с ГАД. Приняты следующие обозначения параметров газа:

V_{1a}, G_{1a}, p_{1a} и T_{1a} — начальные для газа в аккумуляторе давления;

V_{2a}, G_{2a}, p_{2a} и T_{2a} — конечные для газа в аккумуляторе давления;

V_{1b}, G_{1b}, p_{1b} и T_{1b} — начальные в топливных баках;

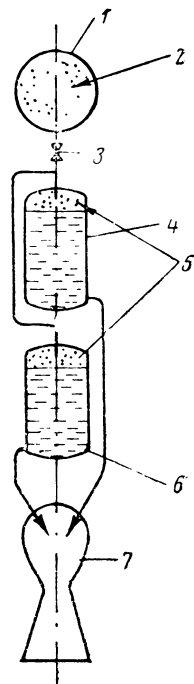
V_{2b}, G_{2b}, p_{2b} и T_{2b} — конечные для газа в топливных баках,

где V — объем газа;

G — вес газа;

p — давление газа и

T — температура газа.



Фиг. 10.9. К расчету газового аккумулятора давления вытеснительной системы топливоподачи ЖРД.

1 — ГАД, 2 — газ
3 — редуктор давления,
4 — бак горючего,
5 — бак окислителя, 6 — бак окислителя, 7 — камера сгорания двигателя.

При проектировании системы обычно задаются начальным давлением газа в аккумуляторе давления исходя из соображений, что:

1) повышение начального давления p_{1a} газа данного объема в баллоне почти не влияет на вес баллона и уменьшает его объем и габариты (см. фиг. 10. 9);

2) чем больше p_{1a} , тем меньше будет в системе неиспользованного пассивного газа в конце работы двигателя;

3) чем больше p_{1a} , тем дороже обходится получение 1 кг сжатого газа;

4) получение газа с высоким p_{1a} лимитируется величиной напора заправочных средств.

При заправке баллона газом при помощи компрессора наибольшее давление принимается равным 250—330 атм, так как увеличение давления сверх указанных значений усложняет конструкцию компрессора. При заправке баллона посредством испарения жидкого газа это соображение отпадает, и начальное давление газа в баллоне можно брать более высоким, чем при заправке компрессорами; последнее ограничивается возможностями изготовления толстостенных баллонов и арматуры на весьма высокие давления.

Таким образом, начальное давление газа в баллоне аккумулятора системы топливоподдачи определяется условиями заправки баллона и обычно колеблется в пределах 150—350 кг/см², т. е. превышает давление подачи p_B почти в 4—8 раз.

Газовый баллон обычно заряжают сжатым газом перед стартом через зарядный кран, конструкция которого позволяет сбросить давление вручную, если в этом возникает необходимость. Контроль давления обеспечивается манометром. Для предохранения трубопроводов от завышенного давления в магистральной линии обычно устанавливают предохранительный клапан, выпускающий воздух в атмосферу.

Дросселирование газа при выходе из баллона в топливные баки до давления подачи p_B почти всегда производят через редукторы давления. Для этой цели также может быть использована относительно дешевая дроссельная шайба, но она не может обеспечить постоянно давление подачи (фиг. 10. 10).

Редуктором давления газа регулируют постоянно подачу компонентов топлива из баков в камеру сгорания и, следовательно, постоянно режим работы двигателя.

Давление газа в баллоне в конце работы системы при расчетах принимают равным ¹

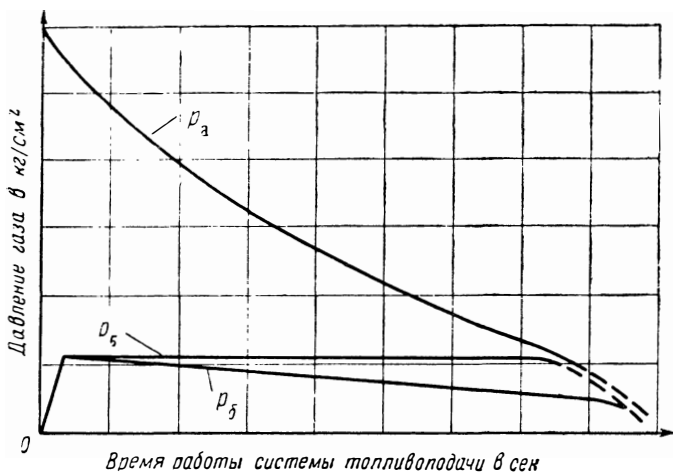
$$p_{2a} = p_B + \Delta p_{ред}, \quad (10.10)$$

где $\Delta p_{ред} \approx 5 \div 10$ кг/см² — минимально потребный перепад давле-

¹ Г. Б. Синярев и М. В. Добровольский. Жидкостные ракетные двигатели. Оборонгиз, 1950.

ния газа в редукторе давления для обеспечения нормальной его работы в последние секунды работы двигателя.

2. Выбор начального давления газа в баллоне. В качестве рабочего сжатого газа в системе можно применять воздух, азот, гелий и углекислоту. Выбор рода газа для газобаллонной системы топливоподачи зависит от природы компонентов топлива, от температуры, растворимости в них газа и других факторов.



Фиг. 10.10. Изменения давления газа в аккумуляторе давления p_a , за редуктором $p_б$ и дроссельной шайбой $p_г$ в зависимости от времени работы системы топливоподачи.

В современных системах часто применяется сжатый воздух, как относительно более дешевый и всегда имеющийся в достаточном количестве. Азот применяется в тех случаях, когда компоненты топлива могут входить в химическое взаимодействие с воздухом и нарушать нормальные условия подачи.

Гелий может применяться, когда необходимо вытеснить сжиженные компоненты топлива при таких низких температурах, при которых воздух или азот при соприкосновении с холодной жидкостью способен конденсироваться и растворяться в них. Преимущество гелия перед другими газами состоит еще и в том, что он имеет меньшие молекулярный и удельный веса. В связи с этим вес гелия, необходимого для вытеснения 1 м³ жидкости, при одинаковых условиях будет почти в 7 раз меньше, чем вес азота. Кроме того, при дросселировании гелия в редукторе в противоположность воздуху и азоту температура его возрастает, еще уменьшая необходимый вес вытесняющего газа.

Для вытеснения холодных сжиженных компонентов топлива требуется больше сжатого газа, чем для вытеснения такого же ко-

личества несжиженного жидкого компонента при нормальной температуре, что объясняется охлаждением газа в баках. Например, для подачи жидкого кислорода требуется примерно в 2,5 раза больше азота, чем для подачи такого же количества азотной кислоты или керосина.

3. Определение температуры газа в баллоне и в топливных баках в конце работы системы. По мере вытекания газа из баллона в топливные баки оставшийся в нем газ расширяется с понижением температуры и притоком тепла от более нагретых стенок баллона. Но так как этот подвод тепла незначительный, то температура газа в баллоне в конечном счете понижается, т. е. в баллоне имеет место политропное расширение газа с показателем n , меньшим, чем при адиабатическом расширении газа ($1 < n < k$).

Поскольку невозможно точно оценить значение n , то расчет системы с газовым аккумулятором давления принято вести по показателю адиабаты k . В связи с этим температура газа в баллоне в конце работы системы определится из уравнения адиабаты расширения газа в системе:

$$T_{2a} = T_{1a} (p_{2a}/p_{1a})^{\frac{k-1}{k}} = T_{1a} x^{\frac{k-1}{k}} = T_{1a} C_1 \text{ } ^\circ\text{K}. \quad (10.11)$$

При дросселировании температура азота несколько понижается, а гелия — незначительно повышается. В топливных баках дросселированный газ немного подогревается вследствие более высокой температуры стенок бака и находящегося в нем жидкого компонента топлива.

Теоретический учет изменения температуры газа в топливных баках весьма затруднен вследствие малой изученности процесса теплообмена в системе. Температура газа в баллоне и в топливных баках в конце работы системы определится из уравнения закона сохранения энергии газа в системе при условии процесса его расширения по адиабате (см. фиг. 10.9):

$$U_1 = U_2 + AL \quad (10.12)$$

или

$$G_{1a} C_{v1a} T_{1a} + G_{1b} C_{v1b} T_{1b} = G_{2a} C_{v2a} T_{2a} + G_{2b} C_{v2b} T_{2b} + AL, \quad (10.13)$$

где $U_1 = G_{1a} C_{v1a} T_{1a} + C_{1b} C_{v1b} T_{1b}$ — внутренняя энергия газа в баллоне и соответственно в топливных баках до начала работы системы;

$U_2 = G_{2a} C_{v2a} T_{2a} + G_{2b} C_{v2b} T_{2b}$ — то же в конце работы системы;

$A = \frac{1}{427}$ — тепловой эквивалент механической работы в ккал/кгм;

$$L = \int_{V_{1Б}}^{V_{2Б}} p_{Б} dV_{Б} = p_{1Б} (V_{2Б} - V_{1Б}) = p_{1Б} V_{2Б} - p_{1Б} V_{1Б} = G_{2Б} R_{2Б} T_{2Б} -$$

$- G_{1Б} R_{1Б} T_{1Б}$ — механическая работа, затрачиваемая на вытеснение компонентов топлива из баков в камеру двигателя при $p_{1Б} = p_{2Б} = p_{Б} = \text{const}$;

$G_{2Б} = G_{1а} + G_{1Б} + G_{2а}$ — вес газа в топливных баках в конце работы системы; получается из уравнения весового баланса газа в системе $G_{1а} + G_{1Б} + G_{2а}$;

$$G_{2а} = \frac{p_{2а} V_{2а}}{R_{2а} T_{2а}} = \frac{p_{2а} V_{1а}}{R_{2а} T_{1а} x^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{p_{2а}}{x^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{V_{1а}}{R_{1а} T_{1а}} = \frac{p_{2а}}{x^{\frac{k-1}{k}}} \frac{G_{1а}}{p_{1а}} =$$

$$= \frac{p_{2а}}{p_{1а}} \frac{G_{1а}}{x^{\frac{k-1}{k}}} = x \frac{G_{1а}}{x^{\frac{k-1}{k}}} = G_{1а} x^{1/k},$$

так как $V_{2а} = V_{1а} = V_{а}$ и из уравнения состояния газа в баллоне до начала работы системы $p_{1а} V_{1а} = G_{1а} R_{1а} T_{1а}$, то $V_{1а}/R_{1а} T_{1а} = G_{1а}/p_{1а}$.

Подставляя полученные выражения для $G_{1а}$, $T_{2а}$, $G_{2Б}$ и L в уравнение (10.13) и считая без большой погрешности в расчетах, что во время работы системы соответствующие теплоемкости C_v и постоянные R газа между собой равны и $p_{1Б} = p_{2Б} = \text{const}$ (в системе установлен редуктор давления газа, см. фиг. 10.10), а также имея в виду известное выражение $AR/C_v = k - 1$, получим окончательное уравнение для определения температуры газа в топливных баках в конце работы системы:

$$T_{2Б} = \frac{G_{1а} T_{1а} (1 - x) + k G_{1Б} T_{1Б}}{k [G_{1а} (1 - x^{1/k}) + G_{1Б}]} \text{ } ^\circ\text{K.} \quad (10.14)$$

Пренебрегая в этом уравнении без существенных погрешностей в расчетах незначительной величиной $G_{1Б}$, получим

$$T_{2Б} \approx T_{1а} \frac{1 - x}{k (1 - x^{1/k})} = T_{1а} C_2 \text{ } ^\circ\text{K,} \quad (10.15)$$

где C_2 — коэффициент (берется из табл. 10.1).

Если газ в системе специально подогревается, то

$$T_{2Б} \approx T_{1а} \frac{1 - x}{k (1 - x^{1/k})} + \frac{q_{уд}}{C_p}, \quad (10.16)$$

где $q_{уд}$ — удельный теплоподвод к газу в ккал/кг ;

C_p — теплоемкость газа при постоянном давлении в $\text{ккал/кг } ^\circ\text{C}$.

Таблица 10.1

Значения коэффициентов C_1 и C_2 в зависимости от p_{1a}/p_{2a}
при $k=1,33$

$x=p_{1a}/p_{2a}$	10	8,5	7	5,5	4	3	2
C_1	0,56	0,60	0,61	0,65	0,70	0,76	0,84
C_2	0,75	0,77	0,80	0,83	0,87	0,88	0,90

Если учесть изменение температуры воздуха в процессе дросселирования, то C_2 будет несколько меньше табличных значений, а для гелия — немного больше. Для расчетов величину C_2 нужно брать на 10% выше табличных значений.

4. Определение объема баллона и потребного запаса газа. При расчете газобаллонной системы топливоподачи необходимо определить объем баллона и запас сжатого газа для вытеснения компонентов топлива из баков в камеру сгорания двигателя под давлением p_B .

Исходными данными для этого являются:

- 1) общий объем баков горючего и окислителя;
- 2) давление подачи компонентов, т. е. давление в топливных баках;
- 3) род рабочего газа и его начальные параметры — давление и температура.

Потребный объем газового баллона аккумулятора давления можно определить при помощи уравнения (10.13), если в нем заменить $GT = pV/R$. При этом условии упомянутое уравнение энергии примет вид

$$V_{1a}(p_{1a} - p_{2a}) = p_{2B}V_{2B} - p_{1B}V_{1B} + \frac{AR}{C_v} \int_{V_{1B}}^{V_{2B}} p_B dV_B. \quad (10.17)$$

При постоянном давлении подачи (при $p_{1B} = p_{2B} = \text{const}$) это уравнение приводится к виду

$$V_{1a}(p_{1a} - p_{2a}) = p_{2B}(V_{2B} - V_{1B}) \left(1 - \frac{AR}{C_v}\right), \quad (10.18)$$

откуда с учетом выражений $AR/C_v = k - 1$ и $p_{2a} = p_{1a}x$ получим

$$V_{1a} = \frac{kp_{2B}(V_{2B} - V_{1B})}{p_{1a} - p_{2a}} = \frac{kp_{2B}(V_{2B} - V_{1B})}{p_{1a}(1 - x)}. \quad (10.19)$$

Пренебрегая в этом уравнении в целях упрощения расчетов незначительной величиной V_{1B} , а также вводя обозначения $V_{1a} = V_a$, $p_{1a} = p_a$, $p_{2B} = p_B$ и $V_{2B} = V_B$, окончательно получим вы-

ражение для определения объема газового баллона аккумулятора давления:

$$V_a = \frac{k p_B V_B}{p_a (1-x)} \text{ м}^3. \quad (10.20)$$

Это выражение также пригодно для определения V_a и при переменном давлении в топливных баках, если в нем заменить

$$p_B = \frac{p_{1B} + p_{2B}}{2}.$$

Г. Б. Синярев и М. В. Добровольский приводят другое выражение для определения V_a , которое выводится следующим образом.

Вес газа в баллоне в конце работы системы определится из уравнения весового баланса газа до начала и в конце работы системы:

$$G_{1a} + G_{1B} = G_{2a} + G_{2B},$$

$$\text{т. е. } G_{2a} = G_{1a} + G_{1B} - G_{2B},$$

где $G_{1a} = p_{1a} V_{1a} / R_{1a} T_{1a}$ — вес газа в баллоне в начале работы системы;

$G_{1B} = p_{1B} V_{1B} / R_{1B} T_{1B}$ — то же в топливных баках;

$G_{2B} = p_{2B} V_{2B} / R_{2B} T_{2B} = p_{2B} V_{2B} / R_{2B} T_{1a} C_2$ — вес газа в топливных баках в конце работы системы.

После подстановки в исходное уравнение весового баланса выражений для G_{1a} , G_{1B} и G_{2B} получим

$$G_{2a} = \frac{p_{1a} V_{1a}}{R_{1a} T_{1a}} + \frac{p_{1B} V_{1B}}{R_{1B} T_{1B}} - \frac{p_{2B} V_{2B}}{R_{2B} T_{1a} C_2}.$$

Заменяя в уравнении состояния газа в баллоне в конце работы системы

$$p_{2a} V_{2a} = p_{2a} V_{1a} = G_{2a} R_{2a} T_{2a} = G_{2a} R_{2a} T_{1a} C_1$$

значение G_{2a} его предыдущим выражением, найдем

$$p_{2a} V_{1a} = \left(\frac{p_{1a} V_{1a}}{R_{1a} T_{1a}} + \frac{p_{1B} V_{1B}}{R_{1B} T_{1B}} - \frac{p_{2B} V_{2B}}{R_{2B} T_{1a} C_2} \right) R_{2a} T_{1a} C_1;$$

отсюда после сокращения на R (считая, что газовая постоянная газа в системе не изменяется) и преобразований получим

$$V_{1a} = \frac{\left(\frac{p_{2B} V_{2B}}{C_2} - p_{1B} V_{1B} \frac{T_{1a}}{T_{1B}} \right) C_1}{p_{1a} C_1 - p_{2a}}.$$

Считая, как и выше, $V_{1a} = V_a$, $p_{1a} = p_a$, $p_{2B} = p_B$ и $V_{2B} = V_B$, получим окончательно искомый вид уравнения для определения объема газового баллона:

$$V_a = \frac{\left(\frac{p_B V_B}{C_2} - p_{1B} V_{1B} \frac{T_{1a}}{T_{1B}} \right) C_1}{p_a C_1 - p_{2a}}. \quad (10.21)$$

Приведенные уравнения показывают, что объем газового баллона аккумулятора давления прямо пропорционален давлению подачи и объему топливных баков.

Зная объем газового баллона и начальное давление в нем, можно определить необходимый запас газа для работы системы, пользуясь уравнением состояния, т. е.

$$G_{1a} = \frac{p_{1a} V_{1a}}{R_{1a} T_{1a}}.$$

Заменяя в этом уравнении $C_{1a} = G_a$, $R_{1a} = R_a$, $T_{1a} = T_a$ и $V_{1a} = V_a$, окончательно получим [с учетом уравнения (10.20)]

$$G_a = \frac{k p_B V_B}{R_a T_a (1-x)}. \quad (10.22)$$

Так как теоретическая оценка теплообмена в системе топливоподачи весьма затруднена и может быть определена только весьма приближенно, то для учета погрешностей в расчетах и обеспечения нормальной подачи компонентов топлива в камеру расчетный вес потребного газа G_r рекомендуется увеличивать на 5%.

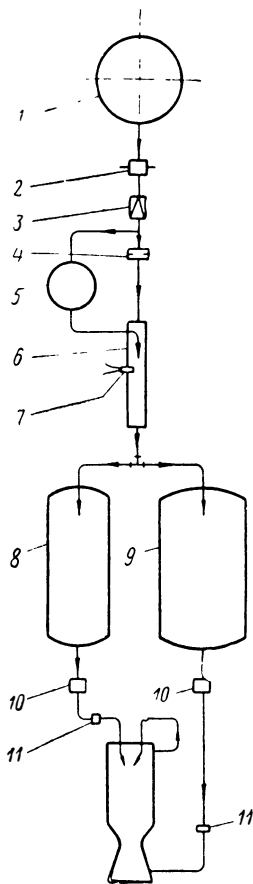
Если в системе газ специально подогревают (фиг. 10.11), то потребное количество его определится следующим образом.

Уравнение весового баланса газа в системе при условии пренебрежения небольшой величиной G_{1B} (для упрощения вывода) имеет вид

$$G_{1a} = G_{2a} + G_{2B}.$$

Подставляя в это уравнение выражения для $G_{2a} = G_{1a} x^{1/k}$ и $G_{2B} = \frac{p_{2B} V_{2B}}{R_{2B} T_{2B}}$ с следующей заменой

$$T_{2B} = \frac{T_{1a}}{k} \frac{1-x}{1-x^{1/k}} + \frac{q_{уа}}{C_p},$$



Фиг. 10.11. Принципиальная схема вытеснительной системы топливоподачи с подогревом сжатого воздуха.

1—баллон сжатого воздуха, 2—пусковой клапан с пиропатронами, 3—редуктор давления, 4—дрессельная шайба, 5—бачок с горючим, 6—камера подогрева, 7—запальная свеча, 8—бак горючего, 9—бак окислителя, 10—отсечные клапаны, 11—дрессельные шайбы.

окончательно получим

$$G_{1a} = \frac{k p_{2B} V_{2B}}{R_{1a} T_{1a} (1-x) + (k-1) (1-x^{1/k}) \frac{q_{уд}}{C_p}}$$

или с учетом принятых условных обозначений

$$G_a = \frac{k p_B V_B}{R_a T_a (1-x) + (k-1) (1-x^{1/k}) \frac{q_{уд}}{C_p}}, \quad (10.23)$$

где $q_{уд}$ — удельный подвод тепла к газу в ккал/кг.

Это уравнение показывает, что специальный подогрев газа в системе топливоподдачи уменьшает потребный запас этого газа, а значит, и вес баллона для него. При $q_{уд}=0$, что приближенно можно принять для ВАД без подогрева воздуха, это уравнение приводит к уравнению (10.22).

Подогревать воздух практически можно в особом теплообменнике за счет тепла продуктов сгорания, отбираемых из камеры двигателя; однако такой подогрев нерационален вследствие значительного веса и конструктивной сложности теплообменника. При подогреве воздуха в специальном подогревателе за счет тепла сжигаемого небольшого количества горючего в потоке воздуха подогреватель получается конструктивно простым и легким с несложной системой регулирования температуры газа.

Если температура газа в топливных баках каким-либо устройством поддерживается постоянной ($T_{1B} = T_{2B} = T_B = \text{const}$), получим следующие значения:

1) потребный запас газа в аккумуляторе

$$G_a = \frac{p_B V_B}{R_B T_B (1-x^{1/k})}; \quad (10.24)$$

2) потребный удельный подвод тепла к газу

$$q_{уд} = C_p T_B - \frac{C_p T_a}{k} \frac{1-x}{1-x^{1/k}} + q_{пот} \text{ ккал/кг}, \quad (10.25)$$

где $q_{пот}$ — удельная потеря тепла в системе.

Зная теплотворность горючего $H_{уг}$, можно определить удельный расход его (на 1 кг газа):

$$C_{уд.г} = \frac{q_{уд}}{\varphi_n H_{уг}} = \frac{1}{\varphi_n H_{уг}} \left(C_p T_B + q_{пот} - \frac{C_p T_a}{k} \frac{1-x}{1-x^{1/k}} \right) \text{ кг/кг}, \quad (10.26)$$

где $\varphi_n \approx 0,90 \div 0,95$ — коэффициент полноты сгорания горючего в воздухе подогревателя.

В системе топливоподачи горячие газы теряют часть своего тепла вследствие нагревания ими металлических стенок системы и жидкости в баках. Если применяются пороховые газы, то за счет кислорода воздушной подушки топливного бака и кислорода компонента топлива они частично догорают с выделением тепла (догорают газы H_2 и CO).

На характер этих процессов влияют:

- 1) химические и физические свойства горячего газа;
- 2) конструкция системы топливоподачи;
- 3) объем воздушных подушек в баках;
- 4) физико-химические свойства и температура вытесняемых компонентов топлива из баков в камеру двигателя;
- 5) давление и время подачи компонентов топлива.

Количественный учет этих процессов практически невозможен. Поэтому при расчете вытеснительной системы подачи горячими газами эффект упомянутых выше процессов принято учитывать суммарно коэффициентом теплоиспользования горячего газа $\eta_{\text{тепл}}$, значение которого может быть установлено экспериментально.

При расчетах можно принимать тепловой к. п. д. системы с подогревом газа, равным

$$\eta_{\text{тепл}} = \frac{q_{\text{уд}} - q_{\text{пот}}}{q_{\text{уд}}} \approx 0,3 \div 0,4.$$

Так как $q_{\text{уд}} = \varphi_{\text{п}} H_{\text{и.г}} C_{\text{уд.г}}$, то выражению (10.26) для $C_{\text{уд.г}}$ можно придать вид

$$C_{\text{уд.г}} = \frac{C_p}{\varphi_{\text{п}} \eta_{\text{тепл}}} \left(T_{\text{Б}} - T_{\text{а}} \frac{1 - x}{k(1 - x^{1/k})} \right) \text{ кж/кг.} \quad (10.27)$$

Необходимый объем газового баллона аккумулятора давления, при условии что газовая постоянная R в подогревателе не меняется, определится по формуле

$$V_{\text{а}} = \frac{G_{\text{а}} R_{\text{а}} T_{\text{а}}}{p_{\text{а}}} = \frac{p_{\text{Б}}}{p_{\text{а}}} \frac{T_{\text{а}}}{T_{\text{Б}}} \frac{V_{\text{Б}}}{1 - x^{1/k}}. \quad (10.28)$$

5. Расчет газового аккумулятора давления на прочность и определение его веса. Прочностная и весовая характеристики шарового газового аккумулятора давления определяются по формулам:

- 1) толщина стенок баллона

$$\delta_{\text{а}} = \frac{p_{\text{а}} d_{\text{а}} n_{\text{а}}}{4 \sigma_{\text{б а}} / \gamma_{\text{м. а}}}; \quad (10.29)$$

- 2) сухой вес аккумулятора

$$G_{\text{ак}} = \varepsilon_{\text{а}} \pi d_{\text{а}}^2 \delta_{\text{а}} \gamma_{\text{м. а}} = \frac{3}{2} \frac{\varepsilon_{\text{а}} n_{\text{а}} p_{\text{а}} V_{\text{а}}}{\sigma_{\text{б а}} / \gamma_{\text{м. а}}}$$

или после замены V_a его предыдущим выражением

$$G_{ак} = \frac{3}{2} \frac{k \epsilon_a p_B V_B n_a}{(1-x) \sigma_{b a} / \gamma_{м.а}}, \quad (10.30)$$

где $n_a \approx 1,5 \div 2,5$ — запас прочности материала газового баллона, зависящий от свойств материала и условий его использования;

$\epsilon_a \approx 1,2 \div 1,5$ — коэффициент утяжеления газового баллона, учитывающий вес арматуры, креплений баллона и т. п.; в случае баллона цилиндрической формы ϵ_a учитывает также вес днищ баллона и может достигать 1,5—2,5.

Толщина стенок газового баллона цилиндрической формы и сухой вес аккумулятора давления при этом определяются по таким же формулам, как и цилиндрических топливных баков.

Поскольку баллон аккумулятора должен выдерживать высокое давление газа, то изготовление его в технологическом отношении должно быть весьма совершенным.

Общий вес аккумулятора давления состоит из веса сжатого газа G_a и веса баллона для этого газа $G_{ак}$, т. е.

$$G_{Г\text{АД}} = G_a + G_{ак}.$$

Удельный вес аккумулятора давления шаровой формы, т. е. вес, приходящийся на 1 л объема баков основных компонентов топлива, определится по формулам:

1) при отсутствии подогрева газа в системе (например, в случае ВАД-1)

$$\begin{aligned} \gamma_{Г\text{АД}} &= \frac{G_{Г\text{АД}}}{V_B} = \frac{k p_B}{R_a T_a (1-x^{1/k})} + \frac{3}{2} \frac{\epsilon_a p_B n_a}{(1-x) \sigma_{b a} / \gamma_{м.а}} = \\ &= \frac{k p_B}{1-x} \left(\frac{1}{R_a T_a} + \frac{3}{2} \frac{\epsilon_a n_a}{\sigma_{b a} / \gamma_{м.а}} \right) \text{ кг/л}; \end{aligned} \quad (10.31)$$

2) при наличии специального подогрева газа в системе (например, в случае ВАД-2)

$$\gamma_{Г\text{АД}} = \frac{p_B}{1-x^{1/k}} \frac{T_a}{T_B} \left[\frac{3}{2} \frac{\epsilon_a n_a}{\sigma_{b a} / \gamma_{м.а}} + \frac{1 - C_{уд.г}}{R_a T_a} \right] \text{ кг/л}. \quad (10.32)$$

В случае специального подогрева газа в системе вес топлива с бачком и вес подогревателя можно учесть увеличением коэффициента утяжеления аккумулятора давления ϵ_a .

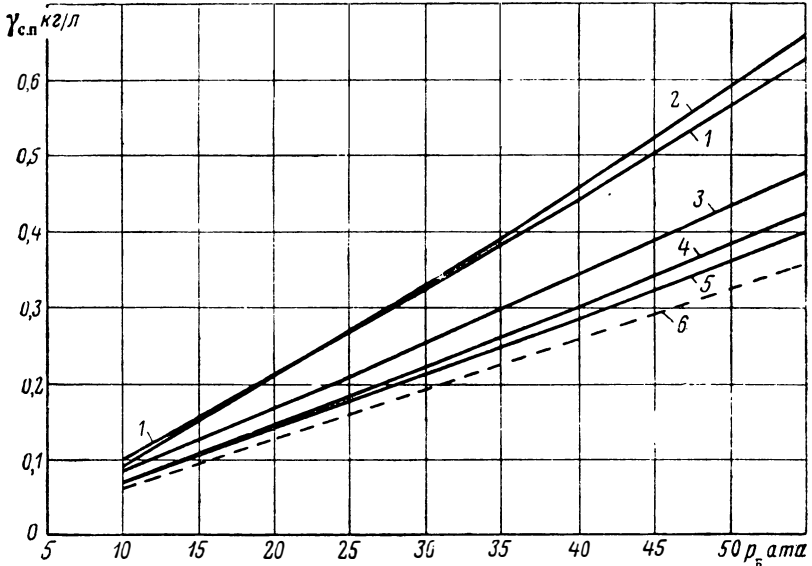
Вес системы топливоподачи состоит из веса газового аккумулятора давления $G_{Г\text{АД}}$ и веса цилиндрических баков основного топлива, т. е.

$$G_{с.п} = G_{Г\text{АД}} + G_B. \quad (10.33)$$

Удельный вес вытеснительной системы топливоподачи с газовым аккумулятором давления равен:

1) при отсутствии специального подогрева газа в системе

$$\gamma_{с.п} = \frac{G_{с.п}}{V_B} = p_B \left[\frac{k}{1-x} \left(\frac{1}{R_a T_a} + \frac{3}{2} \frac{\varepsilon_a n_a}{\sigma_b a / \gamma_{м.а}} \right) + \frac{2\varepsilon_B n_B}{\sigma_b B / \gamma_{м.Б}} \right] \text{ кг/л}; \quad (10.34)$$



Фиг. 10. 12. Удельный вес вытеснительной системы топливоподачи при различных источниках энергии в зависимости от прочностных свойств баков, давления подачи и других факторов.

1—ВАД-1; 2—ЖАД при $R_k T_k = 10\,000$ кгм/кг; 3—ЖАД при $R_k T_k = 25\,000$ кгм/кг и ВАД-2 при подогреве воздуха до 325°C ; 4—ЖАД при $R_k T_k = 50\,000$ кгм/кг; 5—ПАД при $R_k T_k = 75\,000$ кгм/кг; 6—одни топливные баки.

2) при наличии специального подогрева газа в системе

$$\gamma_{с.п} = p_B \left[\frac{T_a}{T_B (1-x)^{1/k}} \left(\frac{1-C_{уд.г}}{R_a T_a} + \frac{3}{2} \frac{\varepsilon_a n_a}{\sigma_b a / \gamma_{м.а}} \right) + \frac{2\varepsilon_B n_B}{\sigma_b B / \gamma_{м.Б}} \right] \text{ кг/л}. \quad (10.35)$$

На фиг. 10. 12 показана кривая удельного веса системы подачи с ВАД-1 в зависимости от давления в топливных баках, вычисленного по формуле (10.34) при $p_a = 325$ атм, $T_a = 293^\circ\text{K}$, $R_a = 29,27$ кгм/кг $^\circ\text{C}$; $k=1,4$; $\varepsilon_a=1,7$; $\varepsilon_B=1,4$; $\sigma_b a = \sigma_b B = 110$ кг/мм 2 ; $n_a=1,7$; $n_B=2,5$; $\gamma_{м.а} = \gamma_{м.Б} = 7900$ кг/м 3 . На этой же фигуре показана кривая зависимости $\gamma_{с.п}$ от p_B системы подачи с ВАД-2 при температуре воздуха в топливных баках $T_a = 600^\circ\text{K}$ $H_{а.г} = 10\,250$ ккал/кг; $\varphi_n = 0,94$; $\eta_{тепл} = 0,4$; $n_B = 3$ (снижение прочно-

сти топливных баков вследствие нагревания учитывается увеличением запаса прочности с 2,5 до 3) и других данных.

Вытеснительная система топливоподачи с ВАД проста и надежна в работе, благодаря чему она получила применение как в ЖРД, так и в стендовых экспериментальных установках.

Большим недостатком вытеснительной системы топливоподачи с ВАД являются тяжелые топливные баки и газовый баллон. Так, например, для подачи из баков в камеру двигателя 1 м³ топлива при давлении в баках 35—45 кг/см² требуется около 50 кг сжатого воздуха при 300 ата. Для размещения этого воздуха на снаряде требуется баллон емкостью 150 л. Такой баллон шаровой формы, изготовленный из стали, имеет вес около 150 кг при диаметре 680 мм.

Поэтому вполне естественно стремление конструкторов использовать в качестве рабочего тела для аккумулятора давления твердые или жидкие вещества, имеющие относительно большой удельный вес и высокую температуру продуктов сгорания. Одной из схем получения газа высокой температуры из конденсированного твердого вещества является топливоподача с пороховым аккумулятором давления.

§ 4. Расчет порохового аккумулятора давления системы топливоподачи двигателя

Пороховой аккумулятор давления (ПАД) представляет собой агрегат, вырабатывающий горячий газ в виде продуктов сгорания пороха в специальной камере, необходимый для вытеснения компонентов топлива из баков в камеру сгорания двигателя.

По величине давления пороховых газов в камере ПАД делятся на докритические без сопла и сверхкритические с соплом для снижения давления газов до давления подачи в баках. В сверхкритическом ПАД давление достигает 200—250 ата.

В ЖРД обычно применяют докритические ПАД, как имеющие относительно лучшую весовую характеристику и вырабатывающие газ с меньшей температурой. Давление газов в камере этого ПАД почти равно давлению подачи в баках и поддерживается постоянным в системе при помощи клапана сброса давления.

Для ПАД применяют обычно бездымные пороха в виде бронированных шашек, с постоянной поверхностью горения с одного или с двух торцов. Используемые для ПАД пороха должны гореть устойчиво при низких температурах и небольших давлениях. Бронированные шашки помещают в толстостенной камере, из которой пороховые газы через сопло поступают в топливные баки. Для воспламенения основного порохового заряда при запуске двигателя обычно применяют специальный воспламенитель из мелкого дымного пороха марки ДРП, зажигаемый пиропатроном с электрозапалом.

Для уменьшения веса пускового порохового заряда по торцовой поверхности горения основного порохового заряда можно делать специальные проточки или зазубрины. Это увеличивает поверхность горения пороха основного заряда в период выхода двигателя на режим и, следовательно, количество образующихся пороховых газов в единицу времени. За счет этого пусковой пороховой заряд можно уменьшить на 40—60%, а вес камеры для него — на 15—30%. При этом длина основного порохового заряда незначительно увеличивается без изменения габаритов основной камеры ПАД.

В каждом топливном баке на входе пороховых газов устанавливают специальный отражатель (экран), чтобы струя горячего газа не попадала (не била) на поверхность жидкости в баке, не разбрызгивала ее в первое время работы системы и незначительно охлаждалась. При отсутствии экрана объем горячего газа, поступающего в бак, будет значительно уменьшаться, вследствие чего потребуются большое количество его для вытеснения из баков в камеру сгорания заданных количеств компонентов топлива. При неудачной конструкции узла ввода горячего газа в топливные баки время выхода двигателя на режим может возрасти, а вес рабочего тела для производства газа будет относительно большим.

Основные преимущества ПАД по сравнению с ВАД состоят в его конструктивной компактности и меньшем удельном весе благодаря относительно малому объему потребного количества пороха.

Недостатком ПАД является то, что большинство порохов горит устойчиво только при достаточно высоком давлении в камере (больше 40—50 *ата*), причем скорость горения, а значит, и скорость газообразования значительно зависят от температуры начала горения, т. е. от внешних атмосферных условий. Кроме того, тепловые потери пороховых газов в топливных баках, а следовательно, и температура газов меняются по времени и зависят от колебаний поверхности компонентов во время полета снаряда.

В результате отдачи тепла в окружающую среду через стенки камеры сгорания, трубопроводов и топливных баков, а также к жидким компонентам топлива пороховые газы в системе охлаждаются от 2300—3300 до 700—900° С. В целях снижения потери тепла в окружающую среду конструкторы двигателей обычно стремятся укоротить коммуникации пороховых газов.

Для предохранения верхних стенок топливных баков от воздействия пороховых газов высокой температуры можно применить их экранирование в виде металлической тонкостенной трубы подобно экранировке камеры сгорания английского стартового ускорителя «Супер-Спрайт». Наиболее теплонапряженными являются верхние части баков со стороны подачи горячих газов. В баке окислителя температура обычно выше, чем в баке горючего, вследствие догорания в нем пороховых газов (Н, СО и др.).

В связи с невозможностью точно учесть тепловые потери газа в окружающую среду расчет системы топливоподачи с ПАД практически возможен только приближенно.

Иногда удобно каждый из последовательно расположенных топливных баков снабдить отдельным пороховым аккумулятором давления.

Применение внутрибаковых аккумуляторов давления обуславливается стремлением уменьшить их вес и тепловые потери от пороховых газов в окружающую среду, а также решить проблему охлаждения аккумулятора при значительной продолжительности работы двигателя. Однако в случаях применения агрессивных компонентов топлива внутрибаковый пороховой аккумулятор давления приходится изготавливать из кислотоупорных, а следовательно, более дорогих сталей. К тому же монтаж аккумулятора внутри бака относительно сложнее.

При времени работы двигателя больше 30—40 сек. камеру сгорания ПАД необходимо охлаждать одним из тех компонентов топлива, который не используется для охлаждения камеры двигателя. Небольшое снижение при этом давления компонента в охлаждающем тракте аккумулятора не имеет существенного значения, так как его давление приходится часто снижать соответственно давлению того компонента, которым охлаждается камера двигателя, установкой в его магистрали дроссельной шайбы. Отводимое тепло от пороховой камеры сгорания аккумулятора охлаждающим компонентом топлива (нагрев последнего) необходимо учитывать при термодинамическом расчете двигателя и расчете распылительной головки камеры сгорания.

К системе подачи с ПАД любой схемы предъявляются следующие особые требования:

- 1) конструктивная простота и малый удельный вес;
- 2) удобство охлаждения камеры ПАД одним из компонентов топлива;
- 3) простое и надежное включение ПАД в работу;
- 4) возможно малая длина газопроводов;
- 5) совпадение (или небольшое смещение) центра тяжести системы подачи с центром давления снаряда в полете;
- 6) равномерное вытеснение компонентов топлива из баков даже при возможных вибрациях, перегрузках в полете и колебаниях температуры окружающей среды.

Система топливоподачи с ПАД в общем случае может состоять из следующих главных элементов (см. фиг. 10. 2):

- 1) основной камеры ПАД, в которой располагается и сгорает основной пороховой заряд;
- 2) пусковой камеры с соплом, в которой располагается и сгорает пусковой пороховой заряд в момент запуска двигателя (служит для зажигания основного порохового заряда и быстрого за-

полнения пороховыми газами свободных объемов баков, трубопроводов);

3) клапана постоянства давления пороховых газов в системе подачи, служащего для сброса в окружающую среду лишнего количества образующегося порохового газа;

4) обратных клапанов, служащих для предотвращения попадания через основную камеру ПАД одного из компонентов топлива в бак другого компонента;

5) трубопроводов, по которым пороховые газы подводятся в топливные баки;

6) разрывных мембран и других мелких элементов.

В зависимости от вида применяемых компонентов топлива, схемы системы подачи и других факторов некоторые из перечисленных элементов ПАД могут отсутствовать (например дополнительная пороховая камера для пускового пороха, обратные клапаны, узел принудительного прорыва мембран и т. п.). При отсутствии дополнительной камеры ее функции выполняет пусковой заряд, располагаемый непосредственно в основной камере ПАД.

В зависимости от весовых и эксплуатационных характеристик двигателя и конструктивных особенностей боевого аппарата в целом практически возможны различные схемы компоновки газопороховой системы топливоподачи.

Для систем подачи с продолжительной работой газоходные трубы целесообразно располагать внутри топливных баков и охлаждать их компонентами топлива. Газоходные трубы, располагаемые вне баков и охлаждаемые горючим или окислителем, сложны в изготовлении и эксплуатации и имеют относительно большой погонный вес.

При проектировании и расчете ПАД решаются следующие вопросы:

1) выбор конструктивной схемы аккумулятора и сорта пороха для него;

2) расчет необходимого веса, максимальной поверхности и длины пороховых шашек;

3) определение геометрических размеров и веса конструкции аккумулятора;

4) выбор и расчет арматуры, присоединительных и других элементов аккумулятора давления.

Для нормальной работы системы топливоподачи с ПАД необходимо, чтобы:

1) секундный объемный расход образующихся в камере сгорания ПАД пороховых газов $V_{s,r} = G_{s,r} / \gamma_{r,b}$ и поступающих в топливные баки при давлении p_b равнялся секунднему объемному расходу топлива в камеру сгорания двигателя $V_{s,r} = G_{s,r} / \gamma_r$;

2) время горения порохового заряда $\tau_{дв}$ было равно времени работы двигателя $\tau_{дв}$.

Здесь $\gamma_{г.Б} = \frac{P_B}{R_B T_B}$ — удельный вес пороховых газов в топливных баках.

Для получения необходимого весового количества пороховых газов заданного давления пороховой заряд должен иметь определенную поверхность горения, а для заданной продолжительности работы двигателя — соответствующую длину пороховых шашек.

Так как удельный вес пороха является величиной постоянной ($\gamma_{п} = 1,4 \div 1,7 \text{ г/см}^3$), то количество образующихся газов зависит от скорости и поверхности горения пороха.

Для равномерного горения порохового заряда по заданной поверхности и получения при этом постоянного по времени объемного количества образующихся пороховых газов пороховой заряд (шашки) бронируют; пороховые шашки со всех сторон, за исключением одного или двух торцов, предназначенных для горения, обматывают листом асбеста толщиной около 3—4 мм и затем вставляют в стальную тонкостенную обойму или обматывают снаружи по листу асбеста тонкой стальной проволокой и помещают внутри цилиндрической камеры сгорания ПАД. Существуют и другие способы бронирования пороховых шашек ПАД.

Скорость горения пороха зависит от его состава, структуры, начальной температуры и давления горения. Зависимость скорости горения порохового заряда от начальной температуры весьма значительна, что существенно влияет на весовое количество образующихся пороховых газов в интервале температур $\pm 50^\circ \text{C}$, характерном для различных времен года и климатических условий. Увеличение давления облегчает подвод тепла к пороховому заряду и ускоряет реакции, происходящие на его поверхности.

При горении порохового заряда с торцов газопроизводительность ПАД более или менее постоянна во времени. Пороховые заряды, горящие по каналу изнутри, как правило, постепенно увеличивают поверхность горения, а следовательно, газопроизводительность ПАД; заряды, горящие по наружному цилиндру, наоборот, постепенно уменьшают газопроизводительность, что весьма невыгодно.

Вес заряда пороха и размеры пороховых шашек, необходимые для нормальной подачи расчетного количества компонентов топлива из баков в камеру двигателя, определяют по формулам:

1) вес заряда пороха

$$G_{п} = \frac{P_B V_B}{R_B T_B} = \frac{P_B V_B}{R_a T_a \tau_{\text{тепл}}} = \frac{P_B V_B}{f_a \tau_{\text{тепл}}}; \quad (10.36)$$

2) секундный расход пороховых газов в топливные баки

$$G_{с.г} = G_{с.п} = F_n u_{\text{тра}} \gamma_{п} = \frac{V_{с.г}}{\gamma_B} = \frac{V_{с.г} P_B}{R_B T_B} = \frac{G_{с.т} P_B}{\gamma_{т} R_a T_a \tau_{\text{тепл}}} \text{ кг/сек}; \quad (10.37)$$

3) поверхность горения пороха

$$F_{\text{п}} = \frac{G_s \tau P_{\text{Б}}}{\gamma_{\text{T}} R_{\text{а}} T_{\text{а}} \gamma_{\text{тепл}} u_{\text{т}} p_{\text{а}} \gamma_{\text{п}}} = \frac{G_s \tau P_{\text{Б}}}{\gamma_{\text{T}} f_{\text{а}} \gamma_{\text{тепл}} u_{\text{т}} p_{\text{а}} \gamma_{\text{п}}} \text{ м}^2, \quad (10.38)$$

4) длина пороховой шашки

$$l_{\text{ш}} = i u_{\text{т}} p_{\text{а}} \tau_{\text{дв}} \text{ см}, \quad (10.39)$$

где $V_{\text{Б}}$ — объем баков основных компонентов топлива;
 $p_{\text{Б}}, T_{\text{Б}}, \gamma_{\text{Б}}$ и $R_{\text{Б}}$ — соответственно давление, температура, удельный вес и газовая постоянная пороховых газов в топливных баках;

$T_{\text{а}}$ и $R_{\text{а}}$ — соответственно температура и газовая постоянная пороховых газов в камере ПАД;

$f_{\text{а}} = R_{\text{а}} T_{\text{а}}$ — приведенная сила пороха выбранной марки, берется из таблицы для большинства существующих бездымных порохов $f_{\text{а}} = 80\,000 \div 100\,000 \text{ кгм/кг}$;

i — число торцов горения пороховой шашки;

$\tau_{\text{дв}}$ — время работы двигателя;

$\gamma_{\text{тепл}} \approx 0,3 \div 0,4$ — коэффициент, учитывающий тепловые потери пороховых газов в системе топливоподачи;

$u_{\text{т}} p_{\text{а}}$ — линейная скорость горения бездымного пороха, зависящая от его состава и температуры начала горения $t_{\text{нач}}^{\circ}\text{С}$, а также от давления сгорания $p_{\text{а}}$, определяемая приближенно по формуле

$$u_{\text{т}} p_{\text{а}} = u_{15} p_{\text{а}}^* [1 + 0,0028 (t_{\text{нач}} - 15^{\circ})] \text{ см/сек}; \quad (10.40)$$

здесь u_{15} — линейная скорость горения пороха данной марки при давлении 1 ата и температуре 15° С, берется из таблицы;

ν — экспериментальный коэффициент, характеризующий состав пороха, также берется из таблицы (для существующих бездымных порохов имеем $\nu = 1,45 \div 1,75$).

Для ПАД иногда применяется бронированный порох марки НМ. Эффективность этого пороха при $\eta_{\text{тепл}} = 3,5$ достигает:

при 25 ата — около 28 500 кгм/кг;

при 40 ата — около 31 100 кгм/кг.

При определении потребной поверхности горения порохового заряда значение $u_{\text{т}} p_{\text{а}}$ берут при наименьшей возможной температуре начала горения пороха, с тем чтобы обеспечить заданные давления пороховых газов в топливных баках даже и в том случае, когда температура начала горения пороха в зависимости от атмо-

сферных условий будет наименьшей из возможных при эксплуатации двигателя, т. е. когда линейная скорость горения пороха и образования пороховых газов будет наименьшей. Практически неизбежна эксплуатация двигателя и при более высоких температурах окружающей среды (при температуре начала горения пороха больше расчетной). В результате этого скорость горения и количество образующихся газов будут больше расчетных значений. Поэтому для предупреждения повышения давления газов в топливных баках сверх расчетного в системе ПАД обычно устанавливают клапан для сброса в атмосферу излишнего количества газа, чтобы сохранить в камере сгорания ПАД постоянное давление. При проектировании клапанов газовых магистралей системы топливоподачи с ПАД одним из основных требований является защита их упругих элементов (пружин) от воздействия горячих газов.

При определении длины пороховых шашек значение $u_{т,ра}$ берут при наибольшей возможной в условиях эксплуатации температуре начала горения пороха, для того чтобы обеспечить нормальную работу системы подачи в течение заданного времени даже и в том случае, когда температура начала горения пороха в зависимости от атмосферных условий и, следовательно, скорость сгорания пороха будут наибольшими. Естественно, что при температуре начала горения пороха ниже расчетной пороховой заряд не сможет сгореть до конца работы системы. Это значит, что при таком определении длины пороховых шашек вес порохового заряда ПАД будет иметь гарантийный запас.

Следует иметь в виду, что при горении пороха в камере с соплом, как это иногда имеет место в ПАД, нельзя пользоваться данными о скорости горения небронированных пороховых шашек, так как установлено, что скорость их горения значительно зависит от обдува поверхности пороховыми газами, который не имеет места при горении пороха в ПАД.

Горение большинства бездымных порохов протекает нормально только при достаточно высоком давлении в камере сгорания (выше 40—50 ата). При меньших давлениях происходит медленное горение пороха с неполным его разложением (теплота разложения выделяется не полностью).

Пороховые газы, попадая в бак окислителя и перемешиваясь в нем с парами окислителя, могут догорать (так как обычно коэффициент избытка окислителя в порохах $\alpha < 1$) с некоторым повышением температуры пороховых газов относительно их температуры в баке горючего, где такое догорание не может происходить. Поэтому для бака окислителя величина $\eta_{тепл}$ будет меньше, чем для бака горючего. В таких случаях можно принимать

$$\eta_{тепл.о} \approx (0,8 \div 0,9) \eta_{тепл.г.}$$

При конструировании ПАД необходимо предусмотреть меры, предупреждающие возможность попадания в топливные баки дви-

гателя несгоревших твердых частиц пороха, где они могут явиться очагами воспламенения и привести к дегазации или в лучшем случае засорить топливные форсунки камеры сгорания и тем значительно ухудшить качество распыла компонентов топлива.

Вес пускового порохового заряда влияет на характер процесса в начале горения пороха. При недостаточном количестве его давление в камере сгорания ПАД поднимается медленно, а при большом количестве — давление сразу резко возрастает до величины, превышающей нормальное давление в камере сгорания, а затем понижается. Опыты показывают, что в создании пика этого давления участвует и основной заряд пороха.

Вес пускового заряда ПАД определяют по формуле

$$G_{\text{пуск}} = \frac{p_B V_{\text{своб}}}{R_a T_a \tau_{\text{тепл}}}, \quad (10.41)$$

где $V_{\text{своб}}$ — «свободный» объем системы топливоподачи; $\tau_{\text{тепл}} \approx 0,15 \div 0,2$ — коэффициент, учитывающий тепловые потери пороховых газов в системе при минимальной температуре эксплуатации двигателя.

Необходимую длину пусковой пороховой шашки вычисляют по формуле

$$l_{\text{ш}} \approx u_{\text{тр}a} \tau_{\text{пуск}}, \quad (10.42)$$

где $u_{\text{тр}a}$ — линейная скорость горения пороха данной марки при давлении в камере p_a ;
 $\tau_{\text{пуск}}$ — время пускового режима двигателя.

Количество пускового порохового заряда должно быть таким, чтобы к началу работы основного порохового заряда «свободные» объемы двигателя были заполнены пороховыми газами с давлением подачи из топливных баков p_B .

Для быстрого выхода двигателя на рабочий режим в качестве пускового заряда ПАД используется быстрогорящий порох.

Камеру пускового ПАД обычно выполняют неохлаждаемой (в виду малого времени работы) со сверхкритическим соплом. Площадь критического сечения сопла при этом определяют по формуле

$$F_{\text{п.кр}} = \frac{G_s \text{ пуск}}{\varphi_c a p_a}, \quad (10.43)$$

где φ_c — коэффициент расхода сопла;
 a — коэффициент, зависящий от свойств пороховых газов и перепада их давлений в сопле.

Камеры сгорания основного и пускового ПАД обычно выполняются цилиндрической формы со сферическими днищами. Их гео-

метрические размеры определяются расчетными размерами пороховых зарядов.

Толщина стенок цилиндрической камеры сгорания аккумулятора выражается формулой

$$\delta_a = \frac{p_a d_a n_a}{2\sigma_{b.a} \gamma_{m.a}}, \quad (10.44)$$

где $n_a \approx 2,5 \div 3,0$ — запас прочности материала камеры сгорания, зависящий от времени работы аккумулятора давления (от степени его разогрева).

Вес ПАД с цилиндрической камерой сгорания можно выразить формулой

$$G_{ак} = \epsilon_a \pi d_a l_a \delta_a \gamma_{m.a} b_a, \quad (10.45)$$

где $\epsilon_a \approx 2 \div 2,5$ — коэффициент утяжеления, учитывающий вес днищ, арматуры, соединительных деталей и других мелких частей аккумулятора;

d_a и l_a — диаметр и соответственно длина цилиндрической пороховой камеры сгорания;

$\gamma_{m.a}$ — удельный вес материала камеры;

b_a — коэффициент заполнения объема камеры сгорания пороховым зарядом (учитывает свободный объем камеры и объем, занимаемый бронировкой пороховых шашек), который при расчетах можно принимать;

$b_a \approx 1,05 \div 1,5$ — при горении пороха с одного торца и

$b_a \approx 1,5 \div 2,5$ — то же с двух торцов.

Так как объем цилиндрической пороховой камеры сгорания можно приближенно выразить формулой $V_a = \frac{\pi d_a^2}{4} l_a$, откуда $\pi d_a^2 l_a = 4V_a$, а также учесть коэффициентом C_a колебание давления газов в пороховой камере сгорания вследствие неравномерности газообразования, то уравнению (10.45) можно придать вид

$$G_{ак} = 2\epsilon_a V_a \frac{p_a n_a b_a C_a}{\sigma_{b.a} \gamma_{m.a}}, \quad (10.46)$$

где $C_a \approx 1,2 \div 1,4$ — при отсутствии клапана сброса давления и

$C_a \approx 1,02 \div 1,05$ — при наличии клапана сброса давления.

Вес соединительных деталей аккумулятора к топливному баку зависит от его типа, места расположения, производительности и других факторов и обычно оценивается по конструктивным соображениям и данным статистики.

Приближенный вес ПАД с пороховым зарядом равен

$$G_{\text{ПАД}} = G_{\text{п}} + G_{\text{ак}} = \frac{p_{\text{Б}} V_{\text{Б}}}{f_{\text{а}} \eta_{\text{тепл}}} + \frac{2\varepsilon_{\text{а}} p_{\text{а}} V_{\text{а}} n_{\text{а}} b_{\text{а}} C_{\text{а}}}{\sigma_{\text{б а}} / \gamma_{\text{м.а}}} =$$

$$= \frac{p_{\text{Б}} V_{\text{Б}}}{f_{\text{а}} \eta_{\text{тепл}}} \left(1 + \frac{2\varepsilon_{\text{а}} p_{\text{а}} n_{\text{а}} b_{\text{а}} C_{\text{а}}}{\gamma_{\text{п}} \sigma_{\text{б а}} / \gamma_{\text{м.а}}} \right), \quad (10.47)$$

где $V_{\text{а}} = G_{\text{п}} / \gamma_{\text{п}} = p_{\text{Б}} V_{\text{Б}} / \gamma_{\text{п}} f_{\text{а}} \eta_{\text{тепл}}$ — объем порохового заряда.

Для вытеснения из баков в камеру двигателя 1 м³ топлива нужно сжечь около 12—15 кг пороха (с учетом охлаждения газа в системе). Так как порох в твердом состоянии имеет большой удельный вес, то объем пороховой камеры для размещения указанного количества пороха будет приблизительно равен 12—15 л, а вес ее без порохового заряда составляет около 25 кг (вес камеры зависит и от давления пороховых газов).

Удельный вес ПАД, включая и пороховой заряд, равен

$$\gamma_{\text{ПАД}} = \frac{G_{\text{ПАД}}}{V_{\text{Б}}} = \frac{p_{\text{Б}}}{f_{\text{а}} \eta_{\text{тепл}}} \left(1 + \frac{2\varepsilon_{\text{а}} p_{\text{а}} n_{\text{а}} b_{\text{а}} C_{\text{а}}}{\gamma_{\text{п}} \sigma_{\text{б а}} / \gamma_{\text{м.а}}} \right) \text{ кг/л}. \quad (10.48)$$

Удельный вес системы топливоподачи с ПАД

$$\gamma_{\text{с.п}} = \frac{G_{\text{Б}} + G_{\text{ПАД}}}{V_{\text{Б}}} = p_{\text{Б}} \left[\frac{2\varepsilon_{\text{Б}} n_{\text{Б}}}{\sigma_{\text{б Б}} / \gamma_{\text{м.Б}}} + \frac{1}{f_{\text{а}} \eta_{\text{тепл}}} \left(\frac{2\varepsilon_{\text{а}} p_{\text{а}} n_{\text{а}} b_{\text{а}} C_{\text{а}}}{\gamma_{\text{п}} \sigma_{\text{б а}} / \gamma_{\text{м.а}}} \right) \right] \text{ кг/л}. \quad (10.49)$$

На фиг. 10.12 показаны кривые зависимости удельного веса системы топливоподачи с ПАД от давления в топливных баках $p_{\text{Б}}$ при $\varepsilon_{\text{Б}} = 1,4$; $\varepsilon_{\text{а}} = 2,5$; $n_{\text{Б}} = 3$; $n_{\text{а}} = 2,5$; $b_{\text{а}} = 1,2$; $C_{\text{а}} = 1$; $\sigma_{\text{б Б}} = \sigma_{\text{б а}} = 110 \text{ кг/мм}^2$; $\gamma_{\text{м.Б}} = \gamma_{\text{м.а}} = 7900 \text{ кг/м}^3$; $f_{\text{а}} = 75 \text{ 000 кгм/кг}$; $\eta_{\text{тепл}} = 0,33$; $p_{\text{а}} = 100 \text{ ат}$ и $\gamma_{\text{п}} = 1600 \text{ кг/м}^3$.

§ 5. Расчет жидкостного аккумулятора давления системы топливоподачи

Жидкостный аккумулятор давления (ЖАД) представляет агрегат, вырабатывающий из двух самореагирующих компонентов топлива горячий газ, при помощи которого основные компоненты топлива вытесняются из баков в камеру сгорания двигателя. Компоненты топлива подаются в ЖАД из специальных бачков посредством сжатого воздуха, поступающего из пневмоблока системы.

Основным недостатком системы топливоподачи с ЖАД является ее конструктивная сложность по сравнению с системами подачи с ВАД или ПАД.

Вытеснительная система топливоподачи ЖРД с ЖАД может состоять из следующих четырех основных узлов (см. фиг. 10.3):

- 1) блока подачи окислителя;
- 2) блока подачи горючего;

- 3) пневмоблока системы;
- 4) баков основных компонентов топлива.

Основными элементами блока подачи соответствующего компонента топлива являются:

- а) реактор, обычно устанавливаемый на соответствующем баке основного компонента топлива;
- б) бачки для горючего и окислителя (для вспомогательных компонентов топлива);
- в) арматура и трубопроводы.

Пневмоблок системы является общим для обоих блоков подачи компонентов топлива. Основным элементом каждого блока подачи является реактор (камера сгорания вспомогательного топлива). Устройство реакторов обоих баков основных компонентов топлива почти одинаковое.

Каждый реактор может состоять из следующих узлов:

- а) корпуса, являющегося основным узлом газогенератора, на котором монтируются все остальные элементы;
- б) форсунок для распыла компонентов топлива при подаче их в реактор;
- в) мембранного узла, служащего для разобщения полости реактора от емкости во время заправки ее компонентом и при хранении двигателя (узел состоит из корпуса, фильтра, мембраны, диска и нажимного винта);
- г) отсечного клапана;
- д) насадка реактора с мембраной, образующего вместе с корпусом камеру для смешения и сгорания компонентов топлива;
- е) ряда других мелких элементов.

Верхняя часть корпуса реактора служит головкой, на которой устанавливаются топливные форсунки.

Подробное описание конструктивных особенностей ЖАД, его запуска и принципа работы выходит за рамки рассматриваемой темы.

Для работы ЖАД принципиально могут быть использованы любые горючие и окислители. Однако стремление обеспечить простой и надежный запуск аккумулятора, устойчивость его работы и удобство эксплуатации уменьшают число целесообразных топлив для ЖАД. Наиболее приемлемыми являются самовоспламеняющиеся компоненты топлива. В случае применения для этой цели несамовоспламеняющихся компонентов топлива их зажигание при запуске целесообразно осуществлять при помощи электропиропатрона. Можно считать, что наиболее приемлемой для эксплуатации температурой сгорания компонентов топлива в реакторе ЖАД является $800-900^{\circ}\text{C}$.

Для получения парогаса указанной температуры коэффициент состава топлива для ЖАД бака горючего $\chi_{\text{Б.г}}$ нужно брать меньше, а для бака окислителя $\chi_{\text{Б.о}}$ значительно больше стехио-

метрического значения, чтобы избежать догорания газов в баках. Реактор бака горючего обычно работает при коэффициенте избытка окислителя $\alpha_{Б.г} \approx 0,3 \div 0,4$, а реактор окислителя при $\alpha_{Б.о} \approx 3 \div 6$.

Чтобы не выйти за рамки принятого значения температуры, например 900°C , коэффициенты состава топлива, подаваемых в реакторы ЖАД, обычно имеют свои пределы.

Известно, что от коэффициента состава топлива будет зависеть температура днища $t_{\text{дн}}$ и обечайки $t_{\text{об.ч}}$ бака со стороны реактора, а также удельный расход топлива в реактор. При изменении состава топлива в сторону стехиометрического значения температура баков основных компонентов топлива будет возрастать, а удельный расход топлива — уменьшаться, и наоборот. Оптимальными коэффициентами состава топлива для ЖАД будут такие их значения, при которых температура стенок баков основных компонентов топлива в конце работы двигателя не превысит безопасно допустимый предел ($480\text{—}500^\circ\text{C}$).

Во время работы двигателя обечайка и днище бака горючего разогреваются на $80\text{—}100^\circ\text{C}$ больше, чем бака окислителя. Почти на такое же число градусов больше разогреваются днища баков относительно их обечаек. Разогрев днищ и обечаек топливных баков двигателя зависит от их материала, температуры газа и продолжительности нагревания, физических свойств вытесняемых компонентов и ряда других факторов.

Поскольку аналитическое определение температуры разогрева стенок баков сопряжено с большими трудностями и не всегда возможно с необходимой для практики точностью, то при расчетах значениями $t_{\text{дн}}$ и $t_{\text{об.ч}}$ нужно задаваться на основании данных статистики и экспериментов.

Давление подачи основных компонентов топлива p_B складывается из давления в камере сгорания двигателя и давления, теряемого в виде гидравлических сопротивлений в магистралях на пути от бака до форсунок двигателя. Для стабильной подачи компонентов топлива в камеру сгорания и снижения разброса тяги двигателя, техническими условиями на проектирование системы должен устанавливаться определенный допуск на величину p_B .

Для расчета ЖАД системы топливоподдачи двигателя необходимы следующие основные данные:

1) род и секундные расходы основных компонентов топлива для работы камеры двигателя;

2) объем баков для этих компонентов топлива с указанием объемов гарантийных запасов компонентов и воздушных подушек в баках после заправки;

3) давление подачи основных компонентов топлива в камеру сгорания двигателя p_B (давление в топливных баках);

4) допустимая температура разогрева стенок топливных баков за время работы системы;

5) род самовоспламеняющихся компонентов топлива для работы ЖАД;

6) программа работы двигателя.

Расчет ЖАД в основном сводится к определению:

1) необходимых коэффициентов состава топлива χ для работы ЖАД при выбранной температуре газа в реакторах, что выполняется термодинамическим расчетом составов продуктов сгорания данного топлива при ряде выбранных значений χ с последующим построением графиков зависимостей T_k и $R_k T_k$ от χ или при помощи имеющихся графиков;

2) необходимых секундных расходов компонентов топлива для работы ЖАД бака горючего и бака окислителя;

3) объема баков для этих компонентов топлива;

4) числа и размеров форсунок для распыла компонентов топлива при подаче их в реактор;

5) потребного запаса воздуха в баллоне пневмоблока системы при выбранном его начальном давлении, а также размеров этого баллона.

После выполнения расчетов выбирают необходимую арматуру для блоков подачи ЖАД и производят ее компоновку и необходимые прочностные расчеты системы. Наиболее трудным является термодинамический расчет составов продуктов сгорания топлива в реакторах при различных χ .

Установлено, что продукты сгорания топлива тонка-250+80% HNO_3 и 20% N_2O_4 при малых значениях χ состоят из газов CO_2 , CO , H_2 , H_2O , N_2 , C_2H_6 , CH_4 , C_2H_4 и C_2H_2 , а также углерода C в твердой фазе. Для определения состава этих продуктов сгорания решают систему уравнений, состоящую из:

а) уравнений материального баланса в относительной форме:

$$\frac{C_r + \chi C_o - \tau_c}{O_r + \chi O_o} = \frac{12 p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}} + p_{\text{CH}_4} + 2p_{\text{C}_2\text{H}_2} + 2p_{\text{C}_2\text{H}_4} + 2p_{\text{C}_2\text{H}_6}}{2p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{CO}}};$$

$$\frac{H_r + \chi H_o}{O_r + \chi O_o} = \frac{1}{16} \frac{2p_{\text{H}_2\text{O}} + 2p_{\text{H}_2} + 4p_{\text{CH}_4} + 2p_{\text{C}_2\text{H}_2} + 2p_{\text{C}_2\text{H}_4} + 6p_{\text{C}_2\text{H}_6}}{2p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{CO}}};$$

$$\frac{N_r + \chi N_o}{O_r + \chi O_o} = \frac{14}{16} \frac{2p_{\text{N}_2}}{p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{CO}}},$$

где η_c — весовая доля углерода в твердой фазе;

б) уравнения суммы парциальных давлений газов в смеси:

$$p_k = \sum p_i = p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{H}_2} + p_{\text{CH}_4} + p_{\text{C}_2\text{H}_2} + p_{\text{C}_2\text{H}_4} + p_{\text{C}_2\text{H}_6};$$

в) уравнений констант химического равновесия (см. приложение V).

При решении приведенной системы уравнений методом последовательных приближений можно принимать в первом приближении парциальные давления газов C_2H_2 , C_2H_4 и C_2H_6 равными нулю из-за их малости.

Если в состав данного топлива входит азот, то весовая доля углерода в твердой фазе также может быть определена из следующего уравнения баланса:

$$\frac{g_C - \eta_C}{g_N} = \frac{12}{14} \frac{p_{CO_2} + p_{CO}}{2p_{N_2} + p_{NO} + p_N},$$

где g_C и g_N кг/кг — весовая доля углерода и соответственно азота в 1 кг топлива.

В этом случае энергосодержание 1 кг продуктов сгорания топлива определяется по формуле

$$I_k = \frac{1 - \eta_C}{\mu_k} \sum p_i I_i + \frac{\eta_C}{\mu_C} I_C,$$

где I_i и I_C — энергосодержание i -го газа и соответственно твердого углерода (конденсированной фазы) в смеси, отнесенные к 1 кмоль;

μ_C — молекулярный вес углерода в твердой фазе.

Энтропия 1 кг продуктов сгорания вычисляется по формуле

$$S_k = \frac{1}{\mu_k p_k} \sum (S_i - R \ln p_i) p_i + \frac{\eta_C}{\mu_C} S_C,$$

где S_i и S_C — стандартная энтропия i -го газа и твердого углерода, отнесенная к 1 кмоль.

Расчеты показывают, что в 1 кг продуктов сгорания упомянутого выше топлива при $\chi = 1,8$ и температуре $900^\circ C$ содержится около 4—5% углерода в твердой фазе.

При увеличении коэффициента состава топлива χ относительно стехиометрического значения температура сгорания топлива начинает понижаться. При этом соответственно уменьшается содержание в продуктах сгорания продуктов диссоциации O, N и OH и резко уменьшается в газовой смеси содержание H_2 и CO.

Установлено, что продукты сгорания рассматриваемого топлива при больших значениях χ состоят из продуктов полного сгорания CO_2 и H_2O , свободного кислорода O_2 и азота N_2 .

Для определения состава и температуры продуктов сгорания топлива, значительно балластированного горючим, требуется много времени. Поэтому расчет камер сгорания для топлив с весьма малым коэффициентом избытка окислителя ($\alpha = 0,15 \div 0,4$) можно производить по значению $R_k T_R$ (см. стр. 546).

Для определения состава этих продуктов при выбранной температуре в реакторе применяется обычная система уравнений; решение ее весьма упрощается вследствие малого числа газов.

В этом случае уравнения материального баланса имеют вид:

$$1) \frac{C_T + \chi C_{O_2}}{O_T + \chi O_2} = \frac{12}{16} \frac{p_{CO_2}}{2p_{CO_2} + p_{H_2O} + 2p_{O_2}};$$

$$2) \frac{H_T + \chi H_2O}{O_T + \chi O_2} = \frac{1}{16} \frac{2p_{H_2O}}{2p_{CO_2} + p_{H_2O} + 2p_{O_2}};$$

$$3) \frac{N_T + \chi N_2}{O_T + \chi O_2} = \frac{14}{16} \frac{2p_{N_2}}{2p_{CO_2} + p_{H_2O} + 2p_{O_2}}.$$

При расчетах также используется равенство между энергосодержанием топлива и продуктов его сгорания с учетом потерь вследствие неполноты сгорания и отдачи тепла реактором в окружающую среду (потери энергии определяются экспериментально).

Состав продуктов сгорания топлива, балластированного окислителем в необходимом количестве для работы ЖАД (до температуры продуктов сгорания $T_k = 1100 \div 1200^\circ K$), можно также определить по формулам:

$$g_{CO_2} = \frac{11}{3} C_T \text{ кг/кг}; \quad g_{H_2O} = 9H_T \text{ кг/кг};$$

$$g_{O_2} = O_T - \left(\frac{8}{3} C_T + 8H_T \right) \text{ кг/кг}; \quad g_{N_2} = N_T \text{ кг/кг},$$

причем

$$g_{CO_2} + g_{H_2O} + g_{O_2} + g_{N_2} = 1.$$

Коэффициент состава топлива χ , при котором обеспечивается необходимая температура вырабатываемого газа T_k , определяется следующим образом.

Задаются тремя значениями предполагаемого весового соотношения окислителя к горючему χ (например, $\chi = 10; 15$ и 20 кг/кг) и вычисляют соответствующие им:

1) элементарные весовые составы топлива $C_T, H_T, O_T, N_T \text{ кг/кг}$ и его энергосодержание I_T в ккал/кг ;

2) весовые составы продуктов сгорания данного топлива в виде парциальных давлений p_i или весовых долей g_i и энергосодержание этих продуктов I_k при выбранной температуре T_k °K по формуле

$$I_k = \frac{1}{\sum_k p_k} \sum p_i I_i' \text{ ккал/кг}$$

или

$$I_k = \sum g_i I_i \text{ ккал/кг}.$$

Затем строят совмещенные графики $I_T = f(\chi)$ и $I_K = f(\chi)$ и так как согласно первому закону термодинамики $I_T = I_K$, то точке пересечения кривых I_T и I_K будет соответствовать искомое расчетное значение $\chi_{\text{расч}}$, соответствующее выбранной расчетной температуре T_K °К.

Аналогично определяют χ при балластировании топлива горючим; в этом случае нужно задаваться предварительно $\chi = 0,5; 1,0$ и 1,5.

Потребный расход вспомогательного топлива для работы каждого ЖАД системы определяется по формуле

$$G'_s = \frac{p_B (V_B + V_{\text{кл}})}{R_K T_K \eta_{\text{тепл}}} \text{ кг}, \quad (10.50)$$

где $V_{\text{кл}}$ — объемная потеря газа через клапан постоянства давления, определяемая в каждом конкретном случае экспериментально;

$R_K T_K$ — приведенная сила газа, определяемая термодинамическим расчетом реактора, в кгм/кг ;

$\eta_{\text{тепл}} \approx 0,2 \div 0,3$ — коэффициент, учитывающий тепловые потери газа в системе топливоподачи; определяется экспериментально.

Приведенная формула показывает, что потребный расход вспомогательного топлива в реактор ЖАД обратно пропорционален температуре газов в баках двигателя. Необходимые запасы компонентов топлива блоков подачи ЖАД следует определять с учетом вероятных отклонений допусков на давление подачи p_B , объем баков, величину $R_K T_K$ и коэффициент χ .

Расход топлива в ЖАД системы топливоподачи приблизительно равен 1,5—2% от расхода топлива в камеру сгорания двигателя.

К распылу компонентов топлива при подаче в реакторы предъявляются общие требования. Расчеты форсунок реакторов производится обычным способом.

В некоторых случаях в момент запуска двигателя весьма важно сократить время повышения давления в топливных баках до рабочих значений (при наличии в баках воздушных подушек). С этой целью можно применять пороховые шашки, горящие в первые секунды после сигнала «пуск». Вес и поверхность горения этих шашек рассчитывают исходя из условия заполнения порохом газами свободного объема баков до давления подачи. Горение шашки должно закончиться до начала работы реактора ЖАД.

Вес ЖАД состоит из веса топлива G_T , веса бачков для топлива $G_{\text{бач}}$, веса баллонов для сжатого газа $G_{\text{бал}}$ и веса сжатого газа G_r , т. е.

$$G_{\text{ЖАД}} = G_T + G_{\text{бач}} + G_{\text{бал}} + G_r. \quad (10.51)$$

Поскольку в настоящее время отсутствуют точные данные о весе камеры сгорания ЖАД, то при приближенных расчетах вес ее при-

ходится учитывать некоторым увеличением коэффициента ϵ_a (при подсчете весов $G_{бач}$ и $G_{бал}$).

Считая, что топливные баки и газовые баллоны ЖАД изготовлены из одного и того же материала шарообразной формы и имеют одинаковые объемы, т. е.

$$V_{бач} = V_{бал} = \frac{G_T}{\gamma_T} = \frac{p_B V_B}{R_K T_K \gamma_T \gamma_{тепл}},$$

по аналогии с вытеснительной системой топливоподачи с ВАД удельный вес ЖАД выразится так:

$$\begin{aligned} \gamma_{ЖАД} &= \frac{G_{ЖАД}}{V_B} = \frac{G_T + G_{бач} + G_{бал} + G_T}{V_B} = \frac{p_B}{R_K T_K \gamma_T \gamma_{тепл}} \left[\gamma_T + \frac{3 \epsilon_a n_a (p_B + \Delta p_B)}{2 \sigma_{ба} / \gamma_{м.а}} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{3 k \epsilon_a n_a (p_B + \Delta p_B)}{2 (1-x) \sigma_{ба} / \gamma_{м.а}} + \frac{k (p_B + \Delta p_B)}{R_a T_a (1-x)} \right] = \\ &= \frac{p_B}{R_K T_K \gamma_T \gamma_{тепл}} \left[\gamma_T + \frac{3 \epsilon_a n_a (p_B + \Delta p_B)}{2 \sigma_{ба} / \gamma_{м.а}} \left(1 + \frac{k}{1-x} \right) + \frac{k (p_B + \Delta p_B)}{R_a T_a (1-x)} \right] \text{ кг/л,} \end{aligned} \quad (10.52)$$

где k — показатель политропы расширения газа в системе;
 γ_T — удельный вес топлива в ЖАД;
 Δp_B — перепад давления между баллонами ЖАД и баками основных компонентов топлива;
 R_a и T_a — газовая постоянная и температура газа в баллонах ЖАД в начале работы системы.

Удельный вес вытеснительной системы топливоподачи с ЖАД (аккумулятора давления и цилиндрических баков основного топлива)

$$\begin{aligned} \gamma_{с.п} &= p_B \left\{ \frac{1}{R_K T_K \gamma_T \gamma_{тепл}} \left[1 + \frac{3 \epsilon_a n_a (p_B + \Delta p_B)}{2 \gamma_T \sigma_{ба} / \gamma_{м.а}} \left(1 + \frac{k}{1-x} \right) + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{k (p_B + \Delta p_B)}{\gamma_T R_a T_a (1-x)} \right] + \frac{2 \epsilon_B n_B}{\sigma_{бБ} / \gamma_{м.Б}} \right\} \text{ кг/л.} \end{aligned} \quad (10.53)$$

На фиг. 10.12 приведены кривые зависимости удельного веса системы подачи с ЖАД, вычисленные по уравнению (10.53) при $R_K T_K = 10000 \text{ кгм/кг}$ и $R_K T_K = 50000 \text{ кгм/кг}$; $\eta_{тепл} = 0,28$; $\gamma_T = 1300 \text{ кг/м}^3$; $\epsilon_a = \epsilon_B = 1,4$; $n_a = 1,7$; $n_B = 3$; $\Delta p_B = 0,2 p_B$; $k = 1,4$; $x = 0,2$; $\sigma_{ба} = \sigma_{бБ} = 110 \text{ кг/мм}^2$; $\gamma_{м.а} = \gamma_{м.Б} = 7900 \text{ кг/м}^3$; $R_a = 29,27$ и $T_a = 293^\circ \text{К}$.

Расчеты показывают, что $\gamma_{\text{ст}}$ вытеснительной системы топливоподачи с ЖАД при достаточно высокой температуре газа близок к удельному весу системы топливоподачи с ПАД.

Основным недостатком системы топливоподачи с ЖАД является ее конструктивная сложность по сравнению с системами с ВАД и ПАД.

§ 6. Способы питания турбины ТНА, их достоинства и недостатки

По данным иностранной печати, за последние годы наметилась общая тенденция увеличения экономичности ЖРД большой тяги за счет повышения давления в камере сгорания. В таких двигателях обычно применяется турбонасосная система топливоподачи.

Методы получения рабочего тела для питания турбины насосного агрегата могут быть разнообразными. Для этой цели могут быть использованы следующие типы газогенераторов (ГГ):

1) газогенераторы твердого топлива однократного действия, отличающиеся относительной конструктивной простотой и легкостью запуска;

2) однокомпонентные газогенераторы, работающие на однокомпонентных жидких топливах и допускающие многократные запуски;

3) двухкомпонентные газогенераторы, работающие на основных компонентах топлива и допускающие многократные запуски.

В качестве твердого топлива для газогенерации могут быть использованы соответствующие медленно горящие пороха, а в качестве однокомпонентных топлив — перекись водорода (H_2O_2), изопрропилнитрат ($\text{C}_3\text{H}_7\text{ONO}_2$), окись этилена ($\text{C}_2\text{H}_4\text{O}$), аммиак (NH_3), гидразин (N_2H_4) и др. Некоторые из однокомпонентных топлив требуют для ускорения своего разложения соответствующий катализатор.

В случае использования для газогенерации перекиси водорода газогенератор часто называют перекисеводородным парогазогенератором (ПГГ).

В ряде существующих ЖРД с турбонасосной системой топливоподачи используется однокомпонентный парогазогенератор, работающий на перекиси водорода 80—90%-ной весовой концентрации с выбросом отработавшего парагаза в атмосферу (см. фиг. 10. 4).

При разложении 80%-ной перекиси водорода образуется парогаз с температурой около 380—480° С. Скорость истечения из сопла турбины этого парагаза при давлении перед соплом в 25—30 *атм* достигает $c_1=950\div 1100$ *м/сек*.

Лопатки турбины практически позволяют применять парагаз с относительно большей температурой, а значит, и с большей скоростью его истечения из сопла турбины. От скорости c_1 зависит

экономичность работы турбины, т. е. удельный расход парагаза, представляющий отношение секундного расхода парагаза в турбину к ее полезной мощности. Этот способ питания турбины по сравнению с другими способами практически хорошо освоен и в конструктивном отношении прост. Недостатком его является низкая экономичность работы турбины.

В случае ТНА температура получаемого парагаза при данном давлении в ПГГ определяется концентрацией перекиси водорода. В результате отпадает необходимость в регуляторе температуры парагаза и в зажигании компонентов в парагазогенераторе при запуске, что упрощает его конструкцию и обеспечивает безотказную работу.

Перекисеводородный парагазогенератор характерен автономным запуском и не требует специальных пусковых устройств, может надежно работать при весьма малом расходе перекиси водорода. Если же двигатель должен иметь регулируемую тягу, то в нем может быть предусмотрена возможность изменения производительности парагазогенератора с целью уменьшения числа оборотов ТНА.

К турбонасосному агрегату, как одному из важных узлов двигателя, предъявляются требования надежности и экономичности работы. Повышение к. п. д. турбин для ЖРД малых и средних тяг не играет существенной роли, так как расход топлива на привод ТНА в этих случаях составляет незначительную долю от общего расхода топлива в камеру сгорания двигателя. Поэтому здесь даже очень большое повышение к. п. д. турбины практически мало отразится на экономичности всего двигателя. Однако перспективное развитие ЖРД предполагает создание двигателей больших тяг при огромных расходах топлива в камеру. В этих случаях вопрос об экономичности работы ТНА приобретает уже относительно большее значение.

Как на один из возможных способов увеличения к. п. д. турбины следует указать на применение парагаза более высоких температур (порядка 700—800° С).

Получать парагаз таких температур на базе перекиси водорода возможно повышением концентрации последней до 90%. Однако применение H_2O_2 такой высокой концентрации значительно увеличивает стоимость парагаза из-за относительно большей стоимости перекиси и сопряжено с трудностями ее использования из-за более высокой температуры замерзания. Например, 80%-ная H_2O_2 имеет температуру замерзания минус 27,7° С, а 90%-ная — минус 11° С.

Можно также повысить температуру парагаза введением в менее концентрированную перекись водорода органических добавок (метанола, фенола, глицерина и др.), способных сгорать в ней с дополнительным выделением значительного количества тепла за счет образующегося из перекиси при ее разложении газообразного

кислорода. В этом случае парогаз при давлении 25—30 ата и температуре 1000° С может иметь скорость истечения около $c_1 \approx 1300 \div 1400$ м/сек. Такой вариант получения парогаса для турбины практически более целесообразен потому, что при удачном подборе соответствующих добавок к перекиси можно одновременно получить парогаз более высокой температуры и снизить температуру замерзания исходного раствора перекиси водорода. Кроме того, стоимость такого парогаса снизится за счет применения в качестве добавок веществ, более дешевых, чем H_2O_2 .

Это преимущество, однако, сохраняется только в том случае, если система питания турбины остается конструктивно простой и надежной в эксплуатации. Особенно тщательно должна быть исследована взрывоопасность таких смесей.

Естественно, что катализаторы перекиси водорода для получения высокотемпературного парогаса должны быть термостойкими в пределах указанных температур (при этих условиях они должны сохранять свою активность и механическую прочность) и способствовать протеканию реакции с необходимой скоростью. Известные в настоящее время катализаторы для разложения перекиси водорода разработаны применительно к низким температурам парогаса. Необходимость получения парогаса относительно более высоких давления и температуры, естественно, требует более термостойких и механически прочных катализаторов для разложения перекиси водорода с органическими присадками.

Возможно питание турбины газом, отбираемым непосредственно из камеры сгорания, в том месте, где процесс сгорания топлива в основной своей стадии завершен (например, в конце камеры сгорания, перед соплом). Однако такой способ питания турбины практически связан со значительными трудностями, так как материалы, из которых изготавливаются детали турбины, не могут выдержать высокой температуры отбираемого газа (порядка 2600—3100° С). Поэтому перед подачей в турбину этот газ необходимо охлаждать до 650—850° С в особой холодильной камере путем впрыска в него воды, которую приходится брать на борт боевого аппарата. К тому же практически весьма трудно регулировать температуру парогазовой смеси перед турбиной и получить из камеры сгорания достаточно полно химически прореагировавший газ. Видимо, из-за указанных недостатков этот способ питания турбины ТНА применения не получил.

Возможно также снизить температуру отбираемого газа из камеры сгорания двигателя до безопасно допустимого предела для лопаток турбины последующей подачей в него насосом некоторого количества горючего (из бака двигателя), но это мероприятие сопряжено с дополнительным расходом компонента и также требует точной его дозировки (см. фиг. 10. 6).

Возможно также питание турбины газом, получаемым в результате сжигания в специальном газогенераторе горячего типа тех

компонентов топлива, на которых работает двигатель. Этот способ питания турбины отличается от предыдущего только тем, что процесс получения горячего газа отделен от камеры сгорания двигателя и поэтому легче управляем. Однако в случае сжигания топлива стехиометрического состава образующийся газ имеет высокую температуру, и для ее снижения до допустимого предела также необходим впрыск воды. Расчеты и эксперименты показали, что изменение подачи воды в газ на несколько процентов меняет температуру парагаза в недопустимой степени.

Эти обстоятельства затрудняют регулирование газогенератора совместно с двигателем и для обеспечения стабильности параметров получаемого парагаза требуют специальной сложной автоматики регулирования.

Целесообразным является питание турбины газом, образующимся в газогенераторе из тех же компонентов топлива, на которых работает двигатель, но при весьма малом коэффициенте избытка окислителя (порядка $\alpha=0,2\div 0,3$).

Вес ТНА в этом случае получается такого же порядка, что и для схем с выпуском отработавшего газа после турбины в атмосферу, вес же ПГГ можно оценить по весу камер ЖРД на соответствующие расходы и давления.

Получаемый при этом газ имеет такую температуру (около $700\text{—}900^\circ\text{C}$), которую безопасно могут выдержать лопатки турбины. Этот газ после отработки в турбине может либо выбрасываться непосредственно в окружающую среду, либо дожигаться до оптимального соотношения компонентов в общей или в специальной камере, участвуя при этом в создании тяги двигателя, либо, наконец, использоваться для защиты оболочки камеры от перегрева (фиг. 10. 13).

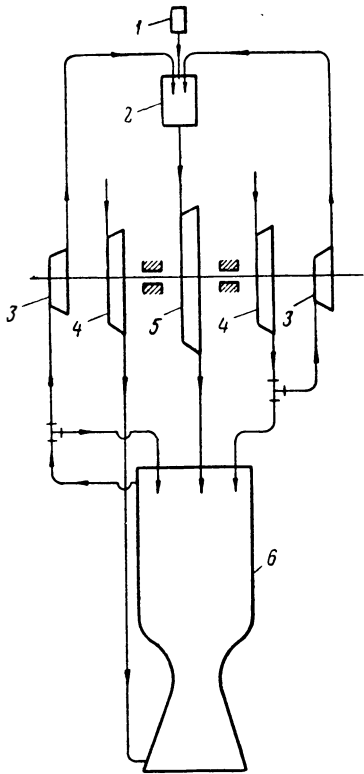
Выброс такого генераторного газа после турбины в атмосферу, естественно, вызывает непроизводительную затрату топлива на обслуживание системы питания, т. е. снижение эффективной тяги ЖРД, поскольку она определяется как отношение тяги двигателя к суммарному расходу в нем топлива.

Одним из возможных путей улучшения характеристик ЖРД является повышение $p_{\text{в}}$, которое приводит к увеличению $P_{\text{уд}}$. Но вместе с ростом $P_{\text{уд}}$ пропорционально увеличивается и удельный расход рабочего тела на привод турбины ТНА (удельный расход пропорционален давлению подачи компонентов топлива в камеру сгорания двигателя).

Для ЖРД больших тяг (свыше $100\text{—}120\text{ т}$), имеющих значительную продолжительность работы, может быть применена замкнутая система охлаждения камеры двигателя и питания турбины (фиг. 10. 14). Однако для двигателей большой тяги с высоким давлением в камере сгорания осуществить эту схему, видимо, трудно, особенно если для надежного охлаждения камеры пристеночное

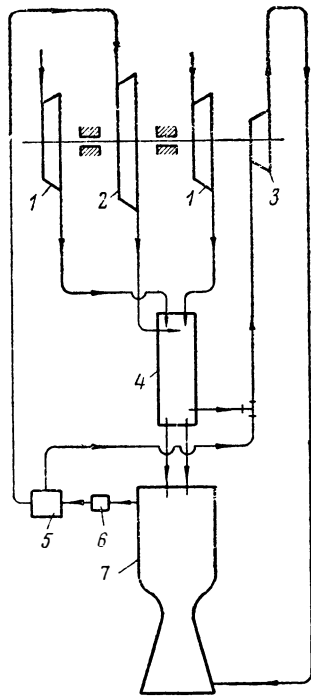
соотношение компонентов топлива $\chi_{ст}$ будет значительно ниже среднего значения $\chi_{ср}$.

С термодинамической точки зрения лучшим рабочим телом для этой системы является вода, так как она обладает гораздо лучшими охлаждающими свойствами, чем компоненты топлива. Основным недостатком воды является



Фиг. 10.13. Принципиальная схема турбонасосной системы топливоподачи с двухкомпонентным ПГГ и дожиганием парогаса после турбины в камере сгорания двигателя.

1—камера с пороховым зарядом для первоначальной раскрутки турбины пороховыми газами, 2—двухкомпонентный парогазогенератор, 3—подкачивающие насосы, 4—насосы основных компонентов топлива, 5—парогазовая турбина, 6—камера двигателя.



Фиг. 10.14. Принципиальная схема замкнутой системы охлаждения и питания турбины парогазом с дросселированием воды и сепарацией пара перед турбиной.

1—насосы компонентов топлива, 2—паровая турбина, 3—циркуляционный насос, 4—конденсатор водяного пара, 5—сепаратор влажного пара, 6—регулятор давления горячей воды, 7—камера двигателя.

ее высокая температура замерзания, что вызывает необходимость при эксплуатации в зимнее время подогревать ее специальными устройствами. Возможно также использование в качестве рабочего

тела замкнутой цепи этой системы водо-спиртовых смесей с более низкой температурой замерзания. В этой системе рабочее тело, проходя через охлаждающий тракт двигателя, подогревается и превращается в пар, который затем поступает в паровую турбину, а из нее в холодильники, где конденсируется и вновь направляется в охлаждающий тракт камеры двигателя. Если для испарения жидкости снимаемого с оболочки камеры тепла недостаточно, то ее можно превратить в пар в специально установленном для этого в камере сгорания двигателя испарителя. Отработавший в турбине водяной пар, проходя через конденсаторы поверхностного типа, охлаждается компонентами топлива, поступающими в камеру сгорания двигателя.

Однако в случае применения этой схемы охлаждения камеры двигателя и питания турбины возникает проблема обеспечения устойчивости работы испарительной системы, так как из практики работы прямоточных паровых котлов известно, что подобная система требует специальных мер для обеспечения ее устойчивой работы (применение шайб и т. д.).

Питание турбины пороховыми газами или сжатым воздухом практического интереса не представляет из-за присущих им существенных недостатков, однако эти продукты могут быть использованы для начальной раскрутки турбины при питании ее энергией от другого источника.

§ 7. Расчет перекисеводородных парогазогенераторов ЖРД

В настоящее время существуют однокомпонентные перекисеводородные парогазогенераторы (ПГГ) с жидким и твердым катализаторами — ускорителями разложения перекиси.

Ниже приведены термохимические расчеты этих парогазогенераторов.

Расчет перекисеводородного парогазогенератора с жидким катализатором

Этот тип парогазогенератора применен в двигателе А-4 снаряда дальнего действия. В нем в качестве рабочего тела парогазогенерации использовалась 80%-ная перекись водорода, а в качестве жидкого катализатора — водный раствор перманганата натрия (NaMnO_4).

В качестве жидкого катализатора перекиси водорода могут также применяться перманганаты калия KMnO_4 , кальция $\text{Ca}(\text{MnO}_4)_2$, бария $\text{Ba}(\text{MnO}_4)_2$ и другие вещества.

Наиболее активное действие на перекись водорода (в смысле ее разложения) имеет перманганат натрия 28—32%-ной весовой концентрации в водном растворе. Для экономичного использования

этого катализатора весовое соотношение водных растворов перекиси водорода и перманганата натрия должно быть в пределах— 12—26. В существующих ПГГ расход жидкого катализатора составляет около 7—8% от расхода 80%-ной перекиси водорода.

Корродирующее действие на алюминиевые элементы турбины двигателя едкого натра, образующегося в процессе химического взаимодействия перекиси водорода с перманганатом натрия, незначительно. Менее агрессивны к металлам гидриды окисей кальция и бария, что видно из сравнения растворимостей этих веществ. Однако малая растворимость их является, с другой стороны, большим недостатком, так как турбина двигателя засоряется продуктами MnO_2 , $Ba(OH)_2$ и $Ca(OH)_2$.

Это обстоятельство является одной из причин, заставивших конструкторов двигателей отказаться от применения жидкого катализатора перекиси водорода в системах топливоподачи ЖРД и разработать ПГГ с твердым катализатором.

Перекисеводородный парогазогенератор с жидким катализатором представляет собой систему (см. фиг. 10.4), состоящую из реактора (камеры смешения), бака для перекиси водорода и бака для перманганата натрия, баллона сжатого азота для вытеснения из баков в реактор рабочих компонентов, редуктора давления, дозирующих контрольных клапанов, трубопроводов и других мелких элементов.

Водные растворы перекиси водорода и перманганата натрия под давлением газа в их баках впрыскиваются через специальные струйные форсунки в реактор ПГГ, где смешиваются между собой и вступают в химическую реакцию, в результате которой образуется парогаз заданных параметров.

Расчет перекисеводородного парогазогенератора с жидким катализатором в основном сводится к определению:

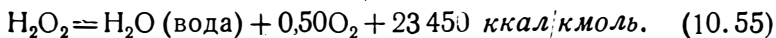
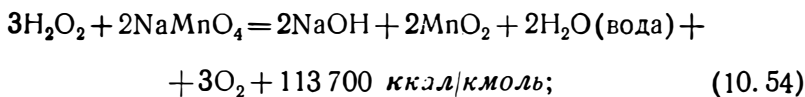
1) состава и параметров получаемого парогаса при заданном давлении в реакторе и выбранной рецептуре рабочих компонентов;

2) основных геометрических размеров камеры парогазогенератора (реактора) и автоматики, включая и коммуникации.

Конструкция и объем реактора должны обеспечивать достаточное перемешивание компонентов и возможно быстрое их взаимодействие, а автоматика парогазогенератора — стабильность заданных режимов работы. Соотношение длины цилиндрического реактора к его диаметру в существующих конструкциях ПГГ не превышает 2.

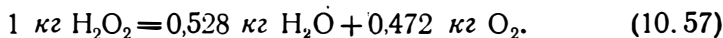
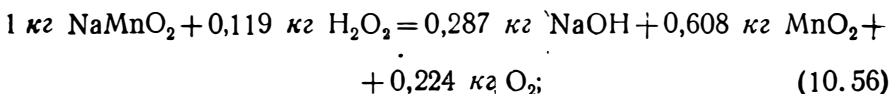
Так как диссоциация продуктов разложения перекиси при тех температурах, которые имеют место в реакторе, отсутствует, то парогаз состоит из паров воды и газообразного кислорода (если пренебречь относительно небольшим содержанием образующихся твердых продуктов).

Разложение перекиси водорода при смешении с перманганатом натрия в случае их 100%-ных весовых концентраций протекает по следующим уравнениям:



При взаимодействии перекиси водорода с перманганатом натрия сначала протекает химическая реакция согласно первому уравнению и образуется перекись марганца MnO_2 , которая затем действует на перекись водорода как катализатор и разлагает ее согласно второму уравнению. Причем количество образующейся перекиси марганца во время первой реакции настолько значительно, что его достаточно для дополнительного разложения большого количества перекиси водорода.

Следовательно, назначение первой из этих реакций состоит в том, чтобы выделить и привести в активное состояние катализатор MnO_2 , а второй реакции — выделить тепло, необходимое для испарения воды и нагрева образующегося парагаза до определенной температуры. Уравнения (10.54) и (10.55) при пересчете с кмолей на 1 кг расходуемых компонентов принимают вид:



На основании этих уравнений соответствующими расчетами получают следующие формулы для определения секундных количеств образующихся продуктов парагаза:

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = a_{\text{пер}}(1 - 0,471\sigma_{\text{пер}}) + b_{\text{кат}}(1 - 0,937\sigma_{\text{кат}}) \text{ кг/сек};$$

газообразного кислорода

$$G_{\text{O}_2} = 0,471a_{\text{пер}}\sigma_{\text{пер}} + 0,168b_{\text{кат}}\sigma_{\text{кат}} \text{ кг/сек};$$

перекиси марганца

$$G_{\text{MnO}_2} = 0,608b_{\text{кат}}\sigma_{\text{кат}} \text{ кг/сек};$$

едкого натра

$$G_{\text{NaOH}} = 0,287b_{\text{кат}}\sigma_{\text{кат}} \text{ кг/сек},$$

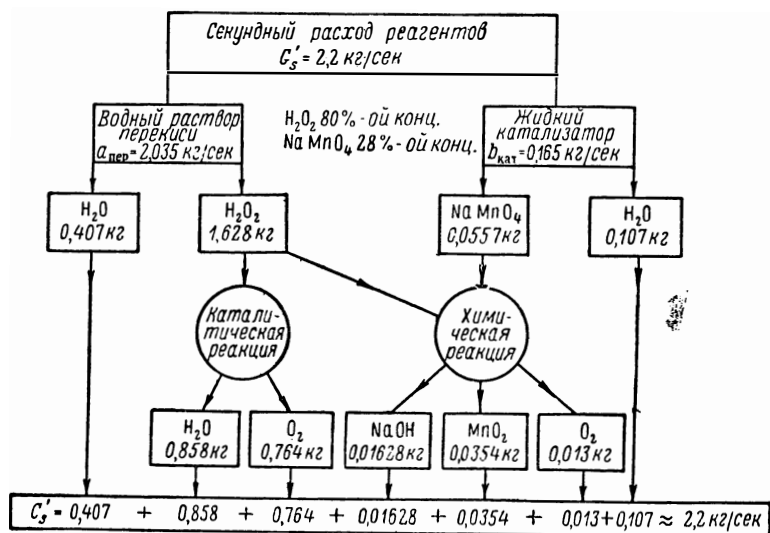
что в сумме составляет

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{H}_2\text{O}} + G_{\text{O}_2} + G_{\text{MnO}_2} + G_{\text{NaOH}} \text{ кг/сек},$$

где $a_{\text{пер}}$ и $b_{\text{кат}}$ — секундные расходы в парогазогенератор соответственно перекиси водорода и перманганата натрия;

$\sigma_{\text{пер}}$ и $\sigma_{\text{кат}}$ — весовые концентрации в водных растворах перекиси водорода и перманганата натрия.

На фиг. 10. 15 приведены результаты термохимического расчета состава парогаса при секундных расходах перекиси водорода 80%-ной весовой концентрации $a_{\text{пер}} = 2,035 \text{ кг/сек}$ и перманганата натрия 28%-ной весовой концентрации $b_{\text{кат}} = 0,165 \text{ кг/сек}$.



Фиг. 10. 15. Результаты расчета продуктов разложения перекиси водорода 80%-ной весовой концентрации с перманганатом натрия 28%-ной концентрации.

Расчеты показывают, что разные концентрации перманганата натрия и весовые соотношения его с перекисью водорода незначительно влияют на состав получаемого парогаса, что объясняется небольшим удельным весом реакции (10. 54) в процессе образования парогаса. Состав парогаса определяется в основном заданной концентрацией перекиси водорода.

При технических расчетах содержанием в парогазе перекиси марганца и едкого натра обычно пренебрегают из-за малых их количеств.

В табл. 10. 2 приведены средние значения весового и объемного состава парогаса при разных весовых концентрациях перекиси водорода и перманганата натрия в водных растворах.

Таблица 10.2

Состав парагаза %	$\sigma_{\text{пер}} \%$				
	70	75	80	85	90
$g_{\text{H}_2\text{O}}$	68,2	65,9	63,6	61,4	59,1
g_{O_2}	31,8	34,1	36,4	38,6	40,9
$r_{\text{H}_2\text{O}}$	79,0	77,3	75,5	73,7	71,8
r_{O_2}	21,0	22,7	24,5	26,3	28,2

Получаемый в ПГГ парогаз характеризуется давлением, температурой и теплосодержанием.

При расчетах давлением в реакторе парогенератора обычно задаются, а температуру и теплосодержание парогаса определяют на основании уравнения теплового баланса разложения перекиси водорода с заданным жидким катализатором. Температура получаемого парогаса зависит от:

- 1) давления в реакторе парогенератора;
- 2) физико-химических свойств рабочих компонентов (реагентов);
- 3) коэффициентов концентрации этих компонентов в водных растворах;
- 4) весового соотношения рабочих компонентов.

Если пренебречь небольшим количеством тепла, идущим на нагревание твердых продуктов NaOH и MnO₂, то теоретическую температуру парогаса (в предположении полной реакции разложения перекиси водорода и отсутствия потерь тепла в окружающую среду) можно определить из следующего уравнения баланса тепла:

$$[M_{\text{H}_2\text{O}} (\mu C_p)_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} (\mu C_p)_{\text{O}_2}] t_{\text{п.г.т}} = Q_{\text{выд}}$$

т. е.

$$t_{\text{п.г.т}} = \frac{Q_{\text{выд}}}{M_{\text{H}_2\text{O}} (\mu C_p)_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} (\mu C_p)_{\text{O}_2}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (10.58)$$

где $M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{G_{\text{H}_2\text{O}}}{18}$ и $M_{\text{O}_2} = \frac{G_{\text{O}_2}}{32}$ — число *кмоль* соответственно во-

дяного пара и газообразного кислорода;
 $(\mu C_p)_{\text{H}_2\text{O}}$ и $(\mu C_p)_{\text{O}_2}$ — молярные теплоемкости при постоянном давлении в *ккал/кмоль* $^\circ\text{C}$ соответственно водяного пара и газообразного кислорода; берутся из таблицы в зависимости от предполагаемой температуры парогаса;

$$Q_{\text{выд}} = 10750 \left(4,025 \div 18,20 \chi_{\text{пер}} \frac{\sigma_{\text{пер}}}{\sigma_{\text{кат}}} - M_{\text{H}_2\text{O}} \right) \text{ ккал/кмоль.}$$

Здесь $\chi_{\text{пер}}$ — весовое соотношение водных растворов перекиси водорода и перманганата натрия;

$\sigma_{\text{пер}}$ и $\sigma_{\text{кат}}$ — весовые концентрации этих компонентов.

Действительная температура получаемого парогАЗа будет

$$t_{\text{пр}} = \varphi_k t_{\text{пр.т}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (10.59)$$

где $\varphi_k \approx 0,92 \div 0,95$ — коэффициент, учитывающий фактическое выделение тепла в реакторе парогАЗогенератора и потерю тепла в окружающую среду.

Теплосодержание парогАЗа определяется по обычной формуле:

$$I_{\text{пр}} = g_{\text{H}_2\text{O}} i_{\text{H}_2\text{O}} + g_{\text{O}_2} C_{p_{\text{O}_2}} t_{\text{пр}} \text{ или } I_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{в.м.л}}}{18M_{\text{H}_2\text{O}} + 32M_{\text{O}_2}} \text{ ккал/кг}, \quad (10.60)$$

где $i_{\text{H}_2\text{O}}$ — теплосодержание водяного пара в *ккал/кг*, определяемое по диаграмме $I-S$ в зависимости от его давления и температуры;

$C_{p_{\text{O}_2}}$ — теплоемкость газообразного кислорода при постоянном давлении в *ккал/кг* $^\circ\text{C}$; берется из таблицы в зависимости от температуры парогАЗа $t_{\text{пр}} \text{ } ^\circ\text{C}$.

Количество образующегося парогАЗа в секунду зависит от расхода жидких компонентов за это время в реактор парогАЗогенератора. Причем так как секундные расходы компонентов в реактор практически определяются давлением гАЗа, поступающего из аккумулятора в баки перекиси водорода и перманганата через редуктор давления, то давление и расход парогАЗа из реактора в турбину ТНА регулируются редуктором давления.

Перекисеводородный парогАЗогенератор с жидким катализатором двигателя А-4 имеет следующие данные:

- 1) рабочие компоненты: 80% -ная H_2O_2 по весу,
28% -ный NaMnO_4 по весу
- 2) расходы компонентов: перекиси водорода — 2,035 *кг/сек*,
перманганата натрия — 0,165 *кг/сек*
- 3) параметры получаемого парогАЗа:
давление — 28 *ата*
температура — $380 \pm 40^\circ\text{C}$
- 4) производительность парогАЗогенератора — 2,2 *кг/сек*
- 5) продолжительность работы — 60 сек.
- 6) общий вес компонентов в баках установки:
перекиси водорода — 169 *кг*
перманганата натрия — 14 *кг*

- 7) геометрические размеры реактора:
объем — 2,3 л
диаметр — 115 мм
длина — 200 мм
- 8) сухой вес всей установки ПГГ — 72 кг

Расчет перекисеводородного парогазогенератора с твердым катализатором

Парогазогенератор, в котором перекись водорода разлагается при помощи твердого катализатора, конструктивно прост, экономичен и надежен в работе.

Поскольку в этом ПГГ твердый катализатор помещается непосредственно в реакторе, то отпадает необходимость в ряде клапанов автоматики и других элементах установки, имеющих у ПГГ с жидким катализатором.

Для получения парогаса в этом случае также применяется перекись водорода 80—82%-ной концентрации.

Твердые катализаторы характеризуются:

а) активностью (интенсивностью действия), т. е. тем количеством перекиси водорода, которое может разложить 1 кг катализатора в течение 1 сек.;

2) общей производительностью (полным ресурсом работы), т. е. тем количеством перекиси водорода, которое может разложить 1 кг катализатора до полного истощения его каталитических свойств;

3) механической прочностью в условиях эксплуатации.

Изготовить твердый катализатор для перекиси водорода — весьма трудная проблема; он должен быстро разлагать перекись водорода, длительно сохранять свою активность и не крошиться. Последнее свойство особенно важно, так как вытекающий из реактора с большой скоростью парогаз может быстро разрушить катализатор на мелкие частицы, которые при попадании в турбину ускоряют ее износ.

Некоторые из лучших твердых катализаторов, применявшихся немцами для ЖРД в период второй мировой войны, представляли собой пористый фарфор, пропитанный растворами перманганата кальция или хромокислого калия.

Известен также катализатор, состоящий из хлористого никеля NiCl_2 ; хлористого кобальта CoCl_2 , перманганата бария $\text{Ba}(\text{MnO}_4)_2$ и бихромата бария BaCr_2O_7 .

При давлении в реакторе парогазогенератора 25 атм 1 кг этого катализатора способен разложить в течение 1 сек. около 0,15—0,2 кг перекиси водорода 80%-ной весовой концентрации при общей производительности до 1800—2000 кг¹.

¹ Вопросы ракетной техники, вып. 3, 1958, ИЛ.

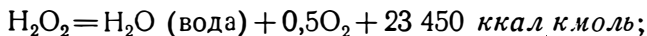
Катализаторами перекиси водорода могут являться и другие вещества (водный раствор перманганата $KMnO_4$, сода).

Твердые катализаторы перекиси водорода могут представлять собой керамиковые кубики или пластины, пропитанные соответствующими каталитическими веществами, или специальные брикеты, получаемые прессованием и последующим спеканием соответствующих веществ (подобно порошковой металлургии).

В качестве связывающего вещества для брикетов (носителя катализатора) могут быть использованы металлический свинец, порошки железа, алюминия, меди и других металлов. Для увеличения пористости брикетов к смеси добавляют азотнокислый калий KNO_3 , борную кислоту H_3BO_3 , окиси кобальта Co_2O_3 и никеля Ni_3O_3 , которые одновременно являются катализаторами перекиси водорода.

Перекись водорода в присутствии твердого катализатора разлагается с выделением тепла согласно уравнениям:

а) в случае 100%-ной весовой концентрации



б) в случае $\sigma_{\text{пер}}$ -ной весовой концентрации



где $m_{\text{пер}}$ — число кмоль воды в 1 кмоль перекиси водорода, определяемое по формуле

$$m_{\text{пер}} = \frac{\mu_{H_2O}(100 - \sigma_{\text{пер}})}{18\sigma_{\text{пер}}} = 1,89 \frac{100 - \sigma_{\text{пер}}}{\sigma_{\text{пер}}} \text{ кмоль/кмоль}.$$

Вес продуктов разложения 1 кмоль перекиси водорода $\sigma_{\text{пер}}$ -ной концентрации равен

$$\mu'_{\text{пер}} = \mu_{H_2O} + 18m_{\text{пер}} = 34 + 18 \cdot 1,89 \frac{100 - \sigma_{\text{пер}}}{\sigma_{\text{пер}}} = \frac{3400}{\sigma_{\text{пер}}} \text{ кмоль/кмоль}.$$

Безводная 100%-ная перекись водорода состоит по весу из 5,9% водорода и 94,1% кислорода. Почти половина этого кислорода остается связанной с водородом в виде воды.

Количество тепла, выделяемого при разложении 1 кг перекиси водорода согласно уравнению реакции, равно

$$Q_{\text{выд}} = \frac{23\,450}{\mu_{\text{пер}}} = \frac{23\,450}{3400} \sigma_{\text{пер}} = 6,9\sigma_{\text{пер}} \text{ ккал/кг}, \quad (10.61)$$

где $\sigma_{\text{пер}}$ — весовая концентрация перекиси водорода.

Это тепло расходуется на подогрев и испарение воды компонентов и на нагревание образующегося парагаза. По мере понижения концентрации перекиси водорода температура получаемого парагаза понижается, так как при этом увеличивается расход тепла на испарение воды.

Следовательно, при разложении 1 кг перекиси водорода 100%-ной весовой концентрации образуется:

1) водяного пара

$$g_{\text{H}_2\text{O}(100\%)} = 0,528 \text{ кг} = 52,8\%;$$

2) газообразного кислорода

$$g_{\text{O}_2(100\%)} = 0,472 \text{ кг} = 47,2\%$$

и выделяется тепла

$$Q_{\text{выд}(100\%)} = 690 \text{ ккал/кг},$$

а при разложении 1 кг перекиси водорода $\sigma_{\text{пер}}\%$ -ной концентрации соответственно

$$g_{\text{H}_2\text{O}} = g_{\text{H}_2\text{O}(100\%)} + g_{\text{O}_2(100\%)}; \quad (1 - \sigma_{\text{пер}}) = 1 - 0,00472\sigma_{\text{пер}} \text{ кг};$$

$$g_{\text{O}_2} = g_{\text{O}_2(100\%)} \sigma_{\text{пер}} = 0,472\sigma_{\text{пер}} \text{ кг};$$

$$Q_{\text{выд}} = Q_{\text{выд}(100\%)} \sigma_{\text{пер}} \text{ ккал/кг},$$

где $\sigma_{\text{пер}}$ — концентрация перекиси, выраженная в весовых единицах.

Количество тепла $Q_{\text{выд}(100\%)}$ достаточно для испарения при давлении 1 ата воды компонентов и повышения температуры образующегося пара до 960°C (фиг. 10.16). Теплота разложения перекиси водорода растет линейно от нуля (чистая вода) до 690 ккал/кг (100%-ная H_2O_2).

Вначале эта теплота расходуется на нагревание жидкости, а затем, начиная с концентрации 13,5% H_2O_2 , — на испарение воды. При концентрации перекиси 64,5% выделяется такое количество тепла, которого достаточно для полного испарения жидкости, т. е. для образования сухого насыщенного пара. С этого момента теплота разложения перекиси дополнительно расходуется на нагрев пара. В случае использования 80%-ной H_2O_2 температура пара при давлении 1 ата равна около 460°C .

При использовании твердого катализатора простым изменением концентрации перекиси водорода можно получить парогаз строго определенной температуры, что является одним из достоинств этого катализатора.

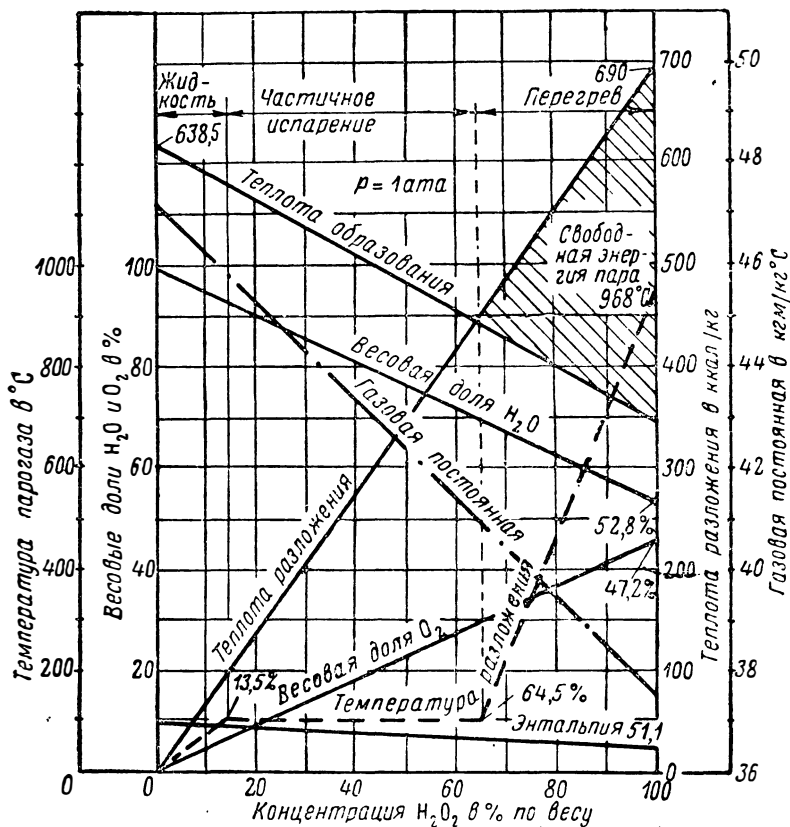
На фиг. 10.17 дана диаграмма зависимости температуры и теплоты содержания пара от концентрации перекиси водорода и давления в реакторе.

Эту диаграмму можно использовать при расчете перекисеводородного парогенератора.

На фиг. 10.18 приведена термодинамическая характеристика разложения перекиси водорода H_2O_2 различной концентрации при

твердом и жидком катализаторах¹. В качестве последнего принят перманганат натрия NaMnO_4 с концентрацией $\sigma_{\text{кат}} \approx 0,35$.

Кривые этой фигуры показывают, что концентрация перекиси водорода $\sigma_{\text{пер}} = 0,7 \div 1,0$ обеспечивает диапазон температуры паро-



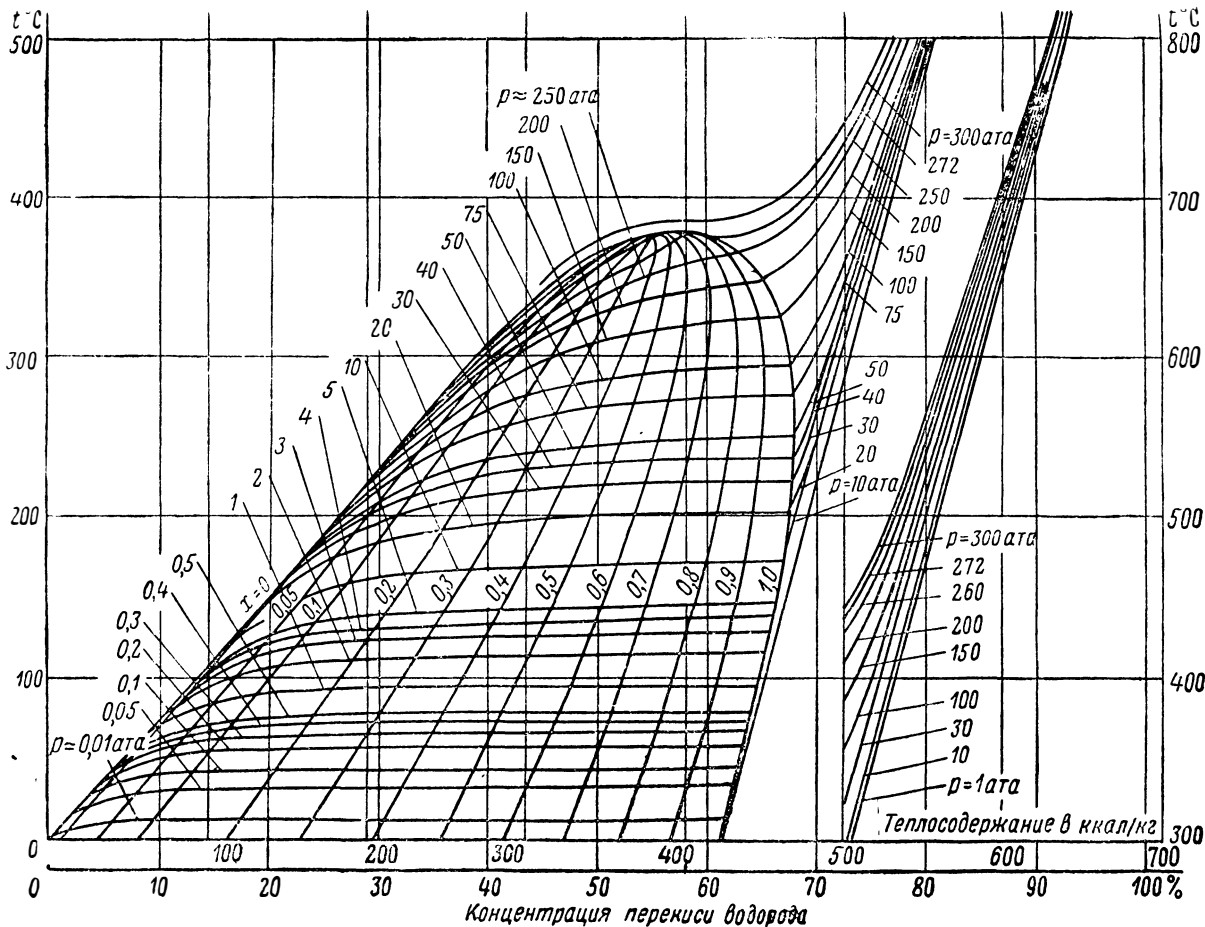
Фиг. 10.16. Физико-химические характеристики перекиси водорода при давлении 1 ата и различных весовых концентрациях.

газа вплоть до максимально допустимого в настоящее время для газовых турбин. Предпочтительно использовать твердый катализатор.

На фиг. 10.19 приведены результаты расчета разложения окиси этилена $\text{C}_2\text{H}_4\text{O}$ при различных давлениях в камере-реакторе¹. Кривые этой фигуры показывают, что температура газовой смеси допустима для современных турбин, а параметр $R_k T_k$, характеризующий работоспособность 1 кг газа, значительный. Это же харак-

¹ Известия высших учебных заведений МВО СССР, Авиационная техника. № 1, Казань, 1958.

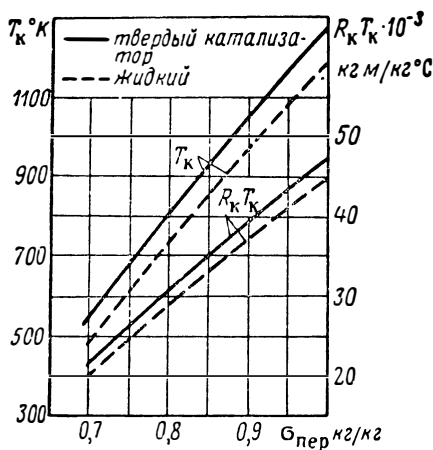
Фиг. 10.17.
Температура и тепло-
содержание парагаза в
зависимости от кон-
центрации перекиси
водорода и дав-
ления в реакторе.



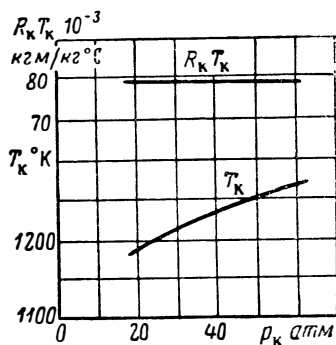
герно и для других жидких однокомпонентных топлив: гидразина N_2H_4 , изопропилнитрата $C_3H_7ONO_2$ и др.

Для того чтобы процесс парообразования в реакторе протекал нормально, необходим соответствующий объем реактора, оптимальная величина которого может быть определена только экспериментально. Установлено, что в 1 л объема реактора можно с хорошей полнотой разложить в 1 сек. около 1 кг перекиси водорода 80%-ной концентрации. Приблизительно 65—75% этого объема заполняется твердым катализатором.

На величину объема реактора влияют конструкция и



Фиг. 10. 18. Термодинамические характеристики продуктов разложения H_2O_2 различной весовой концентрации при твердом и жидком катализаторах.



Фиг. 10.19. Термодинамические характеристики продуктов разложения C_2H_4O при различных давлениях в камере.

компоновка форсунок для впрыска перекиси водорода, расположение катализатора относительно форсунок и другие факторы.

Конструкция реактора, а также расположение пакета катализатора могут существенно влиять как на процесс разложения перекиси водорода, так и на общую производительность катализатора.

Длительность работы катализатора может быть увеличена за счет соответствующего расположения в реакторе стальных сеток, которые защищают катализатор от размывания его перекисью водорода при впрыске ее в реактор и предохраняют от уноса зерен с потоком парогаса. К тому же сетки являются дополнительной катализационной поверхностью.

Вес потребного пакета твердого катализатора для заданной продолжительности работы ПГГ можно определить по формуле

$$G_{\text{кат}} = \frac{G_{\text{пр}}}{S_1} \text{ кг}, \quad (10.62)$$

где $G_{\text{пр}}$ — количество образуемого парагаза в кг/сек ;

S_1 — допустимая секундная нагрузка перекиси водорода на 1 кг твердого катализатора в $\frac{\text{кг/сек}}{\text{кг}}$ (при использовании перекиси водорода 80%-ной весовой концентрации некоторые современные катализаторы допускают $S_1 \approx 2,5 \div 2,8 \frac{\text{кг/сек}}{\text{кг}}$, при их полном ресурсе стабильной работы в условиях температуры образуемого парагаза 480°C — около $S_2 = 600 \div 700 \frac{\text{кг/сек}}{\text{кг}}$).

Для обеспечения нормальной работы ПГГ в течение установленного времени $\tau_{\text{дв}}$ необходимо соблюсти условие

$$G_{\text{пр}} \tau_{\text{дв}} \leq S_2 G_{\text{кат}}. \quad (10.63)$$

Объем пакета катализатора определяется по формуле

$$V_{\text{кат}} = \frac{G_{\text{кат}}}{\gamma_{\text{кат}}}, \quad (10.64)$$

где $\gamma_{\text{кат}}$ — насыпной удельный вес твердого катализатора в кг/л ; для некоторых существующих катализаторов

$$\gamma_{\text{кат}} \approx 1,3 \div 1,4 \text{ кг/л}.$$

Геометрические размеры пакета катализатора определяют из условия, чтобы отношение его длины $l_{\text{кат}}$ к диаметру $d_{\text{кат}}$ было равно 0,7—1. Толщина слоя твердого катализатора в ПГГ должна быть не меньше 70 мм. Остальные размеры реактора определяют по конструктивным соображениям.

Объем общего запаса перекиси водорода определяют по формуле

$$V_{\text{пер}} = \frac{G_{\text{пер.}}}{\gamma_{\text{пер}}}, \quad (10.65)$$

где $\gamma_{\text{пер}}$ — удельный вес перекиси водорода, зависит от температуры; при расчетах значение его может быть взято из графика или таблицы.

По значениям расходуемых компонентов в ПГГ можно вычислить для них потребные объемы баков.

Зная давление парагаза на входе в турбину, можно определить необходимое давление подачи рабочих компонентов в реактор ПГГ и рассчитать агрегаты (газовый баллон и редуктор давления в случае газобаллонной подачи или насос в случае насосной подачи перекиси водорода).

§ 8. Двухкомпонентные газогенераторы ЖРД

Первый весьма оригинальный надежно работающий двухкомпонентный газогенератор был создан в 1937 г. в СССР. Этот газогенератор вырабатывал газ при давлении 20—25 *ата* в результате

сжигания керосина с азотной кислотой и впрыска в продукты воды с целью снижения их температуры до 450—550° С (см. фиг. 10. 5)

Основным недостатком такого ГГ является высокая температура образуемого парогаса при сжигании топлива стехиометрического состава. Регулирование же температуры газа путем впрыска в него воды практически сопряжено с большими трудностями.

Наиболее целесообразным может быть питание турбины ТНА горячим газом, получаемым в двухкомпонентном газогенераторе из основных компонентов топлива при заниженном коэффициенте избытка окислителя (с целью получения газа с допустимой температурой для лопаток турбины).

Полученный таким путем газ после работы турбины может либо выбрасываться непосредственно в окружающую среду, либо дожигаться до оптимального соотношения компонентов топлива в камере двигателя.

В этом случае первоначальная раскрутка турбины ТНА при запуске двигателя может быть произведена за счет энергии газов сжигаемого порохового заряда или сжатого воздуха. Для этой цели запас порохового заряда нужно подбирать так, чтобы в момент окончания работы пороховой камеры поступление парогаса из ГГ достигало расчетной величины.

Достоинством ЖРД с двухкомпонентным ГГ является то, что в нем:

1) отсутствуют вспомогательные компоненты топлива для производства газа, в связи с чем отпадает необходимость в емкостях для них с системами питания и управления, что упрощает и удешевляет конструкцию двигателя;

2) можно получить парогаз с безопасно допустимой температурой для рабочих лопаток турбины (в пределах 650—900° С);

3) можно эффективно дожигать газ после турбины ТНА в камере сгорания и за счет этого повышать экономичность работы двигателя и, следовательно, при прочих равных условиях увеличивать дальность полета снаряда.

Эти преимущества присущи и ЖРД с ГГ, работающим на одном из компонентов топлива.

К двухкомпонентным газогенераторам систем топливоподачи ЖРД предъявляются следующие требования:

1) возможно большая удельная работоспособность, характеризуемая параметром производимого газа $R_k T_k$;

2) равномерность температурного поля по поперечному сечению камеры;

3) минимальное количество твердой фазы (сажи и кокса) в производимом газе;

4) простота конструкции и возможно меньшая длина камеры газогенератора.

Отличительной особенностью двухкомпонентного ГГ является то, что он работает при весьма малых коэффициентах избытка окислителя в топливе с целью получения газа с безопасно допустимой температурой для лопаток турбины.

Для лопаток турбины, изготовляемых из легированной стали, допустимой рабочей температурой газа можно считать $\sim 800^\circ \text{C}$. Приближенные расчеты показывают, что эта температура газа практически может быть получена при коэффициентах состава топлива порядка $\chi \approx 0,7 \div 1,0$. При этих условиях газ представляет собой смесь продуктов сгорания топлива и разложения избыточного горючего.

Кинетика процесса в двухкомпонентных ГГ в литературе пока еще мало освещена. Процесс генерации газа в двухкомпонентном газогенераторе можно грубо разделить на два основных процесса, протекающих одновременно и поэтому как-то влияющих друг на друга: процесс горения топлива и процесс крекинга углеводородов.

При организации рабочего процесса в этом ГГ нужно стремиться к тому, чтобы время химической реакции в камере позволило компонентам топлива испариться и разложиться на более легкие углеводороды без выделения в газе большого количества сажи и кокса. Полнота реакции взаимодействия горючего с окислителем зависит в основном от температуры и времени протекания химической реакции. Поэтому вопрос о времени протекания рабочего процесса в газогенераторе имеет существенное значение.

Весьма важным является производство в ГГ газа заданной или выбранной температуры с возможно высокой газовой постоянной (удельной работоспособностью $R_k T_k$). Естественно, что газовая постоянная образуемого газа R_k будет иметь максимальное значение только при вполне определенном времени пребывания топлива в камере газогенератора. При малом времени пребывания капли топлива в камере она не успеет полностью испариться, а при чрезмерно большом времени — из паров горючего образуются сажа, тяжелые смолы и кокс, что снизит газовую постоянную образуемого газа. Кроме того, в газе может содержаться значительное количество углеводородов, жидких при нормальных условиях, тогда как по обычному термодинамическому расчету никаких углеводородов газа, кроме метана, не наблюдается.

Это указывает на то, что в двухкомпонентном газогенераторе химическое равновесие в продуктах горения не успевает устанавливаться. Температура газа по поперечному сечению камеры газогенератора также неодинакова.

При разработке конструкции ГГ нужно стремиться к тому, чтобы по поперечному сечению камеры создать возможно равномерное поле температур, особенно в зонах с большим избытком горючего, так как в этих зонах местные очаги высоких температур будут способствовать более быстрому выпадению сажи. При выравнива-

нии температурного поля возможно образование тяжелых смол и кокса.

При проектировании и расчете двухкомпонентного газогенератора решаются следующие основные вопросы:

- 1) выбор целесообразной конструктивной схемы газогенератора;
- 2) выбор рабочего давления в камере газогенератора и необходимого соотношения компонентов топлива;
- 3) термодинамический расчет камеры газогенератора;
- 4) организация смесеобразования в камере;
- 5) определение основных геометрических размеров камеры;
- 6) расчет топливных форсунок;
- 7) определение времени испарения и траектории движения капли в камере.

Конструктивное оформление двухкомпонентных ГГ зависит от принятой принципиальной схемы организации рабочего процесса в камере газогенератора и во многом имеет сходство с камерой сгорания обычного ЖРД.

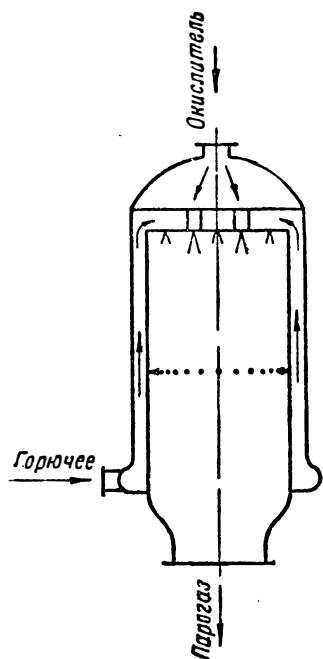
Давление газа в камере газогенератора определяют с учетом экономичности работы турбины ТНА, веса конструкции, устойчивости горения в камере и динамической устойчивости режима работы всего двигателя. В камере сгорания существующих двухкомпонентных газогенераторов ЖРД давление газов достигает $30\text{—}50 \text{ кг/см}^2$.

В настоящее время известны две практически возможные и принципиально разные схемы организации рабочего процесса в двухкомпонентном газогенераторе, также различные по конструктивному оформлению.

Сгорание топлива в двухкомпонентном газогенераторе может протекать в одну или в две ступени — в зонах первичного и вторичного смешений компонентов¹.

В связи с этим можно различать следующие принципиальные конструктивные схемы двухкомпонентных газогенераторов:

- 1) ГГ-А, конструкция которого аналогична схеме ЖРД обычного типа, где компоненты топлива подаются в камеру только со стороны головки (фиг. 10.20);



Фиг. 10.20. Принципиальная схема камеры двухкомпонентного парогазогенератора.

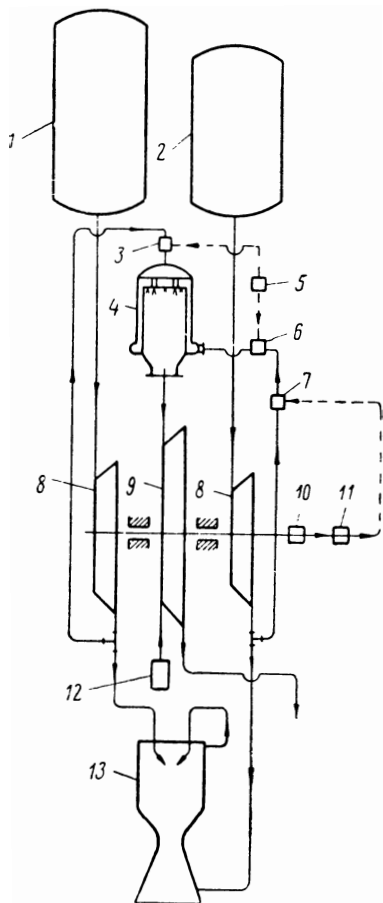
¹ Д. Саттон. Ракетные двигатели, ИЛ, 1950.

2) ГГ-Б, который характеризуется тем, что горючее подается в камеру частично через головку при коэффициенте избытка окислителя $\alpha_{\text{гол}} \approx 0,4 \div 0,6$ и частично через периферийный пояс, расположенный примерно на половине длины камеры, с таким расчетом, чтобы на выходе газа из камеры общий коэффициент избытка окислителя $\alpha_{\text{общ}} = 0,07 \div 0,18$ (фиг. 10.21).

Так как для двухкомпонентных ГГ характерно сжигание топлива с малым коэффициентом избытка окислителя, то применение ГГ-А целесообразно только для легкоиспаряющихся и также легковоспламеняющихся компонентов топлива, для зажигания и горения которых не требуются большое количество тепла и высокая температура. К таким топливам относятся тонка-250 + +80% HNO_3 98% -ной и 20% N_2O_4 , а также этиловый спирт + жидкий кислород. На этих компонентах ГГ-А может надежно работать при $\alpha = 0,10 \div 0,25$. Для компонентов топлива вида керосин + азотная кислота или ее производных этот газогенератор непригоден.

Основным недостатком такого газогенератора является относительно низкая температура во всем объеме камеры, вследствие чего рабочий процесс генерации газа протекает сравнительно медленно, и для получения газа определенной температуры требуется большой объем камеры. По этой причине в данном газогенераторе создаются более благоприятные условия для процесса полимеризации и конденсации углеводородов, чем в ГГ-Б, что весьма важно.

Для топлив типа керосин + азотная кислота или ее производных наиболее приемлемой конструктивной схемой является газогенератор ГГ-Б. В первой зоне камеры этого



Фиг. 10.21. Принципиальная схема турбокомпрессорной системы топливоподдачи с двухкомпонентным парогенератором.

1—бак окислителя, 2—бак горючего, 3—регулирующий клапан расхода, 4—камера газогенератора, 5—исполнительный механизм регулятора коэффициента состава топлива ПГГ, 6—измеритель скорости потока, 7—регулирующий клапан, 8—насосы основных компонентов топлива, 9—парогазовая турбина, 10—датчик числа оборотов, 11—исполнительный механизм регулятора числа оборотов, 12—пороховая камера с электрозапалом для раскрутки турбины при запуске двигателя, 13—камера двигателя.

газогенератора топливо сгорает при такой температуре, при которой устанавливается химическое равновесие в продуктах сгорания топлива (порядка 1900—2200° С). Благодаря этому процесс сгорания топлива протекает относительно быстрее без выделения сажи и кокса.

К моменту поступления этих продуктов сгорания во вторую зону камеры в них подается дополнительно некоторое количество воды или горючего, в результате чего образуется газ нужной температуры, который затем поступает в турбину системы топливоподачи двигателя. Упрощенно можно считать, что по мере испарения и разложения дополнительного горючего и охлаждения газа, идущего от головки, между этим газом и продуктами испарения и разложения горючего химические реакции протекают настолько быстро, что в условиях камеры успевают устанавливаться равновесие. Однако это происходит до тех пор, пока температура газа не снизится до такого значения, при котором протекание упомянутых химических реакций настолько замедлится, что они в условиях работы камеры газогенератора не будут равновесными. Камеры газогенераторов обоих типов обычно охлаждаются одним из компонентов топлива.

Точный термодинамический расчет рабочего процесса в камере двухкомпонентного газогенератора, т. е. точное определение температуры и газовой постоянной образуемого газа в конце камеры, в настоящее время невозможен из-за сложности и малой изученности кинетики сгорания топлив при малых коэффициентах избытка окислителя.

Обычный метод термодинамического расчета ЖРД для двухкомпонентного газогенератора неприменим вследствие того, что в продуктах горения топлива с весьма малым коэффициентом избытка окислителя (при температуре ниже 1300—1400° С) химическое равновесие не устанавливается.

Теоретическая удельная работоспособность некоторых жидких топлив при $\alpha=0,15$ и $p_k=40$ ата характеризуется следующими значениями:

	$R_k T_k$
1) керосин + азотная кислота 98%-ная ($T_k = 1155^\circ \text{K}$)	$63,75 \cdot 10^3$
2) то же + 80% HNO_3 98%-ной и 20% N_2O_4 ($T_k = 1165^\circ \text{K}$)	$65,20 \cdot 10^3$
3) керосин + 60% HNO_3 98%-ной и 40% N_2O_4 ($T_k = 1180^\circ \text{K}$)	$66,65 \cdot 10^3$
4) тонка-250 + азотная кислота 98%-ной ($T_k = 1205^\circ \text{K}$)	$67,35 \cdot 10^3$
5) тонка-250 + 80% HNO_3 98%-ной и 20% N_2O_4 ($T_k = 1220^\circ \text{K}$)	$68,90 \cdot 10^3$
6) тонка-250 + 60% HNO_3 98%-ной и 40% N_2O_4 ($T_k = 1235^\circ \text{K}$)	$70,45 \cdot 10^3$
7) керосин + жидкий кислород ($T_k = 1250^\circ \text{K}$)	$80,30 \cdot 10^3$
8) этиловый спирт 93,5%-ный + жидкий кислород ($T_k = 1080^\circ \text{K}$)	$59,50 \cdot 10^3$

Здесь $T_k^\circ \text{K}$ — расчетная теоретическая температура продуктов сгорания данного топлива.

На фиг. 10.22 показаны значения теоретической температуры горения $T_k^\circ \text{K}$ и параметра $R_k T_k$ продуктов сгорания керосина

и азотной кислоты при давлении в камере $p_k = 40$ атм и различных значениях коэффициента избытка окислителя.

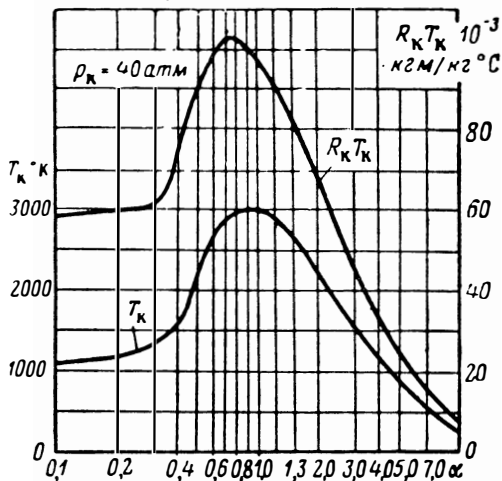
Кривые этого графика показывают, что снизить температуру газа в камере газогенератора можно избытком горючего ($\alpha < 1$) и избытком окислителя ($\alpha > 1$). В области малых α существенно больше удельная работоспособность газа $R_k T_k$. Газовая смесь, полученная при малых α , представляет собой восстановительную среду, не опасную для материалов двигателя, в то время как в составе продуктов сгорания, полученных при больших α , много свободного активного к материалам окислителя. Наконец, в зоне избытка горючего ($\alpha < 0,3$) температура продуктов сгорания изменяется по α менее интенсивно, чем в зоне избытка окислителя. Это обеспечивает в эксплуатации большую безопасность для лопаток турбины.

Картина остается принципиально той же и при других давлениях в камере сгорания в связи с полным отсутствием термической диссоциации газов при больших α и малой интенсивностью ее в зоне малых α .

Общим недостатком метода генерации газа при большом избытке одного из компонентов топлива является неполное использование химической энергии топлива, что отражается на экономичности двигателя. Поэтому предлагаются схемы дожигания рабочего тела после его использования во вспомогательных системах двигателя. Дожигание можно осуществить в условиях, не лимитирующих температуру сгорания¹.

На фиг. 10.23 показаны кривые зависимости $R_k T_k$ от α при использовании воды для снижения температуры продуктов сгорания топлива до 1100°C , характеристики которых показаны на фиг. 10.22

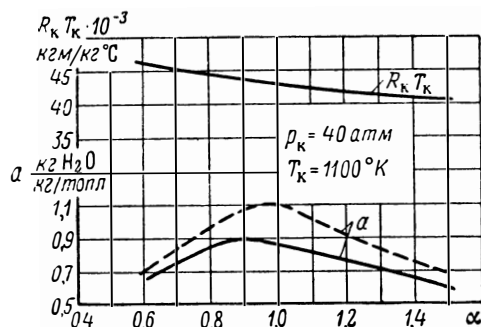
На этой фигуре верхняя кривая показывает потребное количество воды при подаче ее в камеру газогенератора через форсунки, установленные на головке камеры, а нижняя — то же при подаче воды



Фиг. 10.22. Термодинамические характеристики продуктов сгорания керосина с азотной кислотой при различных коэффициентах избытка окислителя α .

¹ Известия высших учебных заведений МВО СССР, Авиационная техника, № 1, Казань, 1958.

в получаемые продукты сгорания топлива при выходе их из камеры к месту потребления. Эти кривые показывают, что для одинакового снижения температуры продуктов сгорания топлива (в данном случае до 1100°C) потребный расход воды меньше при подаче ее непосредственно в продукты сгорания. Удельная работоспособность получаемого пара $R_k T_k$ при обоих способах впрыска воды практически одинакова и немного повышается при использовании топлива с малым коэффициентом избытка окислителя α , что объясняется образованием газов с малым молекулярным весом.



Фиг. 10. 23. Термодинамические характеристики пара, полученного при сжигании основного топлива при различных коэффициентах избытка окислителя и впрыске воды для снижения температуры.

тонкий и однородный распыл. Чем мельче и однороднее распыл компонентов топлива, тем меньше потребное время для испарения капель. Это время при определенной температуре в камере ГГ не должно превышать время, необходимое для образования сажи и кокса из продуктов разложения испарившегося горючего.

Основными геометрическими размерами двухкомпонентного газогенератора являются диаметр и длина камеры. Диаметр цилиндрической камеры газогенератора можно определить приближенно по общей весовой расходонапряженности топлива, принимая ее значение

$$G_{F_k} \approx (1,0 \div 1,1) p_k z' c m^2 \text{ сек}, \quad (10. 66)$$

где p_k — абсолютное давление в камере газогенератора в $кг/см^2$.

Выбрав для цилиндрической камеры ГГ значение весовой расходонапряженности, можно определить диаметр этой камеры, пользуясь уравнением

$$d_k = \sqrt{\frac{4G'_s}{\pi G_{F_k}}} \quad \text{или} \quad d_k = \sqrt{\frac{4G'_s}{\pi p_k}} \left(\text{при } \frac{G_{F_k}}{p_k} = 1 \right), \quad (10. 67)$$

где G'_s — расход топлива в камеру газогенератора в $г/сек$.

Несмотря на трудность получения при этом равномерного и стабильного поля температур производимого парагаза и сложность системы регулирования мощности питаемой турбины, имеются примеры практического применения трехкомпонентных газогенераторов.

Практика эксплуатации газогенераторов ЖРД показывает, что для распыла компонентов топлива целесообразны центробежные форсунки, как дающие более

Длина камеры ГГ должна быть такой, чтобы в ней успевали заканчиваться процессы испарения и разложения компонентов топлива, а газовая постоянная получаемого газа при выбранной температуре его была наибольшей (вероятно, максимум R_k будет в конце полного испарения капель компонентов топлива).

При проектировании двигателя длина камеры ГГ может быть определена соответствующим приближенным расчетом или по данным экспериментов. Для этой цели может быть использовано время пребывания топлива в камере в пределах 0,003—0,004 сек.

Можно предполагать, что для топлив на основе азотной кислоты или ее производных и при давлении в камере около 30—50 *ата* длина камеры газогенератора не должна превышать 250—350 *мм* (в случае подачи топлива со стороны головки). Расчеты показывают, что в 1 л объема камеры двухкомпонентного газогенератора можно достаточно полно сжечь около 0,3—0,5 *кг* топлива.

Расчет центробежных форсунок для ГГ ведут по обычной ранее рассмотренной нами теории.

По общеизвестной теории ведут также расчеты газогенератора на прочность.

Компоненты топлива как в газогенератор турбонасосного агрегата, так и в реакторы наддува топливных баков можно подавать через обратные клапаны, которые, кроме выполнения своих прямых функций, являются также регуляторами соотношения компонентов топлива в магистралях горючего и окислителя. К тому же обратные клапаны предупреждают возможность заброса газа в магистраль в периоды пуска и остановки двигателя.

При применении двухкомпонентного газогенератора система топливоподачи ЖРД может состоять из ТНА с выхлопной трубой, заканчивающейся соплом, газогенератора, блока обратных клапанов с дроссельными шайбами, клапана постоянства давления, трубопроводов с рвущимися мембранами в разъемах (в некоторых из них), заглушек и крепежных деталей.

Для постоянства работы газогенератора можно применять также специальный регулятор расхода и давления такой же схемы, как и программный механизм двигателя (регулятор тяги). При таком механизме наддув топливных баков не зависит от режима работы двигателя, так как при этом подача компонентов топлива в реакторы баков будет определяться установленным давлением в баке.

В заключение следует отметить, что для аппарата наиболее совершенной можно считать такую систему газогенерации, которая при выполнении задачи будет иметь более простую конструкцию и наименьший вес, более высокую термодинамическую эффективность, характеризующую параметром газа $R_R T_k$, а также будет удобнее и надежнее в эксплуатации и т. д. Чем больше значение $R_R T_k$, тем меньше потребный запас вспомогательного топлива для га-

зогенерации, тем меньше емкости для этого топлива и вес всей системы.

Сравнение различных систем газогенерации между собой по величине параметра $R_k T_R$ при одинаковых рабочих давлениях и температуре получаемого газа показывает, что наименьшую термодинамическую эффективность имеет способ генерации газа при больших коэффициентах избытка окислителя. Эффективность получения пороховых газов почти равноценна получению парагаза из перекиси водорода 80—90 %-ной весовой концентрации. Эффективным является также способ получения газа путем сжигания основных компонентов топлива при высокой температуре и последующего снижения этой температуры до нужного предела впрыском в газ некоторого количества воды. Но этот способ, как уже отмечено выше, в конструктивном и эксплуатационном отношении практически недостаточно освоено. Наиболее эффективно получение газа из основных компонентов топлива при малом значении коэффициента избытка окислителя или из однокомпонентного жидкого топлива типа окиси этилена. Практическое осуществление этих двух способов газогенерации не встречает принципиальных конструктивных и эксплуатационных трудностей.

Поскольку ресурс работы турбины ЖРД небольшой, то в ряде случаев может быть оправдано использование в ней газа повышенной температуры. Газ более высокой температуры целесообразно получать из основных компонентов топлива с малым коэффициентом избытка окислителя или из вспомогательного жидкого однокомпонентного топлива, имеющего хорошие эксплуатационные и экономические характеристики.

§ 9. Определение мощности турбины ТНА и секундного расхода газа для ее питания

В ряде современных ЖРД подача топлива в камеру двигателя, а иногда и в газогенератор системы топливоподачи осуществляется центробежными насосами, которые имеют прямой привод от газовой турбины и значительно отличаются от стационарных насосов по конструкции, качеству материалов, из которых они изготовлены, точности и тщательности изготовления. Турбина обычно монтируется между основными центробежными насосами на одном валу с ними.

В зависимости от принятой принципиальной схемы ЖРД топливные насосы могут обслуживать или только камеру двигателя при особом индивидуальном питании газогенератора системы топливоподачи (подобно двигателю А-4) или камеру двигателя и одновременно газогенератор системы топливоподачи. Турбонасосный агрегат и газогенератор также могут обслуживать одновременно несколько камер ЖРД.

Мощность турбины для привода топливных насосов системы топливоподачи двигателя определяется необходимой суммарной мощностью этих насосов, т. е.

$$N_T \approx N_{н.г} + N_{н.о}, \quad (10.68)$$

где $N_{н.г}$ и $N_{н.о}$ — необходимая мощность насоса горючего и соответственно окислителя.

Потребная мощность топливных насосов определяется по формулам:

1) в случае подачи топлива только в камеру двигателя и выпуска газа из турбины в атмосферу

$$N_{н.г} = \frac{G_{sг} \Delta p_{н.г}}{\gamma_g \eta_{н.г}} \text{ кгм/сек}; \quad (10.69)$$

$$N_{н.о} = \frac{G_{sо} \Delta p_{н.о}}{\gamma_o \eta_{н.о}} \text{ кгм/сек}; \quad (10.70)$$

2) в случае подачи топлива одновременно в камеру и двухкомпонентный газогенератор и выпуска газа из турбины в атмосферу

$$N_{н.г} = \frac{G_{sг} + G'_{sг}}{\gamma_g \eta_{н.г}} \Delta p_{н.г} = \left(\frac{G_s}{1 + \chi_k} + \frac{G'_s}{1 + \chi_{гг}} \right) \frac{\Delta p_{н.г}}{\gamma_g \eta_{н.г}} \text{ кгм/сек}; \quad (10.71)$$

$$N_{н.о} = \frac{G_{sо} + G'_{sо}}{\gamma_o \eta_{н.о}} \Delta p_{н.о} = \left(\frac{\chi_k G_s}{1 + \chi_k} + \frac{\chi_{гг} G'_s}{1 + \chi_{гг}} \right) \frac{\Delta p_{н.о}}{\gamma_o \eta_{н.о}} \text{ кгм/сек}, \quad (10.72)$$

где $G_{sг}$ и $G_{sо}$ — расходы в камеру сгорания двигателя горючего и окислителя в кг/сек;

$G'_{sг}$ и $G'_{sо}$ — то же в газогенератор системы топливоподачи двигателя;

γ_g и γ_o — удельные веса горючего и окислителя;

$\eta_{н.г}$ и $\eta_{н.о}$ — к. п. д. насосов для подачи горючего и окислителя;

$\Delta p_{н.г}$ и $\Delta p_{н.о}$ — напоры, создаваемые этими насосами и вычисляемые соответственно:

$$\Delta p_{н.г} = p_k + \Delta p_{с.п.г} - p_{вс.г} \quad \text{и} \quad \Delta p_{н.о} = p_k + \Delta p_{с.п.о} - p_{вс.о};$$

здесь p_k — давление газов в камере сгорания двигателя;
 $\Delta p_{с.п.г}$ и $\Delta p_{с.п.о}$ — суммарные перепады давлений горючего и окислителя в системе подачи двигателя (в форсунках Δp_ϕ , охлаждающем тракте $\Delta p_{охл}$, трубопроводах $\Delta p_{тр}$, клапанах $\Delta p_{кл}$, дроссельных шайбах и т. п.);

$p_{вс.г}$ и $p_{вс.о}$ — давление на всасывании насосов горючего и окислителя (напоры в баках этих компонентов топлива).

Одноступенчатые центробежные топливные насосы существующих ЖРД имеют $\eta_{н-г} \approx 0,45 \div 0,70$ и $\eta_{н-о} \approx 0,56 \div 0,75$. Для авиационных двигателей малой тяги $\eta_{н} = 0,3 \div 0,4$.

При проектировании ТНА для двигателя значениями к. п. д. насосов нужно задаваться на основании данных статистики.

Необходимое давление подачи данного компонента топлива в камеру сгорания двигателя в случае нагнетательной системы выражается формулой

$$p_{п} = p_{к} + \Delta p_{н} + p_{вс}. \quad (10.73)$$

Расход топлива в турбину ТНА системы топливоподачи двигателя можно определить из уравнения мощности турбины

$$N_{т} = \Delta I_{т} 427 \eta_{т} G_{т} \text{ кгм/сек},$$

т. е.

$$G_{т} = \frac{N_{т}}{\Delta I_{т} 427 \eta_{т}} \text{ кг/сек}, \quad (10.74)$$

где $\eta_{т}$ — относительный эффективный к. п. д. турбины, определяемый тепловым расчетом; обычно $\eta_{т} \approx 0,35 \div 0,50$.

$\Delta I_{т}$ — перепад энергосодержаний 1 кг газа в турбине в ккал/кг, определяемый по формулам:

$$\begin{aligned} \Delta I_{т} &= I_1 - I_2 = \frac{k}{k-1} AR_1 T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \\ &= c_p T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ ккал/кг}, \end{aligned}$$

здесь I_1 и I_2 — энергосодержание газа соответственно на входе в турбину и выходе из нее, значения которых могут быть взяты из имеющихся таблиц расчетов горения и равновесного истечения продуктов сгорания при заданных условиях данного топлива;

R_1 и T_1 — газовая постоянная и абсолютная температура газа на входе в турбину;

p_1 и p_2 — давление газа на входе в турбину и выходе из нее в атм;

c_p — средняя теплоемкость газа при постоянном давлении в ккал/кг °С.

Потребное количество перекиси водорода данной весовой концентрации для работы системы топливоподачи в основном зависит от давления в камере сгорания двигателя и удельного веса подаваемого топлива.

На фиг. 10.24 приведены кривые для приближенной оценки расхода перекиси водорода 80% -ной концентрации на 1 кг расхода ос-

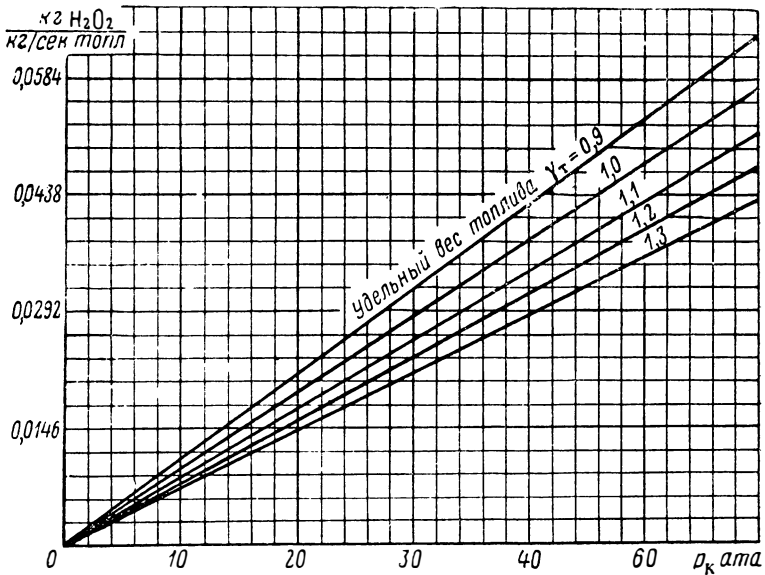
нового топлива в двигателе в зависимости от давления в камере сгорания и удельного веса топлива.

Если в системе топливоподдачи имеется клапан постоянства давления газа, то расход топлива в газогенератор определится по формуле

$$G'_s = G_{\text{турб}} + G_{\text{кл}} = \frac{G_{\text{турб}}}{1 - \delta} \text{ кг/сек}, \quad (10.75)$$

где $\delta = G_{\text{кл}}/G'_s \approx 0,1$ — доля газа, стравливаемого клапаном в выпускной патрубок турбины;

$G_{\text{кл}}$ — количество газа, стравливаемого через клапан постоянства давления, в кг/сек.



Фиг. 10.24. Потребный расход перекиси водорода 80%-ной весовой концентрации для подачи в камеру сгорания двигателя 1 кг топлива в зависимости от давления в камере сгорания и удельного веса подаваемого топлива.

Отработавший в турбине газ входит в сопло выпускного патрубка с таким давлением, что создаются критические условия его истечения в горловине сопла. В результате турбина работает при постоянном давлении газа на входе и выходе из нее и, следовательно, при постоянной мощности, не зависимой от высоты полета.

Для проектируемого ЖРД тип топливных насосов и их режим работы выбирают на основании результатов анализа коэффициентов быстроходности, весовой и кавитационной характеристик и

с учетом предъявляемых требований к насосам (высокий к. п. д., небольшие вес и габариты, надежность работы и др.).

Правильный выбор типа топливных насосов и их характеристик обеспечивает нормальную работу ТНА и двигателя в целом.

§ 10. Характеристики турбин системы топливоподачи ЖРД и особенности их проектирования

К турбонасосному агрегату системы топливоподачи ЖРД предъявляются следующие основные требования:

- 1) хорошая приемистость при запуске (способность быстро и плавно выходить на рабочий режим);
- 2) стабильность подачи компонентов топлива в камеру сгорания заданного состава;
- 3) высокий к. п. д. и надежность в работе;
- 4) простота конструкции;
- 5) минимальные вес и габариты.

К. п. д. турбины зависит в основном от ее мощности, располагаемого теплоперепада парагаза, числа оборотов и других факторов.

Поскольку к. п. д. турбины почти прямо пропорционален числу оборотов, то ее целесообразно выполнять с возможно большими оборотами (до 40 тыс. в минуту). Но в целях конструктивной простоты и снижения веса турбину часто монтируют на одном валу с центробежными насосами. Это заставляет снижать число оборотов турбины от оптимального по ее к. п. д. до относительного низкого оптимального числа оборотов насосов, соответствующего бескавитационной их работе. При этом турбина работает неэкономично, с резко пониженным к. п. д. и в результате расходует почти в полтора раза больше рабочего тела для своей работы.

Высокий к. п. д. турбины может быть достигнут соответствующим выбором ее рабочих и конструктивных параметров и тщательной отделкой сопловых и рабочих лопаток, а также надлежащим выбором основных размеров, зазоров в рабочих элементах и т. п.

Надежность работы турбины обеспечивается в первую очередь применением для сопловых и особенно рабочих лопаток материалов, стойких против высоких температур и ползучести.

Диски колеса лопатки и корпус турбины ТНА при низких температурах рабочего газа иногда изготавливают из алюминиевого сплава. В этом случае только входной патрубков, вал и небольшое количество мелких деталей изготавливают из стали. Для сопел турбин одноразового действия могут быть использованы чугун и углеродистые стали.

Так как основные ЖРД с турбонасосной системой топливоподачи снарядов дальнего действия фактически работают непродолжительное время, то экономичность турбины ТНА не имеет существенного значения. В этом случае первостепенными фактора-

ми являются простота конструкции, малый удельный вес и надежность работы. Естественно, что газогенераторная установка системы подачи ЖРД при этом также должна быть конструктивно простой, компактной и небольшого веса.

Если вес вытеснительной системы топливоподачи в основном зависит от запаса компонентов топлива в баках (от времени работы и тяги двигателя), то вес турбонасосной системы топливоподачи определяется в основном тягой двигателя и давлением подачи компонентов топлива в камеру сгорания двигателя. Вес ТНА зависит также и от числа оборотов турбины, свойств компонентов топлива, материала, из которого изготовлены детали турбонасосного агрегата, и назначения летательного аппарата.

Вес турбонасосного агрегата ЖРД одноразового действия можно определить приближенно по формуле

$$G_{\text{ТНА}} = (a + b p_{\text{к}}) G_{\text{с}}^{\nu}, \quad (10.76)$$

где $p_{\text{к}}$ — давление в камере сгорания;

$G_{\text{с}}$ — расход топлива в камеру;

a , b и ν — статистические коэффициенты, которые для ориентировочных расчетов можно принимать $a \approx 4 \div 5$; $b \approx 0,065$ и $\nu \approx 0,5$.

Параметры турбины зависят от ее мощности, параметров рабочего тела, способа его получения и характера использования в двигателе.

Устройство и расчет турбин для привода топливных насосов ЖРД почти такие же, как и обычных паровых и газовых турбин, подробные сведения о которых приведены в общих руководствах по газовым и паровым турбинам.

Турбину рассчитывают для определенного режима работы, который называется расчетным. Этому режиму соответствует наиболее высокая экономичность работы турбины.

Исходными данными для расчета турбины являются:

1) мощность турбины на расчетном режиме и число ее оборотов;

2) секундный расход парагаза в турбину, его начальные и конечные параметры (давление, температура).

Расчет турбин сводится к определению ее проточных сечений, размеров лопаток соплового аппарата и рабочего колеса, габаритных размеров и т. п. Эти размеры обычно определяют так, чтобы обеспечить заданную мощность турбины при минимальном расходе парагаза и малых габаритах турбины.

Расчетный режим работы турбины характерен наиболее выгодным ее рабочим процессом. При изменении расхода парагаза в турбину или его начальных параметров (давления, температуры)

экономичность работы турбины снижается, так как последняя будет работать в нерасчетных условиях.

В ЖРД обычно применяют одно- или двухступенчатую турбину с одной ступенью давления и двумя ступенями скорости. Эта турбина конструктивно проста и имеет небольшой удельный вес (на 1 л. с.) по сравнению с другими типами турбин. Двухвенечные турбины часто имеют около 10—15% реактивности для более равномерной нагрузки рабочих лопаток обоих венцов колеса.

Углы наклона сопел турбины обычно выбирают так, чтобы к. п. д. ее был наибольшим.

Высота рабочих лопаток колеса современных турбин $h_n = 15 \div 28$ мм, а отношение высоты к среднему диаметру колеса $h_n/D_{cp} \approx 0,05 \div 0,12$, т. е. лопатки короткие и поэтому не требуют специального профилирования по длине. Шаг между лопатками по среднему диаметру колеса равен 6—10 мм (для роторов с набором лопаток). Отношение шага лопаток к их ширине $t_{cp}/b_n \approx 0,6 \div 0,85$. В выполненных турбинах лопатки крепят в диске колеса посредством Т-образной ножки.

Зазоры между сопловым аппаратом и лопатками колеса около 1,2—1,5 мм. Зазор между торцами лопаток и кожухом турбины (при безбандажном облопачивании) равен 0,15—0,4 мм.

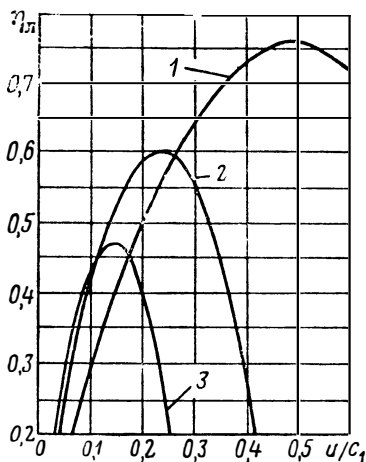
Применением для турбины литых и приварных к ротору рабочих лопаток

можно существенно упростить технологию ее изготовления.

Для уменьшения удельного расхода парогаса в турбине и, следовательно, снижения ее удельного веса желательно выполнять турбину с возможно высоким к. п. д.

Из теории турбин известно, что к. п. д. активной турбины достигает максимального значения при вполне определенном отношении окружной скорости лопаток турбины по среднему диаметру колеса к скорости парогаса на входе на рабочие лопатки турбины u/c_1 (фиг. 10.25). Однако это наимыгоднейшее отношение скоростей практически невозможно использовать вследствие:

1) ухудшения работы топливных насосов при больших числа оборотов (турбину и центробежные насосы целесообразно устанавливать на одном общем валу, без редуктора);



Фиг. 10.25. Изменение к. п. д. лопаток одновенечной (кривая 1), двухвенечной (кривая 2) и трехвенечной (кривая 3) активных турбин в зависимости от скорости парогаса при выходе из сопла на лопатки турбины под углом 17° .

2) ограниченного предела прочности материалов движущихся частей турбины, работающих при высоких температурах;

3) необходимости уменьшить габариты и вес турбины.

По этим соображениям турбины топливных систем современных ЖРД обычно выполняют с к. п. д. $\eta_T \approx 0,30 \div 0,50$ при отношении скоростей $u/c_1 \approx 0,10 \div 0,15$. В частности, турбина двигателя А-4 имеет $u/c_1 = 0,1$. Окружная скорость турбин ТНА двигателей достигает $u = 150 \div 250$ м/сек.

Применение трех ступеней скорости газа в турбине позволяет немного повысить ее к. п. д. относительно двухвенечной турбины и уменьшить в ней удельный расход газа. Но это сопровождается утяжелением и удорожанием конструкции турбины, что не всегда целесообразно вследствие кратковременности работы системы топливоподачи ЖРД.

Увеличивая теплоперепад газа в турбине за счет повышения давления или температуры на входе или применяя топлива с большой теплотворностью для газогенератора, увеличивают скорость истечения газа из соплового аппарата турбины, но ее мощность при этом возрастает незначительно, так как для сохранения принятого отношения u/c_1 снижается к. п. д. турбины, а конструкция обычно усложняется.

Следовательно, повышение температуры газа на входе в турбину не дает значительного выигрыша, тогда как низкая температура газов ($380\text{—}500^\circ\text{C}$) допускает широкое использование алюминия для изготовления турбины и тем самым приводит к значительному снижению веса, уменьшению повреждений и коробления деталей.

Для турбин ЖРД не допускается период разогрева. При внезапном впуске в турбину полного расхода горячего газа в деталях турбины может возникнуть большой тепловой удар и температурные деформации, что увеличивает вероятность появления вредного трения между движущимися частями турбины.

Продолжительность выхода блока ТНА и двухкомпонентного газогенератора на рабочий режим (достижение номинальных оборотов вала ТНА) может достигать 2 сек.

Преимущество, связанное с повышением к. п. д. турбины и, следовательно, с уменьшением в ней расхода газа, можно реализовать только в том случае, если конструкция турбонасосного агрегата допускает большие окружные скорости лопаток турбины, например, при введении шестеренчатого охлаждаемого редуктора между турбиной и насосами или при использовании насосов с большим числом оборотов вала. Но это мероприятие конструктивно усложняет турбонасосный агрегат, снижает надежность его работы и увеличивает вес и стоимость, а также приводит к дополнительным потерям энергии на его привод.

Выбрав тип турбины для привода насосов и установив для нее по ряду соображений наивыгоднейшее отношение скоростей $u/c_1 =$

$=a$, можно определить окружную скорость лопаток колеса проектируемой турбины, т. е. $u=ac_1$ м/сек.

Зная значение окружной скорости лопаток турбины и определив для нее число оборотов n , можно определить средний диаметр колеса турбины по известной формуле:

$$D_{\text{ср}} = \frac{60u}{\pi n}. \quad (10.77)$$

Некоторые турбины современных ЖРД, изготовленные из алюминиевого сплава, имеют окружную скорость лопаток (по среднему диаметру колеса) около 150 м/сек при температуре парагаза в пределах 400—450° С.

При одновальной схеме ТНА оптимальное число оборотов турбины необходимо выбирать с учетом кавитационных характеристик насосов горючего и окислителя; определяющим является насос окислителя.

Турбины современных ЖРД имеют $n \approx 3000 \div 10\,000$ об/мин и выше. Число оборотов турбины ТНА устанавливается на основе определения максимального числа оборотов насоса, наиболее опасного в отношении кавитации.

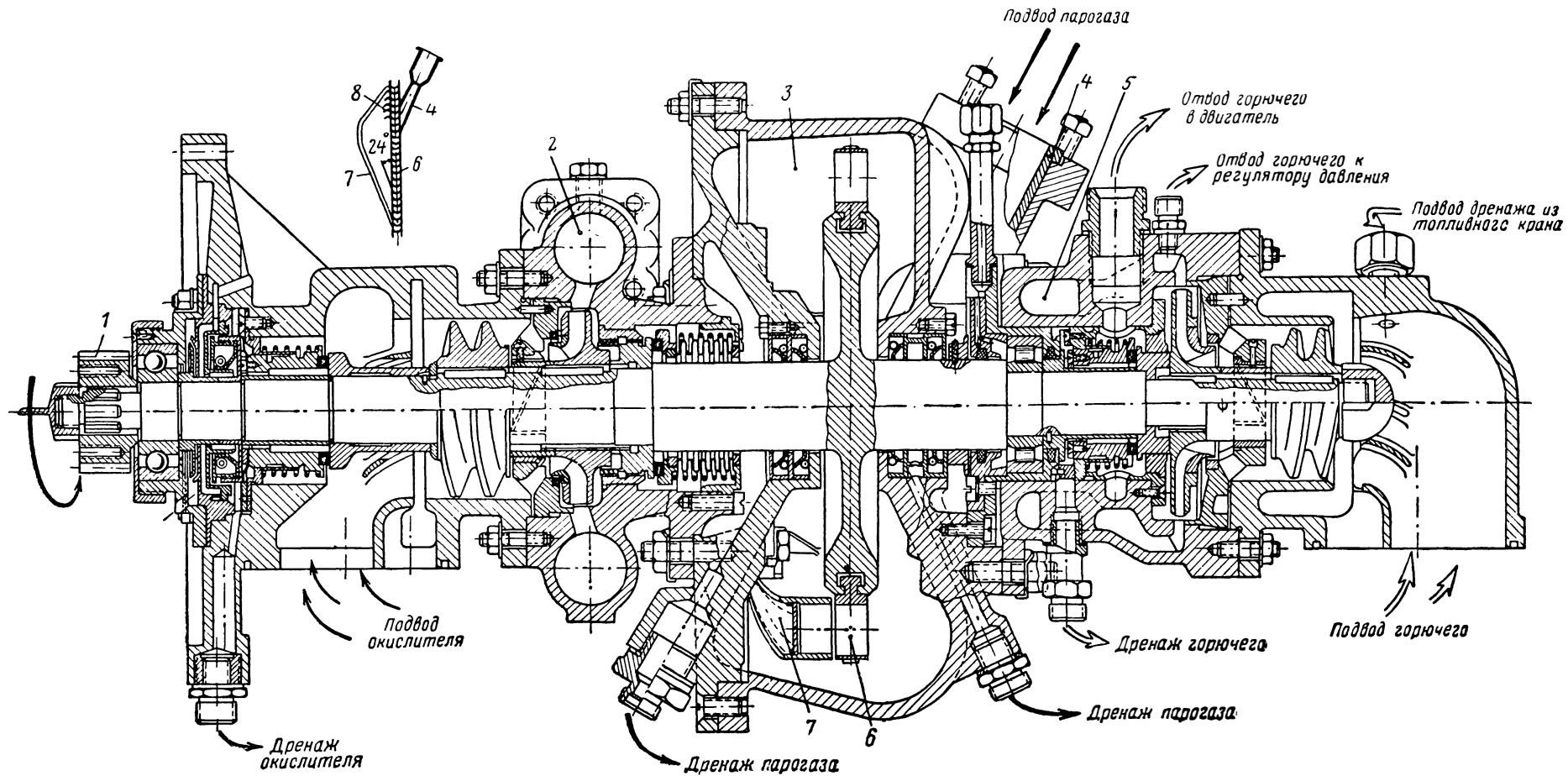
Поскольку общая продолжительность работы турбонасосного агрегата системы топливоподачи двигателей боевых аппаратов сравнительно мала, то при проектировании во многих случаях можно пренебречь влиянием ползучести и усталости конструктивных материалов и увеличивать температуру газов на входе в турбину и окружную скорость лопаток по сравнению с их значениями, принятыми для обычных длительно работающих турбин.

Установка турбины между топливными насосами на одном общем валу в некоторых случаях связана с различными конструктивными и эксплуатационными трудностями. Например, в двигателях типа А-4 снарядов дальнего действия один из насосов подает жидкий кислород с низкой температурой (—183° С).

В этом случае необходимо обеспечить не только теплоизоляцию между нагретой турбиной с жидким кислородом, но также надежное уплотнение, для того чтобы предупредить проникновение компонентов основного топлива двигателя в корпус турбины.

Вопросы вибраций для турбин ЖРД более сложны, чем для обычных стационарных турбин, в связи с близостью их к исключительно мощному источнику вибраций, каким является сам ЖРД. В связи с этим необходимо, чтобы критическое число оборотов ТНА не только отличалось от его рабочего числа оборотов, но и чтобы оно соответствовало также нижнему участку амплитудно-частотного спектра вибраций двигателя.

Для ЖРД большой тяги и работающих при высоких давлениях в камере сгорания, вероятно, целесообразно применять ТНА редукторной схемы (фиг. 10.26), так как для мощных ЖРД выгодно

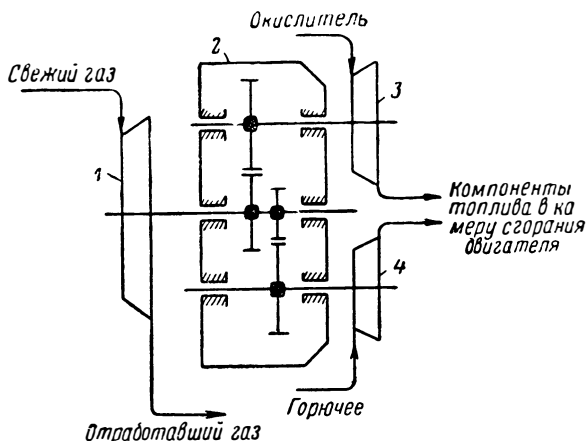


Фиг. 10.27. Разрез ТНА ЖРД «Вальтер».

1—зубчатое колесо, 2—насос окислителя, 3—турбина, 4—сопло, 5—насос горючего, 6—колесо турбины с лопатками, 7—поворотная камера, 8—направляющие лопатки.

увеличить число оборотов турбины при оптимальных оборотах центробежных насосов.

Для регулирования числа оборотов ТНА обычно применяют регуляторы скорости (см. фиг. 10. 21, поз. 11). Скорость вращения вала ТНА может поддерживаться постоянной, для чего следует управляющий сигнал регулятора сделать пропорциональным ско-



Фиг. 10. 26. Схема ТНА с редукторной передачей к насосам.

1—газовая турбина, 2—редуктор, 3—насос окислителя, 4—насос горючего.

рости вращения вала или изменять его так, чтобы давление подачи компонентов топлива в камеру двигателя оставалось постоянным. В последнем случае сигнал управления должен быть пропорциональным давлению подачи.

В табл. 10. 3 приведены основные данные ТНА двигателя А-4 на тягу у земли 25 т (фиг. 10. 27), а в табл. 10. 4 — материалы, используемые для изготовления этого же турбонасосного агрегата.

Таблица 10. 3

Основные данные ТНА двигателя А-4

Характеристики и расчетные данные элементов ТНА	Размерность	Данные
---	-------------	--------

Парогазовая турбина

Тип турбины

—

Однодисковая двухвечная активная с парциальным подводом пара (типа Кертисе)

Продолжение

Характеристики и расчетные данные элементов ТНА	Размерность	Данные
Мощность	л. с.	465
Число оборотов	об/мин	3800
Рабочий газ	—	Продукты разложения 80%-ной H_2O_2
Расход парагаза	кг/сек	2,2
Давление парагаза на входе в турбину	кг/см ²	28
То же на выходе из турбины	"	1,5
Температура парагаза на входе в турбину	°С	385
Коэффициент полезного действия	—	0,32
Средний диаметр колеса	мм	447
Количество сопловых сегментов	шт.	4
" сопел в сегменте	"	4
Степень парциальности	—	0,884
Высота сопла	мм	11,5
Ширина сопла	"	38
Количество рабочих лопаток в одном венце	шт.	177
Размеры рабочих лопаток:	мм	11,5
ширина	"	16,5
высота $h_{1вх}=h_{2вых}$	"	17
$h_{н. вх}$	"	23
$h_{н. вых}$	"	25
$h_{2вх}$	"	30
$h_{2вых}$	"	8,4
Шаг между рабочими лопатками	"	2
Торцевой зазор между рабочими лопатками	"	38
Диаметр вала турбины у диска	"	575
Наружный диаметр корпуса турбины	"	125
Наружная ширина корпуса	"	0,72
Коэффициент заполнения турбины металлом при удельном весе 2700 кг/м ³	—	60
Вес турбины	кг	

Продолжение		
Характеристики и расчетные данные элементов ТНА	Размерность	Данные

Насос для горючего

Горючее	—	75% этилового спирта +25% Н ₂ О
Удельный вес горючего при температуре 15°С	кг/м ³	864
Производительность	кг/сек	5
Давление подачи	кг/см ²	21,7
Давление на всасывании	"	1,05
Мощность	л. с.	270
Число оборотов	об/мин	3800
Коэффициент полезного действия	—	0,65
Диаметр крыльчатки	мм	320
Количество лопастей крыльчатки	шт.	7

Насос для окислителя

Окислитель	—	Жидкий кислород
Удельный вес горючего при —183°С	кг/м ³	1140
Производительность	кг/сек	69,3
Давление подачи	кг/см ²	17,5
Давление на всасывании	"	2,1
Мощность	л. с.	190
Число оборотов	об/мин	3800
Коэффициент полезного действия	—	0,66
Диаметр крыльчатки	мм	262
Количество лопастей крыльчатки	шт.	7
Общий вес ТНА	кг	150

Таблица 10. 4

Материалы ТНА двигателя А-4

Детали ТНА	Прочность на разрыв кг/см ²	Химическая характеристика материала
Литье корпуса турбины, насосов и их крыльчаток	2000	Алюминиевый сплав: 10—13% Si 0,2—0,5% Mg 0,3—0,7% Mn

Продолжение

Детали ТНА	Прочность на разрыв кг/см ²	Химическая характеристика материала
Поковка диска турбины	1790	Алюминиевый сплав: 2,0—2,5% Mg 1,0—2,0% Mn 0,0—0,2% Sb
Рабочие лопатки турбины	2490	Алюминиевый сплав: 0,5—1,5% Mg 0,5—1,5% Si 0,3—1,3% Mn
Валы, болты	6300	Сталь: 0,45% C менее 0,1% P и S
Сопловой аппарат турбины	2190	Серый чугун
Подшипники кислородного насоса	—	Свинцовистая бронза: 18—26% Pb 0,3% Sb 0,3% Sn остальное Cu

§ 11: Характеристики насосов системы топливоподачи ЖРД и особенности их проектирования

Создание конструктивно простых, малогабаритных и надежных в работе насосов для подачи горючего и окислителя в камеру ЖРД является одной из основных задач при проектировании, постройке и доводке этих двигателей. До сих пор в литературе вопросы проектирования насосов для ЖРД освещены весьма мало.

В ЖРД снарядов обычно применяют одноступенчатые центробежные насосы вследствие их малых габаритов, небольшого веса и удовлетворительной работы при больших числах оборотов на одном валу с турбиной; при этом могут создавать высокие давления и длительно подавать большие количества жидкости.

Во время работы ТНА в каждом из его центробежных насосов возникает осевое усилие, направленное в сторону входа жидкости в насос, так как давление жидкости на переднюю и заднюю поверхности рабочего колеса каждого насоса неодинаково. Для уменьшения осевых сил в одновальном ТНА насосы необходимо располагать на валу так, чтобы их входные каналы были направлены противоположно друг другу (в сторону турбины — подобно двигате-

лю А-4 или наоборот — подобно двигателю «Вальтер»). При этом принимается также во внимание возможное некоторое осевое усилие газовой турбины. Если осевые усилия ТНА полностью не уравновешиваются, то их необходимо компенсировать установкой упорного подшипника.

Общие методы проектирования и расчета центробежных насосов обычного типа применимы также и к насосам ЖРД. При разработке центробежных насосов для систем топливоподачи двигателя основной задачей является создание высокопроизводительных, легких и малогабаритных конструкций.

Простота конструкции турбонасосного агрегата позволяет свести до минимума возможность отказа в работе и упростить его эксплуатацию, а малые габариты облегчают компоновку агрегата на двигателе, так как для его установки на снаряде обычно отводятся малые объемы.

Турбонасосный агрегат должен обладать хорошими разгонными характеристиками (приемистостью) и не требовать длительного разогрева — он должен выходить на расчетное число оборотов в 30—40 тыс. в минуту за 1 сек. или за еще меньший промежуток времени.

Насосы ЖРД обычно не требуют специальных пусковых устройств; при запуске компоненты топлива могут поступать в насосы только под действием силы тяжести или статического напора от давления в баках.

Необходимое давление подачи соответственного насоса определяют по давлению газов в камере сгорания и гидropотерям в коммуникациях от насоса к камере сгорания, т. е.

$$p_n = p_k + p_{\text{пот}} \text{ кг/см}^2. \quad (10.78)$$

Для расчета и оценки качества насоса используют следующие его основные параметры:

1) объемную производительность

$$Q = \frac{G}{\gamma} \text{ м}^3/\text{сек}; \quad (10.79)$$

2) напор, создаваемый насосом,

$$H = \frac{10\Delta p_n}{\gamma} \text{ м}; \quad (10.80)$$

3) число оборотов насоса n об/мин,

где

G — весовая производительность насоса в кг/сек;

γ — удельный вес жидкости в кг/м³;

$\Delta p_n = p_n - p_{\text{вх}} = p_k + p_{\text{пот}} - p_{\text{вх}}$ — давление жидкости, создаваемое насосом, в кг/см²;

здесь $p_{\text{вх}} = p_{\text{Б}} - p_{\text{ст}}$ — давление жидкости на входе в насос и $p_{\text{ст}}$ — давление столба жидкости в баке.

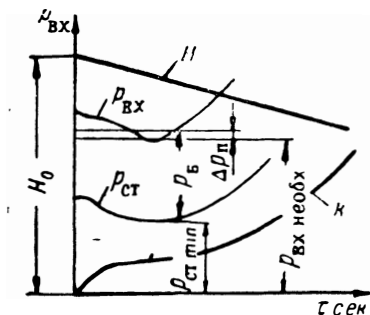
В ЖРД снарядов топливные баки обычно располагаются выше двигателя, и поэтому $p_{ст}$ является положительным. В ЖРД самолетов топливные баки могут быть расположены ниже двигателя, и поэтому $p_{ст}$ может быть отрицательным. Во время полета снаряда $p_{ст}$ изменяется вследствие уменьшения столба жидкости в баке по мере ее израсходования, а также продольного ускорения снаряда.

В результате давление данного компонента топлива перед насосом $p_{ст}$ будет состоять из статического давления столба жидкости и силы инерции этого же столба, т. е.

$$p_{ст} = H\gamma \sin \theta + H\rho j = H\rho (j + g \sin \theta) = H\gamma (k + \sin \theta), \quad (10.81)$$

где θ — угол наклона снаряда к горизонту во время полета и $k = j/g$ — осевая перегрузка снаряда.

На фиг. 10.28 показано примерное изменение по времени работы двигателя давления $p_{ст}$ в зависимости от столба жидкости в баке и ускорения полета снаряда. Из этой фигуры видно, что минимальное давление жидкости перед насосом $p_{ст.min}$ будет после запуска двигателя; оно будет немного меньше давления, имеюще-



Фиг. 10.28. Примерное изменение H , $p_{вх}$, $p_{ст}$, $p_{б}$ и k во время полета снаряда.

го место при запуске двигателя $p_{ст.зап} = H_0\gamma$.

Следовательно, для определения $p_{ст.min}$ нужно знать траекторию полета и ускорение снаряда. При этом давлении необходимо вести расчет насоса на кавитацию.

Если при расчете насоса на кавитации определено $p_{вх.необх.}$, то потребное давление в баке $p_{б}$ должно быть таким, чтобы при минимальном давлении столба жидкости было обеспечено необходимое давление $p_{вх.}$, т. е.

$$p_{б} = p_{вх.необх.} - p_{ст.min} + p_{пот.} \quad (10.82)$$

В снарядах, подвергающихся значительным ускорениям, например зенитных, или в ракетных самолетах-истребителях следует принимать специальные меры для сохранения минимального потребного напора жидкости на всасывании насоса (например, установку эжекторов для отсасывания пузырьков пара и воздуха из всасывающей магистрали насоса).

Приведенные выше параметры насоса Q , H и n , взятые в определенной комбинации, дают критерий подобия насоса, т. е. величину, которая определяет основные его свойства независимо от абсолютных геометрических размеров, напора и числа оборотов.

Таким критерием подобия центробежного насоса является его коэффициент быстроходности

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{0,75}}. \quad (10.83)$$

Особенностью центробежных насосов ЖРД является их весьма малый коэффициент быстроходности $n_s \approx 15 \div 90$. В частности, быстроходность центробежных насосов спиртового двигателя А-4 составляет $n_s = 55$ и кислородного — $n_s = 82,7$.

Малые значения n_s обуславливают и весьма низкий к. п. д. насоса вследствие больших потерь в нем на трение и утечки жидкости через зазоры между крыльчаткой и корпусом насоса. Величина зазора в лабиринтовом уплотнении азотнокислотного насоса обычно равна 0,2—0,25 мм. Гидравлические потери зависят частично от качества обработки поверхностей колеса насоса.

Расчетную производительность насоса Q при заданном напоре H обычно уточняют введением в цепь насоса соответствующего сопротивления в виде дроссельной шайбы и т. п. Такая регулировка напора и производительности насоса необходима в связи с допусками на гидравлические параметры и характеристики насосов, клапанов, форсунок и т. п.

Характеристики насоса при различных числах оборотов можно определять по известным значениям их для одного какого-либо числа оборотов, исходя из следующих зависимостей: расход жидкости $Q = f(n)$, напор $H = f(n^2)$ и мощность $N_{\text{ш}} = f(n^3)$, где f — функция, зависящая от конструкции насоса.

Напор, расход жидкости и к. п. д. насоса также зависят от конструкции крыльчатки, формы ее лопастей и геометрии корпуса насоса.

Напор, создаваемый центробежным насосом, приблизительно пропорционален квадрату окружной скорости u_2 наружного диаметра D_2 колеса насоса:

$$\Delta p_{\text{н}} = \gamma H = f(u_2^2) = \left(\frac{\pi D_2 n}{60} \right)^2, \quad (10.84)$$

где n — число оборотов вала насоса.

Окружная скорость колеса центробежных насосов ограничивается условиями его прочности и обычно не превышает $u_2 = 100 \div 200$ м/сек. В случае необходимости получения больших напоров приходится переходить к многоступенчатым центробежным насосам.

Выбрать число оборотов центробежных насосов довольно сложно. Известно, что повышение числа оборотов насоса этого типа благоприятно влияет на конструкцию всего турбонасосного агрегата, так как это приводит к уменьшению его габаритов и веса, а также к улучшению условий работы турбины (увеличивает ее к. п. д.). Однако повышение числа оборотов насоса выше определенного

предела при данных условиях его работы практически ограничивается появлением кавитации, т. е. парообразованием жидкости на входе в насос, так как в этом месте давление ее оказывается наименьшим и может быть ниже давления насыщенных паров при данной температуре жидкости.

Кавитация вызывает колебание производительности насоса и делает работу двигателя неустойчивой и опасной, так как она может привести к сильным вибрациям двигателя и даже к взрыву его. По этой причине работа насосов ЖРД на режиме их кавитации недопустима.

Максимально допустимое бескавитационное число оборотов центробежного насоса определяется по формуле

$$n_{\max} = \frac{c_{\text{кр}}}{\sqrt{Q}} \left(\frac{H_{\text{вх}} - H_s}{10} \right)^{0,75} = \frac{c_{\text{кр}}}{\sqrt{Q}} \left(\frac{p_{\text{вх}} - p_s}{\gamma} \right)^{0,75} \text{ об/мин, (10.85)}$$

$c_{\text{кр}}$ — экспериментальный критический коэффициент кавитации насоса, зависящий от гидравлических характеристик и конструкции входной части насоса; при проектировании может быть оценен приближенно по коэффициенту быстротходности насоса n_s :

при $n_s = 50 \div 70$	$c_{\text{кр}} \approx 600 \div 750$;
70 \div 80	750 \div 800
80 \div 150	800 \div 1000
150 \div 300	1000 \div 1200;

$H_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{вх}}}{\gamma}$ — напор жидкости на входе в насос в м;

$H_s = \frac{p_s}{\gamma}$ — напор, при котором появляется парообразование жидкости;

p_s — давление насыщенных паров при данной температуре жидкости.

Эта формула может быть также использована и для определения необходимого подпора в топливном баке, обеспечивающего бескавитационную работу насоса при заданном числе оборотов n , т. е.

$$H_{\text{вх.необх}} = H_s + 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C_{\text{кр}}} \right)^{0,75} \text{ м} \quad (10.86)$$

или

$$p_{\text{вх.необх}} = \gamma H_{\text{вх.необх}} = p_s + \gamma \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C_{\text{кр}}} \right)^{0,75} \text{ ата,}$$

где γ — удельный вес жидкости.

Следовательно, при расчете на кавитацию необходимо знать давление насыщенных паров p_s перекачиваемой жидкости, так как чем ниже это давление, тем легче возникает кавитация.

Давление p_s зависит от рода жидкости и ее температуры. С увеличением температуры p_s резко возрастает, что следует учитывать при расчете насосов на кавитацию. При расчетах p_s , γ и Q нужно брать при температуре $+50^\circ\text{C}$, которой соответствуют возможно худшие условия работы насоса. Данные о p_s в зависимости от температуры обычно приводятся в курсах по топливу ЖРД и в некоторых справочниках по физике и химии.

Из выражения (10.85) вытекает, что максимально допустимое число оборотов насоса окислителя будет меньше, чем насоса горючего, поскольку объемный расход его всегда больше, чем горючего. Поэтому в одновальных турбонасосных агрегатах число оборотов ТНА определяется значением n_{\max} насоса окислителя.

Для повышения максимально допустимого числа оборотов насосов в баках ЖРД с насосной подачей обычно искусственно создают подпор жидкости на входе в насос. Практически подпор жидкости на входе в насос можно создавать одним из следующих способов:

- 1) избыточным давлением в баках за счет скоростного напора атмосферного воздуха;
- 2) путем наддува бака сжатым газом из специальных баллонов или газом, получаемым при определенном давлении в специальном газогенераторе;
- 3) струйными аппаратами;
- 4) насосами.

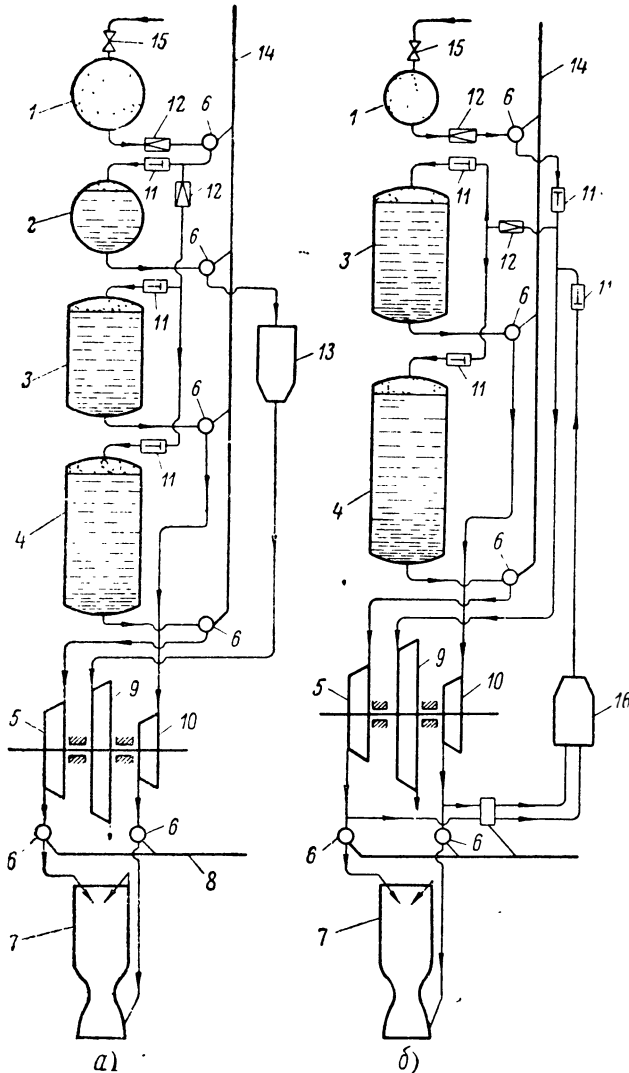
На фиг. 10.29 показаны принципиальные схемы ЖРД с различным питанием турбины насосного агрегата и наддува топливных баков.

Наддув топливных баков за счет скоростного напора малоэффективен. Практически наиболее просто осуществляется подпор путем наддува сжатым воздухом, но при этом утяжеляется система.

Если наддув топливных баков производится при помощи специальных газогенераторов, то до начала работы этих газогенераторов наддув баков должен производиться сжатым воздухом. При повышении давления наддува в баке выше установленного значения избыток воздуха или газа должен стравливаться в атмосферу через предохранительный клапан.

Эффективным может оказаться наддув баков посредством струйных аппаратов и винтовых насосов. Однако применение этих насосов возможно только в том случае, если их конструкция обеспечивает бескавитационную работу их при больших числах оборотов основных насосов. Для этого вспомогательный насос должен иметь либо специальную конструкцию (например, шнековую), либо меньшее число оборотов, т. е. должен иметь привод от турбины через редуктор.

На фиг. 10. 30 показаны графики зависимости предельных чисел оборотов насоса от его производительности и подпора, вычисленные по формуле (10. 85) при $c_{кр} = 560$ для жидкости с удельным весом $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$.



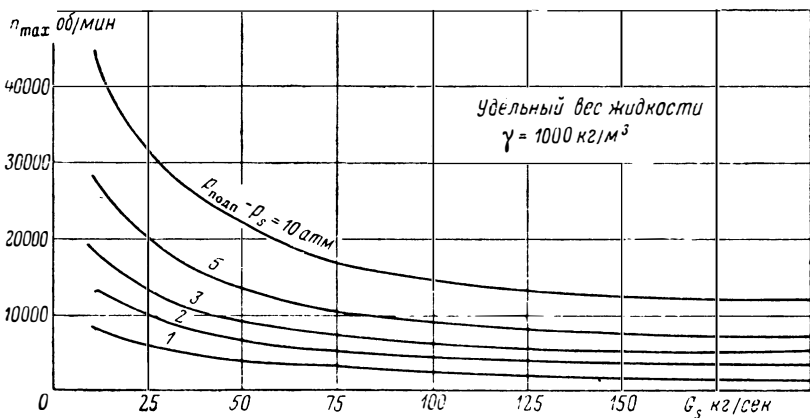
Фиг. 10. 29. Принципиальные схемы ЖРД с независимым (а) и зависимым (б) питанием турбины насосного агрегата и наддувом топливных баков.

1—баллон сжатого газа, 2—бак однокомпонентного топлива для питания газогенератора, 3—бак основного горючего, 4—бак окислителя, 5—насос окислителя, 6—управляемый клапан, 7—камера двигателя, 8—регулирование тяги двигателя, 9—газовая турбина, 10—насос горючего, 11—обратный клапан, 12—редуктор давления, 13—однокомпонентный газогенератор, 14—магистраль управления запуском двигателя, 15—вентиль, 16—двухкомпонентный газогенератор.

Кривые этой фигуры показывают, что создание быстроходных насосов большой производительности потребует больших подпоров жидкости на входе в насос (около $5 \div 10 \text{ атм}$). В случае же средних расходов компонентов (до $40 \text{—} 50 \text{ кг/сек}$), видимо, можно исполь-

зывать быстроходные насосы ($n \approx 10\,000 \div 18\,000$ об/мин) при сравнительно небольших подпорах (около 1—3 атм).

Величина допускаемого наддува определяется прочностью бака облегченной конструкции, весом газа, используемого для наддува, и весом системы подачи этого газа. Так как увеличение давления наддува топливных баков связано с увеличением веса системы наддува вместе с газом, а также с необходимостью выполнять топливные баки более прочными и относительно большого веса, то при установлении максимально допустимого числа оборотов насосов ЖРД нельзя слишком злоупотреблять увеличением давления наддува баков газом, ибо это может привести к общему утяжелению двигателя.



Фиг. 10. 30. Зависимость предельного числа оборотов насоса от давления подпора и расхода жидкости через насос.

Так как насос окислителя более опасен в отношении кавитации, чем насос горючего, то давление наддува бака окислителя должно быть бóльшим, чем бака горючего. Если расположить бак окислителя в носовой части снаряда, то давление наддува можно принять соответственно меньшим по сравнению с расположением бака вблизи камеры двигателя в связи с тем, что часть давления на входе в насос может быть получена за счет давления столба жидкости перед насосом.

Для улучшения работы насоса и повышения числа оборотов его без чрезмерного увеличения давления наддува в баках обычно применяют различные меры, например закрутку потока жидкости на входе в крыльчатку насоса путем установки неподвижных направляющих лопаток, включение перед основным центробежным насосом вспомогательного подкачивающего винтового или лопастного насоса и др.

Использование винтового насоса для подкачки жидкости перед обычным центробежным насосом представляет значительный интерес (устойчивая работа этого насоса начинается только с 9000—10 000 об/мин; до этих оборотов насос работает неровно, с пульсацией).

Испытания винтового насоса показали, что напор, создаваемый им, весьма значителен и составляет примерно 30% от общего напора, развиваемого этой группой. Установка винтового насоса позволяет значительно уменьшить вес и габариты всего агрегата. Кроме того, оказывается возможным значительно увеличить диаметры всасывающих трубопроводов и тем самым свести потери в них до минимума. Это в свою очередь позволяет уменьшить подпор в топливных баках до минимальной величины. Скорость жидкости на входе в крыльчатку насоса обычно находится в пределах 3—6 м/сек, а на выходе из крыльчатки 3—15 м/сек.

Так как эксплуатация некоторых жидких компонентов топлива сопряжена с опасностью их взрыва при взаимном контакте, то должны быть приняты особые меры для исключения течи жидкости через уплотнения вала или сальников насосов. В случае самовоспламеняющихся компонентов топлива утечки могут привести к пожару и взрыву двигателя и снаряда. Если применяют компоненты топлива с высокими коррозионными свойствами, то весьма жесткие требования предъявляются к материалу и конструкции уплотнений насосов.

Конструктивные меры против просачивания жидкости в насосе могут быть различными у разных конструкций существующих ТНА.

Для насосов рекомендуются уплотнения сальфонного типа. Для облегчения работы узлов уплотнения вход жидкости в насосы следует делать со стороны привода насосов.

При проектировании турбин двигателей необходимо обращать внимание на критическое число оборотов, осевые и радиальные нагрузки на подшипники и на напряжения во вращающихся частях. Так как насосы двигателей обычно не устанавливаются жестко на тяжелом основании, а имеют упругую подвеску и располагаются вблизи такого мощного источника вибраций, как ЖРД, то эти вибрации могут серьезно влиять на работу насосов (например, вызывать поломку вала или местное трение между вращающимися и неподвижными частями).

В случае высокого давления в камере сгорания двигателя (выше 40 ата) напор жидкости, создаваемый одноступенчатым насосом, может оказаться недостаточным или невыгодным. Поэтому для создания больших напоров компонентов топлива потребуются двух- и трехступенчатые центробежные насосы.

При проектировании и конструировании топливных насосов для ЖРД нужно всемерно стремиться повысить их общий к. п. д. Основными методами повышения к. п. д. центробежных насосов ТНА двигателя могут являться:

1) увеличение числа оборотов насосов разделением каждого насоса на две ступени: а) ступень подкачки с малым числом оборотов, подобранным исходя из условий кавитации, и малым подпором, подобранным исходя из условий работы основной ступени, и б) применение ступени с повышенным числом оборотов, что соответствует применению конструктивной схемы ТНА с редуктором;

2) увеличение числа ступеней насоса при постоянном числе оборотов;

3) увеличение подпора жидкости на входе в насос;

4) повышение антикавитационных качеств насоса (установка подкачивающего винтового насоса перед основным насосом, использование энергии перекачиваемой жидкости для эжекции, переразмерный вход в колесо и т. п.).

Применяя один из этих способов или их комбинации, можно увеличить коэффициент быстроходности насоса и, следовательно, общий к. п. д. насоса.

§ 12. Арматура, трубопроводы и другие элементы системы топливоподдачи ЖРД

При разработке конструкции ЖРД весьма важно выбрать для системы топливоподдачи необходимую арматуру, приборы и другие элементы, обеспечивающие запуск, нормальную работу и остановку двигателя.

К таким элементам систем топливоподдачи ЖРД одноразового действия относятся:

- 1) отсечные клапаны с автоматическим приводом;
- 2) разрывные мембраны свободного или принудительного разрыва (посредством пиропатрона);
- 3) реле постоянства давления;
- 4) обратные клапаны;
- 5) редукторы давления сжатого газа;
- 6) дроссельные шайбы;
- 7) дренажные клапаны;
- 8) запорные и сливные пробки или заменяющие их запорные вентили;
- 9) топливозаборные внутрибаковые устройства;
- 10) предохранительные клапаны;
- 11) трубопроводы, сильфоны и др.

Выбор элементов системы топливоподдачи, их числа и конструкции в большой мере зависит от назначения и тяги двигателя и других факторов. Во всех случаях нужно стремиться к тому, чтобы для увеличения безопасности и надежности работы системы топливоподдачи число ее механических устройств, таких, как клапаны, реле и трубопроводы, было сведено к минимуму.

Отсечные клапаны (ОК) служат для регулирования расхода компонентов топлива в камеру сгорания, обычно имеют автомати-

ческий привод и работают так же, как запорные. Открывая или закрывая эти клапаны, можно управлять подачей компонентов топлива и газа (запустить и остановить двигатель).

Поскольку через отсечные клапаны протекают большие количества жидкости под высоким давлением, то для привода их в действие требуются значительные усилия. Усилие, необходимое для закрытия и открытия отсечных клапанов ЖРД, обычно создается электромагнитом или сервопоршнем (пневматическим или гидравлическим), нагруженным управляющим давлением. Из-за большого расхода электрического тока отсечные клапаны с электромагнитным приводом применяются только для трубопроводов малых диаметров. Для трубопроводов больших диаметров наиболее целесообразны клапаны с сервопоршнем. При этом двигатель может развивать полную тягу приблизительно через 1,5 сек. и остановиться (нулевая тяга) примерно через 0,5 сек. с момента подачи клапану соответствующего импульса.

Основными элементами отсечного клапана любой конструкции являются седло, непосредственно клапан, перекрывающий трубопровод, и привод этого клапана.

При конструировании отсечных клапанов особое внимание должно быть уделено его безотказному действию. Этого достигают различной конструкцией клапанов, обеспечивающей плотную посадку без утечки, использованием нержавеющей стали для гнезд, тела клапанов, пружин и других деталей, чтобы предупредить отказ в работе клапана из-за коррозии.

По положению клапана относительно седла до начала и во время работы двигателя конструкции отсечных клапанов делятся на следующие типы:

- 1) нормально закрытые, т. е. закрывающиеся при отсутствии электрического тока в цепи и открывающиеся при подаче тока;
- 2) нормально закрытые с дренажем, т. е. с отверстием, стравливающим давление из линии за клапаном при снятии электротока;
- 3) нормально открытые, т. е. открытые при отсутствии электротока в цепи и закрывающиеся при подаче электротока;
- 4) исполнительные с сервопоршнем гидравлическим или пневматическим, нормально закрытые, т. е. закрытые при отсутствии давления на сервопоршень и открывающиеся при подаче давления;
- 5) исполнительные с сервопоршнем, нормально закрытые.

Конструктивное выполнение и принципы работы существующих отсечных клапанов, как и других элементов систем топливоподачи ЖРД, подробно описаны в существующей литературе¹.

При проектировании систем топливоподачи ЖРД следует иметь в виду, что хотя отсечные клапаны конструктивно просты, однако при разработке некоторых деталей их, выборе материалов для

¹ Г. Б. Синярев и М. В. Добровольский. Жидкостные ракетные двигатели. Оборонгиз, 1957.

клапанного седла и определении зазоров, задержки открытия клапана обычно встречаются большие трудности.

Отсечные клапаны должны быть надежны в работе, так как любое повреждение клапана может привести к выходу из строя всего двигателя. Течь в топливном клапане и задержка его открытия или закрытия могут привести к аварии двигателя и боевого аппарата в целом.

В современных системах топливоподдачи ЖРД встречаются также сдвоенные или строенные клапаны, в которых один сервопоршень открывает два или три клапана на линиях различных компонентов или на параллельных линиях одного компонента. Движение от сервопоршня к клапанам в этом случае передается при помощи качающихся рычагов.

Перед установкой на двигатель отсечные клапаны проходят гидравлические испытания на проверку утечки через седло или направляющие и на точность их действия.

При выборе размера отсечного клапана исходят из того, чтобы диаметр его был равен диаметру соответствующего трубопровода в свету. При этом подъем клапана должен быть не больше $1/4$ его диаметра.

Усилие, необходимое для надежного закрытия клапана, определяют из расчета клапана на герметичность.

Для уплотняющих вставок клапана можно использовать пластмассы и легкие металлы (в зависимости от типа и назначения клапана). Для особенно агрессивных жидкостей иногда применяют клапаны, шлифованные к седлам.

Мембраны свободного или принудительного разрыва (МР) при помощи пиропатрона с электрическим запалом являются весьма простыми и относительно легкими запорными органами, часто заменяющими отсечные клапаны в системах топливоподдачи одноразового действия. Они обеспечивают надежное уплотнение. При достижении заданного давления мембрана рвется и открывает доступ компоненту топлива к месту его потребления. При этом для регулирования расходов компонентов применяют сменные дроссельные шайбы.

Двигатель с запорными мембранами, запущенный в работу, не может остановиться до полного израсходования одного или обоих компонентов топлива.

Существуют конструкции мембран с кольцевой и крестообразной насечкой. При достижении заданного давления в системе мембраны рвутся именно по этим насечкам, так как здесь сопротивление мембраны меньше. После разрыва мембраны первого типа по насечке лепесток ее отгибается и открывает проход жидкости или газу. В мембранах второго типа разрыв происходит также по насечке, и отгибается ряд лепестков.

Мембрану на нужное давление разрыва обычно подбирают,

так как усилие, разрывающее тонкий материал мембраны, в значительной мере зависит от допуска на толщину насечки.

Реле постоянства давления (РПД) служит для переключения электрических цепей при достижении в обслуживаемой магистрали или объеме определенного давления и для обратного переключения цепи при понижении давления от заданного предела. Реле давления могут быть нормально открытого и нормально закрытого типов.

Обратные клапаны (ОК) служат для предупреждения движения жидкости или газа по трубопроводу в обратном направлении. В нерабочем состоянии тарелка этого клапана давлением пружины прижата к седлу. Компонент, поступивший в штуцер клапана, силой своего давления на тарелку клапана открывает его и проходит к выходному штуцеру. Обратное движение жидкости или газа невозможно, так как оно всегда приводит к закрытию клапана. Движение тарелки клапана ограничено упорным выступом.

Редуктор давления (РД) служит для понижения до определенного предела давления газа, поступающего из аккумулятора давления в баки для вытеснения из них компонентов топлива в камеру сгорания двигателя, и является одним из основных элементов вытеснительных систем топливоподачи.

Редукторы давления газа часто используются также в системах подачи для питания автоматики газом необходимого давления, для подачи компонентов в парогазогенератор и других целей.

Величина понижения давления газа при дросселировании в редукторе обуславливается размером отверстия между клапаном и седлом.

Конструкция редуктора в значительной мере определяется тем, в каком направлении открывается клапан редуктора. По этому признаку редукторы давления разделяются на редукторы прямого и обратного действия. В редукторе давления прямого действия клапан открывается в направлении усилия, возникающего за счет действия газа высокого давления (по потоку газа). В редукторе давления обратного действия клапан открывается против усилия, возникающего за счет действия давления газа высокого давления (против потока газа).

В ЖРД обычно применяются редукторы давления обратного действия.

Редуктор давления не только уменьшает давление газа до величины, необходимой для вытеснения компонентов из баков, но он одновременно является регулятором, сохраняющим почти постоянным давление в топливных баках, несмотря на то, что давление газа на входе в редуктор все время понижается в связи с убылью газа из аккумулятора давления.

Редуктор давления обратного действия, как и большинство редукторов других типов, работает с некоторой неравномерностью, т. е. при изменении давления газа на входе в редуктор несколько

изменяется давление газа и на выходе из него. Зависимость давления газа на выходе от давления газа на входе в редуктор называется характеристикой редуктора. Различают два типа характеристик редуктора. Зависимость давления газа на выходе из редуктора от давления на входе при отсутствии расхода газа называется статической характеристикой. Это же зависимость при расходе газа через редуктор называется динамической характеристикой.

Давление газа на выходе из редуктора должно быть постоянным и не зависеть от давления на входе в редуктор (в баллоне). При прекращении подачи компонентов в камеру сгорания редуктор должен автоматически прекращать доступ газа к рабочим жидкостям.

Дроссельные шайбы (ДШ) служат для регулирования расхода компонентов в трубопроводах системы. Ставя дроссельную шайбу с большим или меньшим проходным сечением, можно существенно уменьшить или увеличить сопротивление системы, что соответственно изменяет расход компонента. При тарировке системы подачи ЖРД постановка таких дросселей на линиях подачи компонентов неизбежна, так как только благодаря дросселям можно выдержать как абсолютные величины расхода горючего и окислителя, так и их весовое соотношение.

Дренажные клапаны (ДК) служат для дренажа емкостей при заправке компонентов топлива и стравливания избыточного давления из топливных баков при хранении изделия в заправленном виде.

При проектировании двигателя необходимо стремиться к тому, чтобы его удельный вес был возможно меньше. Чем меньше проходное сечение трубопроводов, кранов и т. п., тем меньше их вес. Однако с уменьшением проходных сечений трубопроводов увеличатся потери давления компонентов топлива, и для необходимого секундного расхода нужно увеличивать давление подачи, что чрезмерно увеличит вес системы топливоподдачи. Задача конструктора двигателя состоит в том, чтобы найти оптимальные проходные сечения трубопроводов и пускорегулирующей аппаратуры.

Для агрессивных компонентов топлива нужно применять трубопроводы, изготовленные из нержавеющей стали или алюминия, в зависимости от давления, под которым находится компонент.

Изготовление клапанов и других деталей контроля и регулирования больших расходов рабочих тел требует особого внимания конструктора; особенно это относится к таким ЖРД, где малейшее просачивание рабочих тел может привести к аварии двигателя и боевого аппарата в целом. Объясняется это тем, что в ЖРД обычно применяются различные вещества, начиная от безвредных газов, таких, как азот или воздух, до кипящих, вызывающих коррозию жидкостей, как жидкий кислород или жидкий фтор, аммиак и т. п. Рабочие температуры этих тел также меняются в широких

пределах: от -183°C для жидкого кислорода до плюс нескольких сот градусов для газов турбины насосного агрегата.

Наиболее часто в ЖРД применяются запорные, дроссельные, обратные и редукционные клапаны; разрывные мембраны применяются относительно реже. Рабочие условия этих органов могут быть весьма жесткими: переход из полностью закрытого состояния в полностью открытое должен совершаться за весьма короткое время (не более 10—20 мсек). Пуск, зажигание и отсечка больших расходов компонентов топлива также являются весьма сложными операциями. Поэтому при проектировании двигателя необходимо обеспечить его надежную и нормальную работу при установленных режимах, избежать разрушения трубопроводов, камеры и двигателя в целом во время выполнения указанных операций.

При проектировании отдельных элементов двигателя необходимо стремиться к снижению их стоимости. Клапаны, регулирующие подачу основных компонентов топлива, обычно имеют большую площадь проходного сечения вследствие больших расходов и поэтому нуждаются в значительных рабочих нагрузках. Чтобы получить эти нагрузки, например, при использовании соле-ноидных клапанов, приходится утяжелять клапаны и увеличивать расход тока. Так как в ЖРД обычно имеется источник газа высокого давления, можно использовать и пневматически действующие клапаны. Лишь клапаны, подающие рабочий газ, должны иметь небольшие размеры; они могут быть поршневого и анероидного типов.

При запуске ЖРД компоненты топлива должны поступать в камеру сгорания двигателя вместе или в определенной последовательности. Для этой цели часто используют спаренные клапаны, которые состоят из двух клапанов и открываются третьим, воздушным клапаном посредством траверсы, установленной так, что она открывает один клапан раньше другого.

В ЖРД с переменной тягой также необходимо иметь специальные контрольные клапаны для дросселирования расхода компонентов топлива. Такие клапаны могут оказаться конструктивно очень сложными, как, например, вращающийся золотниковый клапан с системой балансирования (подобно немецким двигателям фирмы Вальтер).

В случае автоматического регулирования тяги двигателя и соотношения компонентов топлива количество клапанов различного назначения и других органов регулирования обычно возрастает.

Диаметр трубопроводов для системы топливоподачи ЖРД подбирают исходя из допустимой скорости движения в них компонентов. Скорость движения жидкости в трубопроводах двигателя обычно принимают 6—10 м/сек. Превышать скорость больше 10 м/сек нецелесообразно, так как гидравлическое сопротивление

в трубопроводах, пропорциональное квадрату скорости, будет очень велико, т. е. вызовет большие гидравлические потери. Понижать скорость меньше 6 м/сек также невыгодно, так как при этом получаются большие диаметры трубопроводов.

Элементы трубопроводов двигателя обычно соединяются посредством ниппелей или фланцев (в зависимости от диаметра трубопровода и давления в нем). При малых диаметрах (до 25 мм) наиболее распространено ниппельное соединение элементов трубопровода.

При больших сечениях трубопроводов (диаметр трубы порядка 100 мм) элементы трубопровода соединяют при помощи сильфона. Такое соединение позволяет легко компенсировать неточности изготовления, а также температурные удлинения труб и деталей машин. Для соединения двух трубопроводов с размещением между ними дроссельной шайбы или мембраны применяют фланцы.

Если применяются самовоспламеняющиеся компоненты топлива, то во избежание пожара трубы горючего и окислителя следует проложить по разным желобам снаряда. По тем же причинам заправлять баки компонентами и дренажировать их следует на большом расстоянии друг от друга.

Электрооборудование системы может состоять из источников питания (батарей), потребителей энергии (электроподогреватели пусковых компонентов топлива и т. д.), коммуникационной аппаратуры и кабельной сети.

Различные схемы системы топливоподачи и управления ЖРД разного назначения и подробное описание их работы приведены в книге Г. Б. Синярева и М. В. Добровольского «Жидкостные ракетные двигатели», Оборонгиз, 1957.

§ 13. Гидравлический расчет системы топливоподачи ЖРД

Под гидравлическим расчетом систем топливоподачи ЖРД подразумевается определение величины понижения давления движущейся жидкости (компонентов топлива, газа и т. п.) в коммуникациях двигателя вследствие ее вязкости, трения и местных сопротивлений.

Точное определение гидравлических потерь становится возможным только после окончания эскизного проекта ЖРД, когда выбраны способ охлаждения камеры и система топливоподачи и известны размеры и форма трубопроводов, а также тип и количество клапанов и других элементов системы топливоподачи и управления работой двигателя.

Понижение давления жидкости в магистралях двигателя зависит от характера ее движения. Движение жидкости в канале данного участка может быть ламинарным и турбулентным.

Характер движения жидкости в канале определяется по известной формуле критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{w d_{\text{эк}}}{\nu} = \frac{w \gamma d_{\text{эк}}}{\gamma g} = \frac{G}{F} \frac{d_{\text{эк}}}{\gamma g} = \frac{4G}{\Pi \gamma g},$$

где $d_{\text{эк}}$ — эквивалентный (гидравлический) диаметр канала, определяемый по формуле

$$d_{\text{эк}} = \frac{4F}{\Pi} \text{ м};$$

F — площадь поперечного сечения этого канала в м^2 ;

G — расход охлаждающей жидкости через этот же канал в кг/сек ;

w м/сек , η кгсек/м^2 , ν $\text{м}^2/\text{сек}$ и γ кг/м^3 — средние значения соответственно скорости движения, коэффициентов динамической и кинематической вязкости и удельного веса жидкости;

g — ускорение силы тяжести в м/сек^2 ;

Π — периметр канала, по которому происходит трение жидкости, в м .

При $Re_{\text{кр}} < 2300$ (для гладких каналов) движение жидкости ламинарное, а при $Re_{\text{кр}} > 2300$ — турбулентное. Для шероховатых каналов Re меньше, чем для гладких.

Полное понижение давления данного компонента топлива в системе подачи двигателя выражается формулой

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\text{тр}} + \sum \Delta p_{\text{м.с}} + \sum \Delta p_{\text{ск}}, \quad (10.87)$$

где $\Delta p_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \frac{l}{d_{\text{эк}}} \frac{\gamma w^2}{2g}$ кг/м^2 — потери давления жидкости в канале данного прямого участка; здесь l — длина этого канала в м и $\xi_{\text{тр}}$ — коэффициент трения жидкости о стенки канала при ее движении со скоростью w м/сек , определяемый в зависимости от характера движения жидкости по известным формулам курса гидравлики;

$\Delta p_{\text{м.с}} = \xi_{\text{м.с}} \frac{\gamma w^2}{2g}$ — потеря давления жидкости из-за местных сопротивлений в магистралях двигателя (резких расширений и сужений каналов, колен, разветвлений, клапанов, дроссельных шайб и т. п.); здесь $\xi_{\text{тр}}$ — коэффициент местного сопротивления, который определяется по соответствующим формулам или берется из таблиц, обычно приводимых в курсах гидравлики и в специальных справочниках;

$$\Delta p_{\text{ск}} = \frac{\gamma_2 w_2^2 - \gamma_1 w_1^2}{2g} - \text{понижение давления жидкости в канале вследствие увеличения скорости ее движения.}$$

При точных расчетах необходимо учитывать также подъемную силу жидкости, возникающую при ее нагревании.

Понижение давления жидкости в ЖРД может происходить на участках:

- 1) охлаждающего тракта камеры двигателя;
- 2) топливных форсунок;
- 3) трубопроводов с арматурой.

В охлаждающем тракте двигателя потерю давления жидкости обычно определяют как сумму сопротивлений отдельных участков, на которые была разделена камера при определении удельных тепловых потоков. Для каждого из этих участков расчетные параметры принимают равными таковым на середине участка и постоянными по всей его длине.

Для различных форм охлаждающих трактов камеры двигателя формулы для определения Re и $d_{\text{эк}}$ можно привести к следующему виду (см. фиг. 9.8):

1) в случае гладкого кольцевого тракта (считая из-за малости зазора $\delta_{\text{ж}}$ значение $d_{\text{ср}} = d_{\text{ж}}$)

$$Re = \frac{4G}{\Pi \gamma g} = \frac{4G}{2\pi d_{\text{ж}} \gamma g} \quad \text{и} \quad d_{\text{эк}} = \frac{4F}{\Pi} = \frac{4\pi d_{\text{ж}} \delta_{\text{ж}}}{2\pi d_{\text{ж}}} = 2\delta_{\text{ж}};$$

2) в случае кольцевого тракта с продольными ребрами и винтового тракта

$$Re = \frac{4G_i}{\Pi_i \eta g} = \frac{4G_i}{2(a+b) \eta g} \quad \text{и} \quad d_{\text{эк}} = \frac{4F_i}{\Pi_i} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b},$$

где $G_i = \frac{G}{i}$ — расход охлаждающей жидкости через i -тый канал;

$F_i = ab$ — площадь поперечного сечения i -того канала;
 $\Pi = 2(a+b)$ — периметр этого канала.

Гидравлическое сопротивление всего охлаждающего тракта камеры с винтовыми и продольными ребрами равно гидравлическому сопротивлению какого-либо одного i -того канала.

Коэффициент трения жидкости в винтовом канале охлаждающего тракта камеры определяют по формуле¹

$$\xi_{\text{тр.в}} = \beta \xi_{\text{тр}},$$

где β — поправочный коэффициент, вычисляемый по формуле

¹ Г. Б. Синярев и М. В. Добровольский. Жидкостные ракетные двигатели. Оборонгиз, 1957.

$$\beta = 1 + 3,5 \frac{d_{\text{эк}}}{d_{\text{в}}};$$

здесь $d_{\text{в}}$ — средний диаметр винтовой линии i -того канала.

Длину винтового канала охлаждающего тракта данного участка камеры определяют по формуле

$$l_{\text{в}} = \frac{l}{\sin \varphi_{\text{ср}}},$$

где l — длина данного участка тракта и

$\varphi_{\text{ср}}$ — средний угол наклона винтовой линии данного участка камеры.

Потеря давления жидкости в охлаждающем тракте камеры двигателя складывается в основном из потерь на трение $\Delta p_{\text{тр.охл}}$ и потерь в результате местных сопротивлений $\Delta p_{\text{м.с.охл}}$, т. е.

$$\Delta p_{\text{охл}} = \Delta p_{\text{тр.охл}} + \Delta p_{\text{м.с.охл}}. \quad (10.88)$$

Обычно $\Delta p_{\text{м.с.охл}}$ значительно меньше $\Delta p_{\text{тр.охл}}$, но для некоторых конструкций охлаждающих трактов камеры первая из этих потерь может достигать значительной величины и даже превышать значение второй.

Полное понижение давления жидкости в охлаждающем тракте камеры ЖРД может достигать $\Delta p_{\text{охл}} \approx 5 \div 20 \text{ кг/см}^2$.

В форсунках двигателя понижение давления жидкости определяется по известной формуле

$$\Delta p_{\text{ф}} = \frac{1}{2g\gamma} \left(\frac{G_{\text{ф}}}{\mu F_{\text{ф}}} \right)^2 \text{ кг/м}^2.$$

В трубопроводах двигателя потери давления жидкости (газа) складываются из потерь на трение жидкости о стенки и местных потерь и определяются, как уже отмечено, по формулам и данным справочников по гидравлике. При этом коэффициенты местных сопротивлений определяются в зависимости от рода преграды на пути движения жидкости (газа).

Потерю давления жидкости в соответствующих конструкциях клапанов определяют проливом через клапан воды.

В современных ЖРД суммарный перепад давлений отдельных компонентов топлива в системе подачи двигателя достигает $\Delta p_{\text{с.п}} \approx 8 \div 25 \text{ кг/см}^2$.

Зная величину $\Delta p_{\text{с.п}}$, можно установить давление подачи компонентов топлива в камеру сгорания двигателя и рассчитать на прочность системы топливоподачи и автоматики управления двигателя.

§ 14. Настройка ЖРД для работы на номинальных параметрах

Настройку ЖРД на заданную величину тяги и оптимальное соотношение компонентов топлива производят в зависимости от принятой системы и схемы топливоподачи.

В некоторых выполненных двигателях необходимую величину тяги устанавливают¹:

при топливоподаче с ГАД — настройкой пружины редуктора давления подачи компонентов топлива из баков в камеру сгорания двигателя, установленного на баллоне сжатого газа этой же системы; двигатель запускают посредством открытия запорного клапана перед редуктором и программного открытия клапанов для прохода компонентов топлива в камеру сгорания;

при топливоподаче с ЖАД — настройкой пружины редуктора давления подачи вспомогательных компонентов топлива, установленного на баллоне сжатого газа той же системы; запускают двигатель посредством открытия запорного клапана перед редуктором и программного открытия топливных клапанов для прохода вспомогательных компонентов топлива в газогенераторы;

при топливоподаче с ПАД — настройкой пружины клапана сброса избыточного давления из камеры порохового аккумулятора подачи горячих пороховых газов в топливные баки; запускают двигатель в работу электрозажиганием порохового заряда ПАД;

при топливоподаче с ТНА, питаемым газом от однокомпонентного перекисеводородного газогенератора с *жидким катализатором*, — настройкой пружины редуктора давления подачи перекиси водорода и жидкого катализатора из бачков в реактор (камеру смешения), установленный на баллоне сжатого газа той же системы; запускают двигатель посредством открытия запорного клапана перед редуктором и программного открытия клапанов газогенератора и клапанов основных компонентов топлива для прохода их в камеру сгорания;

при топливоподаче с ТНА, питаемым газом от однокомпонентного перекисеводородного газогенератора с *твердым катализатором*, и насосной подачей перекиси в реактор — установкой на турбонасосном агрегате регулятора числа оборотов, дозирующего необходимый расход парагаза в турбину насосного агрегата; запускают двигатель раскруткой турбонасосного агрегата пороховыми газами или сжатым воздухом от баллона, установленного на борту снаряда или на стартовой площадке;

при топливоподаче с ТНА, питаемым газом от двухкомпонентного газогенератора, работающего на *основных компонентах топлива*, — установкой на турбонасосном агрегате регулятора числа оборотов, дозирующего необходимый расход газов в турбину насосного агрегата, и калибровкой узлов системы питания газогенерато-

¹ Jet. Propulsion, v. 27, No 6, 1957.

ра с целью установления необходимого соотношения компонентов топлива; запускают двигатель раскруткой турбонасосного агрегата давлением горячих газов от газогенератора твердого топлива или сжатого газа от баллона, установленного на борту снаряда или на стартовой площадке.

Запуск современных ЖРД обычно осуществляется при помощи программного механизма, в котором предусмотрена блокировка операций, позволяющая, в частности, автоматически выключить двигатель, если при его запуске будет обнаружена неполадка в работе отдельного узла системы.

Органы управления пусковых режимов для управляемых снарядов предпочтительнее устанавливать на пусковых установках с целью уменьшения веса двигателя.

Настройку ЖРД для работы на номинальном соотношении компонентов топлива производят калибровкой узлов гидравлических систем двигателя и опытной подгонкой сопротивлений систем для компенсации технологических допусков.

Величину необходимых поправок обычно определяют по данным гидравлических испытаний на воде двигателя с последующим пересчетом полученных результатов этих испытаний на эквивалентные перепады компонентов топлива.

Эти операции принято называть *настройкой двигателя на оптимальные параметры работы* (технической регулировкой двигателя.)

Изменяя проходные отверстия расходных шайб, можно изменять величины гидравлических сопротивлений в магистралях горючего и окислителя и получать требуемые давления, секундные расходы и соотношения компонентов топлива, поступающих в камеру двигателя для системы топливоподачи и т. п.

Уравнения настройки составляют применительно к конкретной конструкции двигателя. Поправки к исходным величинам потерь давления в расходных шайбах обычно определяют по специальным графикам, дающим зависимость поправок от величин соответствующих параметров. По специальным графикам также определяют диаметры проходных шайб в зависимости от требуемых перепадов давлений. Численные значения коэффициентов, входящих в уравнения настройки, вычисляют на основе расчетов по определению влияния соответствующих агрегатов двигателя на тягу и соотношение компонентов топлива.

Принцип настройки двигателя с ТНА состоит в том, что любое отклонение гидравлических параметров, характеризующих работу турбонасосного агрегата, а также клапана постоянства давления, от номинальных значений также компенсируется изменением сопротивления проходных шайб в магистралях топливной системы. В частности, меняя размеры расходных шайб в магистралях топливных насосов, можно изменить давление подачи, производительность, потребляемую мощность и добиться, таким образом, уста-

новившейся работы ТНА при заданной регулировке клапана постоянства давления, перепускающего излишки парагаза помимо турбины в выхлопную трубу газогенератора.

С этой целью обычно строят графики зависимости мощности насосов от диаметров расходных шайб d_1 и d_2 , т. е. $N_n = f(d_1, d_2)$.

При заданных значениях производительности и давления подачи насосов число оборотов ТНА обычно выбирают по пересечению кривых зависимостей мощностей от числа оборотов n насосов и турбины, т. е. $N = f(n)$.

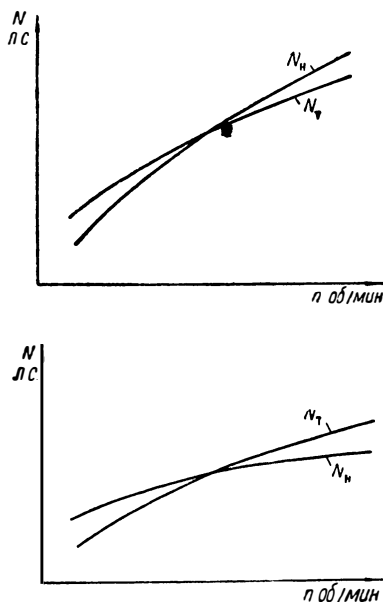
В зависимости от вида этих характеристик работа ТНА может быть устойчивой и неустойчивой (фиг. 10.31).

Если достигнута устойчивая работа ТНА при необходимой производительности насосов, т. е. $N_n = N_t$, то при случайном увеличении числа оборотов ТНА относительно заданного значения мощность насосов N_n окажется больше мощности турбины N_t и разгон ТНА по оборотам будет невозможен. При случайном уменьшении n относительно заданного значения мощность насосов N_n окажется меньше мощности турбины и остановка ТНА будет невозможна.

Если же работа ТНА будет неустойчивой, т. е. $N_n \neq N_t$, то случайное увеличение числа оборотов n относительно заданного значения приведет к тому, что N_t окажется больше N_n и ТНА пойдет по оборотам в разнос, а случайное уменьшение n приведет к тому, что значение N_n окажется больше N_t и ТНА остановится.

Следовательно, настройку двигателя с ТНА производят сравнением крутящих моментов — активного момента турбины и гидравлического сопротивления топливных насосов. При этом необходимые расчеты ведут упрощенно, данную двухкомпонентную схему двигателя заменяют однокомпонентной, жидкости и газы считают идеальными, а конструкцию двигателя — абсолютно жесткой.

Все расчетные уравнения обычно пишут применительно к номинальному режиму работы двигателя. В случае наличия в системе топливоподдачи регулятора постоянства давления расчеты ведут по



Фиг. 10.31. Графики функций $N_n = f(n)$ и $N_t = f(n)$, соответствующие устойчивой и неустойчивой работе турбонасосной установки ЖРД.

уравнению Бернулли для неустановившегося потока, а также по уравнениям баланса массы и момента количества движения.

При этом неустойчивость работы двигателя, связанную с горением топлива в камере сгорания (динамическая неустойчивость работы двигателя), обычно не рассматривают, так как полный анализ ее представляет большие трудности.

Двигатель, настроенный на оптимальный и устойчивый режим работы при помощи расходных шайб или других элементов системы топливоподачи, будет работать на таком режиме только при условии постоянства секундных расходов компонентов топлива в камеру двигателя и их параметров (давления, температуры, соотношения компонентов и др.).

Характеристики двигателя, настроенного при статических испытаниях, в условиях полета снаряда будут отличаться от номинальных значений вследствие ряда факторов, влияющих по тем или иным причинам на рабочие параметры двигателя — давление подачи и секундные расходы компонентов топлива в камеру и т. п. (см. § 11 гл. 4).

Эти отклонения основных характеристик двигателя от номинальных значений в условиях полета могут существенно влиять на летные характеристики боевого аппарата (на скорость в конце активного участка, дальность полета и т. п.).

Для обеспечения малого разброса основных характеристик двигателя во время полета (для поддержания необходимого режима работы или его изменения по определенному закону) и улучшения летных характеристик снаряда требуется точная и сложная система автоматического регулирования двигателя. Например, можно снизить влияние разности инерционного давления компонентов топлива во время полета снаряда на их соотношение, установив в магистраль окислителя специальный автоматический дроссельный клапан; при наличии в системе подачи ТНА вместо дросселя может оказаться целесообразной установка перепускного клапана.

§ 15. Сравнение различных схем систем топливоподачи ЖРД

При проектировании ЖРД заданного назначения одной из самых сложных задач является рациональный выбор схемы системы топливоподачи.

В большинстве случаев наиболее тяжелой частью двигателя является система топливоподачи, которая вместе с автоматикой обеспечивает режим пуска и остановки двигателя. Чем меньше вес системы топливоподачи двигателя при прочих равных условиях, тем большую дальность полета может иметь снаряд с этим двигателем.

Систему топливоподачи ЖРД обычно выбирают после сравнения различных систем по их влиянию на характеристики снаряда, в первую очередь по их весу и экономичности работы, а во вторую — по конструктивной сложности и стоимости.

На фиг. 10. 12 приведены сравнительные графики удельных весов различных схем вытеснительной системы топливоподачи, из которых видно преимущество схем с аккумуляторами горячего газа ПАД и ЖАД, имеющих на 20—30% меньший удельный вес, чем схемы с обычным ВАД-1 (без подогрева воздуха перед подачей в топливные баки). Вытеснительная система с ВАД-2 (с подогревом воздуха) занимает промежуточное положение между другими схемами топливоподачи с горячим газом.

Различные схемы турбонасосной системы топливоподачи отличаются друг от друга в основном экономичностью, которая зависит от термодинамических параметров используемого в турбине парагаза, а также некоторой конструктивной сложностью и стоимостью. Сравнение показывает явное преимущество парагаза высокой температуры, особенно при дожигании его после турбины.

Различные схемы системы топливоподачи можно сравнивать также по величине отношения веса системы топливоподачи $G_{с.п}$ к абсолютной тяге двигателя P , т. е. по так называемому удельному весу системы подачи по тяге двигателя:

$$\gamma'_{с.п} = \frac{G_{с.п}}{P} \text{ кг/кг.} \quad (10.89)$$

При этом вес турбонасосной системы топливоподачи можно приближенно определить по формуле

$$G_{с.п} = G_{ТНА} + G_{ГГ} + G_{Б}, \quad (10.90)$$

где $G_{ТНА}$ — вес турбонасосного агрегата;
 $G_{ГГ} \approx 12\%$ от $G_{ТНА}$ — вес газогенератора;
 $G_{Б} \approx 7\%$ от $G_{Т}$ — вес топливных баков ($G_{Т}$ — вес топлива в баках).

Вес вытеснительной системы топливоподачи с соответствующим аккумулятором давления можно вычислить по формуле

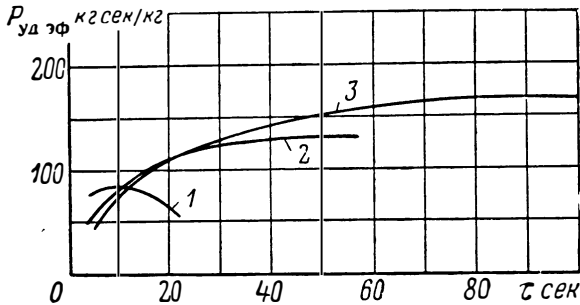
$$G_{с.п} = \gamma_{с.п} V_{Б} \approx \gamma_{с.п} \frac{G_{Т} \xi_{под}}{\gamma_{Т}} \text{ кг,} \quad (10.91)$$

где $\gamma_{с.п}$ — удельный вес системы топливоподачи в кг/л;
 $V_{Б}$ — объем топливных баков этой системы в л;
 $G_{Т}$ и $\gamma_{Т}$ — вес топлива в баках и соответственно его удельный вес;
 $\xi_{под}$ — коэффициент, учитывающий объем воздушной подушки в баках.

Приведенные формулы показывают, что удельный вес систем подачи зависит в основном от тяги и времени работы двигателя. При увеличении времени работы двигателя удельный вес всех систем топливоподачи возрастает почти по закону прямой линии, причем наибольшее возрастание $\gamma_{с.п}$ имеет система с ВАД-1 и наименьшее — с ТНА. При увеличении тяги двигателя удельный вес $\gamma_{с.п}$ вы-

теснительных систем подачи немного возрастает, а турбонасосной системы значительно уменьшается.

Сравнение графиков на фиг. 10. 12 показывает, что для двигателей с небольшим временем работы (меньше 10 сек.) лучшими весовыми характеристиками обладают вытеснительные системы подачи с аккумуляторами давления горячего газа. Для двигателей средней тяги со значительным временем работы явное преимущество по весу имеет турбонасосная система подачи.



Фиг. 10. 32. Зависимость эффективной удельной тяги двигателя от времени работы.

1—пороховой двигатель, 2—ЖРД с газобаллонной системой топливоподачи, 3—ЖРД с турбонасосной системой топливоподачи.

Однако относительного сравнения систем топливоподачи только по их весовым характеристикам недостаточно, так как при этом не учитывается различная экономичность работы этих схем. Кроме того, весовые и экономические показатели системы топливоподачи разное влияют на характеристики снарядов различной тяги и назначения. Поэтому в качестве основного параметра для сравнения различных схем систем топливоподачи ЖРД можно использовать формулу для определения скорости полета снаряда в конце активного участка $V_{\text{кон}}$ (или соответствующей ей дальности полета L).

Дж. Хэмфрис¹ рекомендует сравнивать различные системы топливоподачи ЖРД по величине так называемой «эффективной удельной тяги», определяемой по формуле

$$P_{\text{уд.эф}} = \frac{P_{\tau_{\text{дв}}}}{G_{\text{т}} + G_{\text{дв}}} \text{ кг тяги/кг веса сек,}$$

где P — средняя тяга двигателя за время его работы $\tau_{\text{дв}}$ сек.;
 $G_{\text{т}}$ — вес топлива в баках;
 $G_{\text{дв}}$ — сухой вес двигателя, включая баки и рабочие тела (топливо, газы и т. п.).

Кривые на фиг. 10. 32 дают общее представление, какая система подачи топлива наиболее целесообразна для получения максимальной эффективной удельной тяги двигателя.

¹ Дж. Хэмфрис. Ракетные двигатели и управляемые снаряды. ИЛ, 1958.

Эти кривые относятся к двигателю с тягой у земли в 2270 кг, однако они могут быть полезны для предварительного анализа систем подачи топлива. Кривая для порохового двигателя приведена для сравнения.

Из фиг. 10.32 видно, что данный двигатель при работе на жидком топливе обладает лучшими показателями по величине эффективной удельной тяги относительно порохового двигателя при времени работы порядка 10 сек. и выше. Кроме того, ЖРД с газобаллонной системой топливоподачи имеют лучшие характеристики по $P_{уд.эф}$ относительно ЖРД с турбонасосной системой при работе в течение 10—20 сек.; при большем времени работы двигателя целесообразнее турбонасосная система топливоподачи.

При решении этого вопроса не следует, однако, забывать, что ЖРД с ТНА конструктивно сложны, и поэтому такая система подачи оказывается дороже вытеснительной системы; кроме того, для привода турбины требуется рабочее тело, получение которого обычно связано с необходимостью иметь газогенераторную установку или другие средства. По этой причине не исключена возможность использовать вытеснительную систему топливоподачи, несмотря на то, что в данном случае турбонасосная система подачи может обеспечить двигателю относительно большую эффективную удельную тягу.

С учетом изложенного можно сделать следующие выводы:

1) применение турбонасосной системы топливоподачи наиболее выгодно для ЖРД с суммарным импульсом свыше 250—270 тыс. кг сек;

2) для снарядов дальнего действия (СДД) наиболее эффективна турбонасосная система топливоподачи;

3) для снарядов с небольшой тягой, но с большой тяговооруженностью (для ЗУРС) лучшие результаты дают вытеснительные системы топливоподачи с ПАД и ЖАД;

4) в ЖРД для самолетов более выгодна насосная подача компонентов топлива, так как при этом общий вес двигателя получается меньше, чем при газобаллонной подаче. Если ЖРД создается как самолетный ускоритель, то насосы могут иметь привод через шестеренчатую коробку передач от основного самолетного двигателя другого типа.

При разработке схемы системы топливоподачи двигателя и регулирования его работы необходимо выбрать:

1) элементы схемы топливоподачи и их компоновки на проектируемом двигателе;

2) места штуцеров топливных баков и газовых баллонов для заправки системы компонентами топлива и другими рабочими телами, а также запорные, предохранительные и другие органы для заправочных коммуникаций;

3) места присоединения коммуникаций для дренажа воздуха, а также запорные и другие органы на дренажных магистралях;

4) приборы, предупреждающие возможность поступления компонентов топлива из баков в камеру сгорания до запуска двигателя;

5) органы надежного запуска, нормальной работы и остановки двигателя (включая и систему зажигания топлива) и их расположение;

6) способ и последовательность (программа) работы органов системы запуска и остановки двигателя, а также источники энергии для приведения их в действие;

7) элементы настройки двигателя на заданный режим работы и их действие;

8) органы автоматики системы топливоподачи для дозирования подачи рабочих тел (компонентов топлива, газа) при запуске для нормальной работы двигателя и для регулирования режима его работы по заданной программе;

9) систему автоблокировки топливоподачи двигателя, ее элементы, место и способ их установки.

Число элементов проектируемой системы должно быть возможно меньшим, что повышает надежность ее работы и снижает стоимость двигателя.

Глава 11

УСТОЙЧИВЫЕ И НЕУСТОЙЧИВЫЕ РЕЖИМЫ ЖРД И АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ИХ РАБОТЫ

Одной из важнейших проблем, возникающих при проектировании ЖРД любого типа и назначения, является обеспечение устойчивости его работы на заданных режимах, определение условий, при которых двигатель сможет работать динамически устойчиво, даже при воздействии неизбежных возмущений и переменных команд в системе регулирования.

Спроектировать устойчиво работающий ЖРД — это значит создать такую конструкцию двигателя, в которой колебания давления газов в камере сгорания, секундных расходов компонентов топлива в камеру и тяги, вызванные возмущениями, не будут превышать допустимых пределов.

Механизм возникновения неустойчивой работы ЖРД весьма сложен и поэтому еще мало изучен.

Для повышения динамической устойчивости ЖРД применяются различные конструктивные и другие меры, одной из которых является автоматическое регулирование.

Разработка системы регулирования ЖРД может быть успешной только при условии глубоких знаний причин неустойчивой работы двигателя и основ теории регулирования.

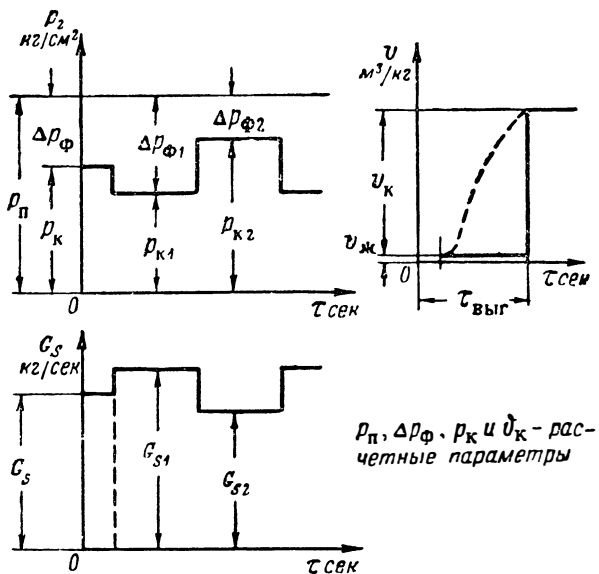
В настоящей главе приведены основные причины, обуславливающие неустойчивую работу ЖРД, рассмотрены меры борьбы с ними, которые могут представить практический интерес при проектировании устойчиво работающей системы, рассмотрены методы экспериментальных исследований устойчивости, пригодные при разработке и доводке новых двигателей и их отдельных агрегатов. Кроме того, изложены основные принципы автоматического регулирования жидкостных ракетных двигателей.

§ 1. Устойчивые и неустойчивые режимы работы ЖРД

Записи давления газов в камере сгорания и компонентов топлива перед форсунками при установившейся работе ЖРД показывают, что в камере сгорания всегда имеют место колебания давления газов с различными частотами и амплитудами, изменяющимися

при изменении режима работы двигателя. Это обстоятельство указывает на то, что режим работы ЖРД любого типа и конструкции не является стабильным вообще, а периодически колеблется во времени вследствие присущих рабочему процессу двигателя ряда возмущающих факторов.

Подробный анализ рабочих процессов современных двигателей позволяет прийти к заключению, что основной причиной колебания



Фиг. 11.1. Колебания давления p_k в камере сгорания и секундного расхода топлива G_s (давление подачи p_p принято постоянным).

режимов работы ЖРД является запаздывание превращения жидких компонентов топлива в газообразные продукты, которое по величине близко к времени пребывания их в камере сгорания, так как именно в этот период сгорает топливо.

Если в камере сгорания по какой-то причине возник избыток давления газов в момент времени τ , то соответственно уменьшится секундный расход топлива через форсунки G_s (фиг. 11.1) и увеличится расход газов из камеры сгорания через сопло. Так как собственный объем жидких компонентов пренебрежимо мал по сравнению с собственным объемом газов, это изменение расхода топлива приведет к уменьшению прихода газов лишь в момент времени $\tau + \tau_{\text{зап}}$, где $\tau_{\text{зап}}$ — время запаздывания. В этот момент в камере сгорания может понизиться давление, которое также вызовет повышение давления в момент $\tau + 2\tau_{\text{зап}}$.

Следовательно, изменение давления p_r вызывает изменение расхода G_s , который в свою очередь влияет на величину p_r . В результате эта взаимосвязь приводит к колебаниям обоих этих параметров. Если колебания этих параметров имеют затухающий характер, то работа двигателя будет *устойчивой*, а если усиливающийся во времени характер, то *неустойчивой*.

Эти колебания могут затухать тем быстрее, чем дальше от границы (порога) неустойчивости протекает рабочий процесс. Граница неустойчивой работы двигателя характеризуется быстрым нарастанием амплитуды колебаний, сопровождаемым часто резким изменением частоты.

В действительности процессы, происходящие в камере сгорания ЖРД, гораздо сложнее приведенной здесь примитивной схемы. Неустойчивая работа двигателя возможна даже в случае идеальной системы топливоподдачи, которая совершенно не реагирует на изменения давления газов в камере сгорания.

Дело в том, что время, по истечении которого капельки компонентов топлива превращаются в продукты сгорания, зависит от давления в камере сгорания, температуры газов, в которых они движутся, и ряда других факторов, как то:

1) наличия распределенных по объему камеры сгорания очагов парообразования и сгорания компонентов топлива (беспорядочных быстрых вспышек сгорания, обусловленных в основном распылительной головкой камеры двигателя), в связи с чем появляются отклонения давления газов в камере от среднего значения;

2) увеличения и уменьшения расхода компонентов топлива в камеру и задержки их воспламенения в связи с колебанием давления газов в камере сгорания и чередующимся при этом увеличением и уменьшением перепада давлений компонентов в форсунках и, следовательно, нарушения качества распыла компонентов топлива;

3) неизбежных изменений коэффициента состава топлива, приводящих к изменению температуры по поперечному сечению камеры сгорания, а в связи с этим также и периода задержки воспламенения;

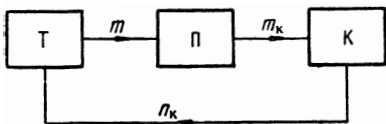
4) гидравлических колебаний в системе топливоподдачи, вызываемых изменяющимся перепадом компонентов в форсунках, пульсацией насосов, нежесткими элементами в системе, толчками, газовыми пузырями, трением в элементах системы автоматики и другими факторами.

Неустойчивость в той или иной мере может проявляться в двигателях, работающих на любых практически мыслимых компонентах топлива. Применение некоторых топлив пока ограничивается тем, что практически не удается создать устойчиво работающий двигатель на этих топливах (например, на керосине и жидком кислороде).

При неустойчивом режиме работы характеристики двигателя резко ухудшаются, а элементы его подвергаются опасным динами-

ческим и тепловым нагрузкам. При неустойчивом горении топлива давление газов в камере сгорания в отдельные моменты может в 2—3 раза превышать его расчетное значение, в результате чего возможен взрыв камеры двигателя.

При колебании давления газов в камере теплоотдача их к оболочке камеры может быть в 1,5—2,5 раза больше, чем при устойчивой работе двигателя, в связи с чем возможны перегрев и прогар оболочки камеры и, следовательно, авария двигателя. Кроме того, колебание давления газов в камере сгорания вызывает пульсацию скорости истечения, а значит, и тяги двигателя, что вызывает вибрацию его, которая может привести к поломке креплений со снарядом, разрушению трубопроводов и др.



Фиг. 11.2. Простейшая структурная схема ЖРД с одноконтурной замкнутой цепью.

$$n_k = \frac{p_k - p_{k1}}{p_k} \text{ — колебание давления в камере сгорания (выходная координата звена } K);$$

$$m = \frac{G_s - G_{s1}}{G_s} \text{ — колебание расхода топлива вследствие колебания давления в камере сгорания (воздействует на звено } П);$$

$$m_k = \frac{G_k - G_{k1}}{G_k} \text{ — колебание скорости образования газов в камере сгорания вследствие изменения расхода топлива (является входной координатой замыкающего звена } K).$$

образования газов в камере сгорания вследствие изменения расхода топлива (является входной координатой замыкающего звена K).

Кроме того, колебание тяги двигателя может вызвать колебание конструкции снаряда, включая и баков с рабочими компонентами и питающими трубопроводами, что повлияет на процесс сгорания топлива в камере и работу приборов управления полетом снаряда. Следовательно, ставить на летательный аппарат неустойчиво работающий двигатель совершенно недопустимо.

Способность ЖРД к самовозмущению колебаний в основном обуславливается чувствительностью системы топливоподачи к изменению давления в камере сгорания вследствие временного сдвига между поступлением жидких компонентов топлива в камеру и процессом преобразования их в газообразные продукты сгорания (расход топлива через форсунки зависит от пульсаций давления газов в камере сгорания). Следовательно, ЖРД по конструкции и принципу работы является автоколебательной системой с запаздывающей связью (между камерой сгорания и системой топливоподачи имеют место замкнутые контуры).

Структурная схема ЖРД в простейшем случае имеет вид одноконтурной замкнутой цепи, состоящей из трех звеньев (фиг. 11.2).

Звенья схемы, обозначенные T , $П$ и K , представляют собой соответственно систему топливоподачи, процесс преобразования топлива в продукты сгорания и камеру сгорания как объем газа.

В качестве входных и выходных переменных звеньев приняты скорость подачи топлива в камеру сгорания, скорость образования

газа и давление в камере сгорания. Обратная связь отражает воздействие давления в камере на скорость подачи жидких компонентов топлива.

Исследования показывают, что во время работы ЖРД колебания давления газов в камере сгорания могут быть следующих типов (фиг. 11.3):

низкочастотные (от 30—50 до 180—220 *гц*), возникающие в результате запаздывания между процессами поступления компонентов топлива в камеру сгорания и моментами их сгорания (колебания давления с собственной частотой процесса горения топлива);

высокочастотные (от 600 до 1200 *гц* и выше), представляющие собой резонансные (акустические) колебания вдоль камеры сгорания того газа, который ее заполняет;

детонационные (неустойчивые), возникающие в момент запуска двигателя; этот вид колебаний еще не изучен.

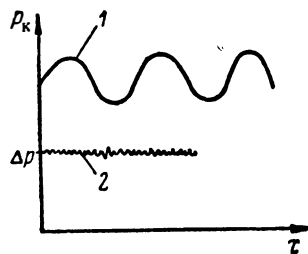
В чистом виде ни один тип неустойчивости ЖРД не проявляется. Обычно во время работы двигателя появляются колебания давления газов различных типов.

Частоты и амплитуды колебаний всех типов в той или иной степени зависят от:

- 1) конструкции и параметров головки и камеры двигателя, формы камеры сгорания и соотношения ее геометрических размеров;
- 2) конструкции и параметров системы топливоподдачи и вспомогательных элементов двигателя;
- 3) точности изготовления двигателя и взаимодействия всех его элементов;
- 4) химических и физических свойств компонентов топлива;
- 5) конструкции и параметров аппарата, а также условий его полета;
- 6) режима работы двигателя и других факторов.

Система, состоящая из газов в камере сгорания, топлива в подающей системе и механических частей всего двигателя, склонна к неустойчивой работе даже и в том случае, когда процесс сгорания топлива совсем стабильный. Такие процессы, как колебание газов в камере сгорания и жидкости в системе топливоподдачи или колебания механических частей двигателя, могут возникнуть даже при наличии каких-либо малых возмущений.

Эксперименты показывают, что колебания давления и скорости компонентов топлива в магистралях подачи двигателя имеют ту же частоту, что и колебания давления в камере сгорания, но меньшую амплитуду. Важнейшую роль в механизме неустойчивой



Фиг. 11.3. Низкочастотное (1) и высокочастотное (2) колебания давления газов в камере сгорания двигателя.

работы ЖРД играют законы преобразования топлива в газообразные продукты сгорания как во времени, так и в пространстве по объему камеры сгорания.

Низкочастотная неустойчивость преобладает в тех случаях, когда ЖРД работает при малых перепадах давлений впрыска компонентов топлива и низких давлениях в камере сгорания. При относительно высоких давлениях газов в камере сгорания одновременно с низкочастотными колебаниями могут развиваться высокочастотные формы акустических колебаний, которые в некоторых случаях могут быть преобладающими.

Высокочастотная неустойчивость ЖРД характеризуется наличием волн сжатия газа, периодически движущихся вдоль камеры сгорания от головки к соплу и обратно.

Физико-химические процессы, протекающие в камере сгорания в течение времени запаздывания, развиваются со скоростями, на которые воздействуют давление и температура газов и жидкостей, их относительные скорости движения по длине камеры и т. д.

При изменении указанных факторов также изменяются скорости, а вместе с ними и время запаздывания; большие скорости приводят к меньшим временам запаздывания.

Колебания указанных факторов около их средних значений приводят к колебаниям времени запаздывания соответствующих объемов (частиц) топлива. Если, например, в определенном месте камеры время запаздывания увеличится, то это приведет к растягиванию процесса во времени и пространстве и, значит, к уменьшению скорости сгорания топлива. Наоборот, скорость горения топлива увеличится, если время запаздывания уменьшится. Следовательно, изменения факторов, влияющих на скорость протекания физико-химических процессов в камере сгорания, вызывают изменения скорости горения топлива или колебания мощности источников горячих газов даже при постоянной скорости впрыска компонентов топлива в камеру сгорания.

В результате этого в камере сгорания могут возникать периодические продольные импульсы давления (волн сжатия) от головки к соплу и обратно. Если эти импульсы достигают большого значения, то создаются условия самоусиления автоколебаний и продольных ударных волн относительно большей амплитуды и при этом работа камеры двигателя становится неустойчивой.

Период цикла этих колебаний приблизительно равен времени запаздывания преобразования, времени распределения температуры от фронта пламени и времени распространения импульса давления от головки к соплу и обратно.

Акустические колебания давления газов в камере сгорания двигателя способны вызывать поперечные акустические скорости разпыленных частиц компонентов топлива и тем влияя на их взаимное перемешивание; струйки паров топлива испытывают синусоидальную деформацию. При достаточно большой деформации таких

струи концентрация тепла или массы в них изменяются, что вызывает заметные периодические изменения местных коэффициентов избытка окислителя во всей зоне смешения со всеми вытекающими из этого последствиями.

Продольные автоколебания в камере сгорания двигателя при некоторых условиях могут вызывать местные перегревы и прогары огневой оболочки камеры.

Неустойчивость работы двигателя может вызываться такими процессами, как вихри, распространяющиеся в пространстве с определенными частотами, флуктуации потоков жидкостей в форсунках и при распыле двух встречных струй, явления горения в вихрях, колебания, связанные с химической кинетикой, преобразование газового потока в суживающейся части сопла и т. д.

Все эти процессы могут характеризоваться временными константами, отличными от релаксации или периода собственных колебаний, и создавать неустойчивые режимы на частотах, отличных от характеризующих низкочастотную и высокочастотную неустойчивость.

Проблема устойчивости ЖРД сводится к задаче создания двигателя, во время работы которого давление в камере сгорания, удельные тепловые потоки от газов к оболочке камеры и тяга не отклоняются от их расчетных значений больше допустимых величин.

Создать двигатель, устойчиво работающий в требуемом диапазоне режимов, можно только в результате глубокого изучения механизмов развития неустойчивых колебаний давления в камере сгорания и в системе топливоподачи, что может быть пока достигнуто в основном экспериментальным путем.

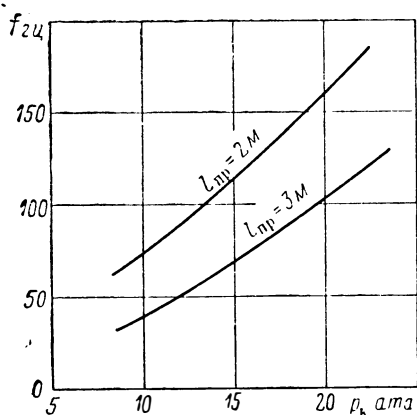
Эксперименты показывают, что увеличение времени задержки воспламенения компонентов топлива $\tau_{зд}$ уменьшает частоту колебаний давления газов в камере сгорания и увеличивает их амплитуду (фиг. 11.4). При повышении давления в камере сгорания уменьшается время запаздывания преобразования жидких компонентов топлива в газообразные продукты, в связи с чем частота колебаний увеличивается, а амплитуда уменьшается (фиг. 11.5). Физические процессы в камере сгорания двигателя на протяжении периода запаздывания очень сложны и пока недостаточно изучены. Частота колебаний давления также увеличивается при уменьшении приведенной длины камеры сгорания двигателя $l_{пр} = V_{\bar{r}}/F_{кр}$.

Установлено, что камеры сгорания шарообразной и эллиптической форм более устойчивы в отношении высокочастотных колебаний, чем камера цилиндрической формы. Увеличением расходонапряженности топлива в камере сгорания и снижением тяги двигателя путем уменьшения расхода топлива приближают работу двигателя к границе неустойчивости. Уменьшение перепада давления жидкости в форсунках также приводит к неустойчивой работе дви-

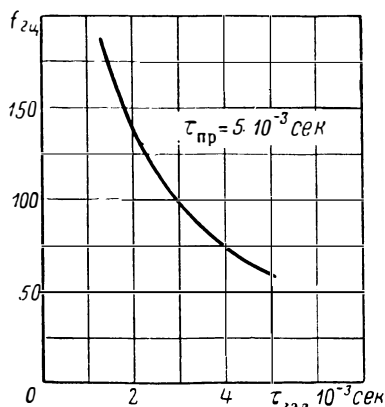
гателя, обусловленной изменением режима впрыска и ухудшением качества распыливания.

Колебания давления в камере сгорания могут возникать и по различного рода случайным причинам (влияния конструкции и аэродинамических сил снаряда и др.).

При неправильной конструкции двигателя, выполненной без учета специфики используемых компонентов топлива, колебания могут достигать разрушительной силы и даже сопровождаться детонационными явлениями. Обычно в широком спектре частот выде-



Фиг. 11.4. Зависимость частоты колебаний от давления в камере сгорания при $l_{пр} = 2$ и 3 м.



Фиг. 11.5. Зависимость частоты колебаний от времени запаздывания горения топлива.

ляются две-три, иногда даже четыре основные частоты колебания, измеряющиеся десятками, сотнями и тысячами герц.

При ускорении снаряда в полете инерционные силы влияют на давление подачи и могут способствовать неустойчивости в работе двигателя. Колебания снаряда могут вызываться и аэродинамическими силами, что в свою очередь существенно влияет на устойчивость работы двигателя. Изменение температуры окружающей среды от -50 до $+70^\circ\text{C}$ может повлиять не только на химические и физические свойства топлива, но также и на работу некоторых элементов двигателя.

Эксперименты показывают, что в короткой камере сгорания интенсивность возникновения продольных ударных волн сжатия слабее, чем в длинной. Частота этих колебаний меняется обратно пропорционально длине камеры сгорания.

На продольную устойчивость работы камеры двигателя также влияют длина и форма суживающейся части сопла. Камеры с длинной (по сравнению с камерой сгорания) дозвуковой частью сопла более устойчивы, чем с относительно короткой.

Стабилизирующее влияние конфузурной части сопла зависит от характера отражения волн от сопла к головке камеры. Отражение волн в каждой точке определяется соответствующим градиентом скорости. Чем больше градиент и частота, тем более размытой будет картина отражения и тем меньше будет вероятность резонанса и возникновения неустойчивости.

Сверхзвуковая выходная часть сопла не оказывает никакого влияния на процессы в камере сгорания произвольным образом, если она не нарушает условий работы в критическом сечении сопла.

Наконец, следует отметить, что колебания давления газов в камере сгорания по-разному влияют на расходы горючего и окислителя в нее. Это приводит к изменению весового соотношения компонентов и, следовательно, к изменению времени запаздывания (скоростей сгорания), удельного тепловыделения, температуры и давления газов, что существенно влияет на устойчивость работы двигателя.

Для устранения этого фактора возмущений в работе двигателя или для уменьшения его действия систему подачи можно выполнить с автоматическим регулятором соотношения компонентов топлива в виде сервомеханизма с обратной связью. Такое регулирование подачи можно выполнить с одним или несколькими контурами обратной связи, хотя теоретически было бы достаточно регулировать только подачу окислителя или горючего. При выборе системы топливоподдачи двигателя только одного контура обратной связи следует его включать в магистраль окислителя, поскольку эта магистраль более чувствительна к колебаниям давления в камере сгорания.

При наличии серворегулирования ЖРД может устойчиво работать в области низкой частоты при всех значениях времени запаздывания. Однако следует иметь в виду, что этот способ регулирования двигателя представляет собой серьезную практическую проблему, касающуюся не только расчета контура обратной связи, но и контура регулятора, который в конечном итоге преобразует усиленный электрический сигнал в механические колебания достаточно большой амплитуды в рассматриваемом интервале частот.

Для устойчивой работы двигателя необходимо принимать ряд мер, часто связанных с ухудшением его других характеристик.

Существенно повысить устойчивость работы ЖРД можно путем:

- 1) применения целесообразной конструкции распылительной головки камеры двигателя;

- 2) увеличения перепада давлений в форсунках и увеличения числа их за счет уменьшения производительности, так как при этом снижается чувствительность системы топливоподдачи к изменениям давления в камере сгорания;

- 3) повышения давления в камере сгорания, так как при этом процессы испарения и сгорания топлива интенсифицируются,

время запаздывания превращения жидких компонентов топлива в газообразные уменьшается и сдвиг фаз между поступлением компонентов топлива в камеру и их сгоранием сужается, что приводит к увеличению частоты колебания давления газов в камере сгорания и уменьшению амплитуды;

4) правильной организации в камере сгорания рабочего процесса за счет специальных конструктивных мер (применение устройств, вызывающих усиление обратных токов горячих газов в районе распылительной головки камеры, что снижает время запаздывания; различных типов форсунок в одной распылительной головке, что увеличивает неоднородность времени запаздывания для различных по размеру капель компонентов топлива и улучшает устойчивость работы двигателя, и т. п.);

5) изменения объема камеры сгорания за счет увеличения ее диаметра, так как большой объем ее служит демпфером для пульсаций давления газов при работе двигателя;

6) увеличения безразмерной площади камеры сгорания, так как при этом снижается ее расходонапряженность, до некоторого предела улучшаются процессы подготовки и условия для устойчивого сгорания топлива; в некоторых современных двигателях безразмерная площадь камеры достигает $f_{\kappa} = F_{\kappa} / F_{\text{кр}} = 7,8$, а приведенная длина камеры сгорания $l_{\text{пр}} = 4$ м;

7) использования определенных сортов горючих (тонка-250 и др.), имеющих малый период задержки воспламенения и обеспечивающих устойчивость процесса сгорания в двигателе с подобранными окислителями как при дросселировании, так и при форсировании работы двигателя;

8) уменьшения периода задержки воспламенения компонентов топлива их подогревом, использованием специальных катализаторов;

9) правильного выбора длины и проходных сечений магистралей системы топливоподдачи и целесообразного монтажа их на двигателе;

10) подбора типа и конструкции клапанов и других элементов системы топливоподдачи и регулирования;

11) автоматического регулирования соотношения компонентов топлива в зависимости от изменения давления газов в камере сгорания.

Изменяя конструкцию элементов системы топливоподдачи и их параметры (длину и диаметр трубопроводов, гидравлические сопротивления агрегатов и т. п.), можно частично стабилизировать работу двигателя и в случае необходимости расширить диапазон изменения его тяги.

Устойчивость работы двигателя также повышается при увеличении скорости подвода компонентов топлива в камеру сгорания за счет уменьшения диаметров трубопроводов.

Важна не только характеристика работы регулирующего элемента (крана, клапана и т. п.), но и его размеры. Клапан конструктивно нужно выполнить так, чтобы при нормальных условиях работы двигателя он был открыт наполовину, так как чрезмерно малый клапан всегда будет открыт, а весьма большой — в основном будет закрыт. При этих условиях клапаны могут способствовать неустойчивости в работе двигателя.

Для регулирования давления в камере сгорания или расхода топлива целесообразно применять клапаны с экспоненциальными характеристиками, так как работа их меньше зависит от рабочих условий (статического давления жидкости, проходных сечений и длины трубопроводов), чем клапанов с линейной характеристикой.

Любое мероприятие, способствующее более быстрому преобразованию топлива в продукты сгорания (уменьшение расходонапряженности, улучшение условий распыла компонентов топлива, теплоподвода к распыленным каплям этих компонентов, применение более химически активных компонентов, их подогрев и другие меры), будет стабилизировать работу двигателя.

Однако следует иметь в виду, что локализация или частичное снижение аномальных, подчас разрушительной силы пульсаций давления газов в камере сгорания и детонационных явлений, возникающих при запуске двигателя или в камерах сгорания больших размеров, за счет конструктивных мер обычно сопровождается усложнением конструкции двигателя. Повышение перепада давлений компонентов топлива в коммуникациях двигателя, включая и форсунки, приводит к увеличению мощности и веса системы топливоподдачи.

Разработка методов проектирования ЖРД, обеспечивающих получение устойчиво работающих систем, является очень важной задачей, так как экспериментальная доводка двигателей очень длительна и трудоемка и к тому же требует огромных затрат.

Наиболее важной является возможность аналитического расчета устойчивости низкочастотных колебаний давления в камере сгорания, так как такие колебания наиболее часты при создании нового типа двигателя, и борьба с ними пока представляет большие трудности. Механизм зарождения высокочастотных колебаний и колебаний ударного характера, видимо, имеет много общего с механизмом возбуждения низкочастотных колебаний.

§ 2. Автоматическое регулирование режима работы ЖРД

Для того чтобы во время работы двигателя в условиях полета получать определенные значения зависимых переменных параметров (секундные расходы горючего и окислителя, их соотношение, давление в камере сгорания, тяга двигателя или изменение их по заранее заданной программе) и улучшать летные характеристики

боевого аппарата, необходимо сложное автоматическое регулирование, механические, гидравлические, электрические системы или их комбинации.

В современных ЖРД широко применяются приборы автоматического регулирования тяги двигателя, соотношения компонентов топлива, а также приборы для подготовки к запуску, запуска, выключения двигателя, обеспечения безопасности работы и т. п. Автоматическое регулирование оказывает стабилизирующее воздействие на работу двигателя.

Наиболее важной проблемой регулирования ЖРД является обеспечение своевременного зажигания топлива при запуске и поддержание его сгорания на переходных режимах запуска до выхода двигателя на расчетный режим. Надежность работы при запуске некоторых типов ЖРД еще пока низка и не превышает 80%, тогда как надежность их на рабочем режиме достигает 95—100%.

Надежность воспламенения топлива при запуске двигателя наиболее просто достигается увеличением источников зажигания, например, применением нескольких пороховых воспламенителей, отдельного соответствующего подвода самовоспламеняющихся компонентов топлива или мощного генератора электрических искр. Однако чтобы не допустить опасного накопления в камере сгорания двигателя несгоревшего топлива, требуется физическое и функциональное объединение систем впрыска компонентов топлива в камеру сгорания и регулирования подачи топлива с устройствами, реагирующими на неполадки работы двигателя. Весьма существенны также высокая скорость реагирования и воспроизводимость действия систем регулирования.

На переходных пусковых режимах можно регулировать ЖРД в функции времени, числа оборотов ТНА или давления компонентов топлива на выходе из насосов. Использование последних двух параметров наиболее логично, так как оно позволяет непосредственно воздействовать на некоторые неполадки в работе двигателя. Воздействие на такие неполадки, как неустойчивость сгорания топлива или срыв пламени, должно осуществляться независимо.

В современных ЖРД системы регулирования сгорания основаны на использовании гидромеханической обратной связи, реагирующей на величину давления¹. Нарушение процесса сгорания мгновенно действует на регулятор подачи топлива. Таким образом может осуществляться непрерывное воздействие не только на начальный процесс воспламенения, но и на последующие переходные процессы сгорания.

Следующей наиболее важной проблемой является регулирование тяги ЖРД. В отличие от системы регулирования процессов воспламенения и сгорания топлива, для которой требуется реагирование на колебания высокой частоты, система регулирования

¹ Экспресс-информация АН СССР, вып. 4 и 7, РТ, 1958.

тяги должна быть ограничена частотой 10 *гц* или меньше. Целью такого регулирования является предотвращение значительных колебаний давления в камере сгорания двигателя.

Точность регулирования тяги зависит от типа и назначения двигателя. Например, для стартовых двигателей и авиационных ускорителей фиксированной тяги и предельных значений регулируемой тяги колебание может допускаться в пределах $\pm 5\%$. Для управляемых снарядов в некоторых случаях требуется более точное регулирование величины тяги и момента выключения двигателя.

В качестве обратной связи для регулирования работы ЖРД используются главным образом тяга, давление в камере сгорания, давление подачи одного или обоих компонентов топлива и число оборотов турбонасосного агрегата.

Для прямого измерения тяги требуется сложная конструкция подвески двигателя и специальные датчики; все это оборудование обычно оказывается слишком тяжелым. Выбор давления в камере сгорания для обратной связи требует соединения с источником горячего газа камеры сгорания и не обеспечивает непосредственного регулирования стартовых переходных режимов. Давление подачи горючего или окислителя обеспечивает необходимое, хотя и косвенное изменение давления в камере сгорания и обычно может быть использовано и для регулирования на стартовых режимах. Число оборотов ТНА целесообразно использовать только в качестве обратной связи для выравнивания мощности нескольких ТНА многокамерного двигателя.

В настоящее время сложное автоматическое регулирование режима работы двигателя может быть оправдано только для баллистических управляемых снарядов. Для снарядов небольшой дальности полета, где простота конструкции и ее дешевизна являются одним из основных требований, это регулирование работы ЖРД нерационально.

Автоматическое регулирование режима работы ЖРД в летных условиях позволяет:

1) улучшить характеристики двигателя во время полета вследствие постоянства регулируемых параметров во время работы;

2) повысить экономичность работы двигателя использованием оптимального соотношения компонентов топлива и увеличить за счет этого время работы двигателя более полным использованием запаса топлива на снаряде;

3) компенсировать неточности изготовления элементов системы подачи и настройки двигателя на рабочий режим при статических условиях;

4) повысить динамическую устойчивость и срок работы двигателя сохранением нормальных процессов работы в системе топливоподачи и в камере сгорания в течение всего времени работы при всех изменениях нагрузки и воздействии возмущений на снаряд

в полете (ускорения, нарушения четкости работы отдельных агрегатов и т. п.);

5) компенсировать разброс характеристик системы топливopдачи (насосов, редуктора давления и т. п.);

6) упростить эксплуатацию и повысить надежность работы двигателя;

7) расширить диапазон устойчивой работы двигателя при регулировании тяги изменением расхода топлива в камеру.

Система регулирования ЖРД подобно другим системам регулирования представляет собой составленную определенным образом группу звеньев, и если какое-нибудь звено рассчитано неправильно, то вся система может оказаться неэффективной.

Каждый элемент системы должен быть выбран и рассчитан не только с учетом пригодности его для определенной функции, но и совместной работы его с упругими элементами.

На элементы, удовлетворяющие требуемым характеристикам, накладываются определенные физические ограничения. Некоторые звенья системы относительно неизменны (например магистрали топлива, камера сгорания, турбина, насосы); параметры этих звеньев определяются требованиями установившегося режима и условиями статической устойчивости. Однако часто некоторые параметры даже относительно неизменных элементов могут быть изменены в небольших пределах. Окончательное закрепление этих параметров должно быть основано на оценке их влияния на характеристику всей системы. Изменяемые элементы, система регулирования должны быть рассчитаны так, чтобы удовлетворить переходным характеристикам и обеспечить динамическую устойчивость двигателя.

Объект, работа которого полностью или частично автоматически регулируется, называется *регулируемым объектом*, а отдельные величины, подлежащие регулированию, — *регулируемыми величинами*.

Главными элементами регулируемого ЖРД являются: камера сгорания, топливные насосы, магистрали топлива, турбина, клапаны регулирования расхода и регулятор тяги.

Характеристики турбины, насосов, магистралей и камеры сгорания большей частью бывают заданы, поскольку их параметры определяются назначением и тягой двигателя, родом топлива и применяемыми материалами.

Основными элементами системы регулирования являются регуляторы. Сигнал, вызванный изменением регулируемой величины, воздействует на регулятор, а последний в свою очередь через регулирующий орган — на изменение регулируемой величины. Звено, замыкающее в каком-либо месте цепь воздействия, называется главной или основной обратной связью.

В зависимости от требований, предъявляемых к рабочему процессу двигателя, регулятор должен поддерживать значение регули-

руемой величины все время на определенном, заранее заданном уровне или изменять его по определенной, также заданной зависимости. В последнем случае имеет место так называемое программное регулирование.

Объект и регулятор образуют замкнутую систему автоматического регулирования. На заданном объекте может регулироваться одна или несколько величин (параметров).

Системы автоматического регулирования с несколькими регулируемыми величинами делятся на системы несвязанного и связанного регулирования. Системами несвязанного регулирования называются такие, в которых регуляторы, служащие для регулирования различных величин, не связаны между собой и могут взаимодействовать только через общий для них объект. Системами связанного регулирования называются такие, в которых регуляторы различных регулируемых величин имеют друг с другом взаимные связи, осуществляющие взаимодействие между ними вне объекта регулирования.

Процесс регулирования может быть непрерывным или периодическим. Принципиальное техническое решение обычно представляется в виде системы регулирования с обратной связью.

При проектировании к системе регулирования ЖРД предъявляются следующие основные требования.

1. Высокая степень регулирования при минимально возможном числе элементов системы и расходе энергии на ее обслуживание.

2. Высокая надежность работы системы при запуске двигателя, при переходных и расчетном режимах.

3. Устройства, выполняющие аналогичные функции, например турбонасосные агрегаты, клапаны регулирования подачи компонентов топлива и пр., должны иметь непосредственную механическую связь.

4. Поскольку потребная мощность для обслуживания системы регулирования ЖРД может быть значительной в связи с наличием больших топливных дросселирующих клапанов, работающих при высоких давлениях и больших скоростях, то для регулирования желательно использовать простейшие гидромеханические системы; применение электроэнергии следует свести до минимума, а также должно быть ограничено использование воздуха в качестве источника энергии, чтобы устранить необходимость или уменьшить потребность в баллоне высокого давления.

5. В целях уменьшения веса ЖРД и упрощения его конструкции по мере возможности должны быть исключены из системы регулирования вспомогательные силовые системы (пневматические, электрические и гидравлические); в максимальной степени необходимо использовать возможности установки органов регулирования пусковых режимов двигателя непосредственно на пусковом станке снаряда.

Выбор метода регулирования работы ЖРД зависит от предъявляемых к двигателю требований, например, таких, как постоянство соотношения компонентов топлива при подаче их в камеру двигателя, постоянство давления в камере сгорания или изменение его по заданной программе и др.

Соотношение компонентов топлива обычно регулируют калибровкой гидравлических систем двигателя и опытной подгонкой сопротивлений систем для компенсации технологических допусков.

В стартовых и дополнительных самолетных ЖРД топливо обычно подается из главной системы самолета. В этих случаях длительность работы двигателя и величина тяги не являются главными факторами для характеристик самолета. Поэтому для таких двигателей специальное регулирование состава топливной смеси дозированием ее компонентов не требуется.

Соотношение компонентов топлива обычно регулируют в тех случаях, когда важно, чтобы снаряд к моменту израсходования всего топлива в баках получил максимально возможную скорость, ибо поддержание заданного соотношения компонентов во время работы двигателя гарантирует наиболее полное использование энергии топлива при большей динамической устойчивости работы.

На изменение состава топлива от расчетного оптимального значения влияет ряд причин, как то:

а) изменение плотности компонентов вследствие изменения их температуры во время полета в результате воздействия на них атмосферных условий;

б) действие ускорения снаряда во время полета на систему топливоподачи двигателя (фиг. 11.6 и 11.7);

в) колебание давления подачи компонентов топлива вследствие разбросов характеристик насосов и допусков на изготовление частей конструкции системы топливоподачи и др.

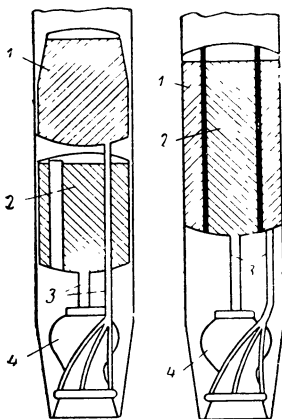
Если во время работы двигателя не поддерживать постоянное расчетное соотношение компонентов топлива, то нарушатся условия и полнота их сгорания и уменьшится скорость истечения газов из сопла двигателя, что снизит его $P_{уд}$, и к моменту окончания работы двигателя в баках останется некоторое количество одного из компонентов. Последнее вызовет увеличение конечного веса снаряда и тем ухудшит его весовую отдачу. Одновременно с этим уменьшится время работы двигателя, что приведет к уменьшению его суммарного импульса.

Для поддержания постоянства соотношения компонентов топлива и одновременной выработки их из баков существуют следующие три схемы регулирования работы ЖРД.

1. Датчик давления газов в камере сгорания двигателя связан посредством преобразователя и усилителя с сервоклапанами, установленными на магистралях горючего и окислителя. В случае изменения давления газов в камере сгорания в результате нарушения

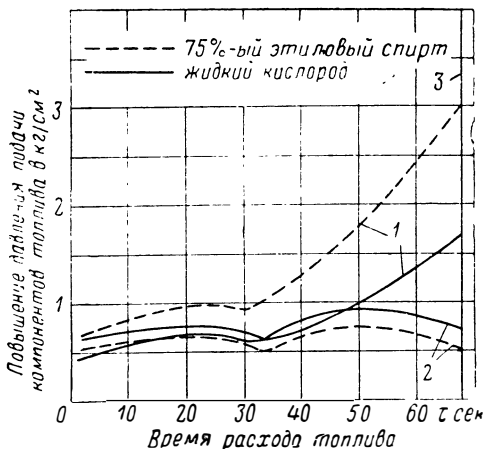
установленных секундных расходов компонентов топлива и их весового соотношения сервоклапаны изменяют расходы компонентов топлива так, чтобы в камере сгорания установилось расчетное давление при оптимальном соотношении компонентов (по методу гидравлической аналогии).

2. На магистралях горючего и окислителя установлены объемные расходомеры и управляемые сервоклапаны. При помощи спе-



Фиг. 11.6. Последовательное и концентрическое расположение топливных баков на снаряде.

1—бак для этилового спирта, 2—бак для жидкого кислорода, 3—топливopроводы, 4—камера двигателя.



Фиг. 11.7. Повышение давления впрыска компонентов топлива в камеру сгорания в результате влияния ускорения при полете снаряда.

1—при последовательном расположении топливных баков, 2—при концентрическом расположении топливных баков, 3—конец выгорания запаса топлива в баках.

циального счетно-решающего устройства определяют соотношение компонентов топлива, и в случае отклонения его от заданного значения устройство подает через усилитель сигнал на сервоклапаны, изменяющие расходы компонентов.

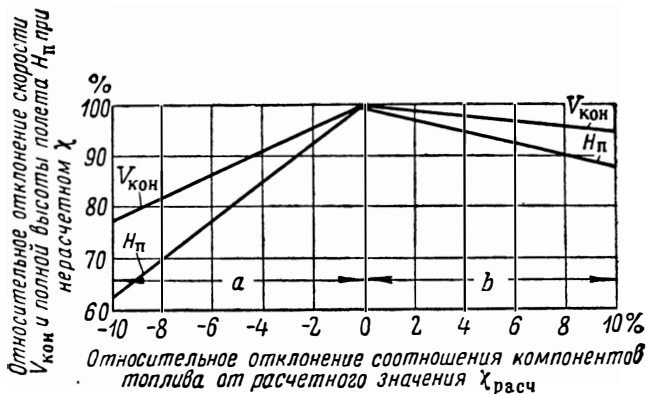
3. Уровни компонентов топлива в баках непрерывно фиксируются дифференциальными датчиками давления, и в случае изменения их расходов и нарушения весового соотношения специальная электросхема управляет сервоклапанами, установленными на магистралях горючего и окислителя и изменяющими их секундные расходы.

На фиг. 11.8 показано примерное влияние отклонения соотношения компонентов топлива от расчетного значения на максимальную скорость $V_{\text{кон}}$ и полной высоты полета $H_{\text{п}}$ снаряда¹.

Из этого графика видно, что недостаток окислителя в топливе оказывает преобладающее влияние на снижение упомянутых ха-

¹ Zeitschrift, VDI, Bd. 99, № 2. 1957.

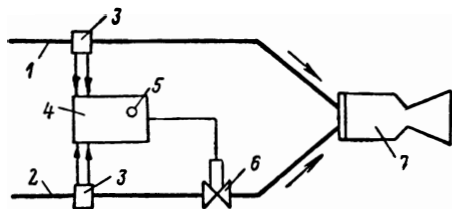
характеристик снаряда сравнительно с недостатком горючего. Простыми расчетами можно установить, что при последовательном расположении топливных баков на снаряде соотношение компонентов топлива после старта возрастает, а затем убывает, и в конце



Фиг. 11.8. Влияние отклонения соотношения компонентов топлива от расчетного значения $\chi_{\text{расч}}$ на скорость в конце активного участка $V_{\text{кон}}$ и полную высоту полета снаряда $H_{\text{п}}$ (топливо—этиловый спирт+жидкий кислород).

a —область избытка горючего, b —область избытка окислителя.

работы двигателя его значение становится ниже стартового; это может дать отклонение от расчетного соотношения в области бедной топливной смеси до 10%, а богатой смеси — до 6%. Такое



Фиг. 11.9. Схема двигателя с автоматическим регулированием соотношения компонентов топлива.

1—трубопровод окислителя, 2—трубопровод горючего, 3—чувствительные приемные элементы, 4—регулятор, 5—датчик номинала, 6—гидравлический дроссель, 7—камера двигателя.

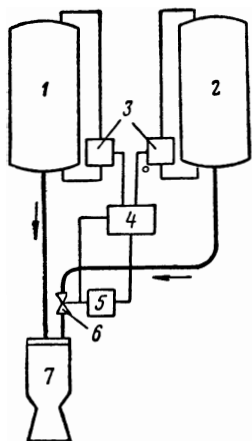
изменение соотношения компонентов топлива от расчетного значения особенно недопустимо для снарядов больших тяг.

Расчеты показывают, что колебание соотношения компонентов топлива вблизи его оптимального значения в пределах 5% снижает удельную тягу двигателя почти на 0,5%. При отклонении χ от расчетного значения в полете снаряда на 2% приводит к соответствующему невыгоранию одного из компонентов топлива и вслед-

ствие этого к уменьшению конечной скорости снаряда почти на 4%.

На фиг. 11.9 показана принципиальная схема системы автоматического регулирования соотношения компонентов топлива, изменяющегося под влиянием ускорения полета снаряда.

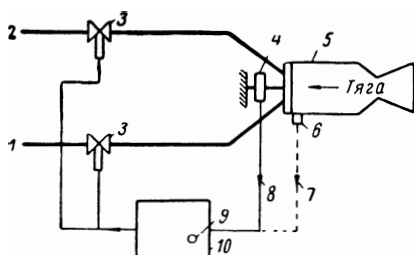
При этой схеме измеряют расходы горючего и окислителя в данную единицу времени и их соотношение сравнивают с расчетным значением. Отклонение соотношения от расчетного вызывает сигнал регулирования, с помощью которого подача горючего (или окислителя) через управляющее звено увеличивается или уменьшается до тех пор, пока это отклонение не достигнет допустимой величины. В таких схемах могут быть применены устройства как со ступенчатым, так и с непрерывным регулированием.



Фиг 11.10. Схема регулирования соотношения компонентов топлива методом измерения разности давлений в топливных баках двигателя высотного снаряда.

1—бак окислителя, 2—бак горючего, 3—дифференциальный манометр, 4—регулятор соотношения компонентов топлива, 5—привод исполнительного дросселя, 6—гидравлический дроссель, 7—камера двигателя.

На фиг. 11.10 показана удобная схема системы автоматического регулирования соотношения компонентов



Фиг. 11.11. Схема автоматического регулирования тяги двигателя путем сравнения ее величины или давления в камере сгорания с их заданными значениями.

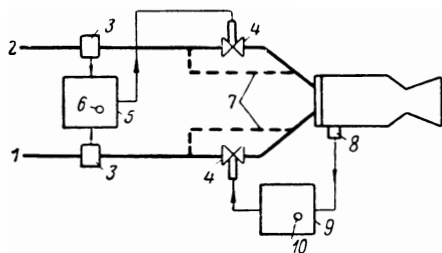
1—трубопровод горючего, 2—трубопровод окислителя, 3—регулирующие клапаны, 4—прибор, измеряющий тяговое усилие, 5—камера двигателя, 6—датчик давления в камере сгорания, 7—сигнал давления в камере сгорания, 8—сигнал величины тяги, 9—задаваемое значение тяги двигателя (давления), 10—регулятор тяги.

топлива методом измерения разности гидростатических давлений компонентов в баках.

В этой схеме регулирования ртутные дифференциальные манометры, находящиеся в баках окислителя и горючего, при наличии разности давления своей поверхностью замыкают накоротко петли проволочных сопротивлений, расположенных в поясах манометров, что оказывает влияние на измерительный механизм регулятора.

Постоянство тяги двигателя можно регулировать, изменяя расход топлива в камеру сгорания или давление газов в ней. В простейшем случае давление впрыска компонентов топлива и, следовательно, подачу топлива можно изменять механически при помощи дросселирующего устройства (фиг. 11.11). В качестве регули-

руемого параметра обычно служит давление в камере сгорания. В тех случаях, когда необходимо выдержать неизменной тягу двигателя по высоте полета, вспомогательным параметром должно быть давление окружающей среды. Влияние изменения тяги будет учитываться и в тех случаях, когда регулирующим параметром будет тяга двигателя. В особых случаях можно применять регулирование по суммарному ускорению снаряда.



Фиг. 11.12. Схема автоматического регулирования тяги и соотношения компонентов топлива.

1, 2—то же, что и на фиг. 11.11, 3—измеритель скорости потока, 4—регулирующие клапаны, 5—регулятор соотношения компонентов топлива, 6—задаваемое значение соотношения компонентов топлива, 7—перепускное устройство, 8—датчик давления газов в камере сгорания, 9—регулятор давления газов в камере сгорания, 10—задаваемое значение давления в камере сгорания.

В настоящее время в двигателях с турбонасосным агрегатом требуемое изменение подачи топлива достигается уменьшением числа оборотов ТНА. В данном случае давление в камере сгорания воспринимается и сравнивается с давлением подачи, пропорциональным величине потребной тяги. Разность давлений передается соответствующему регулятору, расположенному у входа в газогенератор, для обеспечения соответствия между действительной тягой и тягой при данной подаче. Этот способ регулирования ТНА имеет большой недостаток — значительную инерционность системы.

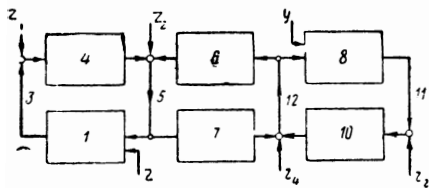
Система автоматического регулирования должна исключать возможность изменения заданного числа оборотов турбины более 5% и стабилизировать работу двигателя при заданной тяге.

Если необходимо одновременно регулировать несколько переменных параметров двигателя, например тяги, соотношения компонентов топлива, то применяют многократное регулирование (фиг. 11.12). Принцип этого регулирования состоит также в сравнении в регуляторе заданного значения параметра с замеренным и воздействию на положение дроссельных топливных клапанов или обороты ТНА. Наиболее эффективным является воздействие на число оборотов ТНА, так как при этом насосы изменяют свое число оборотов на одну и ту же величину, что предотвращает значительные отклонения величины χ .

Соответствующая блок-схема многократного регулирования (фиг. 11.13) показывает, что здесь появляются поперечные связи, которые могут влиять в последующем на устойчивость работы двигателя. При этом параметр регулирования тяги p_k определяется не только регулирующим участком 4, но через поперечную связь 6 — параметром, регулирующим соотношение компонентов топлива. Возмущающий фактор, например z_1 , влияет не только на p_k , но

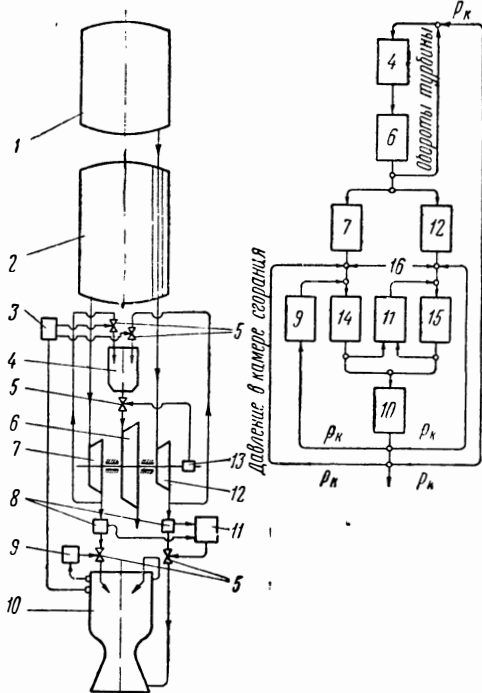
через поперечную связь 7 также и на величину соотношения компонентов χ .

На фиг. 11.14 показаны принципиальная схема ЖРД с турбо-насосной системой топливоподачи, автоматическим регулированием тяги и соотношения компонентов топлива (слева) и блок-диаграмм-



Фиг. 11.13. Блок-схема одновременного регулирования тяги и соотношения компонентов топлива.

1—регулятор тяги, 2—вход номинального значения давления в камере сгорания P_K , 3—выходное значение регулирующего параметра тяги, 4—участок регулирования давления, 5—ввод истинного значения давления в камере сгорания, 6—поперечная связь между 4 и 8, 7—поперечная связь между 4 и 10, 8—регулятор соотношения компонентов топлива, 9—вход номинального значения соотношения компонентов топлива, 10—участок регулирования топливного соотношения, 11—выход регулирующего параметра соотношения компонентов топлива, 12—вход истинного значения топливного соотношения.

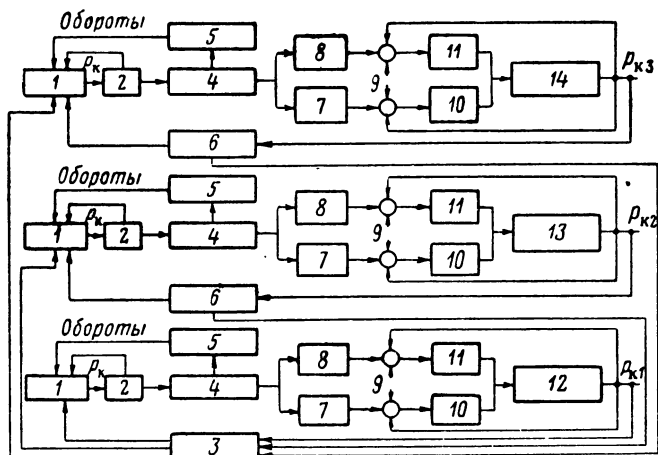


Фиг. 11.14. Принципиальная схема ЖРД с ТНА, автоматическим регулированием тяги и соотношения компонентов топлива (слева) и блок-схема системы автоматического регулирования (справа).

1—бак горючего, 2—бак окислителя, 3—регулятор расхода топлива в газогенератор, 4—двухкомпонентный газогенератор, 5—управляющий кран, 6—газовая турбина, 7—насос окислителя, 8—расходомеры топлива, 9—регулятор тяги, 10—камера сгорания, 11—регулятор соотношения компонентов топлива, 12—насос горючего, 13—регулятор числа оборотов турбины, 14—магистраль окислителя, 15—магистраль горючего, 16—передача возмущений от ускорения снаряда.

ма системы автоматического регулирования (справа). Схема включает несколько обратных связей, представляющих сложную систему динамического взаимодействия различных агрегатов. Тяга регулируется изменением давления в камере сгорания, соотношением компонентов топлива — изменением расхода горючего, а работа газогенератора — числом оборотов ТНА. Все-го в системе насчитывается шесть замкнутых контуров регулирования с соответствующими поперечными связями. Включенные в систему различные регуляторы давления образуют вспомогательные параллельные цепи регулирования, которые при неустойчивой работе двигателя влияют на основные цепи регулирования как возмущающие факторы.

В приведенном здесь примере вопрос касался автоматического регулирования только одной камеры двигателя. Практически возможно соединение нескольких камер двигателя в одну общую схему регулирования. В многокамерных ЖРД во избежание несимметричности регулирующей силы тяги необходимо строго взаимное согласование тяг отдельных камер (двигателей). Блок-схема многокамерного двигателя без системы регулирования соотношения компонентов топлива показана на фиг. 11. 15.



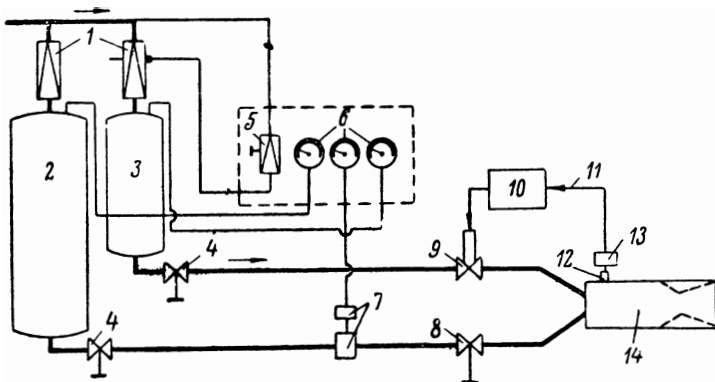
Фиг. 11. 15. Блок-схема системы автоматического регулирования многокамерного ЖРД (за исключением регулирования соотношения компонентов топлива).

1—клапан ПГ, 2—газогенератор, 3—главный регулятор, 4—газовая турбина, 5—регулятор оборотов турбины, 6—регулятор тяги, 7—насос окислителя, 8—насос горючего, 9—воздействие фактора ускорения в полете, 10—магистраль окислителя, 11—магистраль горючего, 12, 13 и 14—соответственно первая, вторая и третья камеры двигателя.

Рассмотренные выше способы пригодны только для регулирования тяги в узких пределах, при которых незначительно нарушается устойчивость процесса сгорания вследствие косвенного изменения перепада давления компонентов топлива в форсунках.

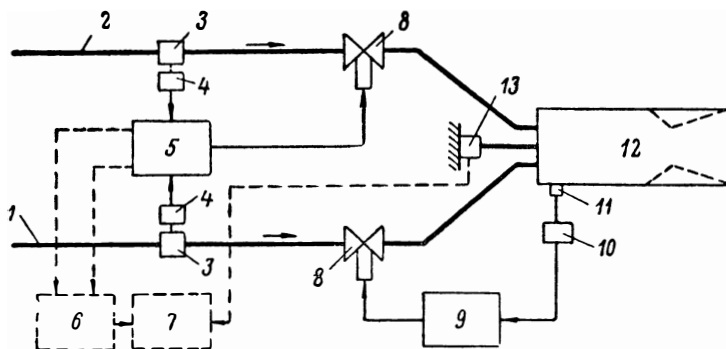
При определении характеристик ЖРД на испытательном стенде целесообразно широко использовать автоматическое регулирование и дополнительно счетно-решающие машины, позволяющие устранить возможные ошибки, свойственные «ручному» управлению, и получить без дополнительных вычислений все необходимые характеристики двигателя. Автоматическое регулирование при экспериментальных исследованиях двигателя приводит также к экономии топлива, более полному и точному определению необходимых характеристик при уменьшении трудоемкости. Для примера ниже приведены схемы оборудования, где в качестве регулируемых па-

раметров используются давление газов в камере сгорания, коэффициент состава топлива и др.



Фиг. 11.16. Схема стенда для испытания двигателя с регулированием постоянства давления в камере сгорания.

1—редукторы давления, 2—бак окислителя, 3—бак горючего, 4—запорные вентили, 5—управляющий редуктор давления, 6—манометры, 7—приемный и передающий элементы, 8—вентиль ручного регулирования, 9—вентиль автоматического регулирования, 10—регулятор давления, 11—ввод давления газов в камеру сгорания, 12—место отбора давления, 13—датчик давления, 14—камера двигателя.

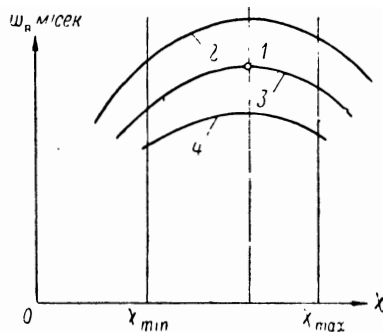


Фиг. 11.17. Схема стенда для испытания двигателя с регулированием давления в камере сгорания и соотношения компонентов топлива.

1—трубопровод горючего, 2—трубопровод окислителя, 3—измерители расхода, 4—датчики расхода, 5—регулятор соотношения компонентов топлива, 6—счетный прибор для определения расхода, 7—счетный прибор для определения скорости истечения газов из сопла камеры двигателя $\dot{m}_B = P/G_s$, 8—регулирующие вентили, 9—регулятор давления газов в камере сгорания, 10—датчик давления, 11—место установки датчика давления, 12—камера двигателя, 13—измеритель тяги.

Устройство, показанное на фиг. 11.16, позволяет получить зависимость скорости истечения от соотношения компонентов топлива.

На фиг. 11.17 дана схема испытательного стенда с регулированием давления в камере сгорания и соотношения компонентов топлива. Это устройство позволяет получить зависимость $P_{уд}$ от χ при переменных значениях p_k и зависимость $P_{уд}$ от p_k при различных



Фиг. 11.18. Изменение скорости истечения газов из сопла камеры двигателя в зависимости от изменения коэффициента состава топлива и давления газов в камере сгорания.

1 — номинальное значение p_k и ω_b ; 2, 3 и 4 — кривые трех различных значений $p_k = \text{const}$; χ_{\min} и χ_{\max} — границы устойчивой работы двигателя.

значениях χ , а также проводить контрольные испытания двигателя при постоянных значениях p_k и χ (фиг. 11.18).

Испытательный стенд с устройством автоматического регулирования, кроме давления в баках, тяги, расхода топлива, давления в камере сгорания, измеряемых непосредственно, позволяет выявить ряд других факторов, для расчета которых могут быть применены счетные машины, показанные на фиг. 11.17 пунктиром (аппараты 6 и 7).

Глава 12

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЖРД

Завершающим этапом разработки ЖРД является система пуска, регулирования работы и остановки двигателя. Этот этап проектирования тесно связан с разработкой системы подачи топлива в камеру сгорания двигателя.

При неисправности работы систем зажигания и запуска возможна авария двигателя и летательного аппарата в целом. Поэтому при проектировании ЖРД особое внимание должно быть уделено вопросам надежного запуска, работы и остановки двигателя.

Система пуска и остановки двигателя в основном зависит от его тактического назначения и величины тяги. Для двигателей одноразового и многоразового действия эта система может быть выполнена конструктивно весьма различно, так как, например, требование повторности запуска двигателя налагает дополнительные условия на работу системы зажигания топлива и механизмов автоматики.

Для плавного и быстрого запуска двигателя управление системой зажигания должно быть четким и точным, а обслуживающий персонал должен быть хорошо ознакомлен с соответствующими инструкциями.

В настоящей главе приведены краткие сведения об основных способах зажигания топлива, правилах запуска и остановки ЖРД, а также освещены другие вопросы эксплуатации двигателей.

§ 1. Надежность работы двигателя

Надежность работы ЖРД в течение гарантированного ресурса является одной из основных его характеристик. Этот фактор необходимо учитывать при создании нового образца ракетного двигателя.

Отказы в работе двигателя происходят главным образом при его запуске вследствие:

- 1) ненадежности зажигательного устройства пусковой автоматики;
- 2) низкого качества пусковых или рабочих компонентов топлива, вследствие чего они вначале неудовлетворительно горят;

3) неправильной эксплуатации материальной части двигателя (отклонения от заданных режимов запуска и остановки, невыполнение инструкций по запуску и т. п.);

4) неустойчивости режима работы, вызванной неудовлетворительным действием органов регулирования тяги; по вине этих органов двигатель может развивать неполную тягу, что при старте может привести к взрыву двигателя.

Взрыв двигателя очень опасен, так как иногда вызывает значительные разрушения, особенно когда он передается компонентам топлива, находящимся в баках.

Взрывы и аварии, происходящие иногда в двигателях при нормальном режиме работы и остановке, могут вызываться теми же причинами, что и отказы в работе при запуске, а также неудовлетворительной работой системы охлаждения, неправильной эксплуатацией, недостаточной конструктивной прочностью его отдельных элементов, неудовлетворительной системой топливоподачи, ненормальным процессом сгорания и др.¹

Взрыв двигателя при запуске можно предупредить предъявлением более жестких требований к системе зажигания, уменьшением пускового расхода топлива в камеру и т. д. Надежность запуска двигателя в большой мере зависит от системы запуска.

Взрывоопасность ЖРД непосредственно вытекает из условий их работы. Наибольшая опасность взрыва двигателя может иметь место при его запуске. Ненормальности в работе систем зажигания и пуска, приводящие к задержке воспламенения компонентов топлива, впрыскиваемых в камеру сгорания, неизбежно приводят к взрыву. Когда эта задержка воспламенения незначительна, могут быть хлопки большей или меньшей силы. При значительном периоде задержки воспламенения смеси или большом пусковом расходе топлива, или ненадежной системе зажигания двигателя может произойти взрыв смеси, способный разрушить двигатель и боевой аппарат. Задержка воспламенения может быть вызвана тем, что начальное испарение и перемешивание горючей смеси в холодной камере сгорания двигателя протекают значительно хуже, чем при нормальном тепловом режиме камеры, и в ряде мест последней образуется большое число зон чрезмерно бедной или богатой горючим топливной смеси.

При запуске ЖРД, работающих на высококипящих компонентах топлива, возникают более благоприятные условия для образования взрывчатой горючей смеси при самой малой задержке воспламенения. В случае низкокипящих окислителей, особенно сжиженных газов, эта возможность меньше, так как первые порции такого окислителя легко испаряются.

Для удовлетворительного зажигания компонентов топлива с допустимой задержкой воспламенения необходимо, чтобы смесеобра-

¹ Jet Propulsion, v. 6, No 6, 1957.

зование первых порций компонентов, подаваемых в камеру сгорания, было высококачественным.

Род топлива, его способность воспламеняться играют существенную роль. Чем легче воспламеняется топливо, чем ниже его температура самовоспламенения, тем мягче запускается двигатель. Поэтому добавка некоторых веществ к окислителю и горючему активизирует их воспламенение.

Взрывчатая и весьма склонная к детонации смесь из горючего и окислителя, скопившаяся в камере сгорания за время задержки воспламенения, при воспламенении способна произвести огромные разрушения. Именно поэтому при пуске двигателей происходит подавляющее большинство взрывов двигателей. Однако при остановках двигателя иногда также имеют место разрушительные взрывы вследствие несовершенства конструкции двигателя, например системы смесеобразования, автоматики, или других причин.

Запуск двигателя в значительной мере зависит от давления подачи компонентов топлива, гидравлического удара в системе атмосферного давления и других факторов. Чем больше тяга двигателя, тем труднее условия его безопасного запуска и надежной работы, ибо в этом случае приходится иметь дело с большими расходами топлива, высокими температурами и давлениями в системе с большими объемами напряженной конструкции. Поэтому в ЖРД большой тяги должна еще больше возрасти роль автоматики в управлении всеми процессами запуска, регулирования работы и остановки двигателя. Высокоразвитая автоматика должна иметь надежную, где требуется, двойную блокировку и детально контролировать все элементы процесса запуска.

Особенно велики трудности при разработке двигателей, работающих на унитарном топливе, содержащем в себе окислитель и горючее, либо двигателей с отдельной подачей горючего и окислителя, если эти компоненты топлива при контакте между собой взрываются. В этом случае взрыв в камере сгорания может вызвать взрыв топлива в баках и системе питания.

Компоненты топлива, взрывчатые сами по себе, можно допускать лишь в том случае, если для инициирования взрыва этих компонентов требуется специальный особо мощный возбудитель, не встречающийся в практике употребления этих компонентов. Как правило, нестойкие унитарные компоненты не должны употребляться, так как даже на хорошо отработанном двигателе при их применении не исключается возможность появления неравномерных хлопков, взрывов, особенно при неправильном запуске двигателя.

В этих случаях топливные баки и двигатель по конструктивным соображениям приходится обычно располагать в непосредственной близости, что заставляет предъявлять к компонентам топлива особенно жесткие требования в отношении их стойкости. Именно соображения о химической стойкости вынуждают хранить компоненты топлива в отдельных баках.

В настоящее время уже освоено управление процессом сгорания топлива в двигателе, так что случаи взрыва доведенной конструкции, после того как двигатель заработал и вышел на режим, очень редки. На установившемся режиме работы двигатель может взорваться в результате нарушения герметичности агрегатов и коммуникаций или поломок вследствие недоброкачественного изготовления или монтажа и других причин (вибраций, недостаточной прочности отдельных элементов).

Двигатель должен быть выполнен так, чтобы в момент его запуска были исключены гидравлические удары и пульсации в системе питания.

Повышение надежности в работе ЖРД возможно путем дублирования, заключающегося в создании некоторых дополнительных агрегатов и систем, заменяющих основные агрегаты, и системы автоматики двигателя в случае их отказа в работе. Этот принцип целесообразен только в случае, когда увеличение веса двигателя, связанное с дублированием, компенсируется существенным повышением надежности его работы.

§ 2. Запуск и остановка ЖРД

Запуск и остановка двигателя являются наиболее сложными стадиями его работы. Поэтому при проектировании ЖРД большое внимание должно быть уделено вопросам его надежного запуска и остановки. Запуск двигателя обычно производят с пульта при общей готовности боевого аппарата к полету.

Основное требование к запуску и остановке двигателя заключается в том, чтобы обеспечить надежный и плавный выход двигателя на основной режим работы и безотказную остановку его. Кроме того, запуск не должен перегружать камеру и должен занимать минимальное время.

В настоящее время существуют самовоспламеняющиеся топлива, дающие высокую эффективность (удельную тягу), но запуск двигателя на этих топливах по «пушечной» схеме дает высокие перегрузки камеры сгорания (см. фиг. 11.1). Продолжительность процесса запуска зависит главным образом от времени срабатывания автоматики и быстроты создания необходимого давления подачи компонентов топлива. Время от момента выхода жидкости из форсунок до достижения полного давления в камере сгорания равняется 0,05—0,1 сек., что составляет лишь часть общего времени (1—2 сек.), обычно отводимого на запуск.

Для надежного запуска ЖРД необходимо выполнить следующие условия.

1. При запуске двигателя в камере сгорания не должно скапливаться большое количество одного или обоих компонентов топлива.

Особенно опасно скопление в камере сгорания обоих компонентов, так как смеси горючего и окислителя, применяемые в ЖРД, являются взрывчатыми. Если к началу воспламенения в камере сгорания скопится большое количество горючей смеси, то при пуске двигателя давление газов повысится внезапно до весьма большой величины, т. е. произойдет хлопок чрезмерной силы, который может привести к разрушению камеры.

Для предупреждения этого пусковая система двигателя должна обеспечить воспламенение компонентов топлива не более чем через 0,03 сек. после поступления их в камеру сгорания.

Чтобы скопление горючей смеси в камере сгорания в момент запуска не было большим, в двигателях больших тяг пусковой расход компонентов топлива приходится принимать значительно меньше основного расхода, т. е. вводить ступенчатую подачу компонентов топлива в камеру сгорания с выходом на следующую ступень после того, когда двигатель нормально вышел на первую ступень работы. В двигателе А-4 предварительная ступень тяги равна 8 т.

Ступенчатым называется запуск двигателя с предварительным воспламенением небольшого расхода топлива и с последующим переходом на полный расход.

Величина пускового расхода топлива в каждом конкретном случае определяется периодом задержки воспламенения компонентов топлива и характером нарастания давления в камере сгорания. Достаточно устойчивую работу двигателя (без значительных колебаний и хлопков) практически можно получить, если первоначальный расход горючей смеси составляет не менее 20—30% от общего расхода его в камеру сгорания. В некоторых случаях этот расход может быть и ниже указанного, что определяется типом системы запуска.

Плавное нарастание давления в камере сгорания при запуске двигателя также можно получить, постепенно изменяя состав топлива, как при пушечной схеме запуска.

2. При запуске двигателя должен строго соблюдаться порядок поступления компонентов топлива в камеру сгорания. Желательно, чтобы компоненты топлива поступали в камеру сгорания одновременно, но так как практически осуществить это невозможно из-за несовершенства синхронизации пусковой автоматики двигателя, то обычно допускается опережение подачи в камеру сгорания одного из компонентов топлива на доли секунды.

Очередность поступления компонентов топлива в камеру сгорания у разных двигателей может быть различной и зависит от системы зажигания при запуске, способа смесеобразования и рода самих компонентов топлива.

Последовательность поступления компонентов топлива в камеру, необходимая для нормального запуска двигателя, может быть

задана прорывом мембран, иногда устанавливаемых в разъемах грубопроводов и отделяющих блок питания от камеры, или соответствующим открытием заменяющих их отсечных клапанов.

3. *Пусковые компоненты топлива должны заменяться рабочими при высоком тепловом потенциале в камере сгорания*, определяемом давлением и температурой газа в ней, т. е. наличием в камере мощного пускового горящего факела, достаточного для воспламенения возрастающего расхода горючей смеси. Этот тепловой потенциал камеры сгорания определяется расходом пусковых или рабочих компонентов топлива и их подготовкой к сгоранию.

Кроме того, замена пусковых компонентов топлива основными должна быть непрерывной и равной, так как даже небольшой перерыв в подаче с большой задержкой воспламенения может привести к срыву процесса сгорания и к последующему взрыву накопившейся горючей смеси.

В азотнокислотных ЖРД зажигать основные компоненты топлива при запуске можно применением только одного пускового самовоспламеняющегося с окислителем горючего (смеси триэтиламина с ксилидином, тонки-250 или др.)¹. Это пусковое горючее обычно помещают в основной магистрали горючего, в особом бачке в виде трубопровода относительно большого диаметра¹. Входной и выходной каналы этого бачка закрывают рвущимися мембранами, чтобы избежать растекания пускового горючего по магистрали.

После того, когда запорный клапан откроет выход сжатому воздуху из баллона через редуктор в баки горючего и окислителя, последние под давлением в магистралях прорывают мембраны и поступают в камеру сгорания. При этом пусковое горючее поступает в камеру сгорания двигателя первым под напором основного горючего, например керосина. Благодаря этому обеспечивается практически почти мгновенное самовоспламенение в камере пускового горючего с окислителем, а следовательно, и основного горючего, поступившего в камеру вслед за пусковым.

Система пуска двигателя в целом (системы зажигания и подачи топлива) должна быть безотказной в работе; на случай же отказа должна быть предусмотрена система автоматического пооперационного контроля и блокировки, исключающая возможность повторного запуска до устранения дефекта, вызвавшего отказ.

Необходимо, чтобы перед каждым пуском из камеры сгорания были удалены остатки топлива после предыдущего пуска или попытки пуска. Даже в случае вертикального положения камеры сгорания внутренние полости ее должны продуваться.

¹ Вопросы ракетной техники, вып. 1, ИЛ, 1957.

В случае многократно используемых двигателей ресурс их систем запуска и регулирования должен быть увеличен соответственно потребному сроку службы.

Осуществляя запуск ЖРД больших тяг только у земли, мы тем самым упрощаем конструкцию двигателя и уменьшаем его вес, так как органы зажигания и механизмы раскрутки турбины для запуска двигателя (стартеры) могут быть конструктивно отделены от двигателя и входить в комплект наземного оборудования стартовой площадки.

Стартеры необходимы в тех случаях, когда турбины питаются насосами, приводимыми самой турбиной. В этом случае запуск и система регулирования оказываются много сложнее. Однако автономная система пуска и управления двигателя сжатым воздухом неприменима для мощных двигателей, расходующих большие количества топлива, ввиду ее тяжеловесности и громоздкости. Поэтому для двигателей с тягой свыше 50 т, очевидно, должна быть принята более совершенная схема самообслуживания турбины, не требующая расхода воздуха.

Так как заданная тяга ЖРД может меняться ступенями, то особое требование к системе управления двигателя в этом случае заключается в том, чтобы она обеспечивала строго определенный закон изменения тяги и выключение двигателя тогда, когда это требуется по условиям полета снаряда.

4. Процессы запуска и остановки двигателя должны быть полностью автоматизированы, эксплуатировать его может только высококвалифицированный персонал.

В зависимости от условий эксплуатации и конструкции ЖРД двигатель останавливается либо после закрытия отсечных клапанов подачи компонентов топлива, либо после полного израсходования топлива из баков. В некоторых случаях производится ступенчатая остановка двигателя, т. е. двигатель сначала переводится на меньшую тягу и только после этого он выключается полностью.

При остановке двигателя, так же как и при запуске, нельзя допускать скопления компонентов топлива в камере сгорания. Скопление компонентов топлива в камере сгорания после остановки двигателя возможно вследствие медленного подтекания их в виде остатков из различных полостей трубопроводов и отсечных клапанов, а также из-за неплотного закрытия последних. Скопившееся в горячей камере сгорания топливо может внезапно воспламениться и дать хлопок большой силы, нередко приводящий к взрыву двигателя. Для уменьшения скопления компонентов топлива необходимо ставить отсечные клапаны возможно ближе к форсункам. Кроме того, конструкция этих клапанов должна гарантировать полную отсечку подачи компонента.

Для надежной остановки двигателя, т. е. избежания скопления компонентов топлива в горячей камере сгорания и взрыва их после остановки двигателя, камеру продувают воздухом или азотом.

При стендовых испытаниях после остановки камеру продувают обычно воздухом из дополнительных магистралей, имеющих на стенде. Продувка двигателей может также производиться одним из компонентов топлива или в случае вытеснительной системы топливоподачи — газом, вытесняющим компоненты топлива из баков в камеру сгорания.

Давление воздуха для продувки должно превышать рабочее давление компонентов топлива в коммуникациях на 0,5—1,0 атм.

Высокое качество горючей смеси, совершенная конструкция двигателей и технически грамотная эксплуатация их исключают случаи взрывов ЖРД и дают возможность работать на них с высокой степенью надежности.

Случаи взрыва двигателей из-за их недостаточной прочности или неудовлетворительного охлаждения обычно носят эпизодический характер и объясняются либо недоброкачественным выполнением сварных швов оболочек камеры сгорания и сопла, либо отступлениями от технических условий на их изготовление.

В трубопроводах должен быть предусмотрен дренаж как для освобождения от компонентов топлива, так и для удаления из них воздушных пробок. Они должны иметь высокую прочность и эластичность при отсутствии участков с резким изменением направления движения жидкости, способных вызвать гидравлические удары в системе и разрывы.

§ 3. Пушечный запуск ЖРД на самовоспламеняющихся компонентах топлива ¹

Для вывода азотнокислотных ЖРД зенитных снарядов на рабочий режим иногда применяется так называемый «пушечный» запуск двигателя (подобно немецкому снаряду «Тайфун»).

При таком запуске двигателя в топливных баках вначале создается давление, равное или близкое к рабочему давлению подачи. После этого разрываются мембраны или быстро открываются отсечные клапаны, преграждающие доступ компонентов топлива в камеру сгорания до запуска двигателя.

Под действием давления компоненты топлива устремляются из баков в порожние участки трубопроводов и в полости головки камеры двигателя. Один из компонентов проходит также через охлаждающий тракт камеры. При этом жидкости движутся в коммуникациях системы с колеблющимися скоростями вследствие местных сопротивлений и столкновения на пути с воздухом и газом, образующимися при сгорании пиропатронов, прорывающих мембраны. Средние скорости течения жидкостей меняются по времени в зависимости от конструкции коммуникаций двигателя и расположения

¹ Вопросы ракетной техники, 1957, № 1, ИЛ, Экспресс-информация АН СССР, вып. 18 РТ-53, 1957.

в них местных сопротивлений. Наибольшее гидравлическое сопротивление создают форсунки камеры сгорания.

Компоненты топлива поступают в камеру сгорания не из всех форсунок одновременно; один из компонентов обычно входит в головку первым. При этом коэффициент состава топлива меняется в зависимости от опережения подачи окислителя или горючего от бесконечности до заданной величины.

Отсутствие избыточного давления внутри камеры сгорания во время запуска двигателя и возникающий при этом значительный гидравлический удар перед форсунками приводят к тому, что к началу запуска через форсунки в камеру сгорания поступит чрезмерно большое количество топлива. За время задержки воспламенения компонентов в камере сгорания скопится большое количество горючей смеси (при $p_k=30$ ата расход топлива в камеру двигателя может достигать примерно 250% от номинального значения, при котором перепад давления в форсунках равен ~ 7 ата).

Взаимодействие между двумя самовоспламеняющимися компонентами топлива в период запуска двигателя условно можно разделить на три стадии.

Первая стадия протекает в жидкой фазе и в основном на границе раздела жидкостей (поверхности контакта), в результате чего выделяются промежуточные продукты в виде непрозрачного облака, содержащего как парообразные, так и капельно-жидкие и твердые вещества — «парогаз». В парогазе протекает вторая стадия процесса, оканчивающаяся появлением одного или нескольких очагов воспламенения.

Третья стадия процесса характеризуется распространением пламени по всему парогазу с образованием конечных продуктов реакции. При этой стадии резко повышаются давление в камере сгорания и расход газа через сопло камеры и снижается расход топлива через форсунки.

При определенных условиях пусковое давление образовавшихся газов в камере сгорания более чем в 2 раза может превысить номинальное давление, соответствующее установившемуся номинальному режиму работы двигателя. Через короткое время следует спад давления в камере сгорания, затем новое нарастание расхода через форсунки и т. д.

Если двигатель в работе устойчив, то после первого «пика» давления в камере сгорания наблюдаются один-четыре периода резких колебаний, которые затем быстро затухают.

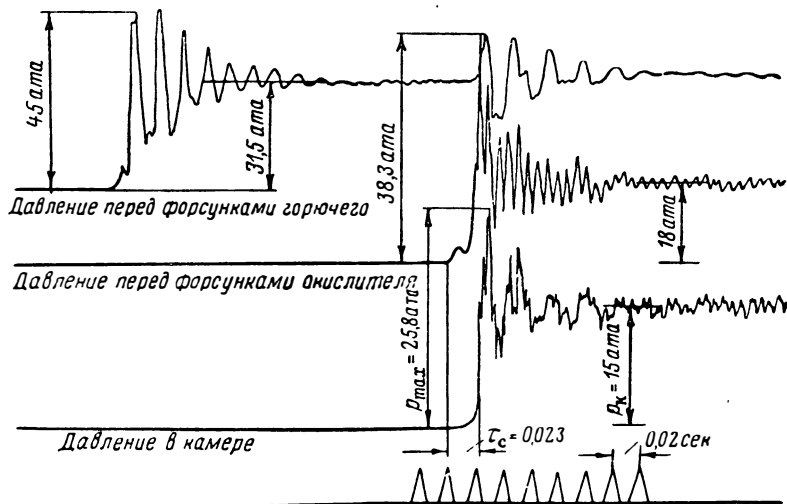
Процессы «пушечного» запуска двигателя весьма сложны и поэтому пока не поддаются расчетам.

При запуске ЖРД весьма важное значение имеет быстрота выгорания смеси парогаза и капель после того, как период задержки самовоспламенения истек. Можно считать, что в нем участвует не вся масса парогаза, жидкие частицы (капли) еще не прогреты и испаряются слабо. В середине процесса выгорание идет наиболее

интенсивно, включая в себя испарение основной части массы капель и газа. Наконец, заключительная стадия воспламенения должна характеризоваться сравнительно слабым догоранием.

Следовательно, «пушечный» запуск ЖРД на самовоспламеняющихся компонентах топлива обычно сопровождается (фиг. 12.1):

1) значительным гидравлическим ударом перед форсунками с затухающими колебаниями давления, в результате которого в камеру сгорания поступает чрезмерно большое количество топлива (в этот момент давление в камере сгорания не превышает 1 ата);



Фиг. 12.1. Изменение давления при запуске ЖРД.

2) резким повышением давления в камере сгорания вследствие внезапного воспламенения и сгорания скопившейся в ней за время задержки самовоспламенения горючей смеси, в результате чего временно задерживается нормальное поступление в камеру сгорания новых порций топлива и иногда может разрушиться двигатель.

Главной целью при проектировании системы топливоподачи ЖРД является стремление:

1) минимально сократить продолжительность запуска двигателя;

2) избежать чрезмерной пусковой перегрузки камеры сгорания силами давления образующихся в ней газов в момент запуска двигателя.

Продолжительность запуска зависит главным образом от времени срабатывания автоматики и быстроты создания необходимого давления подачи компонентов в камеру сгорания. Время от момен-

та выхода компонентов из форсунок до достижения полного давления в камере сгорания двигателя практически равно 0,05—0,1 сек., что составляет лишь часть общего времени (1—2 сек.), обычно отводимого на запуск двигателя по «пушечной» схеме.

Под пусковой перегрузкой камеры сгорания принято подразумевать отношение максимального давления в камере сгорания в момент запуска двигателя $p_{\text{пуск}}$ к давлению в камере сгорания во время нормальной его работы $p_{\text{н}}$, т. е.

$$n_{\text{пер}} = \frac{p_{\text{пуск}}}{p_{\text{н}}} . \quad (12.1)$$

При «пушечном» запуске двигателя избежать значительной перегрузки камеры сгорания удастся только при некоторых пусковых топливах. Наиболее приемлемым топливом для этой цели является, например, ксилидин или горючее тонка-250 и меланж (смесь азотной и серной кислот) в качестве окислителя (этот окислитель представляет собой 40 или 50%-ный раствор олеума H_2SO_4 в азотной кислоте). Эти топлива малоэффективны для основного режима работы двигателя из-за низкой их теплотворности.

В настоящее время существуют и другие самовоспламеняющиеся компоненты топлива, обеспечивающие относительно большую удельную тягу, но запуск двигателя на этих топливах по «пушечной» схеме дает высокие перегрузки камеры сгорания.

На пусковую перегрузку камеры сгорания ЖРД влияют в основном следующие факторы.

1. *Задержка самовоспламенения топливной смеси $\tau_{\text{зая}}$* , которая представляет собой промежуток времени от момента соприкосновения горючего с окислителем в камере сгорания до возникновения избыточного давления в ней.

Величина этой задержки определяет возможность и техническое оформление запуска ЖРД на данном топливе, а также в значительной степени обуславливает дальнейший процесс горения топливной смеси в камере сгорания. Чем меньше $\tau_{\text{с}}$ компонентов топлива, тем меньше скопится топлива в камере сгорания в момент запуска и тем меньше будет ее перегрузка.

2. *Весовое накопление топлива в камере сгорания за время запуска двигателя*

$$G_{\text{пуск}} = G_{\text{норм}} \phi \tau \text{ кг/сек},$$

где $G_{\text{пуск}}$ — фактически поданное количество топлива в камеру сгорания в момент запуска в кг;

$G_{\text{норм}}$ — количество топлива, которое было бы нормально подано в камеру сгорания при отсутствии гидравлического удара перед форсунками;

$\psi \approx G_{\text{пуск}}/G_{\text{норм}}$ — коэффициент, характеризующий гидравлический удар в полости перед форсунками, а также характер открытия отсечных клапанов или мембран при условии, что горючее и окислитель поступают в камеру сгорания одновременно, причем величины их расхода определяются давлением подачи в топливных баках.

Величина первого максимума давления жидкостей перед форсунками в результате гидроудара оказывает существенное влияние на коэффициент ψ . Смягчение тем или иным путем гидравлического удара может ослабить пусковую перегрузку камеры сгорания. Значительное пенообразование жидкости на пути от баков к форсункам при встрече с воздухом и газом сгоревших пиропатронов разрывных мембран несколько снижает гидроудар у головки камеры.

3. *Качество распыла компонентов топлива*, так как грубое смешение увеличивает время сгорания образовавшейся горючей смеси при запуске $\tau_{\text{гр}}$ и тем уменьшает перегрузку камеры сгорания двигателя.

Однако этот путь снижения $n_{\text{пер}}$ практически неприемлем, ибо смесеобразование в ЖРД выполняется по принципу получения прежде всего высокой экономичности и устойчивости работы двигателя, для чего требуются хорошие распыл топлива и смешение компонентов. Поэтому маловероятно, что какие-либо рекомендации по снижению $n_{\text{пер}}$ за счет ухудшения смесеобразования могут найти практическое применение, если они будут противоречить требованиям экономичности и устойчивости рабочего процесса в камере сгорания двигателя.

4. *Теплотворность топлива*, характеризуемая свойствами его компонентов и коэффициентом состава χ .

Известно, что тепловой баланс существенно влияет на скорость сгорания горючей смеси в камере сгорания в момент запуска двигателя. Тепловой баланс топливной смеси определяется в значительной мере ее теплотворностью, концентрацией продуктов реакции и потерями тепла в камере сгорания в момент запуска двигателя. Чем ниже теплотворность пусковой топливной смеси, тем меньше может быть давление в камере сгорания в момент запуска.

5. *Внешние условия работы двигателя*, т. е. давление и температура окружающей среды, так как от них частично зависит задержка воспламенения топливной смеси при запуске, а следовательно, и пусковая перегрузка камеры сгорания. Понижение температуры атмосферного воздуха уменьшает химическую активность топливной смеси и увеличивает задержку самовоспламенения. Понижение атмосферного давления усиливает гидроудар перед форсунками вследствие уменьшения противодействия потоку жидкостей на пути от баков в камере сгорания. Это приводит к увеличению $\psi_{\text{узк}}$ и $n_{\text{пер}}$. Таким образом, суммарное действие понижения давления и темпера-

туры атмосферного воздуха (высотные условия) ухудшает условия запуска ЖРД.

6. Давление подачи компонентов топлива в камеру сгорания p_b , величина свободных объемов перед головкой камеры сгорания, ее приведенная длина $l_{пр}$ и другие факторы.

Исследование факторов, влияющих на характер нарастания давления в камере сгорания, представляет большое практическое значение.

Закон выгорания горючей смеси при запуске двигателя теоретически можно принять близким к синусоидальному, при котором выгорание в момент конца задержки воспламенения равно нулю, а в конце процесса реакции — единице.

Сейчас вполне очевидна целесообразность чисто конструктивных мероприятий, направленных на снижение ψ и, следовательно, $n_{пер}$. Например, снизить коэффициент ψ можно простым конструктивным разделением головки камеры двигателя на несколько секций с таким расчетом, чтобы они вступали в работу постепенно. Кратковременно (на период пуска) затормозить жидкость можно и другими средствами. Так, например, в одном из выполненных азотнокислотных двигателей для зенитного снаряда¹ подача компонентов топлива в камеру в момент запуска двигателя регулируется специальными пусковыми гидромеханическими клапанами. В каждом из этих клапанов перемещение небольшого поршня рассчитано так, что он открывает в течение секунды проходное сечение для компонента топлива, подаваемого в камеру сгорания, от нулевого до полного расхода.

При такой системе постепенной подачи компонентов топлива в камеру сгорания обеспечивается легкий и быстрый выход двигателя на режим, а максимальная тяга развивается через 0,6 сек. после включения его в работу.

Итак, надежность запуска ЖРД определяется применяемой системой запуска. Надежность работы и остановки ЖРД определяется рядом других факторов. Надежность остановки в стеновых условиях может быть хорошо проверена только при том способе остановки, который применен в реальном двигателе снаряда.

Основными факторами, влияющими на устойчивость стационарного процесса ЖРД, являются процесс преобразования топлива в газообразные продукты и характеристики гидравлической системы двигателя и камеры сгорания.

§ 4. Ресурс работы двигателя

Под ресурсом работы ЖРД подразумевается гарантированный заводом-изготовителем срок надежной работы двигателя на номинальном режиме.

¹ Экспресс-информация АН СССР, вып. 44 РТ-132, 1957.

Ресурс работы двигателя обуславливается рядом различных факторов, главными из которых являются:

1. *Вид применяемого топлива*; физико-химические свойства его и высокая температура сгорания в большей или меньшей мере агрессивно действуют на конструкционные материалы двигателя, определяя их срок службы (в совокупности с другими факторами). Особенно агрессивны к большинству конструкционных материалов такие окислители, как азотная кислота, фтор и их производные. Фтор и его производные к тому же сгорают при сравнительно высоких температурах.

2. *Способ распыла компонентов топлива*; качество смесеобразования в камере сгорания влияет на характер теплообмена, термические и вибрационные нагрузки двигателя, а следовательно, на ресурс его работы.

3. *Давление в камере сгорания*; при увеличении давления повышается температура продуктов сгорания данного топлива, что способствует химической и механической агрессивности этих продуктов к конструкционным материалам двигателя (ускоряется вымывание потоком газов материала внутренней оболочки камеры).

4. *Режим работы двигателя*; при снижении расхода топлива в камеру сгорания для регулирования тяги ухудшаются условия охлаждения камеры сгорания и сопла, что при определенных условиях может вызвать пульсационное сгорание топлива, перегрев и прогар внутренней оболочки камеры. Поэтому изменять режим работы двигателя практически следует в строго определенных пределах, установленных заводом-изготовителем.

5. *Конструкция камеры двигателя*; в хорошо отработанной конструкции статические, термические и вибрационные нагрузки могут быть сведены до минимума, что увеличит ресурс работы двигателя.

6. *Качество изготовления двигателя*; в случае производственных дефектов (недоброкачественного изготовления или монтажа его отдельных элементов) возможны чрезмерный перегрев внутренней оболочки камеры, отказ в работе автоматики и другие последствия, которые могут уменьшить установленный ресурс работы двигателя и даже вызвать его взрыв.

Реальность осуществления двигателя с повышенной удельной тягой и значительным ресурсом работы во многом зависит от того, насколько удачна будет система охлаждения камеры.

Ресурс работы охлаждаемых ЖРД невелик и обычно измеряется минутами, десятками минут и самое большее часами.

По условиям одноразового применения снарядов требования к ресурсу работы двигателя оказываются весьма ограниченными. При этом ресурс двигателя должен быть равен потребному времени работы его на активном участке траектории полета снаряда. Хотя это весьма облегчает достижение потребного ресурса, однако не нужно забывать, что теплоемкость горячих частей двигателя и интенсивность тепловых потоков в нем таковы, что тепловой режим

устанавливается в двигателе уже примерно через 10—15 сек. после запуска, а в двигателях с тонкой оболочкой камеры — еще быстрее. Поэтому двигатель с недостаточно интенсивным охлаждением сгорит через 15—20 сек. после запуска, т. е. раньше любого самого короткого ресурса.

Требования к ресурсу ЖРД, устанавливаемых на самолеты (крылатые снаряды), предназначенные для повторных запусков, намного возрастают. Ресурс таких двигателей должен измеряться часами.

Ресурс работы неохлаждаемых двигателей в значительной мере зависит от применяемого топлива и условий его сгорания и может достигать 10—15 сек. при температуре в камере сгорания около 3000° К.

ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ДОВОДОЧНЫХ ИСПЫТАНИЙ ЖРД

Проектирование и расчет являются весьма важным этапом в создании новой конструкции ЖРД. Основные проблемы, которые необходимо решать при этом, состоят в преодолении физических препятствий, задерживающих развитие ЖРД (работа двигателя при высоких температурах, борьба с неустойчивостью его работы, защита огневой оболочки камеры от перегрева, освоение новых топлив, использование атомной энергии).

В настоящей главе приведены краткие сведения об этапах проектирования ЖРД в целом и основных видах его доводочных стендовых испытаний, а также об испытательных станциях и применяемых при испытаниях приборах и измерительной аппаратуре.

§ 1. Этапы проектирования ЖРД

Проектирование и расчет ЖРД обычно производят на основе конкретных технических условий (ТУ), в которых определены назначение и программа работы двигателя, его номинальная, максимальная и минимальная тяги, вид применяемого топлива, требования к экономичности, удельному весу, стойкости при длительном хранении и др.

Весьма важным при проектировании ЖРД является выбор компонентов топлива, основных рабочих параметров, типа и принципиальной схемы двигателя, конструкционных материалов и компоновка элементов двигателя.

Тип и конструкция двигателя, его характеристики и вид используемого в нем топлива в основном обуславливают конструкцию, габаритные размеры, вес и летные характеристики летательного аппарата. Поэтому весьма важно спроектировать для аппарата заданного назначения такой двигатель, который был бы надежным, экономичным в работе и при прочих равных условиях обеспечивал аппарату наилучшие характеристики.

Спроектировать двигатель заданного назначения — это значит:

1) целесообразно выбрать для разработки и обосновать конструктивную схему двигателя и необходимые для него конструкционные материалы;

2) установить для будущего двигателя оптимальные рабочие и конструктивные параметры;

3) правильно произвести необходимые расчеты геометрических и эксплуатационных характеристик;

4) установить конструктивные схемы отдельных элементов двигателя, рассчитать их на прочность, произвести необходимую компоновку и решить ряд других вопросов, связанных с его конструктивным оформлением.

Единого метода выбора типа двигателя не существует. В каждом отдельном случае могут быть те или иные главные факторы, определяющие преимущества того или иного варианта двигателя. Задача конструктора заключается в том, чтобы правильно оценить все эти факторы, проанализировать влияние их на тот или иной вариант двигателя и на основе этого анализа выбрать такую схему, которая имела бы преимущества по основным данным перед другими вариантами.

Рациональный выбор конструктивной схемы двигателя и его автоматики необходимо производить на основе имеющихся теоретических и экспериментальных материалов и данных статистики, с учетом того, какие схемы и элементы конструкции двигателя и при каких рабочих параметрах могут обеспечить высокую удельную тягу, надежность его работы и наилучшие весовые и летные характеристики аппарата. Для аппаратов различного назначения необходимо применять вполне определенные в каждом конкретном случае наиболее рациональные схемы двигателей и типы приборов для них, так как с изменением назначения аппарата изменяются и требования к двигателю.

При выборе схемы двигателя одним из основных критериев является технологичность конструкции, так как лучшей будет та, которую можно строить массово при наименьших производственных затратах.

Конструкция двигателя должна иметь наименьшее число деталей. Там, где это возможно, необходимо использовать полностью доведенные и проверенные в эксплуатации детали.

Дублирование систем и деталей для повышения надежности работы двигателя должно выполняться с учетом тех недостатков, которые оно вносит (например увеличение веса и габаритов).

Выбор материалов зависит от требований, предъявляемых к ним, от типа конструкции двигателя, назначения отдельных агрегатов, их деталей и условий работы. Номенклатуру материалов желательно свести к минимуму, особенно для деталей, изготовленных из дефицитного сырья. Необходимо стремиться к использованию более дешевых, недефицитных материалов, позволяющих применить более дешевые массовые методы обработки.

Вес и прочность элементов конструкции тесно связаны между собой, и поэтому при сравнении материалов по характеристикам нужно учитывать одновременно оба эти фактора. Для облегчения такого сравнения введено понятие о коэффициенте удельной прочности материала, под которым подразумевается отношение прочностной характеристики материала к его удельному весу. В зависимости от характера нагрузки и деформации детали этот коэффициент меняется.

При изготовлении ЖРД применяют легированные, углеродистые стали и легкие сплавы.

Излишний вес двигателя может быть вызван применением несоответствующих материалов, неполным использованием прочностных качеств материала и нецелесообразной конструкцией отдельных его элементов.

Значительного улучшения ЖРД нельзя достигнуть только внедрением различных технологических мероприятий без отработки конструкции двигателя в целом. Под конструктивной отработкой двигателя понимают такое его конструктивное оформление, которое при минимальных размерах и весе двигателя, а также затратах на материалы обеспечивает выполнение им заданных функций в течение установленного срока службы.

Конструкция двигателя и ее технологичность должны иметь подробное экономическое обоснование на основе анализа технико-экономических показателей (по производительности, стоимости, использованию основных фондов и другим факторам).

Поскольку для массового производства двигателей необходимы материалы, оборудование, рабочая сила, время, то при проектировании нового образца двигателя конструктор, кроме ТУ, всегда обязан учитывать производственно-экономические требования.

Основными производственно-экономическими требованиями, предъявляемыми к проектируемому двигателю, являются:

- 1) использование отечественного сырья;
- 2) недефицитность и дешевизна исходных материалов;
- 3) простота конструкции и технологичность ее деталей;
- 4) унификация и нормализация конструктивных элементов (деталей, узлов);
- 5) дешевизна продукции в целом.

Стоимость готовой продукции обычно определяют с учетом стоимости материалов, рабочей силы, оборудования, накладных и других расходов, связанных с данным производством. Расценки и нормы расходов по статьям устанавливаются соответствующими и ведомственными нормативами.

Можно рекомендовать следующий примерный порядок проектирования и разработки двигателя.

1. Эскизный проект двигателя:

а) выбор наиболее простого варианта принципиальной схемы и основных рабочих и конструктивных параметров двигателя;

- б) установление по возможности технологической базы, которая должна быть положена в основу проектируемого двигателя;
- в) унификация узлов и основных деталей как в пределах проектируемого изделия, так и изделий, находящихся в производстве;
- г) разбивка изделия на самостоятельные сборочные единицы;
- д) обеспечение технологичности командных деталей;
- е) выбор рациональных заготовок для командных деталей.

Эскизный проект ЖРД представляет собой первый этап работы по созданию двигателя, в результате которой выявляются главным образом его принципиальная схема, основные рабочие и конструктивные параметры. Заканчивается этот проект составлением расчетных графиков и чертежей общего вида двигателя в нескольких проекциях и компоновкой.

На этом этапе проектирования производится увязка взаимодействия всех элементов конструкции. В случае использования двигателя для управления полетом снаряда путем поворота камеры относительно ее оси с целью изменения вектора тяги нужно предусмотреть для этого соответствующие узлы и механизмы с учетом всех факторов, определяющих работу двигателя при указанном условии.

2. *Технический проект* двигателя, сущность которого заключается в определении конструкции изделия и его узлов и в определении конструктивной формы всех элементов двигателя.

На этом этапе работы решаются основные вопросы технологии заготовок, механической обработки, сварки и сборки, как то:

- а) выбор наиболее простой конструкции узлов и деталей;
- б) выбор баз сборки изделия;
- в) расчет важнейших размерных цепей;
- г) выполнение требований к технологии сборки;
- д) выполнение основных технологических требований в соответствии с обработкой и основными размерами заготовок.

3. *Рабочий проект* двигателя, в процессе которого дорабатываются вопросы технологичности конструкции каждой детали и всего изделия в целом. При этом особое внимание обращается на:

- а) выбор технологических баз деталей в соответствии с конструктивными базами и базами сборки;
- б) простановку размеров и назначение оптимальных допусков и пределов механических характеристик металлов;
- в) выбор наиболее дешевых и недефицитных материалов и их номенклатуры;
- г) соблюдение требований, предъявляемых к элементам конструктивных заготовок;
- д) соблюдение всех требований, предъявляемых к технологии элементов конструкции;
- е) максимальную унификацию элементов конструкции.

Выполняемые при проектировании ЖРД чертежи обычно делятся на следующие две группы:

проектные чертежи, отображающие общие виды двигателя и его основных элементов; такие чертежи дают общее представление об устройстве, принципе работы и размерах проектируемого изделия и содержат необходимые исходные данные для рабочих чертежей;

рабочие чертежи, содержащие все данные для разработки технологического процесса изготовления и контроля изделия.

Чистоту обработки для деталей указывают на чертежах согласно ГОСТ 2789—51. У всех размеров рабочего чертежа (диаметральных, линейных, угловых, а также у расстояний между осями или между осями и плоскостями) указываются допуски в соответствии с ГОСТ 3457—46.

Конструктор обязан заботиться не только о высоких эксплуатационных качествах будущего двигателя, но и о создании такой конструкции его, которая позволила бы использовать наиболее экономичные технологические процессы производства.

Конструкцию ЖРД можно совершенствовать на основании данных опыта их эксплуатации, производства и результатов специальных испытаний.

При конструировании ЖРД следует учитывать неодинаковые температурные расширения отдельных частей двигателя во время его работы, чтобы избежать снижения запаса прочности металла вследствие появления в нем излишних температурных напряжений.

Условия работы отдельных узлов двигателя не всегда позволяют сконструировать их так, чтобы удовлетворить в полной мере всем предъявляемым требованиям. Поэтому в процессе конструирования двигателя часто приходится принимать компромиссные решения.

Геометрические формы и размеры отдельных элементов и узлов двигателя в процессе его проектирования и конструирования необходимо проверять на прочность «прикидочными» расчетами, опираясь на основы теории обычных курсов сопротивления материалов и деталей машин.

Современные ЖРД одноразового и многоразового действия состоят из большого числа деталей, сложных и дорогих узлов и агрегатов. При производстве эти детали, узлы и агрегаты проходят большое число контрольных операций (внешний осмотр, обмер и т. п.) и испытаний. В контроль входит прежде всего проверка соответствия полученных размеров, а испытанием проверяют герметичность узлов, трубопроводов, элементов камеры и топливных баков.

Собранный двигатель с системой топливоподачи проходит пневмо- и гидроиспытания, а в целом подвергается функциональным испытаниям, на которых проверяют правильность работы его отдельных узлов, четкость работы автоматики, клапанов, подачу компонентов топлива и пр.

После полной и всесторонней проверки приступают к огневым стендовым испытаниям двигателя, проверяют соответствие наиболее важных параметров двигателя его расчетным данным. По этим испытаниям двигатель доводят до надежного рабочего состояния.

При конструировании двигателя и впоследствии во время его производства особое внимание должно быть уделено следующим основным требованиям:

1. Поверхности внутренней оболочки камеры двигателя должны быть чистыми, без выступов и углублений в местах сборки, механической обработки и т. п., чтобы избежать гидropотерь внутри камеры и в ее охлаждающем тракте, а также возможных местных перегревов оболочки, излишних термических напряжений и короблений.

2. Сварные швы оболочек камеры должны быть достаточно прочными и герметичными.

3. Горловина сопла и форсуночные отверстия должны иметь гладкую поверхность и строго определенные размеры, так как незначительное изменение этих размеров сильно изменяет характеристики работы двигателя.

4. Щель охлаждающего тракта по окружности должна быть одинаковой, так как незначительное изменение ее величины может привести к нарушению нормальных условий охлаждения камеры двигателя, к перегреву и прогару внутренней оболочки камеры.

5. Оси сопла камеры и форсуночных отверстий следует выполнять с жесткими допусками, чтобы избежать несоосного направления силы тяги и неудовлетворительного распыла компонентов топлива.

6. Приборы автоматики и управления работой двигателя должны иметь жесткие и точные допуски, так как неточность в изготовлении этих приборов может привести к значительному нарушению режима работы двигателя, а иногда и к аварии.

Точность изготовления двигателя следует устанавливать исходя из строго обоснованных технических требований, так как переход на повышенные классы точности резко увеличивает время и стоимость обработки. Однако повышение точности изготовления заготовок в некоторых случаях бывает выгодно, так как это может дать экономию на последующих производственных операциях.

Требования к конструированию и производству ЖРД и его отдельных приборов автоматики в каждом отдельном случае бывают весьма различными и обычно оговариваются специальными условиями.

Основными требованиями, предъявляемыми к компоновке элементов ЖРД любого назначения и конструкции, являются компактность, удобство его связи с боевым аппаратом, незначительное влияние на весовые и летные характеристики боевого аппарата, простота и дешевизна технологии монтажа.

Компоновка отдельных агрегатов проектируемого двигателя обуславливается:

- 1) назначением аппарата;
- 2) величиной тяги двигателя и продолжительностью его работы;
- 3) видом компонентов топлива и системой подачи их в камеру сгорания;
- 4) конструктивными, эксплуатационными и экономическими соображениями.

Эти факторы определяют конструктивные особенности двигателя, режим его работы, условия эксплуатации и, следовательно, потребное число агрегатов двигателя, их конструкцию и компоновку.

Дать общие рекомендации по компоновке отдельных агрегатов двигателя на аппарате даже одного и того же назначения невозможно, так как этот вопрос можно целесообразно решить только при условии одновременной компоновки данного аппарата, который почти в каждом отдельном случае характерен разнообразием своей конструкции. При решении этого вопроса нужно стремиться к тому, чтобы аппарат имел простую, дешевую и надежную в работе конструкцию, минимальные весовые и хорошие летные характеристики.

Известно, что развитие ЖРД идет в направлении увеличения абсолютных тяг, продолжительности работы и удельной тяги за счет улучшения рабочих процессов, применения новых высокоэффективных химических топлив и др.

В связи с тем, что разработка ЖРД в большинстве случаев связана с созданием новых образцов вооружения, точные данные о новейших типах двигателей для дальних и сверхдальних снарядов в настоящее время отсутствуют. В литературе имеются сообщения о том, что ВВС США ведутся работы над созданием однокамерного ЖРД с тягой 450 т и многокамерного ЖРД с тягой 700 т¹, в качестве топлив для двигателей изучаются аммиак-фтор, гидразин-фтор, водород-фтор, водород-озон и др.², созданы стенды для испытаний двигателей с тягой до 1000 т³, с диаметром камеры сгорания до 3,5 м и разрабатываются проекты снарядов с двигателями весьма больших тяг. В частности, в проекте трехступенчатого снаряда «Метеор Джуниор»⁴, предназначенного для полета на Луну, первая ступень имеет блочный двигатель из 17 камер с тягой по 59,2 т, вторая ступень — двигатель из шести камер с тягой по 20 т и третья ступень — двигатель из четырех камер с тягой по 2,25 т. Причем пять двигателей установлено на карданных валах с гидроприводами для управления полетом каждой ступени снаряда. В качестве окислителя для двигателя этого снаряда предусмотрен жидкий фтор.

¹ Экспресс-информация АН СССР, вып. 20, АДС-78, 1958.

² Экспресс-информация АН СССР, вып. 11, АДС-42, 1958.

³ Экспресс-информация АН СССР, вып. 7, РТ-13, 1958.

⁴ Экспресс-информация АН СССР, вып. 8, РТ-23, 1958.

При выборе типа и схемы двигателя прежде всего необходимо иметь в виду, что отработка однокамерного двигателя большой тяги чрезвычайно затруднена, требует много времени и связана с огромными денежными затратами. Применение же блочного двигателя в виде связки камер ранее разработанных конструкций однокамерных двигателей относительно меньших тяг экономически выгоднее.

Но однокамерный двигатель той же тяги конструктивно проще и имеет меньший габаритный диаметр. Однако в связи с тем, что надежность однокамерных ЖРД еще невысока, а в целях уменьшения веса конструкции приходится его проектировать и изготовлять с минимальными запасами прочности, то даже незначительное нарушение условий его запуска или небольшая неисправность в работе могут вызвать взрыв и аварию снаряда. При взрыве, кроме разрушения деталей, может нарушиться последовательность в выполнении некоторых операций, особенно зажигания топлива при запуске двигателя. На последующих ступенях многоступенчатого снаряда трудности зажигания топлива при запуске двигателя возрастают вследствие низких давлений и температур на больших высотах по сравнению с их значениями у земли, когда запускается двигатель первой ступени.

В этом отношении более надежен многокамерный (блочный) двигатель, так как выход из строя одной его камеры может и не вызвать аварию.

Основные трудности при дросселировании двигателей больших тяг связаны с нарушением в них нормального процесса сгорания топлива, условий охлаждения и стабилизации работы двигателя. Многокамерный двигатель с регулируемой тягой посредством изменения расхода топлива при частичной нагрузке, очевидно, обладает большей удельной тягой по сравнению с однокамерным двигателем той же тяги, так как пределы изменения нагрузки каждой малой камеры блочного двигателя более узки и потери ими удельной тяги при регулировании расхода топлива относительно меньше.

К недостаткам многокамерного двигателя следует отнести необходимость строгого взаимного согласования тяг отдельных камер во избежание несимметричности результирующей силы тяги двигателя, наличие разветвленной системы коммуникаций и относительно сложной системы регулирования для обеспечения заданных рабочих характеристик и подавления возможных вибраций и автоколебаний. Следует также иметь в виду, что многоступенчатые снаряды характеризуются значительно меньшей надежностью, чем одноступенчатые.

При разработке ЖРД больших тяг основное внимание должно быть уделено решению таких вопросов, как повышение надежности работы отдельных камер, отработка их запуска в пустоте, значительное сужение пределов разброса основных характеристик от-

дельных камер двигателя, создание надежно действующих двигателей больших тяг без чрезмерного увеличения числа камер, освоение высокоэффективных топлив и т. д.

§ 2. Стендовые испытания ЖРД

Вновь построенные двигатели проходят холодные и огневые испытания на стендах по специальным программам¹.

К холодным испытаниям ЖРД относятся гидравлические и пневматические испытания двигателя с целью проверки прочности его отдельных элементов и герметичности сварных швов, соединений трубопроводов и т. п.

Во время огневых испытаний ЖРД на стенде двигатель доводят до заданных параметров по тяге, экономичности и надежности работы, устанавливают допустимые диапазоны работы на различных режимах, определяют его ресурс, проверяют безопасность запуска и останковки.

Доводка двигателя всегда связана с огромными трудностями. В практике доводки ЖРД неоднократно обнаруживались новые неполадки после нескольких десятков проверочных огневых пусков двигателя на безударность и надежность запуска.

Огневые испытания ЖРД связаны с повышенной опасностью для обслуживающего персонала вследствие возможности взрывов и пожаров. Это требует надежной защиты людей и удаления испытуемого двигателя от них, а также обязательных предварительных исследований и модельных испытаний отдельных узлов и агрегатов двигателя на специальных станках при строгом соблюдении мер безопасности.

Так, например, до окончательного испытания турбонасосного агрегата двигателя лучше проводить отдельную отработку турбины на водяном паре или сжатом газе, а насосы могут доводиться до заданного режима работы на менее опасных жидкостях, чем жидкий кислород или азотная кислота и т. п. (например, на воде).

Характеристики головок камеры могут быть определены гидравлическими испытаниями водой, а затем огневыми испытаниями камеры двигателя. Испытания головок камеры на воде позволяют выявить характер взаимодействия струй форсунок, распыления, смешения и распределения жидкости по поперечному сечению камеры сгорания двигателя. Хотя такие испытания далеки от реальных условий работы двигателя, но и они могут оказаться полезными для улучшения работы головки камеры двигателя.

Вода также может быть использована для проверки расходов компонентов топлива в двигателе в зависимости от характера работы различных агрегатов, элементов и узлов системы топливоподдачи. Поскольку этот вид испытаний очень важен, то иногда для

¹ Д. Саттон, Ракетные двигатели, ИЛ, 1952

этой цели создается специальная лаборатория. Для испытания систем подачи взрывоопасных компонентов топлива иногда необходимы такие же сложные установки, как и для испытаний ЖРД в целом.

Проблема охлаждения камеры двигателя также в значительной мере может быть изучена в модельных условиях (особенно при использовании новых компонентов топлива), которые можно проще и скорее создать.

Огневые испытания всего двигателя обычно предшествуют испытаниям его отдельных агрегатов в более тяжелых рабочих условиях сравнительно с режимом работы их на двигателе (например, по их нагрузке, продолжительности работы и т. п.). При этих испытаниях нужно проявлять большую осторожность, чтобы не разрушить агрегаты, поскольку они в целях снижения веса всегда проектируются и выполняются для работы с небольшим запасом прочности. Камера двигателя вначале может быть испытана при охлаждении водой, а затем одним из выбранных для этой цели компонентов топлива.

Первые огневые испытания двигателя проводятся непродолжительно (несколько секунд) с последующим тщательным осмотром всех его элементов и агрегатов при частичной или полной их разборке. Конкретные программы этих испытаний зависят от особенностей и назначения ЖРД. Во время доводочных испытаний двигателя в собранном виде обычно вносятся много изменений на основании результатов предыдущих испытаний.

Доведенный конструктором до заданных рабочих параметров двигатель предъявляется на огневые стендовые испытания ведомственной комиссии. Основной задачей этих испытаний является проверка соответствия фактических рабочих параметров двигателя техническому заданию на его постройку. При этих испытаниях большое внимание уделяют выявлению эксплуатационных особенностей двигателя.

Если результаты этих испытаний положительны, то двигатель предъявляют специальной комиссии для огневых статических и летных испытаний. Во время этих испытаний проверяют основные и эксплуатационные характеристики двигателя и по результатам испытаний делают рекомендацию о целесообразности запуска его в серийное производство.

Полигонные летные испытания двигателя на соответствующем аппарате проводятся в условиях, отличных от статических испытаний. Здесь прежде всего на двигатель начинают действовать перегрузки, которые могут нарушить подачу компонентов топлива в камеру сгорания и работу клапанов системы топливopодачи и регулирования.

Летные испытания производятся не только с целью определения характеристик двигателя в условиях его эксплуатации, но и

для оценки влияния его работы на вибрацию приборов и всей конструкции летательного аппарата.

Получить данные о снарядах в полете сложно; обычно для этого применяют систему телеметрического контроля. При испытании снарядов следует стремиться к тому, чтобы обеспечить получение всех необходимых данных от каждого запуска снаряда, так как он является объектом одноразового действия. Данные же работы авиационного двигателя в полете могут регистрироваться обычным автоматическим самопишущим прибором.

В большинстве случаев ЖРД применяются на больших и дорогих ракетах, для которых специальные летные испытания на надежность действия часто исключаются из-за огромной стоимости. По этой причине конструктор в большинстве случаев лишен возможности получить сведения о том, как ведут себя различные элементы конструкции двигателя в разных реальных условиях полета. До летных испытаний можно только приближенно оценить окружающую среду, в которой ЖРД и его элементы должны будут работать. Соответствующая телеметрическая информация о работе двигателя во время его летных испытаний также не всегда может быть получена. Кроме того, для каждого нового случая применения двигателя на ракетах окружающие условия полета обычно бывают весьма различными.

Иначе обстоит дело при использовании ЖРД в авиации, где летные испытания двигателя на самолете не так ограничены по стоимости, а пилотируемый самолет представляет собой экономную летающую лабораторию, в которой отдельные узлы и агрегаты могут изучаться для их усовершенствования в реальных условиях работы.

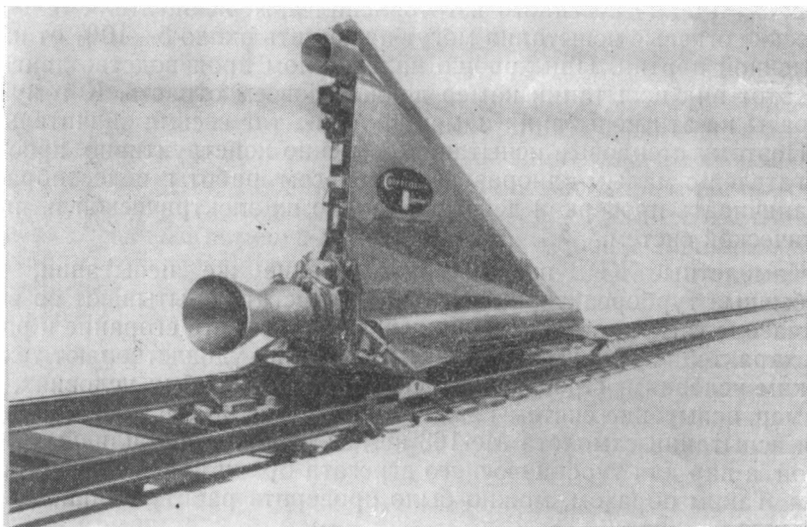
Для натуральных летных испытаний двигателей на объектах со сверхзвуковыми скоростями полета целесообразно применять тележки (фиг. 13.1)¹. Такой метод испытаний двигателей и снарядов приобретает все большее значение, так как натурные испытания объектов в аэродинамических трубах при сверхзвуковых скоростях в настоящее время доступны только для небольших объектов. При расчетах же траектории полета, особенно баллистических снарядов дальнего действия, необходимо иметь полные аэродинамические характеристики, которые можно получить при испытаниях на тележках.

Как видно, развитие каждого агрегата двигателя в целом от прототипа до серийного образца является длительным и очень трудным процессом. Это особенно относится к камере двигателя в связи с необходимостью сжигать эффективно в малом объеме большие секундные расходы топлива. Следовательно, любой агрегат двигателя (камера, турбина или даже самый простой клапан) не всегда удается спроектировать и изготовить так, чтобы он без

¹ Jet Propulsion, 1956, № 2.

экспериментальной доводки удовлетворял предъявляемым к нему требованиям.

Особенно трудной является задача создания и доводки ЖРД на тягу в несколько сот тонн. При современном уровне развития реактивной техники такой двигатель мыслится как многокамерный¹. Он может представлять собой «пакет» из некоторого числа более или менее крупных камер с независимыми системами топливопода-



Фиг. 13. 1. Тележка для натурных испытаний ЖРД на объектах.

чи или одну или несколько «связок» многокамерных двигателей с общей для нескольких камер системой подачи, т. е. с общими ТНА и газогенератором.

В связи с тем, что разработка ЖРД связана в большинстве случаев с созданием новых образцов вооружения, точных данных о новейших типах двигателей для дальних и сверхдальних снарядов нет. Однако опубликованные в заграничной печати сведения, например, о сооружении испытательных станций для ЖРД, позволяют полагать, что уже созданы двигатели с тягой до 200 т и выше. Можно также предположить, что дальнейшее увеличение тяги ЖРД будет достигаться путем применения «пакетов» совместно работающих двигателей. Поэтому на основе уже имеющихся камер с тягой 20—100 т можно создавать двигатели с тягой в несколько сот тонн в одном агрегате. По данным американской печати², ВВС США заказали фирме Норт Америкен ЖРД с тягой 450 т и с 1954 г. ведут

¹ Aviation Daily, v. 114, № 35, 1958.

² Interavia, № 4038, 1958.

исследования в направлении постройки многокамерного двигателя с тягой в 700 т.

Во время заводского серийного производства каждый изготовленный двигатель проходит по особым программам кратковременные гидравлические, пневматические и технологические огневые испытания на стенде. Последние испытания проводятся для определения или уточнения основных паспортных характеристик двигателя.

В случае качественного изготовления камер двигателя технологические огневые испытания могут проходить около 5—10% от изготовленной партии. При хорошо налаженном производстве двигателей этот вид испытаний камер должен совсем отпасть. К тому же затраты на эти испытания камер больших тяг весьма значительны.

Поэтому стендовые испытания особенно конструктивно простых двигателей с малым одноразовым ресурсом работы целесообразно ограничивать проверкой действия только их электрической и пневматической систем.

Самолетные ЖРД проходят почти такие же испытания, как и обычные турбореактивные. Каждый агрегат испытывают во всем диапазоне тяги, проверяют зажигание топлива, его сгорание и рабочие характеристики, чтобы убедиться, что они удовлетворяют техническим условиям. Производят испытания и в особых условиях, например, испытание системы зажигания в высотных условиях полета. При испытании самолета Me-163 немцы наполняли топливные баки водой, а пар для турбонасосного агрегата брали из внешнего источника. Таким образом, можно было проверить работу клапанов без дорогого топлива.

Огневые стендовые испытания двигателя также можно проводить с чисто исследовательскими целями по весьма разнообразным программам (для изучения процессов сгорания топлива, определения зависимости $P_{уд}$ от α , экономичности работы при соответствующих режимах работы, проверки эффективности способов распыла компонентов топлива и др.).

Для опытной проверки теоретических расчетов удельной тяги, развиваемой двигателем при работе на различных топливах, обычно создают особые экспериментальные установки.

Учитывая трудности приготовления исследуемых топлив в больших количествах и в целях минимальных затрат на эксперименты, эти установки выполняют на малую тягу (порядка 100—250 кг). Чтобы результаты испытаний использовать для объективной оценки эффективности различных исследуемых топлив, камеры экспериментальных установок выполняют на высокие давления (в пределах 20—60 атм), так как чем больше давление в камере сгорания, тем больше полнота сгорания топлива. Применение высоких давлений сгорания топлива вызывает весьма жесткие требования к охлаждению камеры. В этих случаях в качестве охлаждающего агента часто служит вода, обладающая хорошими охлаждающими свойствами.

Огневые испытания двигателей требуют специальных экспериментальных стендов и точной измерительной аппаратуры.

Устройство этих стендов, их оборудование, методика и продолжительность испытаний в каждом конкретном случае зависят от типа двигателя и назначения огневых испытаний. Стенды и измерительную аппаратуру для двигателей больших тяг из-за огромных секундных расходов в них компонентов топлива проектируют и выполняют так, чтобы обеспечить возможность испытаний и измерений в возможно короткое время.

Для огневых испытаний двигателей сравнительно небольших тяг часто сооружают закрытые или открытые стенды, в которых топливные баки или не отгорожены от испытательного бокса или в целях безопасности отгорожены от него бронированной кирпичной или бетонной стеной. Управление испытанием двигателя и наблюдение за ним на этих стендах ведут через небольшие стекла (обычно из плексигласа), пироскопы или систему зеркал соответственно или из соседнего помещения, отделенного от бокса бронированной стеной, или из бетонированной будки, расположенной на некотором расстоянии от стенда. Внизу стенда может располагаться яма с водой для разбавления компонентов топлива.

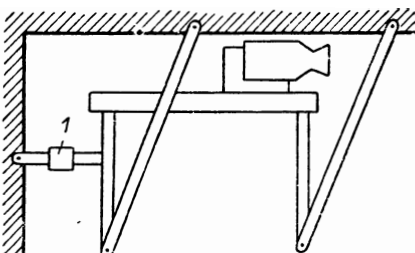
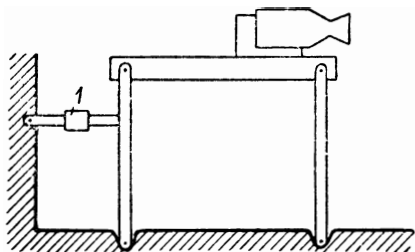
Для испытания двигателей средних тяг можно построить специальные открытые и закрытые испытательные стенды. В первом случае стенд обычно углубляют в землю и окружают земляным валом. Для защиты стенда и испытательной аппаратуры над стендом часто строят легкий навес. Во втором случае каждый огневой бокс (отсек) стенда бывает закрыт с трех сторон бетонированными стенами и имеет крышу. К нему примыкают два помещения: одно для установки всех приборов контроля и управления, другое — для размещения баков с компонентами топлива.

Для простоты и облегчения контроля за испытаниями часто применяют баллонную систему топливоподачи. Сжатый газ (воздух, азот) под давлением около $250\text{--}300\text{ кг/см}^2$ подают через систему трубопроводов из баллонов, расположенных в другом помещении, к редукционным клапанам в аппаратную, а оттуда через клапаны — в топливные баки. На случай взрыва двигателя или пожара в огневом боксе устанавливают спринклерное оборудование; когда оно открывается, вода сразу заливает всю площадку и затем стекает в водосборник.

Приборная панель обычно бывает очень простой и устанавливается так, чтобы оператору было удобно управлять работой приборов. Одной из главных мер предосторожности здесь является предупреждение случайного включения в работу клапанов и другого электрически управляемого оборудования. Для этой цели электроэнергия подводится к контрольной панели через предохранительную коробку, снабженную съемной «контровочной серьгой», которая имеет штепсельные вилки на каждом конце. Эти вилки вставляются в розетки, устроенные так, что приборная панель вклю-

чается в работу только при определенном (правильном) положении серьги, которая находится только у лица, ответственного за проведение испытания двигателя.

Расположение оборудования в таком стенде зависит от вида испытания, но двигатель всегда монтируется около открытого конца бокса, чтобы предупредить большие разрушения в случае взрыва. Если во время испытаний двигателя не требуется измерять его



Фиг. 13. 2. Подвижный параллелограмм для огневых испытаний ЖРД.

тягу, стенд может быть простой, жесткой конструкции, в противном же случае необходим стенд, допускающий некоторое перемещение двигателя.

Обычной конструкцией испытательного стенда в этих случаях является подвижный параллелограмм (фиг. 13. 2). неподвижный параллелограмм более сложен, но имеет то преимущество, что тяга двигателя может быть измерена в любом положении подвижного параллелограмма в отличие от подвижного, где любое изменение линии передачи тяги вызывает необходимость в новой тарировке тяги.

В состав современной станции для испытаний ЖРД больших тяг могут входить:

1. *Испытательный бокс* (иногда несколько боксов), занимающий особое здание и состоящий из специального станка для установки и испытаний двигателя, приборов и аппаратуры для замера тяги, секундных расходов компонентов топлива, давлений, температур и других величин.

Топливные баки, некоторые приборы и аппаратуру часто устанавливают в особом помещении бокса.

2. *Кабина управления испытаниями двигателя*, часто представляющая собой отдельное железобетонное или кирпичное бронированное здание, в котором устанавливают приборы, органы управления и устройство связи между оператором и обслуживающим персоналом, находящимся в испытательном боксе во время монтажа, проверки и подготовки двигателя к испытаниям и демонтажа его.

3. *Подсобное помещение станции*, в котором двигатель готовят к испытаниям (проверяют техническое состояние двигателя, наличие документации и т. д.).

4. *Механическая мастерская*, в которой располагают оборудова-

ние для обслуживания и ремонта испытательной станции и самого двигателя.

5. *Склады для хранения компонентов топлива и других жидкостей*, используемых при испытаниях двигателя (эти склады находятся на определенном расстоянии от испытательного бокса).

6. *Служебное здание станции* для инженерно-технического и обслуживающего персонала.

Возможны также другие варианты и схемы устройства испытательных станций.

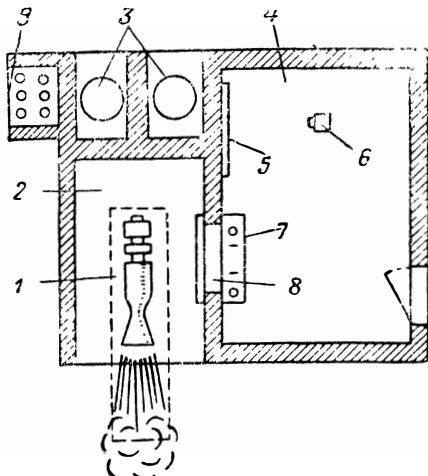
Испытательные станции для ЖРД больших тяг располагают, как правило, на большом расстоянии от населенных пунктов. Для удобства размещения испытательной станции часто используют рельеф местности.

Для испытаний двигателей, предназначенных для чебольших управляемых снарядов, когда камера и баки с компонентами топлива составляют одно целое, требуется испытательный стенд особой конструкции (фиг. 13.3). В этом случае возможный взрыв при испытании двигателя будет более мощным из-за большого количества топлива в камере.

При проектировании станции для испытаний ЖРД особое внимание обращают на безопасность обслуживающего персонала. Прежде всего необходима осторожность в обращении с компонентами топлива, многие из которых являются токсичными и вредно действуют на организм человека. К ним в первую очередь относятся азотная кислота и перекись водорода. Известную опасность представляет и обращение с жидким кислородом.

Во время испытаний двигателя обслуживающий персонал должен находиться в укрытиях, отдаленных от испытательного бокса. Испытательную станцию снабжают надежным противопожарным оборудованием.

Помещение бокса со всех сторон, кроме сторон наблюдения за испытаниями двигателя и выхлопа газов, как уже отмечено выше, имеет бетонные или бронированные кирпичные стены; причем боксы монтируются так, чтобы эти меры безопасности не приводили к ухудшению качества проведения эксперимента. Кабину управле-



Фиг. 13.3. Схематический план станции для огневых испытаний небольших двигателей.

1—дренажный колодец, 2—испытательный бокс, 3—топливные баки, 4—кабина управления, 5—щит с измерительными приборами, 6—киноаппарат для фиксации показаний прибора во время испытаний двигателя, 7—пульт управления испытанием, 8—устройство для косвенного наблюдения за поведением двигателя во время испытаний или бронированное окно (большой толщины стекло из плексигласа) для визуального наблюдения, 9—баллоны сжатого газа.

ния испытаниями двигателя располагают вблизи бокса (часто с левой стороны его). Со стороны бокса она имеет несколько смотровых окон для визуального наблюдения за процессом испытания. Стекла этих окон выполнены из плексигласа достаточной толщины.

Управление запуском двигателя — дистанционное.

Организация стендовых испытаний предусматривает строгое соблюдение правил техники безопасности. Проводится подробный инструктаж обслуживающего персонала о правилах поведения и регламентируется порядок операций. Перед запуском двигателя оператор подает сигнал (обычно сиреной), предупреждающий о начале огневого испытания двигателя.

На огневых стендовых испытаниях двигателя обычно измеряют следующие параметры двигателя:

- 1) абсолютную тягу двигателя;
- 2) секундные расходы горючего и окислителя в камеру сгорания, а также вспомогательных рабочих тел;
- 3) давление горючего и окислителя перед форсунками во всасывающей и нагнетающей магистралях;
- 4) давление в камере сгорания;
- 5) температуру компонентов топлива на входе в двигатель, температуру охлаждающего агента на входе в камеру и выходе из нее;
- 6) температуру газа в камере сгорания и стенок внутренней оболочки камеры сгорания и сопла;
- 7) давление и скорость газов на выходе из сопла;
- 8) химический состав продуктов сгорания топлива.

Перечисленные измерения производят как при запуске и остановке двигателя, так и во время установившегося режима работы двигателя.

Силу тяги, расход и давление жидкости и газов в настоящее время определяют с достаточной степенью точности.

В качестве приборов для измерения тяги могут быть использованы пружинные динамометры, гидравлические или пневматические месдозы и датчики тензометрического типа. Для измерения тяги иногда используется динамометрическое устройство, состоящее из шарнирного параллелограмма, от которого тяговое усилие передается на маятниковый динамометр.

Обычной конструкцией станка для установки и замера тяги двигателя является, как уже отмечено выше, подвижный или неподвижный параллелограмм или люлька, подвешенная на упругих стальных лентах. При таких устройствах стендов тяговое усилие передается непосредственно передатчику тяги — месдозе (фиг. 13.4) или прибору другого типа. Давление в месдозе измеряется манометром первого класса. Точность замера тяги посредством упругих элементов и мембранной проточной месдозы обычно не превышает 0,5% при погрешности манометра, измеряющего давление в месдозе, не более 0,35%. Тарировку месдозы обычно производят при помощи эталонных грузов и коленчатого рычага.

Испытательные стенды оборудуют так, чтобы монтаж двигателя и его испытание можно было проводить в кратчайший срок. Иногда возникает необходимость измерить боковые составляющие тяги или даже крутящий момент, создаваемый газовыми рулями камеры двигателя. Для этого требуется очень сложное измерительное устройство, похожее на аэродинамические весы.

Измерение расходов рабочих тел во время испытаний двигателя является довольно сложной задачей. Расход компонентов топлива часто определяют при помощи дроссельных шайб. При этом обычно применяют ртутные дифференциальные манометры, как наиболее точные и надежные из приборов этого типа. Дроссельные шайбы рассчитывают так, чтобы высота ртути в дифференциальном манометре составляла около 600—1200 мм; это позволяет производить отсчеты показаний с точностью до 0,2—0,3%. Для измерения расхода жидкостей, в том числе и вызывающих коррозию, при различных колебаниях температуры (от температуры жидкого кислорода до нескольких сот градусов) и давления успешно может быть использован ротационный расходомер (фиг. 13.5). Он состоит из трех основных частей:

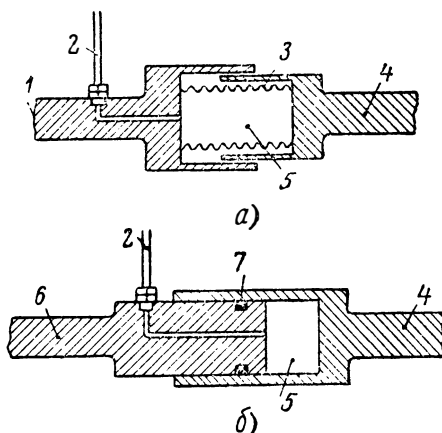
1) датчика расходомера, смонтированного на трубопроводе; в датчике генерируются электрические импульсы с частотой, пропорциональной расходу жидкости в трубопроводе;

2) электронного реле, преобразующего электрические импульсы в постоянный ток, пропорциональный частоте;

3) указателя стандартного типа, представляющего миллиамперметр на 1 ма, подобранный в соответствии с особенностями применения; шкала может быть градуирована в любых единицах.

Приемник расходомера представляет собой трубу, внутри которой помещен четырехлопастный винтовой ротор. Одна из лопастей этого ротора имеет магнитную вставку; противоположная лопатка соответствующим образом уравновешена.

Индуктором расходомера является катушка с железным сердечником, помещенная в корпусе, который ввинчен в трубу приемника так, что катушка лежит в поле магнита ротора.

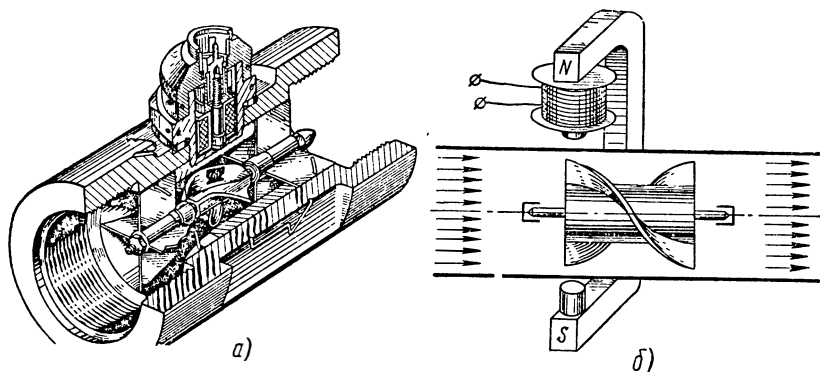


Фиг. 13.4. Месдоза — передатчик тяги испытательного стенда.

1, 6—неподвижное звено, 2—к манометру, 3—мембрана, 4—подвижное звено, 5—камера месдозы, 7—уплотнение.

При каждом обороте ротора в катушке индуцируется сигнальный импульс; частота импульсов пропорциональна расходу жидкости. Импульс усиливается и подается в цепь счетчика импульсов.

Расход замеряется в единицах объема или, если удельный вес жидкости остается постоянным, в единицах веса. Если же указатель расходомера тарирован в весовых единицах, то изменения удельного веса жидкости будут вызывать ошибку в показаниях расхода. В таких случаях могут применяться различные методы тарирования.



Фиг. 13.5. Принципиальная схема ротационного расходомера.

а—общий вид, б—турбинка.

Определение секундных расходов компонентов топлива методом отсчета уровня в стендовых баллонах до и после запуска двигателя почти не применяется, так как в период неустановившейся работы двигателя искажаются показания, даваемые этим методом.

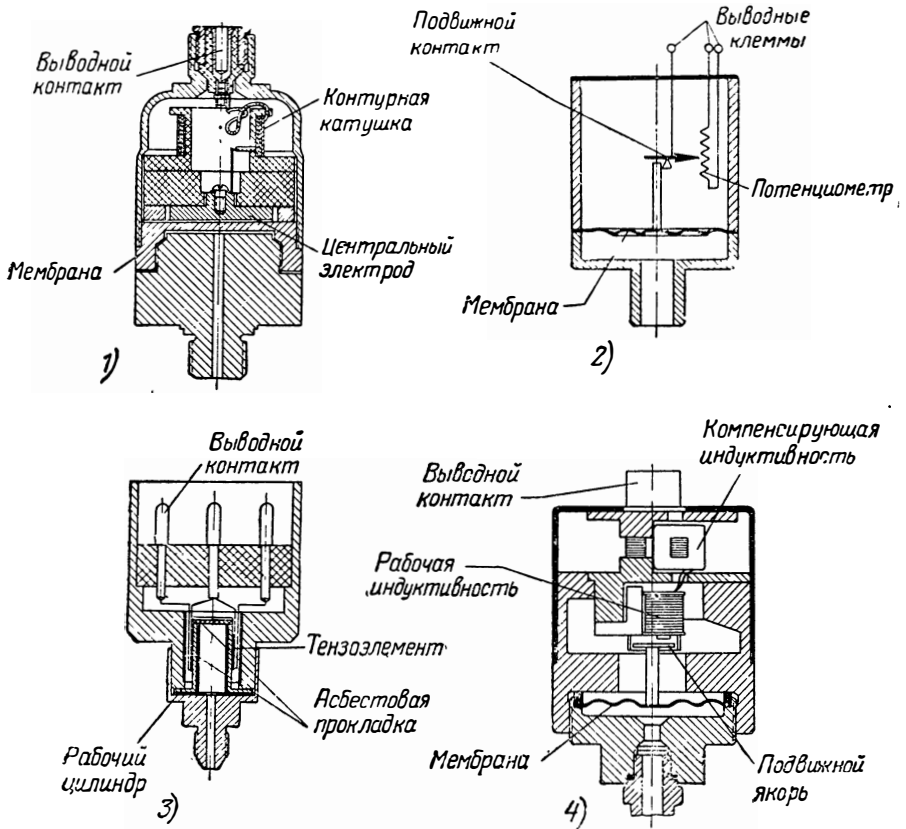
При огневых испытаниях ЖРД средняя квадратичная точность замера тяги и секундных расходов горючего и окислителя не должна превышать 1% от измеряемой величины.

Давления являются самыми важными рабочими параметрами двигателя. Давление часто измеряют манометрами первого класса. Любая система измерений показаний, основанная на использовании механических движений, имеет один весьма серьезный недостаток: неудовлетворительную частотную характеристику. Например, манометры Бурдона при колебаниях с частотой больше 1—2 гц показывают только среднюю величину давления. Малые избыточные давления или вакуум (в выходном сечении сопла) измеряют ртутным мановакуумметром.

Для измерения давлений используют также датчики (фиг. 13.6)¹. Действие их основано на том принципе, что работа, производимая давлением жидкости или газа, переводится в электрический сигнал, который в свою очередь преобразуется, усиливается и записывается.

¹ Экспресс-информация АН СССР, вып. 17, АДС-67, 1958.

Наиболее часто используется угольный датчик, чувствительным элементом которого являются специальные угольные диски, меняющие свою электропроводность в зависимости от нагрузки, создаваемой мембраной.



Фиг. 13. 6. Схематический разрез датчиков давления.

1—емкостной датчик, 2—потенциометрический датчик, 3—тензодатчик, 4—индуктивный датчик.

Применяются также датчики, работающие на принципе изменения емкости. В них давление, воздействуя на диафрагму, изменяет объем между ней и неподвижно закрепленной пластинкой. Это изменение объема влияет на величину сигнала, который передается на прибор с определенной частотной модуляцией. Если датчик должен работать с газами высокой температуры, то он охлаждается водой. Датчик должен быть прочным, способным выдерживать высокие ударные нагрузки, которые получаются во время запуска двигателя, работать надежно, без погрешностей, быть нечувствительным

к температурным отклонениям и обеспечивать линейную зависимость между давлением и тягой двигателя.

Так как двигатель обычно проектируется и строится для работы с минимальным запасом прочности его отдельных элементов, температуры рабочих тел для него имеют весьма большое значение.

Температуру компонентов топлива и стенок внутренней оболочки камеры по ее длине можно замерять при помощи термопар. Для замера температуры внутренней оболочки камеры термопары предварительно заделывают в оболочку. Однако точность этих измерений невелика, поскольку в оболочке имеет место значительный температурный перепад, а термопара имеет размеры, соизмеримые с толщиной оболочки.

Температуру компонентов топлива перед двигателем часто принимают равной температуре жидкости в баке, так как температура трубопроводов перед запуском двигателя весьма незначительно отличается от температуры помещений, в которых находится бак. Температуру компонента на выходе из охлаждающей рубашки камеры измеряют термопарами.

Сложную проблему представляет измерение температуры газа на выходе из сопла камеры двигателя. Высокая температура и большая скорость газа в этом сечении сопла делают эти измерения трудно выполнимыми и неточными. Для этой цели применяют оптические пирометры. Для определения температуры газов и скорости их истечения можно использовать спектроскопический метод, основанный на принципе Доплера.

Скорость газового потока в выходном сечении сопла камеры двигателя является переменной величиной по поперечному сечению сопла. Поэтому значение средней эффективной скорости истечения газов из сопла данного ЖРД легко определить по замеренной тяге и секундному расходу топлива в камеру сгорания.

Все измерительные приборы тарируют обычно непосредственно перед запуском двигателя и сразу же после него, чтобы устранить всякие отклонения от показаний контрольного прибора.

Для изучения характера быстро протекающих процессов в двигателе во время запуска, его работы и остановки на станции обычно применяют высокочувствительную электронную аппаратуру с автоматической регистрацией показаний приборов (фотографирование, запись и т. д.) с одновременной отметкой времени.

Приборы обычно группируют на одной панели и показания фотографируют через определенные промежутки времени. При таком методе регистрации показаний можно использовать приборы обычного типа и читать показания прямо с фотопленки без расшифровки. На проявление фотопленки и для последующего нанесения результатов на диаграмму и их анализа требуется некоторое время, что является существенным недостатком, когда результаты анализа срочно необходимы для корректирования условий следующего испытания.

Для наиболее важных замеров часто используют параллельно действующие устройства с прямой записью показаний, которые могут быть обработаны и изучены после испытания двигателя. В настоящее время промышленность выпускает электронные самопишущие устройства, позволяющие вести запись показаний одновременно даже по 50 каналам информации.

В последнее время ведется работа по внедрению в систему стендовых измерений счетных машин, позволяющих получать обработанные данные непосредственно в ходе испытаний двигателя.

Наконец, следует отметить, что по характеру пламени и шума работающего двигателя опытный инженер-испытатель может судить о работе двигателя, соотношении компонентов топлива, расходе топлива, работе форсунок головки, об устойчивой или неустойчивой работе двигателя на том или ином режиме и т. д.

При хорошей работе головки и соответствующем объеме камеры горения топлива почти полностью заканчивается в камере, и пламя на выходе из сопла становится коротким. В противном случае горение топлива может продолжаться и за соплом камеры. Различные неполадки в работе головки можно обнаружить по характеру пламени за соплом. Так, при частичной закупорке форсунок головки камеры в зависимости от режима и условий работы двигателя будут появляться в пламени светлые или темные полосы.

Фотоснимок пламени за соплом камеры двигателя позволяет контролировать показания приборов во время испытания двигателя. Поэтому обычно во время испытания пламя за соплом камеры фотографируют и в дальнейшем эти снимки используют в качестве вспомогательного материала для оценки качества работы двигателя.

Для детального изучения рабочих характеристик головки камеры двигателя иногда производят анализ газов, взятых за соплом камеры. Однако из-за высоких температур и скоростей газов брать их пробы очень трудно. Чтобы получить полную картину состава продуктов сгорания топлива в сопле камеры двигателя, нужно брать ряд проб в различных местах по сечению и длине сопла. Для взятия проб могут быть использованы зонды, охлаждаемые водой.

§ 3. Обработка данных стендовых огневых испытаний двигателя

Данные стендовых огневых испытаний ЖРД и обмера основных размеров камеры после испытания соответствующим образом обрабатывают и анализируют.

По замеренным при эксперименте значениям тяги P , расхода топлива в камеру сгорания G_s и давления в ней p_k строят дроссельные характеристики двигателя. Наиболее часто строят графики зависимости P , G_s и $P_{уд}$ от p_k ; основным параметром, характеризующим режим работы двигателя, является давление газов в камере

сгорания; он удобен как для расчета характеристик, так и для контроля работы двигателя во время испытаний его на стенде и в полете. Эти графики дают возможность сопоставлять между собой результаты отдельных запусков двигателя; при получении несоответствующих данных они дают возможность выявить, какой из параметров во время экспериментов замерен неправильно.

Испытания однорежимных двигателей обычно ведут при постоянных значениях давления газов в камере сгорания p_k и коэффициента состава топлива χ .

Для избежания случайных ошибок при многорежимных стендовых огневых испытаниях двигателя, которые возможны при остановке и повторном запуске, характеристики двигателя целесообразно снимать при непрерывной его работе. При этом значение p_k может изменяться по определенной программе, например, сначала оно увеличивается ступенями, а затем в такой же последовательности уменьшается; совпадение результатов замеров соответствующих показаний приборов при одинаковом p_k позволяет судить о качестве работы двигателя.

При нанесении на график экспериментальных точек $P_{уд}$ следует не забывать о возможности значительных отклонений значений удельной тяги при запусках в случаях непостоянства коэффициента избытка окислителя α , так как зависимость $P_{уд}$ от α представляет собой кривую, имеющую максимум. Для исключения добавочного разброса точек от влияния α на величину $P_{уд}$ следует ограничиваться величинами $P_{уд}$ при α в определенных пределах, например, при заданном $\alpha=0,75$ нужно ограничиваться значениями $\alpha=0,70 \div 0,80$.

Анализ совершенства работы камеры сгорания и сопла двигателя обычно производят сопоставлением действительных значений удельной тяги $P_{уд}$, удельного импульса давления газов в камере сгорания β , коэффициента тяги K_n и других параметров, вычисленных по обработанным данным огневых испытаний двигателя, с их теоретическими значениями $P_{уд,т}$, β_t , $K_{п,т}$ и др.

Теоретические характеристики применяемого в двигателе топлива и процесса его сгорания при соответствующих условиях можно взять из таблиц или графиков или вычислить термодинамическим расчетом камеры двигателя в предположении отсутствия в ней побочных потерь энергии сжигаемого топлива, кроме диссоциации газов.

Для оценки полноты сгорания топлива в камере сгорания испытуемого двигателя можно использовать параметр

$$\beta = \frac{p_k F_{кр}}{G_s}, \quad (13.1)$$

состоящий из величин, замеренных во время испытаний двигателя.

При равенстве между замеренным при испытаниях секундным расходом топлива в камеру сгорания G_s и его теоретическим значе-

нием $G_{s\tau}$ физическую полноту сгорания топлива в двигателе можно выразить в виде отношения действительного β и теоретического β_{τ} импульсов давления газов в камере сгорания, т. е.

$$\frac{\beta}{\beta_{\tau}} = \frac{p_k}{p_{k,\tau}} = \varphi_{p_k}, \quad (13.2)$$

где p_k и $p_{k,\tau}$ — измеренное и теоретическое значения давления газов в камере сгорания двигателя;

φ_{p_k} — коэффициент полноты давления газов в этой камере сгорания.

Поскольку из выражения импульса давления газов в камере сгорания $\beta = p_k F_{кр} / G_s$ имеем $G_s = p_k F_{кр} / \beta$ и из уравнения для коэффициента тяги $K_n = P / p_k F_{кр}$ находим $P = K_n p_k F_{кр}$, то действительную удельную тягу испытуемого двигателя можно выразить формулой

$$P_{уд} = \frac{P}{G_s} = \frac{K_n p_k F_{кр}}{p_k F_{кр} / \beta} = \beta K_n. \quad (13.3)$$

На этом основании сравнивать качество работы различных распылительных головок на одной и той же камере при одинаковом давлении в ней можно при помощи равенства

$$\frac{P_{уд1}}{P_{уд2}} = \frac{\beta_1}{\beta_2}, \quad (13.4)$$

где индексы 1 и 2 относятся к первой и второй испытуемым головкам камеры двигателя.

Это равенство позволяет также контролировать правильность измерения тяги или давления газов в камере сгорания при эксперименте сопоставлением измеренных величин с данными других запусков.

Потери энергии газов в сопле камеры двигателя вследствие несовершенства процесса истечения (некоторой неравновесности процесса в закритической части, трения, несоосности скоростей в выходном сечении и скачков уплотнения) можно определить сопоставлением действительного коэффициента тяги при работе двигателя в пустоте K_n к его теоретическому значению $K_{n,\tau}$, т. е.

$$\frac{K_n}{K_{n,\tau}} = \varphi_c, \quad (13.5)$$

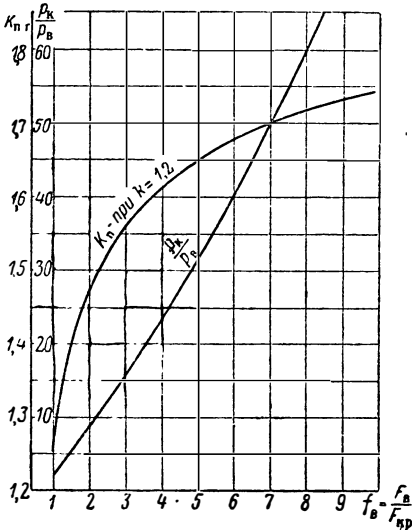
здесь

$$K_n = \frac{P}{p_k F_{кр}} = \frac{P - F_v p_a}{p_k F_{кр}},$$

где φ_c — коэффициент полноты скорости истечения газов из сопла камеры;

P — измеренная тяга двигателя.

Значение K_n является функцией геометрических размеров камеры и показателя политропы n расширения газов в сопле; значение его вычисляется по данным испытаний двигателя. Усредненное значение n можно определить по графику фиг. 3.9 в зависимости от относительной площади выходного сечения сопла камеры $f_v = F_v / F_{кр}$ и замеренного во время испытания давления газов в камере сгорания p_k и в выходном сечении сопла p_v (фиг. 13.7). Этот способ



Фиг. 13.7. Зависимость K_n от f_v при $k = 1, 2$.

определения n в настоящее время единственный и вполне надежный.

На основании обработанных данных стендовых огневых испытаний изобарической камеры двигателя можно определить потерю удельной тяги относительно ее теоретического значения $P_{уд.т}$, пользуясь формулой

$$\Delta \varphi_{уд} = 1 - \varphi_{уд} = 1 - \frac{P_{уд}}{P_{уд.т}}. \quad (13.6)$$

Эта потеря удельной тяги двигателя при оптимальной работе сопла камеры (при $P_v = P_a$) обусловлена потерями энергии сжигаемого топлива вследствие:

1) физической неполноты сгорания

$$\Delta \varphi_{р_к} = 1 - \varphi_{р_к} = 1 - \frac{\beta}{\beta_t};$$

2) несовершенства работы сопла камеры

$$\Delta \varphi_c = 1 - \varphi_c = 1 - \frac{K_{п.т}}{K_{п.т}};$$

3) отвода тепла от огневой оболочки камеры в охлаждающую воду

$$\Delta \varphi_v = \Delta \varphi_{уд} - (\Delta \varphi_{р_к} + \Delta \varphi_c).$$

Потери $\Delta \varphi_{р_к}$ и $\Delta \varphi_c$ в некоторых случаях столь малы, что определить их при существующей точности экспериментов трудно.

Если $p_v \neq p_a$, то имеет место потеря энергии сжигаемого топлива вследствие неоптимальных условий расширения газов в сопле камеры:

$$\Delta \varphi_n = 1 - \varphi_n = 1 - \frac{P_{уд}}{P_{уд.опт}},$$

где $P_{уд.опт}$ — удельная тяга камеры двигателя при оптимальных условиях работы сопла (при $p_b = p_a$), вычисленная по формуле

$$P_{уд.опт} = \beta \varphi_c K_{п.т.опт} - f_{в.опт} \frac{F_{кр} p_a}{G_s} = \beta \frac{K_{п}}{K_{п.т}} K_{п.т.опт} - f_{в.опт} \frac{F_b p_a}{G_s};$$

здесь $K_{п.т.опт}$ и $f_{в}$ — теоретический коэффициент тяги и соответственно относительная площадь выходного сечения сопла камеры (при $p_b = p_a$ его берут из графиков фиг. 3.9, 4.10 и 4.11).

При известных значениях p_k , f_v и k или n по графику фиг. 4.10 можно также определить давление газов в выходном сечении сопла p_b .

Ниже приводятся числовые примеры обработки результатов огневых испытаний ЖРД.

Пример 1. Определить потери удельной тяги камеры двигателя относительно ее теоретического значения, имеющей $d_{кр} = 222,7$ мм и $d_b = 559$ мм, если во время ее стендовых огневых испытаний на топливе керосин + жидкий кислород при $\alpha = 0,7$ замерены $P = 10850$ кг, $G_s = 44,6$ кг/сек, $p_k = 20,5$ ата и $p_a = 1$ ата.

Решение.

1. По замеренным данным во время испытаний камеры получим:

а) удельную тягу камеры:

$$P_{уд} = \frac{P}{G_s} = \frac{10850}{44,6} = 243 \text{ кг сек/кг};$$

б) удельный импульс давления

$$\beta = \frac{p_k F_{кр}}{G_s} = \frac{20,6 \cdot 389,21}{44,6} = 180,5 \text{ кг сек/кг};$$

в) тягу в пустоте

$$P_{п} = P + F_b p_b = 10850 + 2449 \cdot 1 = 13299 \text{ кг};$$

г) коэффициент тяги в пустоте

$$K_{п} = \frac{P_{п}}{p_k F_{кр}} = \frac{13299}{20,6 \cdot 389,21} = 1,65;$$

д) удельную тягу в пустоте:

$$P_{уд.п} = \frac{P_{п}}{G_s} = \frac{13299}{44,6} = 296 \text{ кг сек/кг}.$$

2. По графику $f_v = f\left(\frac{p_k}{p_b}, k\right)$ при $f_v = \frac{F_b}{F_{кр}} = \frac{d_b^2}{d_{кр}^2} = \frac{559^2}{222,7^2} = 6,3$ и $k = 1,18$

находим $\frac{p_k}{p_b} = 41$, а затем $p_b = \frac{p_k}{41} = \frac{20,5}{41} = 0,5$ ата (значение $k = 1,18$ взято из таблицы данных термодинамического расчета камеры при $p_b = 1$ ата).

3. По имеющейся таблице или термодинамическим расчетом камеры при ее замеренных рабочих параметрах (p_k и G_s) и ранее вычисленном $p_b = 0,5$ ата находим $P_{уд} = 257$ кг сек/кг, $\beta_T = 181$ кг сек/кг и $K_{п.т} = 1,685$.

4. По ранее упомянутому графику $f_v = \left(\frac{P_k}{P_v}, k \right)$ при оптимальной работе сопла камеры $\frac{P_k}{P_v} = 20,5$ и $k = 1,18$ находим $f_{v,опт} = 3,8$ и $K_{п.т.опт} = 1,60$.

5. Удельная тяга при оптимальном режиме работы сопла камеры (при $P_v = P_a$)

$$\begin{aligned} P_{уд.спт} &= \beta \varphi_c K_{п.т.спт} - \frac{F_{кр} P_a}{G_s} f_{v,опт} = \beta \frac{K_{п.т.опт}}{K_{п.т.опт}} K_{п.т.опт} - \frac{F_{кр} P_a}{G_s} f_{v,опт} = \\ &= 180,5 \frac{1,65}{1,685} 1,60 - \frac{389,21 \cdot 1}{44,6} 3,8 = 251,4 \text{ кг сек/кг.} \end{aligned}$$

6. Потеря удельной тяги камеры двигателя относительно ее теоретического значения

$$\varphi_{уд} = 1 - \varphi_{уд.т} = 1 - \frac{P_{уд}}{P_{уд.т}} = 1 - \frac{243}{257} = 1 - 0,945 = 0,055 = 5,5\%.$$

Эта потеря удельной тяги камеры обусловлена:

а) физической неполнотой сгорания топлива

$$\Delta \varphi_{p_k} = 1 - \frac{\beta}{\beta_T} = 1 - \frac{180,5}{181} = 1 - 0,997 = 0,003 = 0,3\%;$$

б) несовершенством работы сопла

$$\Delta \varphi_c = 1 - \varphi_c = 1 - \frac{K_{п.т.опт}}{K_{п.т.т}} = 1 - \frac{1,65}{1,685} = 1 - 0,979 = 0,021 = 2,1\%;$$

в) неоптимальной работой сопла

$$\Delta \varphi_n = 1 - \varphi_n = 1 - \frac{P_{уд}}{P_{уд.опт}} = 1 - \frac{243}{251,4} = 1 - 0,966 = 0,034 = 3,4\%.$$

что в совокупности составляет

$$\Delta \varphi_{уд} = \Delta \varphi_{p_k} + \Delta \varphi_c + \Delta \varphi_n = 0,3 + 2,1 + 3,4 = 5,8\%$$

(ранее $\Delta \varphi_{уд} = 5,4\%$).

Если во время испытаний камеры часть тепла газов отводится через обложку в охлаждающую проточную воду, то в этом случае появится дополнительная потеря удельной тяги, которую приближенно можно определить по формуле

$$\Delta \varphi_{охл} = \Delta \varphi_{уд} - (\Delta \varphi_{p_k} + \Delta \varphi_c + \Delta \varphi_n).$$

Более точно можно вычислить $\Delta \varphi_{охл}$ по количеству уносимого тепла охлаждающей проточной водой в течение определенного времени испытания камеры двигателя на заданном режиме работы. Для этого необходимо замерить расход охлаждающей воды за время испытания и ее температуру на входе в охлаждающий тракт камеры и выходе из него.

Пример 2. Определить показатель n политропы расширения газов в сопле камеры двигателя, если во время ее стеновых огневых испытаний замерены $p_k = 22 \text{ ата}$ и $p_v = 1 \text{ ата}$; относительная выходная площадь сопла $f_v = 3,88$.

Решение.

1. Задаемся $n = 1,1; 1,2$ и $1,3$ и соответственно им вычисляем f_B по формуле

$$f_B = \frac{F_B}{F_{кр}} = \frac{\left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{1}{n-1}} \cdot \sqrt{\frac{n-1}{n+1}}}{\sqrt{\left(\frac{p_B}{p_K}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_B}{p_K}\right)^{\frac{n+1}{n}}}}$$

2. По результатам вычислений строим график $f_B = f(n)$ и по этому графику при $f_B = 3,88$ находим искомое значение $n = 1,21$.

Пример 3. Определить потерю тяги камеры двигателя относительно ее расчетного значения, а также потерю расчетной теоретической тяги вследствие конусности сопла у выходного сечения при $\alpha_B = 16^\circ$, если замеренная тяга этой камеры $P = 10$ т, а расчетная теоретическая тяга при соответствующих замеренных рабочих параметрах (p_K, p_B, α и G_S) равна $P_T = 10,8$ т.

Решение.

1. Потеря тяги экспериментальной камеры относительно ее расчетного теоретического значения

$$\Delta P_{тяги} = 1 - \frac{P}{P_T} = 1 - \frac{10}{10,8} = 1 - 0,926 = 0,074 = 7,4\%.$$

2. Расчетная теоретическая тяга камеры с учетом потери энергии газов вследствие конусности сопла

$$P_{т.кон} = P_{т.рас} = P_T \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{\alpha_B}{2}\right) = 10,8 \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{16^\circ}{2}\right) = 10,8 \cdot 0,995 = 10,746.$$

3. Потеря расчетной теоретической тяги камеры вследствие конусности сопла у выходного сечения

$$\Delta P_T = 1 - \varphi_{рас} = 1 - \frac{P_{т.кон}}{P_T} = 1 - \frac{10,747}{10,8} = 1 - 0,995 = 0,005 = 0,5\%, \text{ т. е. } 0,054 \text{ т.}$$

Пример 4. Определить скорость истечения газов из сопла камеры двигателя, если при ее стендовых огневых испытаниях были замерены $P = 50$ т, $p_B = 1,2$ ата, $p_a = 1$ ата и $G_S = 218$ кг сек/кг; $F_B = 3200$ см².

Решение.

1. Эффективная скорость истечения газов из сопла камеры

$$w_{эф} = \frac{P}{G_S} g = \frac{50\,000}{218} 9,81 = 2250 \text{ м/сек.}$$

2. Прирост скорости истечения газов из сопла камеры за счет статического числа тяги

$$\Delta w = \frac{F_B (p_B - p_a)}{G_S} g = \frac{3200 (1,2 - 1)}{218} 9,81 = 28,8 \text{ м/сек.}$$

3. Скорость истечения газов в выходном сечении сопла камеры

$$w_B = w_{эф} - \Delta w = 2250 - 28,8 = 2221,2 \text{ м/сек.}$$

Эту же скорость можно определить по формуле тяги в общем виде, т. е.

$$w_B = \frac{P - F_B (p_B - p_a)}{G_S} g = \frac{50\,000 - 3200 (1,2 - 1)}{218} 9,81 = 2250 \text{ м/сек.}$$

Пример 5. Определить приближенно действительную температуру сгорания T_k жидкого аммиака с жидким фтором при $p_k = 100 \text{ ата}$ и $\alpha = 1$, если расчетная теоретическая температура сгорания этого топлива $T_{k.т} = 4600^\circ \text{ К}$.

Решение.

1. Принимаем коэффициент полноты давления газов в камере сгорания двигателя $\varphi_{p_k} = 0,98$.

2. Определяем коэффициент полноты температуры газов φ_T в камере сгорания двигателя по выражению

$$\varphi_{p_k} = \frac{\beta}{\beta_T},$$

$$\text{где } \beta = \frac{R_k T_k}{A_k} \text{ и } \beta_T = \frac{\sqrt{R_{k.т} T_{k.т}}}{A_{k.т}}.$$

Принимая (с небольшой погрешностью) $R_k = R_{k.т}$ и $A_k = A_{k.т}$, получим

$$\varphi_{p_k} \approx \sqrt{\frac{T_k}{T_{k.т}}} = \sqrt{\varphi_T},$$

откуда коэффициент полноты температуры газов будет

$$\varphi_T = \frac{T_k}{T_{k.т}} = \varphi_{p_k}^2 = 0,98^2 = 0,9604.$$

3. Действительная температура продуктов сгорания данного топлива равна

$$T_k \approx \varphi_T T_{k.т} = 0,9604 \cdot 4600 \approx 4418^\circ \text{ К}.$$

ПРИЛОЖЕНИЯ

ЭНЕРГОСОДЕРЖАНИЕ ПРОДУКТОВ

T°K	CO ₂	H ₂ O	CO	OH	NO	H ₂
300	-93990,0	-57731,4	-26375,1	10107,9	21645,2	46,9
400	-93049,8	-56919,4	-25676,8	10815,0	22359,2	741,4
500	-92021,8	-56087,9	-24970,6	11520,4	23082,3	1439,9
600	-90922,2	-55231,4	-24251,1	12226,2	23819,6	2139,0
700	-89763,3	-54341,9	-23514,8	12932,3	24575,0	2841,9
800	-88555,2	-53423,8	-22760,8	13643,8	25348,0	3547,8
900	-87304,7	-52478,7	-21990,0	14362,8	26138,9	4258,4
1000	-86022,6	-51505,4	-21204,1	15091,4	26944,4	4976,2
1100	-84709,6	-50505,1	-20404,6	15830,0	27762,9	5702,7
1200	-83371,8	-49477,2	-19593,3	16579,6	28592,1	6438,5
1300	-82013,4	-48423,2	-18771,7	17340,3	29430,5	7184,3
1400	-80637,2	-47344,3	-17941,0	18112,0	30276,7	7940,5
1500	-79245,6	-46242,2	-17102,6	18894,4	31129,6	8707,3
1600	-77840,4	-45118,3	-16257,6	19686,8	31988,3	9484,4
1700	-76423,0	-43974,5	-15406,8	20488,7	32852,0	10271,7
1800	-74995,0	-42812,4	-14550,7	21299,6	33720,1	11068,8
1900	-73557,4	-41633,7	-13690,1	22118,9	34592,1	11875,2
2000	-72111,2	-40440,1	-12825,5	22945,9	35467,6	12690,4
2100	-70657,4	-39232,8	-11957,3	23780,2	36346,2	13514,0
2200	-69196,4	-38013,1	-11085,9	24621,3	37227,6	14345,5
2300	-67729,0	-36782,1	-10211,5	25468,6	38111,6	15184,5
2400	-66255,6	-35540,7	-9334,4	26321,9	38997,9	16030,8
2500	-64776,6	-34289,9	-8454,9	27180,6	39886,4	16883,9
2600	-63292,4	-33030,3	-7573,2	28044,5	40776,8	17743,5
2700	-61803,2	-31762,6	-6689,5	28913,1	41669,1	18609,5
2800	-60309,3	-30487,6	-5803,9	29786,4	42563,2	19481,3
2900	-58811,1	-29205,7	-4916,6	30664,0	43458,9	20358,9
3000	-57308,8	-27917,4	-4027,6	31545,8	44356,3	21242,1

ПРИЛОЖЕНИЕ I

СГОРАНИЯ ТОПЛИВА I_i' ккал/кмоль¹

O ₂	N ₂	H	O	N	T° К
47,9	47,6	52115,6	59183,1	85591,6	300
758,0	744,9	52612,4	59701,0	86088,4	400
1489,1	1447,5	53109,2	60211,5	86585,2	500
2244,4	2160,5	53606,0	60717,8	87082,0	600
3022,3	2887,8	54102,8	61221,6	87578,8	700
3819,9	3631,1	54599,6	61723,7	88075,6	800
4634,0	4390,5	55096,4	62224,8	88572,4	900
5461,5	5165,0	55593,2	62724,9	89069,2	1000
6300,3	5953,2	56090,0	63224,5	89566,0	1100
7148,6	6753,7	56586,8	63723,7	90062,8	1200
8005,1	7565,1	57083,6	64222,5	90559,6	1300
8869,0	8386,0	57580,4	64721,0	91056,4	1400
9739,6	9215,1	58077,2	65219,3	91553,2	1500
10616,5	10051,6	58574,0	65717,4	92050,0	1600
11499,4	10894,5	59070,8	66215,4	92546,8	1700
12388,1	11743,0	59567,6	66713,2	93043,6	1800
13282,6	12596,6	60064,4	67211,1	93540,5	1900
14182,7	13454,7	60561,2	67708,8	94037,4	2000
15088,3	14316,8	61058,0	68206,6	94534,3	2100
15999,5	15182,5	61554,8	68704,4	95031,3	2200
16916,1	16051,5	62051,6	69202,3	95528,5	2300
17838,2	16923,4	62548,4	69700,4	96025,8	2400
18765,7	17798,0	63045,2	70198,6	96523,4	2500
19698,4	18675,1	63542,0	70697,1	97021,4	2600
20636,4	19554,5	64038,3	71195,9	97519,8	2700
21579,4	20436,0	64535,6	71695,0	98018,9	2800
22527,3	21319,5	65032,4	72194,6	98518,6	2900
23480,0	22204,7	65529,2	72694,8	99019,2	3000

ные двигатели. Оборонгиз, 1957.

Т° К	CO ₂	H ₂ O	CO	OH	NO	H ₂
3100	-55802,6	-26623,4	-3136,0	32431,6	45255,1	22130,6
3200	-54292,7	-25324,1	-2244,0	33321,1	46155,4	23024,4
3300	-52779,2	-24020,0	-1350,7	34214,2	47057,1	23923,3
3400	-51262,4	-22711,4	-456,2	35110,7	47960,2	24827,2
3500	-49742,4	-21398,7	+439,6	36010,6	48864,5	25736,0
3600	-48219,2	-20082,2	1336,4	36913,7	49770,0	26649,6
3700	-46693,2	-18762,1	2234,4	37819,9	50676,7	27568,0
3800	-45164,4	-17438,7	3133,4	38729,1	51584,6	28491,0
3900	-43632,8	-16112,2	4033,4	39641,2	52493,6	29418,5
4000	-42098,6	-14782,8	4934,4	40556,0	53403,8	30350,5
4100	-40561,8	-13450,7	5836,3	41473,6	54315,0	31286,9
4200	-39022,6	-12116,1	6739,2	42393,8	55227,3	32227,6
4300	-37480,9	-10779,1	7643,0	43316,6	56140,6	33172,5
4400	-35936,8	-9439,9	8547,7	44241,9	57054,9	34121,7
4500	-34390,5	-8098,6	9453,2	45169,7	57970,2	35074,9
4600	-32841,8	-6755,2	10359,5	46099,9	58886,5	36032,1
4700	-31291,0	-5409,8	11266,5	47032,5	59803,8	36993,4
4800	-29737,8	-4062,4	12174,3	47967,5	60722,1	37958,6
4900	-28182,6	-2713,2	13082,9	48904,8	61641,4	38927,7
5000	-26625,0	-1362,0	13992,1	49844,3	62561,7	39900,5
5100	-25065,4	-9,0	14902,1	50786,0	63483,0	40877,2
5200	-23503,4	+1346,0	15812,7	51729,7	64405,3	41857,6
5300	-21939,4	2702,8	16724,1	52675,6	65328,5	42841,6
5400	-20373,0	4061,4	17636,1	53623,5	66252,6	43829,3
5500	-18804,6	5422,0	18548,7	54573,4	67177,7	44820,5
5600	-17233,8	6784,3	19462,1	55525,3	68103,8	45815,1
5700	-15661,0	8148,5	20376,1	56479,1	69030,9	46813,5
5800	-14085,8	9514,5	21290,7	57434,9	69958,9	47815,1
5900	-12508,6	10882,3	22206,0	58392,5	70887,8	48820,1
6000	-10929,0	12251,9	23121,9	59351,9	71817,7	49828,5

Продолжение

O ₂	N ₂	H	O	N	T° К
24437,3	23091,6	66026,0	73195,5	99520,9	3100
25399,1	23980,2	66522,8	73696,8	100023,3	3200
26365,2	24870,2	67019,6	74198,9	100528,0	3300
27335,5	25761,6	67516,4	74701,8	101033,9	3400
28309,7	26654,3	68013,2	75205,4	101541,6	3500
29287,8	27548,3	68510,0	75710,0	102051,4	3600
30269,5	28443,5	69006,8	76215,5	102563,3	3700
31254,7	29339,3	69503,6	76722,0	103077,7	3800
32243,2	30237,2	70000,4	77229,5	103594,8	3900
33234,8	31135,6	70497,2	77738,1	104114,7	4000
34229,4	32035,0	70994,0	78247,8	104637,7	4100
35226,8	32935,4	71490,8	78758,6	105164,0	4200
36226,8	33836,6	71987,6	79270,6	105693,8	4300
37229,3	34738,8	72484,4	79783,8	106227,3	4400
38234,1	35641,9	72981,2	80298,1	106764,6	4500
39241,2	36545,8	73478,0	80813,7	107305,9	4600
40250,4	37450,6	73974,8	81330,5	107851,4	4700
41261,6	38356,2	74471,6	81848,5	108401,1	4800
42274,6	39262,6	74968,4	82367,7	108955,4	4900
43289,3	40169,8	75465,2	82888,1	109514,1	5000
44305,7	41077,8	75962,0	83409,7	110077,6	5100
45323,7	41986,5	76458,8	83932,5	110645,8	5200
46343,1	42896,1	76955,6	84456,6	111218,9	5300
47363,9	43806,3	77452,4	84981,8	111796,9	5400
48386,0	44717,4	77949,2	85508,2	112380,0	5500
49409,9	45629,1	78446,0	86035,8	112968,1	5600
50433,8	46541,6	78942,8	86564,6	113561,4	5700
51459,4	47454,9	79439,6	87094,5	114159,9	5800
52485,9	48368,8	79936,4	87625,5	114763,7	5900
53513,4	49283,5	80433,2	88157,7	115372,8	6000

КОНСТАНТЫ ХИМИЧЕСКОГО РАВНОВЕСИЯ

$T^{\circ} \text{K}$	$K_{\text{p1}} = \frac{P_{\text{CO}} P_{\text{O}_2}^{1/2}}{P_{\text{CO}_2}}$	$K_{\text{p2}} = \frac{P_{\text{H}_2} P_{\text{O}_2}^{1/2}}{P_{\text{H}_2\text{O}}}$	$K_{2a} = \frac{P_{\text{CO}} P_{\text{H}_2\text{O}}}{P_{\text{CO}_2} P_{\text{H}_2}}$	$K_{\text{p3}} = \frac{P_{\text{OH}} P_{\text{H}_2}^{1/2}}{P_{\text{H}_2\text{O}}}$
300	$0,1825 \cdot 10^{-44}$	$0,1637 \cdot 10^{-39}$	$0,1115 \cdot 10^{-4}$	$0,5140 \cdot 10^{-46}$
400	$0,3895 \cdot 10^{-32}$	$0,5759 \cdot 10^{-29}$	$0,6764 \cdot 10^{-3}$	$0,1237 \cdot 10^{-33}$
500	$0,9886 \cdot 10^{-25}$	$0,1302 \cdot 10^{-22}$	$0,7593 \cdot 10^{-2}$	$0,3518 \cdot 10^{-26}$
600	$0,8624 \cdot 10^{-20}$	$0,2333 \cdot 10^{-18}$	$0,3696 \cdot 10^{-1}$	$0,3400 \cdot 10^{-21}$
700	$0,2900 \cdot 10^{-16}$	$0,2614 \cdot 10^{-15}$	0,1109	$0,1265 \cdot 10^{-17}$
800	$0,1277 \cdot 10^{-13}$	$0,5156 \cdot 10^{-13}$	0,2475	$0,6119 \cdot 10^{-15}$
900	$0,1445 \cdot 10^{-11}$	$0,3185 \cdot 10^{-11}$	0,4537	$0,7568 \cdot 10^{-13}$
1000	$0,6331 \cdot 10^{-10}$	$0,8728 \cdot 10^{-10}$	0,7254	$0,3604 \cdot 10^{-11}$
1100	$0,1389 \cdot 10^{-8}$	$0,1314 \cdot 10^{-8}$	1,0560	$0,8519 \cdot 10^{-10}$
1200	$0,1814 \cdot 10^{-7}$	$0,1267 \cdot 10^{-7}$	1,4320	$0,1193 \cdot 10^{-8}$
1300	$0,1591 \cdot 10^{-6}$	$0,8648 \cdot 10^{-7}$	1,8400	$0,1116 \cdot 10^{-7}$
1400	$0,1020 \cdot 10^{-5}$	$0,4501 \cdot 10^{-6}$	2,2660	$0,7603 \cdot 10^{-7}$
1500	$0,5087 \cdot 10^{-5}$	$0,1885 \cdot 10^{-5}$	2,6990	$0,4016 \cdot 10^{-6}$
1600	$0,2074 \cdot 10^{-4}$	$0,6615 \cdot 10^{-5}$	3,1350	$0,1726 \cdot 10^{-5}$
1700	$0,7131 \cdot 10^{-4}$	$0,2005 \cdot 10^{-4}$	3,5550	$0,6250 \cdot 10^{-5}$
1800	$0,2135 \cdot 10^{-3}$	$0,5383 \cdot 10^{-4}$	3,9670	$0,1964 \cdot 10^{-4}$
1900	$0,5687 \cdot 10^{-3}$	$0,1303 \cdot 10^{-3}$	4,3630	$0,5475 \cdot 10^{-4}$
2000	$0,1371 \cdot 10^{-2}$	$0,2892 \cdot 10^{-3}$	4,7410	$0,1378 \cdot 10^{-3}$
2100	$0,3035 \cdot 10^{-2}$	$0,5954 \cdot 10^{-3}$	5,0970	$0,3178 \cdot 10^{-3}$
2200	$0,6240 \cdot 10^{-2}$	$0,1149 \cdot 10^{-2}$	5,4300	$0,6797 \cdot 10^{-3}$
2300	$0,1203 \cdot 10^{-1}$	$0,2094 \cdot 10^{-2}$	5,7460	$0,1361 \cdot 10^{-2}$
2400	$0,2195 \cdot 10^{-1}$	$0,3634 \cdot 10^{-2}$	6,0390	$0,2573 \cdot 10^{-2}$
2500	$0,3810 \cdot 10^{-1}$	$0,6037 \cdot 10^{-2}$	6,3110	$0,4625 \cdot 10^{-2}$
2600	$0,6333 \cdot 10^{-1}$	$0,9649 \cdot 10^{-2}$	6,5630	$0,7947 \cdot 10^{-2}$
2700	0,1013	$0,1490 \cdot 10^{-1}$	6,7940	$0,1312 \cdot 10^{-1}$
2800	0,1565	$0,2233 \cdot 10^{-1}$	7,0080	$0,2091 \cdot 10^{-1}$
2900	0,2345	$0,3256 \cdot 10^{-1}$	7,2020	$0,3228 \cdot 10^{-1}$
3000	0,3417	$0,4628 \cdot 10^{-1}$	7,3820	$0,4841 \cdot 10^{-1}$

ПРИЛОЖЕНИЕ II

ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА¹

$K_{p4} = \frac{p_{NO}^2}{p_{N_2} p_{O_2}}$	$K_{p5} = \frac{p_H^2}{p_{H_2}}$	$K_{p6} = \frac{p_O^2}{p_{O_2}}$	$K_{p7} = \frac{p_N^2}{p_{N_2}}$	T° K
0,6653 · 10 ⁻³⁰	0,1813 · 10 ⁻⁷⁰	0,8191 · 10 ⁻⁸⁰	0,216 · 10 ⁻¹¹⁸	300
0,4898 · 10 ⁻²²	0,1811 · 10 ⁻⁵¹	0,3084 · 10 ⁻⁵⁸	0,3359 · 10 ⁻⁸⁷	400
0,2587 · 10 ⁻¹⁷	0,4899 · 10 ⁻⁴⁰	0,2944 · 10 ⁻⁴⁵	0,1879 · 10 ⁻⁶⁸	500
0,3648 · 10 ⁻¹⁴	0,2153 · 10 ⁻³²	0,1387 · 10 ⁻³⁶	0,6218 · 10 ⁻⁵⁶	600
0,6489 · 10 ⁻¹²	0,6425 · 10 ⁻²⁷	0,2240 · 10 ⁻³⁰	0,5633 · 10 ⁻⁴⁷	700
0,3163 · 10 ⁻¹⁰	0,8426 · 10 ⁻²³	0,1034 · 10 ⁻²⁵	0,3010 · 10 ⁻⁴⁰	800
0,6495 · 10 ⁻⁹	0,1369 · 10 ⁻¹⁹	0,4450 · 10 ⁻²²	0,5230 · 10 ⁻³⁵	900
0,7302 · 10 ⁻⁸	0,5148 · 10 ⁻¹⁷	0,3631 · 10 ⁻¹⁹	0,8239 · 10 ⁻³¹	1000
0,5277 · 10 ⁻⁷	0,6676 · 10 ⁻¹⁵	0,8820 · 10 ⁻¹⁷	0,2262 · 10 ⁻²⁷	1100
0,2752 · 10 ⁻⁶	0,3886 · 10 ⁻¹³	0,8630 · 10 ⁻¹⁵	0,1673 · 10 ⁻²⁴	1200
0,1112 · 10 ⁻⁵	0,1220 · 10 ⁻¹¹	0,4191 · 10 ⁻¹³	0,4503 · 10 ⁻²²	1300
0,3680 · 10 ⁻⁵	0,2358 · 10 ⁻¹⁰	0,1173 · 10 ⁻¹¹	0,5478 · 10 ⁻²⁰	1400
0,1039 · 10 ⁻⁴	0,3087 · 10 ⁻⁹	0,2113 · 10 ⁻¹⁰	0,3527 · 10 ⁻¹⁸	1500
0,2575 · 10 ⁻⁴	0,2944 · 10 ⁻⁸	0,2657 · 10 ⁻⁹	0,1354 · 10 ⁻¹⁶	1600
0,5738 · 10 ⁻⁴	0,2162 · 10 ⁻⁷	0,2486 · 10 ⁻⁸	0,3393 · 10 ⁻¹⁵	1700
0,1170 · 10 ⁻³	0,1277 · 10 ⁻⁶	0,1819 · 10 ⁻⁷	0,5961 · 10 ⁻¹⁴	1800
0,2213 · 10 ⁻³	0,6267 · 10 ⁻⁶	0,1080 · 10 ⁻⁶	0,7761 · 10 ⁻¹³	1900
0,3926 · 10 ⁻³	0,2631 · 10 ⁻⁵	0,5376 · 10 ⁻⁶	0,7829 · 10 ⁻¹²	2000
0,6595 · 10 ⁻³	0,9658 · 10 ⁻⁵	0,2299 · 10 ⁻⁵	0,6349 · 10 ⁻¹¹	2100
0,1057 · 10 ⁻²	0,3155 · 10 ⁻⁴	0,8624 · 10 ⁻⁵	0,4263 · 10 ⁻¹⁰	2200
0,1625 · 10 ⁻²	0,9313 · 10 ⁻⁴	0,2885 · 10 ⁻⁴	0,2429 · 10 ⁻⁹	2300
0,2410 · 10 ⁻²	0,2516 · 10 ⁻³	0,8738 · 10 ⁻⁴	0,1198 · 10 ⁻⁸	2400
0,3391 · 10 ⁻²	0,6284 · 10 ⁻³	0,2423 · 10 ⁻³	0,5206 · 10 ⁻⁸	2500
0,4840 · 10 ⁻²	0,1464 · 10 ⁻²	0,6215 · 10 ⁻³	0,2023 · 10 ⁻⁷	2600
0,6592 · 10 ⁻²	0,3207 · 10 ⁻²	0,1487 · 10 ⁻²	0,7114 · 10 ⁻⁷	2700
0,8786 · 10 ⁻²	0,6649 · 10 ⁻²	0,3345 · 10 ⁻²	0,2289 · 10 ⁻⁶	2800
0,1148 · 10 ⁻¹	0,1312 · 10 ⁻¹	0,7117 · 10 ⁻²	0,6797 · 10 ⁻⁶	2900
0,1472 · 10 ⁻¹	0,2475 · 10 ⁻¹	0,1441 · 10 ⁻¹	0,1879 · 10 ⁻⁵	3000

¹ые двигатели. Оборонгиз, 1957.

$T^{\circ} K$	$K_{p1} = \frac{P_{CO} P_{O_2}^{1/2}}{P_{CO_2}}$	$K_{p2} = \frac{P_{H_2} P_{O_2}^{1/2}}{P_{H_2O}}$	$K_{2a} = \frac{P_{CO} P_{H_2O}}{P_{CO_2} P_{H_2}}$	$K_{p3} = \frac{P_{OH} P_{H_2}^{1/2}}{P_{H_2O}}$
3100	0,4854	$0,6436 \cdot 10^{-1}$	7,5430	$0,7074 \cdot 10^{-1}$
3200	0,6744	$0,8770 \cdot 10^{-1}$	7,6900	0,1009
3300	0,9179	0,1173	7,8210	0,1410
3400	1,2260	0,1544	7,9410	0,1933
3500	1,6100	0,2000	8,0480	0,2601
3600	2,0810	0,2556	8,1430	0,3444
3700	2,6520	0,3222	8,2280	0,4492
3800	3,3340	0,4017	8,2990	0,5780
3900	4,1410	0,4951	8,3640	0,7343
4000	5,0870	0,6042	8,4180	0,9217
4100	6,1810	0,7303	8,4650	1,1450
4200	7,4420	0,8750	8,5060	1,4070
4300	8,8740	1,0400	8,5310	1,7130
4400	10,5000	1,2280	8,5570	2,0670
4500	12,5300	1,4370	8,5760	2,4750
4600	14,3600	1,6730	8,5860	2,9400
4700	16,6200	1,9340	8,5920	3,4660
4800	19,1100	2,2240	8,5920	4,0610
4900	21,8400	2,5430	8,5880	4,7290
5000	24,8300	2,8940	8,5780	5,4730
5100	28,0600	3,2760	8,5670	6,2980
5200	31,5800	3,6940	8,5490	7,2090
5300	35,3700	4,1460	8,5310	8,2130
5400	39,4100	4,6340	8,5040	9,3110
5500	43,7500	5,1600	8,4780	10,5100
5600	48,3700	5,7270	8,4450	11,8100
5700	53,2700	6,3330	8,4120	13,2300
5800	58,4800	6,9810	8,3770	14,7600
5900	63,9600	7,6700	8,3390	16,4000
6000	69,7400	8,4050	8,2990	18,1800

Продолжение

$K_{p4} = \frac{P_{NO}^2}{P_{N_2} P_{O_2}}$	$K_{p5} = \frac{P_{H}^2}{P_{H_2}}$	$K_{p6} = \frac{P_{O}^2}{P_{O_2}}$	$K_{p7} = \frac{P_{N}^2}{P_{N_2}}$	T° К
0,1858 · 10 ⁻¹	0,4485 · 10 ⁻¹	0,2786 · 10 ⁻¹	0,4866 · 10 ⁻⁵	3100
0,2310 · 10 ⁻¹	0,7836 · 10 ⁻¹	0,5174 · 10 ⁻¹	0,1189 · 10 ⁻⁴	3200
0,2833 · 10 ⁻¹	0,1324	0,9253 · 10 ⁻¹	0,2751 · 10 ⁻⁴	3300
0,3431 · 10 ⁻¹	0,2170	0,1600	0,6064 · 10 ⁻⁴	3400
0,4115 · 10 ⁻¹	0,3459	0,2680	0,1278 · 10 ⁻³	3500
0,4882 · 10 ⁻¹	0,5374	0,4364	0,2587 · 10 ⁻³	3600
0,5736 · 10 ⁻¹	0,8156	0,6926	0,5042 · 10 ⁻³	3700
0,6677 · 10 ⁻¹	1,2120	1,0730	0,9491 · 10 ⁻³	3800
0,7720 · 10 ⁻¹	1,7630	1,6240	0,1731 · 10 ⁻²	3900
0,8851 · 10 ⁻¹	2,5190	2,4080	0,3063 · 10 ⁻²	4000
0,1008	3,5380	3,5050	0,5276 · 10 ⁻²	4100
0,1141	4,8890	5,0100	0,8857 · 10 ⁻²	4200
0,1283	6,6580	7,0460	0,1452 · 10 ⁻¹	4300
0,1436	8,9390	9,7540	0,2330 · 10 ⁻¹	4400
0,1598	11,8500	13,3100	0,3660 · 10 ⁻¹	4500
0,1770	15,5200	17,9300	0,5641 · 10 ⁻¹	4600
0,1952	20,0800	23,8300	0,8541 · 10 ⁻¹	4700
0,2143	25,7200	31,3200	0,1272	4800
0,2343	32,6200	40,7000	0,1863	4900
0,2553	40,9900	52,3400	0,2689	5000
0,2771	51,0100	66,6500	0,3828	5100
0,2997	62,9800	84,1000	0,5379	5200
0,3234	77,1400	105,2000	0,7464	5300
0,3478	93,7800	130,5000	1,0230	5400
0,3731	113,2000	160,6000	1,3890	5500
0,3988	135,7000	196,3000	1,8640	5600
0,4258	161,7000	238,1000	2,4750	5700
0,4533	191,5000	287,0000	3,2610	5800
0,4812	225,5000	343,8000	4,2560	5900
0,5100	264,0000	409,4000	5,5080	6000

ДЕСЯТИЧНЫЕ ЛОГАРИФМЫ КОНСТАНТ ХИМИЧЕСКОГО

T° K	$\lg K_{p1} = \lg \frac{p_{CO}^{1/2} p_{O_2}}{p_{CO_2}}$	$\Delta \lg K_{p1}$	$\lg K_{p2} = \lg \frac{p_{H_2}^{1/2} p_{O_2}}{p_{H_2O}}$	$\Delta \lg K_{p2}$	$\lg K_{2a} = \lg \frac{p_{CO} p_{H_2O}}{p_{CO_2} p_{H_2}}$	$\Delta \lg K_{2a}$	$\lg K_{p3} = \lg \frac{p_{OH}^{1/2} p_{H_2O}}{p_{H_2O}}$	$\Delta \lg K_{p3}$
300	-44,7389	12,3295	-39,7860	10,5464	-4,9529	1,7831	-46,2890	12,3814
400	-32,4094	7,4044	-29,2396	6,3542	-3,1698	1,0502	-33,9076	7,4539
500	-25,0050	4,9407	-22,8854	4,2534	-2,1196	0,6873	-26,4537	4,9852
600	-20,0643	3,5268	-18,6320	3,0494	-1,4323	0,4774	-21,4685	3,5706
700	-16,5375	2,6434	-15,5826	2,2949	-0,9549	0,3485	-17,8979	2,6846
800	-13,8941	2,0541	-13,2877	1,7909	-0,6064	0,2632	-15,2133	2,0923
900	-11,8400	1,6415	-11,4968	1,4377	-0,3432	0,2038	-13,1210	1,6779
1000	-10,1985	1,3412	-10,0591	1,1779	-0,1394	0,1633	-11,4431	1,3735
1100	-8,8573	1,1160	-8,8812	0,9838	0,0239	0,1322	-10,0696	1,1463
1200	-7,7413	0,9428	-7,8974	0,8343	0,1561	0,1085	-8,9233	0,9710
1300	-6,7985	0,8069	-7,0631	0,7164	0,2646	0,0905	-7,9523	0,8333
1400	-5,9916	0,6980	-6,3467	0,6220	0,3551	0,0760	-7,1190	0,7228
1500	-5,2936	0,6104	-5,7247	0,5452	0,4311	0,0652	-6,3962	0,6331
1600	-4,6832	0,5363	-5,1795	0,4817	0,4963	0,0546	-5,7631	0,5590
1700	-4,1469	0,4763	-4,6978	0,4288	0,5509	0,0475	-5,2041	0,4973
1800	-3,6706	0,4255	-4,2690	0,3841	0,5984	0,0414	-4,7068	0,4452
1900	-3,2451	0,3821	-3,8849	0,3461	0,6398	0,0360	-4,2616	0,4009
2000	-2,8630	0,3451	-3,5388	0,3136	0,6758	0,0315	-3,8607	0,3629
2100	-2,5179	0,3131	-3,2252	0,2856	0,7073	0,0275	-3,4978	0,3301
2200	-2,2048	0,2852	-2,9396	0,2606	0,7348	0,0246	-3,1677	0,3016
2300	-1,9196	0,2610	-2,6790	0,2394	0,7594	0,0216	-2,8661	0,2766
2400	-1,6586	0,2395	-2,4396	0,2204	0,7810	0,0191	-2,5895	0,2546
2500	-1,4191	0,2207	-2,2192	0,2037	0,8001	0,0170	-2,3349	0,2351
2600	-1,1984	0,2039	-2,0155	0,1889	0,8171	0,0150	-2,0998	0,2178
2700	-0,9945	0,1890	-1,8266	0,1755	0,8321	0,0135	-1,8820	0,2024
2800	-0,8055	0,1756	-1,6511	0,1637	0,8456	0,0119	-1,6796	0,1885
2900	-0,6299	0,1635	-1,4874	0,1528	0,8575	0,0107	-1,4911	0,1760
3000	-0,4664	0,1525	-1,3346	0,1432	0,8682	0,0093	-1,3151	0,1648

ПРИЛОЖЕНИЕ III

РАВНОВЕСИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА¹

$\lg K_{p4} = \frac{p_{NO}^2}{p_N p_{O_2}}$	$\Delta \lg K_{p4}$	$\lg K_{p5} = \lg \frac{p_H^2}{p_{H_2}}$	$\Delta \lg K_{p5}$	$\lg K_{p6} = \lg \frac{p_O^2}{p_{O_2}}$	$\Delta \lg K_{p6}$	$\lg K_{p7} = \lg \frac{p_N^2}{p_{N_2}}$	$\Delta \lg K_{p7}$	$T^\circ K$
-30,1770	7,8670	-70,7414	18,9993	-80,0867	21,5758	-118,6656	31,1918	300
-22,3100	4,7228	-51,7421	11,4322	-58,5109	12,9798	-87,4738	17,7479	400
-17,5872	3,1492	-40,3099	7,6430	-45,5311	8,6731	-68,7259	12,5195	500
-14,4380	2,2502	-32,6669	5,4748	-36,8580	6,2081	-56,2064	8,9572	600
-12,1878	2,6880	-27,1921	4,1177	-30,6499	4,6645	-47,2492	6,7278	700
-10,4998	1,3124	-23,0744	3,2108	-25,9854	3,6339	-40,5214	5,2399	800
-9,1874	1,0508	-19,8636	2,5753	-22,3515	2,9115	-35,2815	4,1974	900
-8,1366	0,8590	-17,2883	2,1128	-19,4400	2,3855	-31,0841	3,4386	1000
-7,2776	0,7172	-15,1755	1,7650	-17,0545	1,9905	-27,6455	2,8689	1100
-6,5604	0,6064	-13,4105	1,4970	-15,0640	1,6863	-24,7766	2,4301	1200
-5,9540	0,5198	-11,9135	1,2860	-13,3777	1,4470	-22,3465	2,0851	1300
-5,4342	0,4506	-10,6275	1,1170	-11,9307	1,2555	-20,2614	1,8088	1400
-4,9836	0,3944	-9,5105	0,9794	-10,6752	1,0996	-18,4526	1,5842	1500
-4,5892	0,3480	-8,5311	0,8659	-9,5756	0,9712	-16,8684	1,3990	1600
-4,2412	0,3094	-7,6652	0,7711	-8,6044	0,8641	-15,4694	1,2447	1700
-3,9318	0,2768	-6,8941	0,6912	-7,7403	0,7738	-14,2247	1,1146	1800
-3,6550	0,2490	-6,2029	0,6231	-6,9665	0,6970	-13,1101	1,0038	1900
-3,4060	0,2252	-5,5798	0,5647	-6,2695	0,6311	-12,1063	0,9090	2000
-3,1808	0,2048	-5,0151	0,5141	-5,6384	0,5741	-11,1973	0,8270	2100
-2,9760	0,1868	-4,5010	0,4701	-5,0643	0,5245	-10,3703	0,7556	2200
-2,7892	0,1712	-4,0309	0,4315	-5,5398	0,4812	-9,6147	0,6929	2300
-2,6180	0,1574	-3,5994	0,3976	-4,0586	0,4429	-8,9218	0,6383	2400
-2,4606	0,1454	-3,2018	0,3674	-3,6157	0,4091	-8,2835	0,5895	2500
-2,3152	0,1342	-2,8344	0,3406	-3,2066	0,3789	-7,6940	0,5461	2600
-2,1810	0,1248	-2,4938	0,3166	-2,8277	0,3521	-7,1479	0,5075	2700
-2,0562	0,1158	-2,1772	0,2951	-2,4756	0,3279	-6,6404	0,4727	2800
-1,9404	0,1082	-1,8821	0,2757	-2,1477	0,3062	-6,1677	0,4416	2900
-1,8322	0,1012	-1,6064	0,2582	-1,8415	0,2865	-5,7261	0,4133	3000

$T^{\circ} K$	$\lg K_{p1} = \lg \frac{P_{CO} P_{O_2}^{1/2}}{P_{CO_2}}$	$\Delta \lg K_{p1}$	$\lg K_{p2} = \lg \frac{P_{H_2} P_{O_2}^{1/2}}{P_{H_2O}}$	$\Delta \lg K_{p2}$	$\lg K_{p3} = \lg \frac{P_{CO} P_{H_2O}}{P_{CO_2} P_{H_2}}$	$\Delta \lg K_{p3}$	$\lg K_{p4} = \lg \frac{P_{OH} P_{H_2}^{1/2}}{P_{H_2O}}$	$\Delta \lg K_{p4}$
3100	-0,3139	0,1428	-1,1914	0,1344	0,8775	0,0084	-1,1503	0,1545
3200	-0,1711	0,1339	-1,0570	0,1265	0,8859	0,0074	-0,9958	0,1452
3300	-0,0372	0,1257	-0,9305	0,1191	0,8933	0,0069	-0,8506	0,1368
3400	0,0885	0,1183	-0,8114	0,1125	0,8999	0,0058	-0,7138	0,1290
3500	0,2068	0,1115	-0,6989	0,1064	0,9057	0,0051	-0,5848	0,1219
3600	0,3183	0,1052	-0,5925	0,1007	0,9108	0,0045	-0,4629	0,1154
3700	0,4235	0,0994	-0,4918	0,0957	0,9153	0,0037	-0,3475	0,1094
3800	0,5229	0,0942	-0,3961	0,0908	0,9190	0,0034	-0,2381	0,1040
3900	0,6171	0,0893	-0,3053	0,0865	0,9224	0,0028	-0,1341	0,0987
4000	0,7064	0,0847	-0,2188	0,0823	0,9252	0,0024	-0,0354	0,0940
4100	0,7911	0,0806	-0,1365	0,0785	0,9276	0,0021	0,0586	0,0896
4200	0,8717	0,0764	-0,0580	0,0751	0,9297	0,0013	0,1482	0,0855
4300	0,9481	0,0731	0,0171	0,0718	0,9310	0,0013	0,2337	0,0817
4400	1,0212	0,0696	0,0889	0,0686	0,9323	0,0010	0,3154	0,0781
4500	1,0908	0,0664	0,1575	0,0659	0,9333	0,0005	0,3935	0,0748
4600	1,1572	0,0634	0,2234	0,0631	0,9338	0,0003	0,4683	0,0716
4700	1,2206	0,0607	0,2865	0,0607	0,9341	0,0000	0,5399	0,0688
4800	1,2813	0,0580	0,3472	0,0582	0,9341	-0,0002	0,6087	0,0660
4900	1,3393	0,0556	0,4054	0,0561	0,9339	-0,0005	0,6747	0,0635
5000	1,3949	0,0533	0,4615	0,0539	0,9334	-0,0007	0,7382	0,0610
5100	1,4482	0,0512	0,5155	0,0521	0,9327	-0,0008	0,7992	0,0587
5200	1,4994	0,0492	0,5675	0,0501	0,9319	-0,0010	0,8579	0,0566
5300	1,5485	0,0470	0,6176	0,0484	0,9309	-0,0013	0,9145	0,0545
5400	1,5956	0,0454	0,6660	0,0467	0,9296	-0,0014	0,9690	0,0526
5500	1,6409	0,0435	0,7127	0,0452	0,9282	-0,0015	0,0216	0,0508
5600	1,6846	0,0420	0,7579	0,0437	0,9267	-0,0017	1,0724	0,0492
5700	1,7265	0,0405	0,8016	0,0423	0,9249	-0,0018	1,1216	0,0474
5800	1,7670	0,0389	0,8439	0,0409	0,9231	-0,0020	1,1690	0,0459
5900	1,8059	0,0376	0,8848	0,0397	0,9211	-0,0021	1,2149	0,0445
6000	1,8435		0,9245		0,9190		1,2594	

Примечание. В графах разностей десятичных логарифмов констант равновесия для последующей и текущей температуры при 3500 и 3400° К.

Пользуясь таблицами разностей, можно путем линейной интерполяции при любой промежуточной температуре.

Продолжение

$\frac{p_{\text{NO}}^2}{p_{\text{N}_2} p_{\text{O}_2}}$	$\Delta \lg K_{p4}$	$\frac{p_{\text{H}}^2}{p_{\text{H}_2}}$		$\frac{p_{\text{O}}^2}{p_{\text{O}_2}}$		$\frac{p_{\text{N}}^2}{p_{\text{N}_2}}$		$T^\circ \text{K}$
$\lg K_{p1} = \lg \frac{p_{\text{NO}}^2}{p_{\text{N}_2} p_{\text{O}_2}}$		$\lg K_{p5} = \lg \frac{p_{\text{H}}^2}{p_{\text{H}_2}}$		$\lg K_{p6} = \lg \frac{p_{\text{O}}^2}{p_{\text{O}_2}}$		$\lg K_{p7} = \lg \frac{p_{\text{N}}^2}{p_{\text{N}_2}}$		
-1,7310	0,0946	-1,3482	0,2423	-1,5550	0,2588	-5,3128	0,3878	3100
-1,6364	0,0888	-1,1059	2,2278	-1,2862	0,2525	-4,9250	0,3645	3200
-1,5476	0,0830	-0,8781	0,2146	-1,0337	0,2377	-4,5605	0,3433	3300
-1,4646	0,0790	-0,6635	0,2025	-0,7960	0,2242	-4,2172	0,3239	3400
-1,3856	0,0742	-0,4610	0,1913	-0,5718	0,2118	-3,8933	0,3061	3500
-1,3114	0,0700	-0,2697	0,1812	-0,3500	0,2005	-3,5872	0,2898	3600
-1,2414	0,0660	-0,0885	0,1717	-0,1595	0,1899	-3,2974	0,2747	3700
-1,1754	0,0630	0,0832	0,1630	0,0304	0,1802	-3,0227	0,2609	3800
-1,1124	0,0594	0,2462	0,1550	0,2106	0,1712	-2,7618	0,2480	3900
-1,0530	0,0564	0,4012	0,1475	0,3818	0,1629	-2,5138	0,2361	4000
-0,9666	0,0538	0,5487	0,1405	0,5447	0,1552	-2,2777	0,2250	4100
-0,9428	0,0512	0,6892	0,1341	0,6999	0,1480	-2,0527	0,2148	4200
-0,8916	0,0488	0,8233	0,1280	0,8479	0,1413	-1,8379	0,2052	4300
-0,8428	0,0464	0,9513	0,1223	0,9892	0,1351	-1,6327	0,1962	4400
-0,7964	0,0444	1,0736	0,1171	1,1213	0,1292	-1,4365	0,1879	4500
-0,7520	0,0421	1,1907	0,1122	1,2535	0,1237	-1,2486	0,1801	4600
-0,7096	0,0406	1,3029	0,1075	1,3772	0,1186	-1,0685	0,1728	4700
-0,6690	0,0388	1,4104	0,1031	1,4958	0,1138	-0,8957	0,1659	4800
-0,6302	0,0372	1,5135	0,0991	1,6096	0,1092	-0,7298	0,1595	4900
-0,5930	0,0356	1,6126	0,0951	1,7188	0,1050	-0,5703	0,1533	5000
-0,5574	0,0342	1,7077	0,0915	1,8238	0,1010	-0,4170	0,1477	5100
-0,5232	0,0330	1,7992	0,0881	1,9248	0,0972	-0,2653	0,1423	5200
-0,4902	0,0316	1,8873	0,0848	2,0220	0,0933	-0,11270	0,1372	5300
-0,4586	0,0304	1,9721	0,0818	2,1156	0,0902	0,0102	0,1324	5400
-0,4282	0,0290	2,0539	0,0788	2,2058	0,0870	0,1426	0,1278	5500
-0,3992	0,0284	2,1327	0,0760	2,2928	0,0840	0,2704	0,1235	5600
-0,3708	0,0272	2,2087	0,0735	2,3768	0,0811	0,3939	0,1195	5700
-0,3360	0,0260	2,2822	0,0709	2,4579	0,0784	0,5134	0,1156	5800
-0,3176	0,0252	2,3531	0,0685	2,5363	0,0758	0,6290	0,1120	5900
-0,2924		2,4216		2,6121		0,7410		6000

тант равновесия $\Delta \lg K_{p1}$, $\Delta \lg K_{p3}$ и т. д. приведена разность значения десятич-
ры. Так, например, в графе $T=3100^\circ \text{K}$ приведена разность значений $\lg K_p$

логарифмов констант равновесия определить значения констант равновесия

ЭНТРОПИЯ ПРОДУКТОВ СГОРА

Т° К	CO ₂	H ₂ O	CO	ОН	NO	H ₂
298,16	51,061	45,106	47,301	43,888	50,339	31,211
300	51,116	45,154	47,342	43,934	50,384	31,253
400	53,815	47,490	49,352	45,978	52,436	33,250
500	56,113	49,344	50,927	47,553	54,048	34,809
600	58,109	50,903	52,238	48,840	55,392	36,084
700	59,895	52,269	53,373	49,927	56,556	37,167
800	61,507	53,490	54,379	50,877	57,589	38,108
900	62,980	54,599	55,287	51,723	58,520	38,946
1000	64,3310	55,6180	56,1160	52,4910	59,3700	39,7040
1100	65,5822	56,5712	56,8779	53,1949	60,1500	40,3963
1200	66,7461	57,4654	57,5837	53,8470	60,8715	41,0365
1300	67,8334	58,3090	58,2413	54,4559	61,5425	41,6334
1400	68,8532	59,1084	58,8569	55,0278	62,1696	42,1938
1500	69,8132	59,8687	59,4353	55,5675	62,7580	42,7227
1600	70,7200	60,5939	59,9806	56,0788	63,3122	43,2243
1700	71,5792	61,2873	60,4964	56,5650	63,8358	43,7016
1800	72,3955	61,9515	60,9857	57,0285	64,3319	44,1571
1900	73,1727	62,5887	61,4510	57,4714	64,8034	44,5931
2000	73,9145	63,2010	61,8945	57,8956	65,2524	45,0112
2100	74,6238	63,7900	62,3181	58,3027	65,6811	45,4130
2200	75,3034	64,3574	62,7234	58,6939	66,0912	45,7998
2300	75,9557	64,9045	63,1121	59,0705	66,4841	46,1728
2400	76,5828	65,4328	63,4854	59,4337	66,8613	46,5329
2500	77,1865	65,9434	63,8444	59,7842	67,2240	46,8812
2600	77,7687	66,4374	64,1902	60,1230	67,5732	47,2183
2700	78,3307	66,9159	64,5238	60,4508	67,9100	47,5451
2800	78,8740	67,3796	64,8458	60,7684	68,2351	47,8622
2900	79,3997	67,8294	65,1572	61,0764	68,5494	48,1702
3000	79,9090	68,2661	65,4586	61,3753	68,8537	48,4696

ПРИЛОЖЕНИЕ IV

НИИ ТОПЛИВА S_i ккал/кмоль °C¹

O ₂	N ₂	H	O	N	Т° К
49,011	45,767	27,3927	38,4689	36,6145	298,16
49,056	45,809	27,4232	38,5010	36,6450	300
51,098	47,818	28,8524	39,9915	38,0742	400
52,728	49,385	29,9610	41,1308	39,1828	500
54,105	50,685	30,8667	42,0540	40,0885	600
55,303	51,805	31,6326	42,8307	40,8544	700
56,368	52,797	32,2959	43,5011	41,5177	800
57,327	53,692	32,8811	44,0914	42,1029	900
58,1990	54,5090	33,4045	44,6183	42,6263	1000
58,9983	55,2601	33,8780	45,0945	43,0998	1100
59,7364	55,9565	34,3103	45,5288	43,5321	1200
60,4220	56,6060	34,7079	45,9281	43,9297	1300
61,0622	57,2143	35,0761	46,2975	44,2979	1400
61,6628	57,7863	35,4188	46,6413	44,6406	1500
62,2287	58,3261	35,7395	46,9628	44,9613	1600
62,7640	58,8371	36,0407	47,2646	45,2625	1700
63,2719	59,3221	36,3246	47,5492	45,5464	1800
63,7555	59,7836	36,5932	47,8184	45,8151	1900
64,2172	60,2237	36,8480	48,0737	46,0699	2000
64,6590	60,6443	37,0904	48,3166	46,3124	2100
65,0829	61,0471	37,3215	48,5481	46,5436	2200
65,4904	61,4333	37,5424	48,7695	46,7646	2300
65,8828	61,8044	37,7538	48,9814	46,9763	2400
66,2614	62,1614	37,9566	49,1848	47,1794	2500
66,6272	62,5054	38,1515	49,3803	47,3747	2600
66,9812	62,8373	38,3390	49,5686	47,5628	2700
67,3241	63,1579	38,5196	49,7501	47,7443	2800
67,6568	63,4679	38,6940	49,9254	47,9197	2900
67,9797	63,7680	38,8624	50,0950	48,0894	3000

Т° К	CO ₂	H ₂ O	CO	ОН	NO	H ₂
3100	80,4029	68,6904	65,7506	61,6658	69,1484	48,7609
3200	80,8822	69,1029	66,0338	61,9482	69,4342	49,0447
3300	81,3180	69,5042	66,3087	62,2230	69,7117	49,3213
3400	81,8008	69,8949	66,5757	62,4906	69,9813	49,5911
3500	82,2414	70,2754	66,8354	62,7515	70,2434	49,8545
3600	82,6705	70,6463	67,0880	63,0059	70,4985	50,1119
3700	83,0886	71,0080	67,3340	63,2542	70,7469	50,3635
3800	83,4963	71,3609	67,5738	63,4966	70,9891	50,6097
3900	83,8941	71,7054	67,8076	63,7336	71,2252	50,8506
4000	84,2826	72,0420	68,0357	63,9652	71,4556	51,0866
4100	84,6620	72,3710	68,2584	64,1917	71,6806	51,3178
4200	85,0329	72,6926	68,4760	64,4135	71,9005	51,5445
4300	85,3957	73,0071	68,6887	64,6306	72,1154	51,7668
4400	85,7507	73,3150	68,8966	64,8434	72,3256	51,9850
4500	86,0982	73,6164	69,1001	65,0518	72,5312	52,1992
4600	86,4386	73,9117	69,2993	65,2563	72,7326	52,4096
4700	86,7721	74,2011	69,4944	65,4569	72,9299	52,6164
4800	87,0991	74,4847	69,6855	65,6537	73,1232	52,8196
4900	87,4198	74,7629	69,8728	65,8470	73,3128	53,0194
5000	87,7344	75,0359	70,0565	66,0368	73,4987	53,2159
5100	88,0433	75,3038	70,2337	66,2233	73,6812	53,4093
5200	88,3166	75,5669	70,4136	66,4065	73,8602	53,5997
5300	88,6445	75,8254	70,5872	66,5867	74,0361	53,7871
5400	88,9373	76,0794	70,7576	66,7639	74,2088	53,9717
5500	89,2251	76,3290	70,9251	66,9382	74,3786	54,1536
5600	89,5081	76,5745	71,0897	67,1097	74,5454	54,3328
5700	89,7865	76,8159	71,2514	67,2785	74,7095	54,5095
5800	90,0604	77,0535	71,4105	67,4447	74,8709	54,6837
5900	90,3301	77,2873	71,5670	67,6084	75,0297	54,8555
6000	90,5955	77,5175	71,7209	67,7697	75,1860	55,0250

Продолжение

O ₂	N ₂	H	O	N	T° K
68,2936	64,0588	39,0253	50,2592	48,2539	3100
68,5990	64,3409	39,1830	50,4183	48,4135	3200
68,8963	64,6148	39,3359	50,5728	48,5687	3300
69,1859	64,8809	39,4842	50,7229	48,7197	3400
69,4683	65,1397	39,6282	50,8689	48,8669	3500
69,7439	65,3915	39,7681	51,0111	49,0105	3600
70,0128	65,6368	39,9043	51,1496	49,1508	3700
70,2756	65,8758	40,0368	51,2846	49,2880	3800
70,5323	66,1089	40,1658	51,4165	49,4223	3900
70,7834	66,3364	40,2916	51,5452	49,5539	4000
71,0290	66,5585	40,4142	51,6711	49,6830	4100
71,2693	66,7754	40,5340	51,7942	49,8099	4200
71,5046	66,9875	40,6509	51,9147	49,9345	4300
71,7351	67,1949	40,7651	52,0326	50,0572	4400
71,9609	67,3979	40,8767	52,1482	50,1779	4500
72,1822	67,5965	40,9859	52,2615	50,2969	4600
72,3993	67,7911	41,0928	52,3727	50,4142	4700
72,6122	67,9818	41,1973	52,4817	50,5299	4800
72,8210	68,1687	41,2998	52,5888	50,6442	4900
73,0261	68,3520	41,4002	52,6939	50,7571	5000
73,2273	68,5318	41,4985	52,7972	50,8687	5100
73,4250	68,7082	41,5950	52,8988	50,9790	5200
73,6192	68,8815	41,6896	52,9986	51,0882	5300
73,8100	69,0516	41,7825	53,0968	51,1962	5400
73,9975	69,2188	41,8736	53,1933	51,3032	5500
74,1819	69,3831	41,9632	53,2884	51,4092	5600
74,3632	69,5446	42,0511	53,3820	51,5142	5700
74,5416	69,7034	42,1375	53,4742	51,6183	5800
74,7171	69,8596	42,2224	53,5649	51,7215	5900
74,8898	70,0134	42,3059	53,6544	51,8238	6000

ДЕСЯТИЧНЫЕ ЛОГАРИФМЫ КОНСТАНТ ХИМИЧЕСКОГО РАВНОВЕСИЯ ПРОДУКТОВ НЕПОЛНОГО СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

T° K	Метан CH ₄		Ацетилен C ₂ H ₂		Этилен C ₂ H ₄		Этан C ₂ H ₆		Бензол C ₆ H ₆		T° K
	$\lg K_p = \lg \frac{P_{H_2}^4}{P_{CH_4}}$	$\lg K_p = \lg \frac{P_{CO}^2 P_{H_2}^2}{P_{CO_2} P_{CH_4}}$	$\lg K_p = \lg \frac{P_H^2}{P_{C_2H_2}}$	$\lg K_p = \lg \frac{P_{CO}^2 P_{H_2}^4}{P_{CO_2} P_{C_2H_2}^2}$	$\lg K_p = \lg \frac{P_H^4}{P_{C_2H_4}}$	$\lg K_p = \lg \frac{P_{CO}^2 P_{H_2}^4}{P_{CO_2} P_{C_2H_4}^2}$	$\lg K_p = \lg \frac{P_{H_2}^3}{P_{C_2H_6}}$	$\lg K_p = \lg \frac{P_{CO}^3 P_{H_2}^3}{P_{CO_2} P_{C_2H_6}^2}$	$\lg K_p = \lg \frac{P_{H_2}^3}{P_{C_6H_6}}$	$\lg K_p = \lg \frac{P_{CO}^{12} P_{H_2}^3}{P_{CO_2}^6 P_{C_6H_6}^6}$	
300	—	-29,6859	—	-5,2588	—	-29,8082	—	-47,3837	—	-102,3830	300
400	-5,5377	-18,8198	+26,5150	-0,0589	+9,6074	-16,9616	-1,9506	-28,5194	+19,0158	-60,6907	400
500	-3,4585	-12,2102	20,6101	+3,1040	8,3639	-9,1422	+0,4580	-17,0481	17,0437	-35,4746	500
600	-2,0339	-7,7620	16,6801	5,2221	7,5818	-3,8762	2,1233	-9,3346	15,8154	-18,5586	600
700	-0,9808	-4,5551	13,8806	6,7312	7,0454	-0,1040	3,3704	-3,7790	14,9836	-6,4646	700
800	-0,1738	-2,1367	11,7856	7,8596	6,6629	+2,7369	3,3123	+0,3863	14,3670	+2,5891	800
900	+0,4671	-0,2494	10,1646	8,7319	6,3788	4,9462	5,0680	3,6352	13,9098	9,6117	900
1000	0,9901	+1,2705	8,8642	9,4218	6,1513	6,7089	5,6843	6,2418	13,5264	15,1984	1000
1100	1,4320	2,5176	7,8107	9,9833	5,9712	8,1438	6,2003	8,3729	13,2512	19,7688	1100
1200	1,7992	3,5546	6,9277	10,4402	5,8254	9,3378	6,6191	10,1316	13,0109	23,5483	1200
1300	2,1058	4,4248	6,1905	10,8333	5,6990	10,3388	6,9855	11,6253	12,8000	26,7191	1300
1400	2,3616	5,1602	5,5523	11,1515	5,5969	11,1961	7,2862	12,8855	12,6334	29,4311	1400
1500	2,5713	5,7828	5,0114	11,4364	5,5023	11,9274	7,5409	13,9659	12,4628	31,7379	1500

ПРИЛОЖЕНИЕ VI

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕКОТОРЫХ ГАЗОВ

Газ T° K	CH ₄	C ₂ H ₂	C ₂ H ₄	C ₂ H ₆	C ₆ H ₆
1. Энергосодержание (полная энтальпия) I_i ккал/кмоль					
300	-17871	+54212	+12519	-20210	+19870
400	-16945	55346	13690	-18795	22200
500	-15919	56592	15075	-17062	25170
600	-14743	57931	16705	-15104	28710
700	-13419	59330	18483	-12816	32710
800	-11978	60804	20439	-10339	37040
900	-10409	62308	22529	-7686	41680
1000	-8709	63886	24729	-4816	46570
1100	-6939	65497	27039	-1796	51680
1200	-5049	67139	29429	+1314	56990
1300	-3119	68861	31889	4614	62480
1400	-1169	70561	34469	7964	68030
1500	+801	72361	37049	11384	73640
2. Энтропия S_i ккал/кмоль °C					
300	44,56	48,07	52,52	54,94	64,607
400	47,18	51,30	55,92	58,99	71,267
500	49,47	54,07	59,00	62,83	77,927
600	51,65	56,51	61,95	66,43	84,327
700	53,69	58,67	64,70	69,91	90,447
800	55,61	60,633	67,29	73,25	96,227
900	57,46	62,402	69,74	76,38	101,707
1000	59,22	64,076	72,06	79,38	106,927
1100	60,86	65,603	74,27	82,22	111,747
1200	62,47	67,050	76,34	84,95	116,357
1300	64,01	68,404	78,32	87,56	120,767
1400	65,49	69,682	80,92	90,08	124,847
1500	65,94	70,890	82,02	92,50	128,807
3. Молярные теплоемкости μC_pi ккал/кмоль °C					
300	8,543	10,500	10,44	12,66	19,68
400	9,743	11,978	12,91	15,69	26,71
500	11,130	12,947	15,15	18,66	32,80
600	12,537	13,709	17,11	21,32	37,74
700	13,875	14,352	18,74	23,69	41,71
800	15,091	14,925	20,185	25,807	45,06
900	16,210	15,441	21,454	27,686	47,77
1000	17,196	15,909	22,556	29,279	50,14
1100	18,083	16,343	23,516	30,632	52,11
1200	18,877	16,734	24,364	31,840	53,81
1300	19,576	17,088	25,123	32,956	55,27
1400	20,179	17,406	25,763	33,968	56,54
1500	20,700	17,692	26,338	34,883	57,59

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ФУНКЦИЙ ПРИ

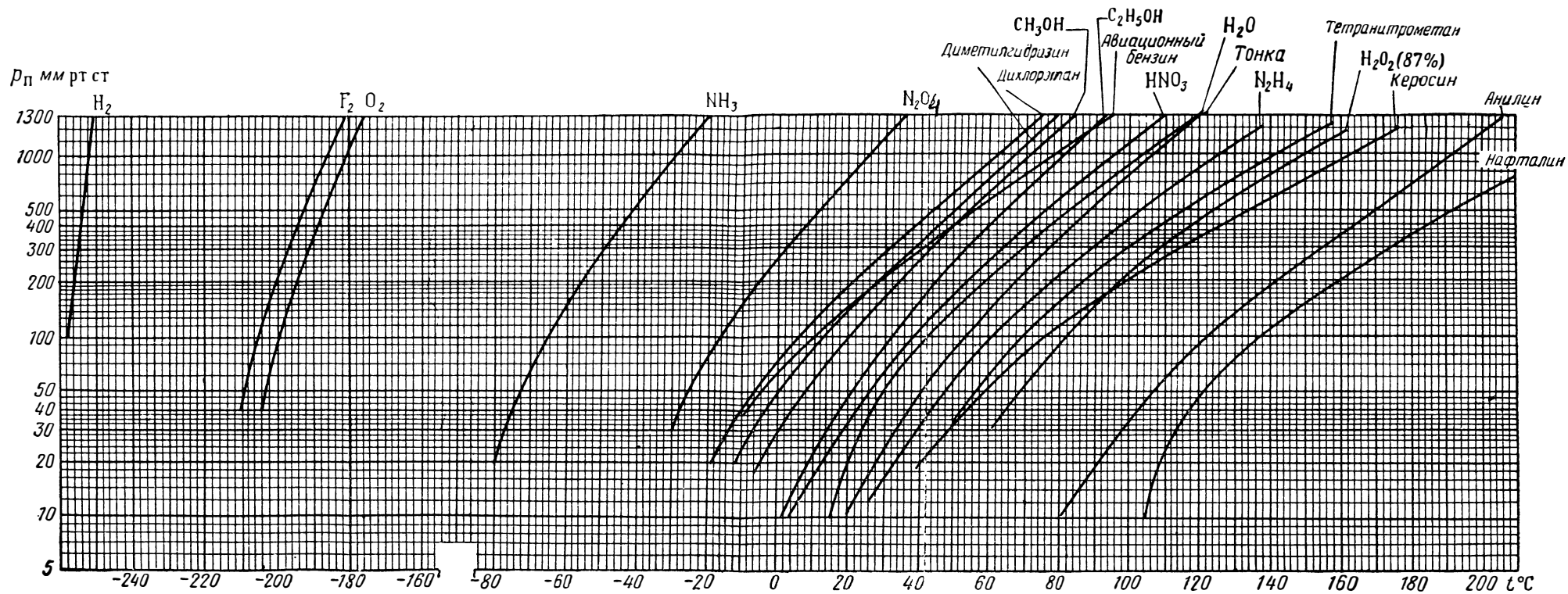
k	$\frac{1}{k-1}$	$\frac{k}{k-1}$	$\frac{k+1}{2}$	$\frac{2}{k+1}$	$\frac{2}{k-1}$	$\frac{k+1}{k-1}$	$\frac{k-1}{k+1}$	$\sqrt{\frac{k+1}{k-1}}$	$\frac{1}{\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}}$
1,10	10,000	11,000	1,050	0,952	20,000	21,000	0,0476	4,582	1,628
1,11	9,090	10,090	1,055	0,948	18,182	19,182	0,0526	4,380	1,626
1,12	8,333	9,333	1,060	0,943	16,666	17,666	0,0566	4,103	1,625
1,13	7,692	8,692	1,065	0,939	15,384	16,384	0,0611	4,046	1,623
1,14	7,143	8,143	1,070	0,934	14,286	15,286	0,0654	3,890	1,621
1,15	6,666	7,666	1,075	0,930	13,333	14,333	0,0697	3,786	1,615
1,16	6,250	7,250	1,080	0,926	12,500	13,500	0,0741	3,674	1,618
1,17	5,882	6,882	1,085	0,921	11,765	12,765	0,0778	3,573	1,616
1,18	5,555	6,555	1,090	0,917	11,111	12,111	0,0826	3,479	1,615
1,19	5,263	6,263	1,095	0,913	10,526	11,526	0,0867	3,395	1,612
1,20	5,000	6,000	1,100	0,909	10,000	10,000	0,0909	3,316	1,610
1,21	4,762	5,762	1,105	0,904	9,524	10,524	0,9500	3,244	1,609
1,22	4,545	5,545	1,110	0,901	9,091	10,091	0,0991	3,178	1,607
1,23	4,348	5,348	1,115	0,896	8,696	9,696	0,1031	3,113	1,605
1,24	4,166	5,166	1,120	0,893	8,333	9,333	0,1071	3,055	1,603
1,25	4,000	5,000	1,125	0,888	8,000	9,000	0,1111	3,000	1,602
1,26	3,846	4,846	1,130	0,885	7,692	8,692	0,1150	2,949	1,600
1,27	3,704	4,704	1,135	0,881	7,408	8,408	0,1193	2,900	1,599
1,28	3,572	4,572	1,140	0,877	7,143	8,143	0,1252	2,854	1,597
1,29	3,448	4,448	1,145	0,873	6,896	7,896	0,1266	2,699	1,596
1,30	3,333	4,333	1,150	0,869	6,666	7,666	0,1317	2,768	1,593
1,32	3,125	4,125	1,160	0,862	5,250	7,250	0,1379	2,692	1,590
1,34	2,941	3,941	1,170	0,856	5,882	6,882	0,1453	2,623	1,587
1,36	2,777	3,777	1,180	0,847	5,554	6,555	0,1525	2,560	1,584
1,38	2,692	3,692	1,190	0,840	5,263	6,263	0,1596	2,502	1,581
1,40	2,500	3,500	1,200	0,833	5,000	6,000	0,1666	2,449	1,575
1,50	2,000	3,000	1,250	0,800	4,000	5,000	0,2000	2,236	1,563

ПРИЛОЖЕНИЕ VII

РАЗНЫХ ПОКАЗАТЕЛЯХ УРАВНЕНИЯ ИЗЭНТРОПИИ ИЛИ ПОЛИТРОПЫ

$\sqrt{\frac{1}{k-1} \left(\frac{2}{k+1} \right)}$	$\sqrt{\frac{k}{k-1} \left(\frac{k+1}{2} \right)}$	$\sqrt{\frac{k}{k-1} \left(\frac{2}{k+1} \right)}$	$\sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{2}{k+1} \right)}$	$\sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(\frac{2}{k+1} \right)}$	$\sqrt{\frac{k}{2g(k-1)}}$	$\sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(\frac{2}{k+1} \right)}$	$\sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(\frac{2}{k+1} \right)}$
0,6139	1,712	0,5841	0,3767	0,3588	14,6801	1,978	0,6590
0,6146	1,718	0,5821	0,3775	0,3579	14,0680	1,984	0,6640
0,6153	1,724	0,5804	0,3784	0,3571	13,3381	1,988	0,6690
0,6160	1,730	0,5784	0,3792	0,3562	13,0591	1,993	0,6440
0,6168	1,736	0,5762	0,3800	0,3553	12,6125	1,998	0,6790
0,6175	1,744	0,5744	0,3809	0,3545	12,2637	2,000	0,6848
0,6182	1,749	0,5723	0,3818	0,3536	11,9261	2,009	0,6898
0,6188	1,754	0,5705	0,3826	0,3527	11,6190	2,014	0,6946
0,6195	1,761	0,5685	0,3835	0,3519	11,1175	2,018	0,6997
0,6202	1,767	0,5665	0,3844	0,3510	11,0851	2,024	0,7052
0,6209	1,771	0,5645	0,3852	0,3501	10,8570	2,030	0,7104
0,6216	1,779	0,5621	0,3860	0,3493	10,6323	2,034	0,7153
0,6223	1,785	0,5603	0,3869	0,3485	10,4302	2,040	0,7204
0,6230	1,790	0,5588	0,3878	0,3477	10,2435	2,045	0,7251
0,6237	1,796	0,5569	0,3886	0,3469	10,0672	2,050	0,7302
0,6243	1,801	0,5549	0,3894	0,3462	9,9044	2,055	0,7356
0,6250	1,818	0,5532	0,3903	0,3454	9,7484	2,061	0,7404
0,6257	1,813	0,5513	0,3911	0,3446	9,6067	2,066	0,7453
0,6264	1,820	0,5494	0,3919	0,3437	9,4740	2,072	0,7500
0,6271	1,825	0,5475	0,3927	0,3430	9,3418	2,078	0,7552
0,6276	1,832	0,5457	0,3936	0,3423	9,2495	2,083	0,7598
0,6289	1,838	0,5421	0,3953	0,3407	8,9961	2,094	0,7695
0,6302	1,856	0,5386	0,3968	0,3392	8,7931	2,105	0,7792
0,6314	1,868	0,5352	0,3985	0,3377	8,6280	2,111	0,7906
0,6327	1,880	0,5317	0,4001	0,3362	8,4403	2,129	0,7992
0,6339	1,893	0,5283	0,4018	0,3348	8,2867	2,140	0,8102
0,6401	1,953	0,5120	0,4096	0,3277	7,6720	2,210	0,8586

ПРИЛОЖЕНИЕ VIII



ЛИТЕРАТУРА

- Абрамович Г. Н. Теория центробежной форсунки. Промышленная аэродинамика, ЦАГИ, 1944.
- Астахов И. В. Влияние вязкости топлив и других факторов на мелкость распыливания. «Дизелестроение», 1937, № 2.
- Богомолов Л. П. Форсунки низкого давления для жидкого топлива. Бюро Техпрома ВОМТ, Москва, 1933.
- Болгарский А. В. и Щукин В. К. Рабочие процессы в жидкостно-ракетных двигателях. Оборонгиз, 1953.
- Ваничев А. П. Термодинамический расчет горения и истечения в области высоких температур. Изд. БНТ, 1947.
- Ваничев А. П. и Кнорре Г. Ф. Обобщенные расчетные формулы газового анализа, Изд. БНТ, 1946.
- Гухман А. А. и Ильяхин Н. В. Основы учения о теплообмене при течении газа с большой скоростью. Машгиз, 1951.
- Зельдович Я. Б. и Полярный А. И. Расчеты тепловых процессов при высокой температуре. Изд. БНТ, 1947.
- Калихман Л. Е. Газодинамическая теория теплообмена. Прикладная математика и механика, 1946, т. X, № 4.
- Кей Д. и Лэби Т. Справочник физика-экспериментатора. ИЛ, 1949
- Кнорре Г. Ф. Топочные процессы. Госэнергоиздат, 1951.
- Коой И. и Ютенбогарт И. Динамика ракет. Оборонгиз, 1950.
- Михеев М. А. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1956.
- Новиков И. И. Дробление жидкостей в центробежных форсунках. ЖТФ. т. XVIII, 1948.
- Рогозин Н. А. Справочник по авиационным и автомобильным топливам Гостехиздат, 1947.
- Саттон Д. Ракетные двигатели. ИЛ, 1950.
- Синярев Г. Б. и Добровольский М. В. Жидкостные ракетные двигатели, Оборонгиз, 1957.
- Феодосьев В. И. и Синярев Г. Б. Введение в ракетную технику Оборонгиз, 1956.
- Хэмфрис Д. Ракетные двигатели и управляемые снаряды. ИЛ, 1958.
- Шандер Ф. А. Проблемы полета при помощи реактивных аппаратов. Оборонгиз, 1947.
- Циолковский К. Э. Труды по ракетной технике. Оборонгиз, 1947.
- Известия высших учебных заведений МВО СССР, Авиационная техника, № 1. Казань, 1958.
- Вопросы горения. Сборник статей, ч. 1 и 2. Перевод. ИЛ, 1953.
- Журнал «Реактивная техника», № 2—6, 1937.
- Журнал «Вопросы ракетной техники», 1956, № 1, 3, 4 и 1957, № 1, 3, 5, 6, ИЛ
- Справочник химика, т. 1 и 2. Гостехиздат, 1951.
- «Теплоэнергетика», ВТИ СССР, 1955, № 9.
- Физика и химия реактивного топлива. Сб. № 1 и 2. ИЛ, 1948.
- Экспресс-информация АН СССР, вып. 2, РТ-58, 1957.
- Экспресс-информация АН СССР, вып. 4, РТ-32, 1957.
- Экспресс-информация АН СССР, вып. 6, РТ-16, 1957.
- Экспресс-информация АН СССР, вып. 18, РТ-53, 1957.

- Экспресс-информация АН СССР, вып. 32, РТ-94, 1957.
Экспресс-информация АН СССР, вып. 8, РТ-22, 1958.
Экспресс-информация АН СССР, вып. 8, РТ-23, 1958.
Экспресс-информация АН СССР, вып. 7, РТ-20, 1958.
Экспресс-информация АН СССР, вып. 23, РТ-68, 1958.
Экспресс-информация АН СССР, вып. 20, АДС-78, 1958.
А н с о н Д. Влияние качества распыливания на устойчивое горение жидких топливных струй, *Fuel*, 32, № 1, 1953.
К е л л е Г. К определению оптимального давления в камере сгорания ракетного двигателя. *Weltraumfahrt*, 1953, № 1.
К р о к к о Л. Вопросы устойчивости сгорания в жидкостных ракетных двигателях. *Journal of the Am. Rock. Soc.*, 1952, № 22.
Отбор в ЖРД мощности для привода вспомогательных агрегатов. *Aviation Age*, v. 25, No. 4, 1956.
Х у р д е н Д. Конструирование ракетных двигателей. I. *Brit. Interpl. Soc.*, v. II, No. 3, 1952.
Ш т е л и н г К. Форсуночный впрыск и гидравлические факторы в анализе ракетного двигателя. *Journ. of Am. Rock. Soc.*, v. 22, No. 3, 1952.
Aeroplane, 7, v. 91, No. 2349 a. 2347, 1956.
Aviation Daily, v. 114, No. 35, 1958.
Interavia, No. 4038, 1958.
Jet. Propulsion, v. 27, No. 6, 1957.
Jet. Propulsion, v. 6, No. 6, 1957.
Jet. Propulsion, v. 28, No. 4, 1958.
New Scientist, v. 3, No. 66, 1958.
Missiles and Rockets, v. 1, No. 1, 1956.
-

ОГЛАВЛЕНИЕ

	<i>Стр.</i>
Предисловие	3
Глава 1. Введение	5
§ 1. Краткая история развития жидкостных ракетных двигателей	5
§ 2. Направления в развитии ЖРД	12
Глава 2. Общие характеристики ЖРД	21
§ 1. Основные конструктивные элементы ЖРД	21
§ 2. Классификация существующих ЖРД	23
§ 3. Основные параметры ЖРД	29
§ 4. Преимущества и недостатки ЖРД	32
§ 5. Области применения ЖРД	35
§ 6. Требования, предъявляемые к двигателям боевых аппаратов	36
§ 7. Факторы, влияющие на скорость и дальность полета снаряда с ЖРД	38
§ 8. Основные вопросы, решаемые при проектировании и расчете ЖРД	42
Глава 3. Рабочие циклы и к. п. д. двигателя	44
§ 1. Цикл работы идеального двигателя	44
§ 2. Цикл работы реального двигателя	47
§ 3. Классификация скоростей истечения газа из сопла камеры ЖРД	48
§ 4. Коэффициенты полезного действия двигателя	51
§ 5. Изменение основных параметров рабочего тела по длине камеры ЖРД	59
§ 6. Уравнения, характеризующие закономерность изменения параметров газового потока по длине сопла ЖРД	60
Глава 4. Режимы работы ЖРД	72
§ 1. Расчетный и нерасчетный режимы работы двигателя	72
§ 2. Эксплуатационные режимы работы двигателя	74
§ 3. Факторы, обуславливающие силу тяги ЖРД	75
§ 4. Абсолютная тяга двигателя	77
§ 5. Работа сопла камеры двигателя на неоптимальных режимах	85
§ 6. Коэффициент тяги двигателя	88
§ 7. Удельная тяга двигателя	92
§ 8. Расходы топлива в двигателе	97
§ 9. Способы и пределы регулирования тяги двигателя	100

	<i>Стр.</i>
§ 10. Расходные характеристики двигателя	105
§ 11. Реальные расходные характеристики ЖРД	112
§ 12. Высотные характеристики двигателя	114
§ 13. Реальные высотные характеристики ЖРД	118
§ 14. Выбор оптимальной высотности сопла камеры двигателя	121
§ 15. Регулирование высотности сопла камеры двигателя	124
§ 16. Основные характеристики кислородного ЖРД А-4	125
Глава 5. Характеристики топлив ЖРД	127
§ 1. Основные виды топлив ЖРД	128
§ 2. Параметры, характеризующие качество топлива	132
§ 3. Способы пересчета элементарных весовых составов компонентов топлива в условные химические формулы и наоборот	137
§ 4. Определение теоретического и действительного количества окислителя для полного сгорания единицы горючего	140
§ 5. Определение коэффициента избытка окислителя в топливе	145
§ 6. Определение весовых и объемных частей, удельного веса и удельного объема топлива	150
§ 7. Определение теплотворности топлива	151
§ 8. Определение энергосодержания топлива	157
§ 9. Требования, предъявляемые к топливу ЖРД	166
§ 10. Основные характеристики горючих ЖРД	171
§ 11. Основные характеристики окислителей горючих ЖРД	181
§ 12. Основные характеристики топлив ЖРД	192
§ 13. Способы повышения качества топлив ЖРД	198
§ 14. Выбор компонентов топлива для проектируемого двигателя	199
§ 15. Использование атомной энергии в ракетных двигателях	205
Глава 6. Рабочие процессы в камерах ЖРД	217
§ 1. Процессы подготовки и сгорания топлива в камере двигателя	218
§ 2. Тепловой баланс камеры сгорания двигателя	225
§ 3. Коэффициент тепловыделения топлива в камере сгорания двигателя	227
§ 4. Идеальная, теоретическая и действительная термодинамические температуры сгорания топлива	229
§ 5. Определение состава и идеальной температуры продуктов сгорания топлива	231
§ 6. Определение энергосодержания продуктов сгорания топлива	234
§ 7. Сущность термодинамического расчета камеры ЖРД	236
§ 8. Уравнения констант равновесия реакций диссоциации газов и материального баланса	238
§ 9. Определение теоретической температуры и состава продуктов сгорания топлива в камере сгорания ЖРД	244
§ 10. Методы решения системы уравнений при определении теоретической температуры и состава продуктов сгорания топлива	251
§ 11. Определение теоретической температуры и состава продуктов сгорания топлива в выходном сечении сопла камеры двигателя	267

§ 12. Определение действительных параметров и характеристик ЖРД	274
Глава 7. Проектирование и расчет камер ЖРД	284
§ 1. Требования, предъявляемые к камерам ЖРД	284
§ 2. Поперечная и объемная расходонапряженности и теплонапряженности камеры сгорания двигателя	286
§ 3. Определение объема камеры сгорания двигателя	289
§ 4. Достоинства и недостатки камер сгорания различных конструктивных форм и их головок	294
§ 5. Выбор формы камеры сгорания ЖРД	297
§ 6. Выбор относительной площади камеры сгорания двигателя	301
§ 7. Определение основных геометрических характеристик камеры двигателя	304
§ 8. Выбор формы и углов раствора сопла камеры двигателя	311
§ 9. Профилирование сопла камеры двигателя графическими методами	316
§ 10. Нагрузки оболочек камеры двигателя	318
§ 11. Требования, предъявляемые к материалам камеры двигателя	323
§ 12. Определение оптимального давления в камере сгорания ЖРД	326
§ 13. Определение веса двигателя	330
§ 14. Определение габаритных размеров двигателя	337
§ 15. Способы зажигания топлива при запуске двигателя	338
§ 16. Общие вопросы проектирования и конструирования камер ЖРД	344
Глава 8. Расчет и проектирование распыливающих устройств ЖРД	348
§ 1. Требования, предъявляемые к распыливающему устройству ЖРД	348
§ 2. Способы распыла компонентов топлива в ЖРД	353
§ 3. Типы топливных форсунок	355
§ 4. Факторы, влияющие на качество распыла компонентов топлива	362
§ 5. Расчет струйного распыливающего устройства	368
§ 6. Расчет однокомпонентных центробежных форсунок	372
§ 7. Расчет двухкомпонентных центробежных эмульсионных форсунок	384
§ 8. Размещение топливных форсунок и других устройств на головке камеры двигателя	387
Глава 9. Проектирование и расчет систем охлаждения ЖРД	394
§ 1. Способы защиты камер ЖРД от перегрева, их достоинства и недостатки	395
§ 2. Процессы теплообмена в камере ЖРД	402
§ 3. Требования, предъявляемые к регенеративному охлаждению ЖРД	410
§ 4. Факторы, влияющие на теплообмен в камере ЖРД	414
§ 5. Критерии подобия в процессах теплообмена ЖРД	423

	<i>Стр</i>
§ 6. Определение конвективных удельных тепловых потоков от газа к оболочке камеры двигателя	425
§ 7. Определение радиационных удельных тепловых потоков от газа к оболочке камеры двигателя	432
§ 8. Выбор формы и размеров охлаждающего тракта камеры двигателя	439
§ 9. Определение степени подогрева охлаждающей жидкости по длине тракта камеры двигателя	444
§ 10. Определение температур жидкостной и газовой поверхностей оболочки камеры двигателя	447
§ 11. Организация защитных завес для внутренней оболочки камеры двигателя	453
§ 12. Порядок расчета охлаждения камеры ЖРД	460
§ 13. Определение температурных напряжений в оболочке камеры ЖРД	464
§ 14. Выбор материала для внутренней оболочки камеры двигателя и определение ее толщины	470
Глава 10. Проектирование и расчет систем топливоподачи ЖРД	475
§ 1. Основные типы систем топливоподачи ЖРД, их достоинства, недостатки и области применения	476
§ 2. Основы проектирования и расчета топливных баков ЖРД	482
§ 3. Расчет газового аккумулятора давления системы топливоподачи двигателя	495
§ 4. Расчет порохового аккумулятора давления системы топливоподачи двигателя	507
§ 5. Расчет жидкостного аккумулятора давления системы топливоподачи	516
§ 6. Способы питания турбины ТНА, их достоинства и недостатки	524
§ 7. Расчет перекисеводородных парогазогенераторов ЖРД	529
§ 8. Двухкомпонентные газогенераторы ЖРД	541
§ 9. Определение мощности турбины ТНА и секундного расхода газа для ее питания	550
§ 10. Характеристики турбин системы топливоподачи ЖРД и особенности их проектирования	554
§ 11. Характеристики насосов системы топливоподачи ЖРД и особенности их проектирования	562
§ 12. Арматура, трубопроводы и другие элементы системы топливоподачи ЖРД	571
§ 13. Гидравлический расчет системы топливоподачи ЖРД	577
§ 14. Настройка ЖРД для работы на номинальных параметрах	581
§ 15. Сравнение различных схем систем топливоподачи ЖРД	584
Глава 11. Устойчивые и неустойчивые режимы ЖРД и автоматическое регулирование их работы	589
§ 1. Устойчивые и неустойчивые режимы работы ЖРД	589
§ 2. Автоматическое регулирование режима работы ЖРД	599

	<i>Стр</i>
<i>Глава 12. Некоторые вопросы эксплуатации ЖРД</i>	613
§ 1. Надежность работы двигателя	613
§ 2. Запуск и остановка ЖРД	616
§ 3. Пушечный запуск ЖРД на самовоспламеняющихся компонентах топлива	620
§ 4. Ресурс работы двигателя	625
<i>Глава 13. Этапы проектирования и доводочных испытаний ЖРД</i>	628
§ 1. Этапы проектирования ЖРД	628
§ 2. Стендовые испытания ЖРД	636
§ 3. Обработка данных стендовых огневых испытаний двигателя	649
<i>Приложения</i>	657
<i>Литература</i>	678

Михаил Изанович Шевелюк

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Издательский редактор *М. Ф. Богомолова* Техн. ред. *Н. А. Пухликова*

Г 62315 Подписано в печать 24/II 1960 г. Учетно-изд. л. 43.68.
Формат бумаги 60×92¹/₁₆=21,63 бум. л.—43,25 печ. л., в т. ч. 2 вкл.
Цена 16 р. 80 к. Тираж 9500 экз. Заказ 371/1669

Типография Оборонгиза

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
18	14—15 сверху	до нескольких сотен тонн в одном агрегате;	до 300—350 кг сек/кг и больше;
25	4—5 сверху	окислы азота	азотную кислоту
49	21 снизу	термический	внутренний
59	8 снизу	зависит от	устанавливается с учетом
100	5 сверху	кислородные	фторные
	7 сверху	кислорода	фтора
139	1 снизу	$N_r = g_1 N_r + \dots$	$N_r = g_1 N_{r1} + \dots$
141	В табл. 5.2 1 снизу	h_1	n_1
179	3 снизу	теплота образования	теплота испарения
183	В колонке 7 6 снизу	-3,0	0
	9 снизу	-3,1	0
471	4 сверху	кг/м ²	кг/мм ²
	6 сверху	диаметр	радиус
512	8 снизу	3,5	0,35
537	11 сверху	$G_{H_2O} = G_{H_2O(100\%)} + G_{O_2(100\%)};$ $(1 - \sigma_{пер}) = 1 - 0,00472 \sigma_{пер}$	$G_{H_2O} = G_{H_2O(100\%)} \cdot \sigma_{пер} +$ $+ (1 - \sigma_{пер}) = 1 - 0,472 \sigma_{пер}$
541	8 сверху	$\dots \frac{\text{кг/сек}}{\text{кг}}$	$\dots \text{кг/кг}$
586	2 сверху	значительно	незначительно
653	4 сверху	$\dots \frac{F_B p_a}{G_s}$	$\dots \frac{F_{кр} p_a}{G_s}$

