



А.К. МИХАЙЛОВ
В.В. МАЛЮШЕНКО

КОНСТРУКЦИИ
И РАСЧЕТ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ
НАСОСОВ
ВЫСОКОГО
ДАВЛЕНИЯ

А. К. МИХАЙЛОВ и В. В. МАЛЮШЕНКО
кандидаты техн. наук

КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ



ИЗДАТЕЛЬСТВО
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1971

Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. Михайлов А. К. и Малюшенко В. В. М., «Машиностроение», 1971, 304 стр.

Книга содержит систематическое изложение теории, методов гидравлического и механического расчетов центробежных насосов высокого давления. В ней кратко описаны новейшие конструкции многоступенчатых центробежных насосов для основных отраслей промышленности, их основных узлов и деталей.

Фактический материал, теория и предлагаемые методы расчета основываются на современном опыте отечественного насосостроения и даны с учетом повышения технико-экономических показателей насосов, увеличения мощности насосного агрегата, создания новых типов насосов в соответствии с развитием смежных отраслей техники и увеличения сроков непрерывной работы насосов без текущего и капитального ремонтов.

В книге уделено особое внимание рассмотрению методов подбора в применении к насосам, так как максимальная унификация и типизация их могут быть достигнуты путем использования и дальнейшего развития этих методов. Вопросы конструирования и расчета рабочих органов многоступенчатых центробежных насосов рассматриваются применительно к насосному оборудованию для теплоэнергетики, горнорудной, угольной, металлургической, нефтяной промышленности.

Книга предназначена для инженерно-технических работников насосостроительных заводов, проектных и исследовательских организаций, проектирующих насосы и производства с использованием насосного оборудования. Табл. 24, илл. 157, библи. 61 назв.

Рецензент канд. техн. наук А. К. Тищенко
Редактор канд. техн. наук В. Ф. Решиков

Предисловие

Современное развитие теплоэнергетики высоких и сверхвысоких параметров пара, атомных станций, нефтяной, горнорудной, угольной, металлургической и химической промышленности связано с применением различных типов многоступенчатых центробежных насосов широкого диапазона подач и давлений.

Только для теплоэнергетики создаются и находятся в эксплуатации центробежные насосы с давлением нагнетания 200; 300 и 400 кг/см^2 и единичной мощностью 8000; 12 000 и 20 000 квт .

Углубление шахт в угольной и горнорудной промышленности требует увеличения давления нагнетания центробежных насосов, используемых для водоотлива.

Аналогичная картина имеет место в остальных ведущих отраслях промышленности — растут давление и подача применяемого насосного оборудования.

Переход на повышенные параметры, интенсификация и появление новых процессов и производств ставят перед проектными научно-исследовательскими организациями и насосостроительными заводами задачу создания новейшего оборудования, отвечающего требованиям современной науки и техники. Создание и выпуск крупных и энергоемких машин требуют решения целого комплекса вопросов, касающихся расчета и конструирования насосных агрегатов, а также их экономичности и надежности в эксплуатации.

Развивающееся ускоренными темпами производство насосов высоких параметров остро нуждается в специальной литературе по проектированию, расчету, профилированию рабочих органов центробежных насосов высокого давления.

В предлагаемой книге сделана попытка объединить изложение теории, расчетов и конструирования насосов.

Предисловие и гл. 1—7 написаны А. К. Михайловым, гл. 8—11 — В. В. Малюшенко.

1 Назначение, параметры и основные сведения о насосах, применяемых в теплоэнергетике, горно-шахтной и нефтяной промышленности

§ 1. Принцип действия, классификация и области применения насосов

Гидромашины для подъема и перемещения жидкостей называются насосами.

Насос преобразует механическую энергию приводного двигателя в гидравлическую энергию перемещаемой насосом жидкости. В насосах, таким образом, происходит процесс, обратный процессу в гидротурбинах.

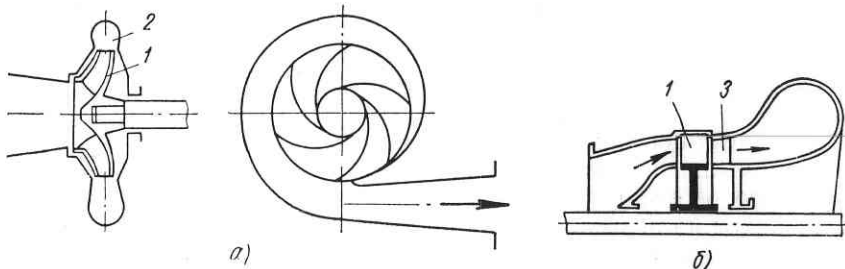


Рис. 1. Схемы центробежного (а) и осевого (б) насосов:
1 — колесо; 2 — спиральный отвод; 3 — направляющий аппарат

Существуют различные типы насосов, основными из них являются объемные и лопастные.

В объемных насосах энергия сообщается непосредственно воздействием рабочего органа на транспортируемую среду при ее вытеснении. В лопастных насосах преобразование механической энергии в гидравлическую производится вращающимся колесом, снабженным лопастями.

Таким образом, на силовом взаимодействии лопасти с обтекающим ее потоком основаны лопастные насосы — центробежные и осевые. Различие этих типов насосов заключается в характере силового взаимодействия лопасти и потока и в направлении течения потоков: в центробежных насосах поток жидкости имеет в области лопастного колеса радиальное направление и перемещается в поле действия центробежных сил; в осевых насосах поток жидкости параллелен оси вращения и перемещается в поле действия гидродинамических сил, возникающих при взаимодействии по-

тока и решетки лопастного колеса. На рис. 1 представлены схемы центробежного (а) и осевого (б) насосов. Как центробежный, так и осевой насосы состоят из корпуса и свободно вращающегося в нем лопастного колеса. При вращении колеса в потоке жидкости возникает разность давлений по обе стороны каждой лопасти и, следовательно, возникает силовое взаимодействие потока с лопастным колесом.

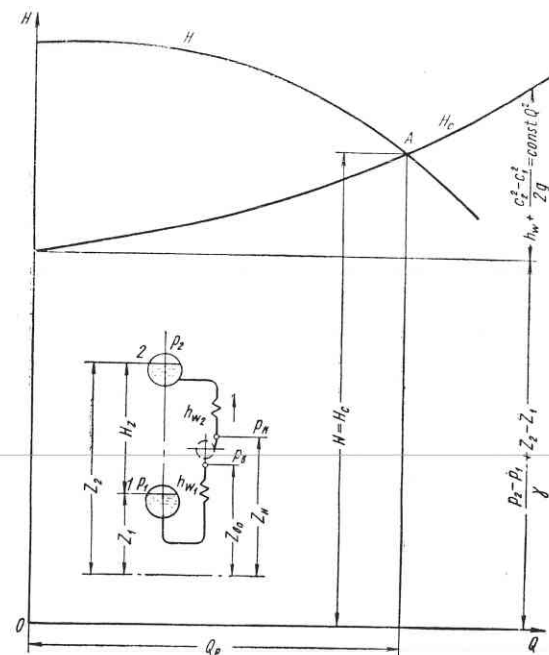


Рис. 2. Характеристика центробежного насоса

Очевидно, что удельное приращение энергии потока жидкости в лопастном колесе зависит от скоростей протекания потока, скорости вращения колеса, его размеров и формы, т. е. от сочетания конструкции, числа оборотов и подачи насоса. При постоянном числе оборотов каждой подаче лопастного колеса соответствует определенный напор. Зависимость напора от подачи графически выражается плавной кривой (рис. 2).

Область применения центробежных многоступенчатых насосов весьма обширна: для бытового и промышленного водоснабжения, в циркуляционных, питательных, сетевых и других установках теплоэлектростанций (ТЭС), в мелиорации, теплофикации, в водотливах, в бумажной, горнодобывающей, металлургической, химической промышленности и т. д. Характерная особенность этой группы насосов — относительно малые подачи и большие напоры.

Современные центробежные насосы имеют подачу до 5000 м³/ч, мощность до 30 000 квт, давление нагнетания до 450 кг/см² и число оборотов до 15 000 в минуту.

Насосы являются основным машинным потребителем электроэнергии. В настоящее время 20% вырабатываемой электроэнергии потребляется насосами.

§ 2. Основные технические параметры насосов

Основными техническими параметрами, характеризующими работу насоса, являются: напор, подача, потребляемая мощность, к. п. д., число оборотов и высота всасывания.

Подача Q представляет собой объем жидкости, подаваемой насосом в единицу времени, и выражается в м³/ч, м³/сек, л/сек.

Напором H называется приращение гидравлической энергии, получаемое каждым килограммом жидкости, проходящей через насос, т. е. разность удельных энергий жидкости между всасывающим и нагнетательным патрубками насоса, и выражается в метрах столба перекачиваемой жидкости. Обозначим удельную энергию жидкости в нагнетательном патрубке (рис. 2)

$$E_n = \frac{p_n}{\gamma} + z_n + \frac{c_n^2}{2g}$$

и удельную энергию во всасывающем патрубке

$$E_s = \frac{p_s}{\gamma} + z_s + \frac{c_s^2}{2g},$$

где p_n , z_n и c_n — давление, отметка и скорость жидкости в нагнетательном патрубке;

p_s , z_s и c_s — то же во всасывающем патрубке.

Напор насоса

$$H = E_n - E_s = \frac{p_n - p_s}{\gamma} + (z_n - z_s) + \frac{c_n^2 - c_s^2}{2g}.$$

Мощность, потребляемая насосом, обычно измеряется в киловаттах. Полезной мощностью N_n насоса является приращение энергии, получаемое жидкостью, проходящей через насос в единицу времени, т. е.

$$N_n = \frac{\gamma Q H}{102} \text{ квт.}$$

Отношение полезной мощности N_n к потребляемой N представляет собой к. п. д. насоса

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{\gamma Q H}{102 N}.$$

Следовательно, потребляемая насосом мощность равна

$$N = \frac{\gamma Q H}{102 \eta} \text{ квт.}$$

Высота всасывания представляет собой разность отметок оси насоса $z_{s,0}$ и свободного уровня z_1 жидкости в резервуаре всасывания (см. рис. 2):

$$h_s = z_{s,0} - z_1.$$

При перекачивании кипящих жидкостей насос расположен ниже уровня жидкости в резервуаре всасывания. В этом случае высота всасывания становится отрицательной и называется подпором. Высота всасывания h_s — важнейший технический показатель работы насоса, в некоторых случаях являющийся основным критерием возможности использования данного насоса в конкретных условиях эксплуатации.

Коэффициент быстроходности насоса n_s устанавливает степень подобия между различными насосами.

Под n_s обычно подразумевают число оборотов эталонного насоса с рабочими органами, геометрически подобными рабочим органам натурального, с теми же гидравлическим и объемным к. п. д., но с напором $H = 1$ м и полезной мощностью $N = 1$ л. с., т. е. с подачей $Q = 0,075$ м³/сек, считая удельный вес воды $\gamma = 1000$ кг/м³.

Обозначим величины, относящиеся к натурному насосу, через Q , H и N . Тогда согласно уравнениям подобия $\frac{Q}{nD^3} = \text{const}$;

$$\frac{H}{n^2 D^2} = \text{const};$$

$$Q = 0,075 \lambda^3 \frac{n}{n_s};$$

$$H = 1 \lambda^2 \left(\frac{n}{n_s} \right)^2.$$

Исключая отношение линейных размеров λ , получим

$$n_s = 3,65 n \frac{\sqrt[3]{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}.$$

Для достижения максимального к. п. д. насосного агрегата для заданных подачи и напора следует применять насос с соответствующим n_s . Это возможно выполнить путем изменения числа оборотов либо числа ступеней насоса. Однако увеличение числа оборотов насоса с целью повышения n_s ограничивается явлением кавитации и оптимальными размерами рабочих органов. Кроме того, число оборотов центробежного насоса определяется числом оборотов двигателя, приводящего в движение насос. В основном приводом для центробежных насосов служит электродвигатель

и максимальным числом оборотов является 3000 об/мин при частоте 50 гц.

При непосредственном соединении насоса с паровой турбиной число оборотов насосного турбоагрегата достигает 5000—15 000 в минуту.

Для питательных и конденсатных насосов при заданной подаче и числе оборотов принимают минимально возможный n_s , тем самым обеспечивая минимальное количество ступеней насоса. Обычно не рекомендуется применять лопастные насосы с $n_s < 50$, потому что колесо в этом случае становится чрезмерно узким и малоэкономичным. Для значительных подач следует применять насосы с сравнительно большим n_s (80—100) с целью увеличения к. п. д.

Решая предыдущее уравнение относительно H , получаем напор на одну ступень:

$$H_i = \left(\frac{3,65n \sqrt{Q}}{n_s} \right)^{\frac{4}{3}}$$

Разделив требуемый полный напор на напор, создаваемый одной ступенью, получаем число ступеней насоса.

§ 3. Формы лопастных колес различной удельной быстроходности

Будем исходить из определенных и неизменных значений Q и H , изменяя только число оборотов n . Тогда n_s пропорционален числу оборотов n .

Повышение числа оборотов, как правило, ведет к уменьшению размеров и веса насоса, если требования по условиям всасывания не лимитированы. В этом случае повышение n_s насоса экономически выгодно.

Напор насоса в первом приближении пропорционален квадрату окружной скорости на выходном диаметре D_2 рабочего колеса. При неизменном напоре насоса окружная скорость колеса u_2 ориентировочно остается постоянной. Следовательно, с увеличением числа оборотов выходной диаметр колеса D_2 уменьшается. Входной диаметр колеса D_1 определяется в основном подачей насоса и лишь незначительно уменьшается с увеличением числа оборотов. Таким образом, увеличение n_s ведет к уменьшению отношения $\frac{D_2}{D_1}$.

Формы рабочих колес. На рис. 3 показаны формы рабочих колес насосов с односторонним всасыванием, соответствующие различным значениям n_s . Здесь указаны диапазоны n_s для рабочих колес центробежных, диагональных и осевых насосов. Можно использовать рабочие колеса с n_s ниже 60 и выше 800, однако ука-

8

занный на рис. 3 диапазон является наиболее употребительным для насосных установок с неповоротными лопастями колес. Для $n_s > 600$ рабочее колесо становится осевым пропеллерным колесом. Таким образом, n_s в основных чертах определяет форму рабочего колеса насоса.



Рис. 3. Формы рабочих колес с различными n_s

Из рис. 3 видно, что рабочие колеса с двусторонним всасыванием могут применяться лишь в центробежных или диагональных насосах.

Рабочая характеристика насоса. На рис. 4 приведены типичные кривые $H-Q$, $N-Q$, $\eta-Q$ насосов с рабочими колесами, изобра-

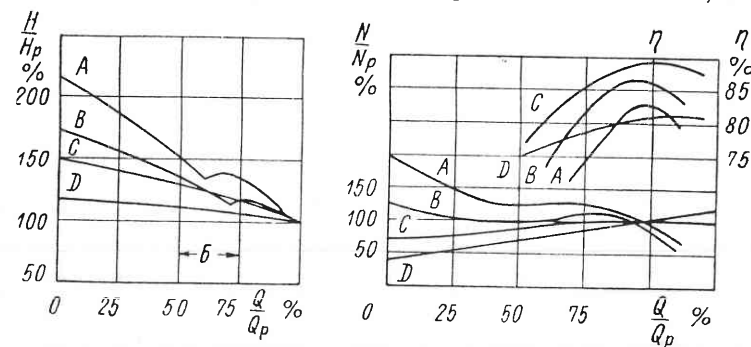


Рис. 4. Относительные характеристики насосов с различными n_s для кривых А, В, С, D: А—800, В—450, С—350, D—80, Б — зона неустойчивой работы

женными на рис. 3. По мере увеличения n_s кривые функций $H = f_1(Q)$ и $N = f_2(Q)$ как бы поворачиваются вокруг оптимальной точки по часовой стрелке. У центробежных насосов с малым n_s кривые $H-Q$ обычно бывают сравнительно плоскими и слегка поднимаются по мере приближения к точке нулевой подачи. У центробежных насосов со средним n_s кривые $H-Q$ поднимаются более круто. В области между 50 и 70% оптимальной подачи возможна неустойчивая работа.

Кривые $H-Q$ диагональных насосов с большим n_s поднимаются очень круто к точке нулевой подачи. В зоне между 50 и 70%

оптимальной подачи работа этих насосов обычно бывает неустойчивой. Степень неустойчивости и ширина зоны неустойчивости зависят от конструкции насоса. Тем не менее следует избегать использования насосов с $n_s > 250$ при подачах в 50—70% номинальной. В крупных насосах, где большую роль играет высота всасывания, а также возможность вредного влияния пульсаций потока, зоны таких подач следует избегать у всех насосов с любыми значениями n_s таких подач.

Как показано на рис. 4, кривые к. п. д. насосов с малым n_s также являются сравнительно плоскими, из чего следует, что насосы этого типа обладают возможностью работать при различной величине подачи. Кривые к. п. д. насосов с большим n_s ($n_s \geq 200$) снижаются более круто по обеим сторонам от точки оптимального к. п. д. Это ограничивает область применения данных насосов, сводя ее к сравнительно узкому диапазону подач.

Кривые мощности (см. рис. 4) насосов с малым n_s круто поднимаются от точки нулевой подачи до точки максимальной подачи. Поэтому необходимо правильно выбирать двигатель для этих насосов, чтобы не допускать перегрузки в случае снижения общего сопротивления сети ниже расчетной величины. С увеличением n_s опасность перегрузки двигателя при больших подачах уменьшается, однако величины мощности и осевого давления при нулевой подаче значительно превосходят их значения при расчетной подаче. Следует избегать использования насосов с большим n_s при малой подаче или же, если это придется делать, необходимо выбирать двигатель, способный выдерживать такие условия работы.

Если мощность насосов при малых n_s круто поднимается, то у насосов с $n_s = 200$ мощность примерно постоянна в широком диапазоне подач и у насосов с $n_s \geq 450$ мощность падает с увеличением подачи. Поэтому при пуске осевых насосов недопустимо закрывать задвижку, так как при нулевой подаче мощность на много выше оптимальной. Насосы с малыми n_s лучше пускать с нулевой подачи. Под перегрузкой насоса понимают работу в режимах $Q > Q_{opt}$. Однако для двигателя режим насоса $Q > Q_{opt}$ не всегда является перегрузкой. Запас мощности двигателя необходимо выбирать исходя из мощностной характеристики насоса. Он необходим для насосов с малыми n_s и не нужен для насосов с большими n_s . По кривой $H-Q$ можно судить о требованиях к запасам прочности арматуры, трубопроводов и отдельных узлов у насосов с большими n_s . Для предотвращения повышения напора в зоне малых подач насосов с большими n_s необходимо предусмотреть сбросные устройства.

Из рассмотренного понятно необходимость построения и использования классификации по n_s .

Напор на одну ступень. На рис. 5 показана величина напора ступени насоса при различном n_s . Расчетный напор резко сни-

жается при увеличении n_s . Повышенная скорость вращения двигателя и установка в вертикальном положении, широко применяемая в настоящее время в крупных насосах, часто позволяют уменьшить стоимость и установочные размеры таких машин. Не следует, однако, забывать об ограничении напора, допускаемого на одну ступень, при различных значениях n_s , как показано на рис. 5.

Пусковой крутящий момент. Необходимо также рассмотреть взаимосвязь между n_s и пусковыми условиями насоса. На рис. 6 приведены кривые $\frac{n}{n_n} - \frac{M}{M_n}$, построенные для пуска при закрытом нагнетательном клапане насоса. Эти кривые относятся к рабочим колесам, изображенным на рис. 3. Первая штриховая кривая показывает зависимость между числом оборотов и крутящим моментом для насосов при открытом нагнетательном клапане.

Эта кривая для нормальных значений n_n и M_n приближается к кривой пуска при закрытом нагнетательном клапане насосов с $n_s = 170$.

Как правило, обратные нагнетательные клапаны насосов должны открываться, прежде чем насос достигнет полного числа оборотов. Для насосов с большим n_s важное значение имеет время открытия обратного нагнетательного клапана. Несвоевременное достижение установкой рабочего момента числа оборотов в пределах положенного пускового момента двигателя. Обратный нагнетательный клапан должен открываться прежде, чем насос достигнет числа оборотов, показанного первой штриховой линией на рис. 6. На этой же диаграмме приводится и приближенная вторая штриховая кривая крутящего момента двигателя при закрытом нагнетательном клапане. Площадь между этими двумя штриховыми кривыми пропорциональна крутящему моменту, которым можно располагать для разгона насоса до требуемого числа оборотов.

Независимо от проблемы пуска нельзя допускать длительную работу насоса при закрытом нагнетательном клапане. Если подача будет значительно уменьшена по сравнению с расчетной, то энергия, сообщаемая жидкости, приведет к «запариванию» и к другим

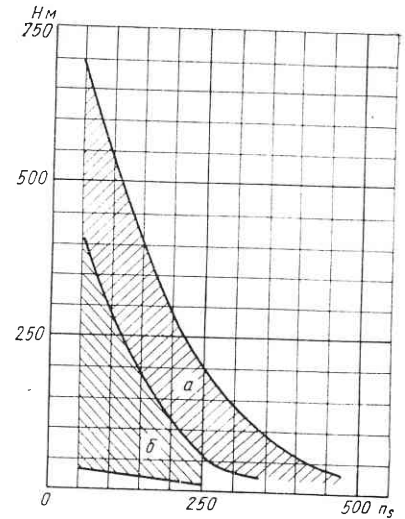


Рис. 5. Напор ступени насосов с различными n_s

(а—крупные или высокооборотные насосы; б—насосы средних параметров)

нежелательным тепловым явлениям. Точно так же чрезмерное использование насоса при малой подаче может вызвать усталостные явления от радиальной силы в валах насосов со спиральной камерой.

Работа насоса при обратном вращении. При обратном течении жидкости насос действует как турбина. На рис. 7 изображена

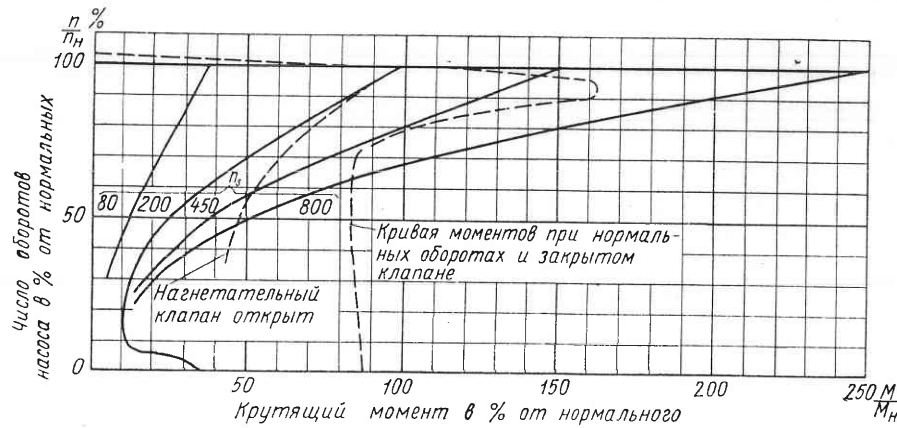


Рис. 6. Кривые $\frac{n}{n_n} - \frac{M}{M_n}$ насосов с различными n_s (нагнетательный клапан закрыт)

зависимость разгонного числа оборотов при обратном вращении от n_s . Проблемы реверсивного вращения являются особенно важными в системах, связанных с накоплением гидроэнергии, на-

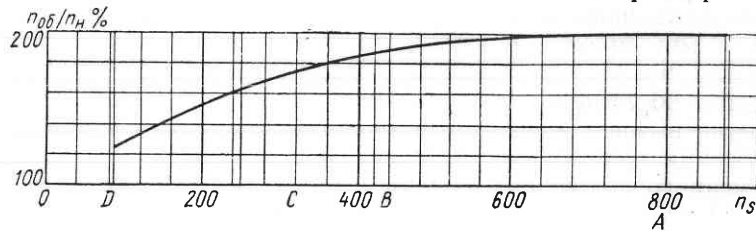


Рис. 7. Кривая разгонного числа оборотов насосов с n_s для точек D, C, B, A, соответственно равными 80, 350, 450, 800

пример в водохранилищах, котлах, резервуарах и баках большой емкости. В таких системах статический напор, имеющийся для реверсивного вращения, приближается к полному напору насоса, исключая величину потерь в трубопроводах. Реверсивное число оборотов в таких случаях приближается к 90—95% величин, приведенных на рис. 7. Во всех системах, где происходит накопление больших количеств энергии, привод с общим валом должен рассчитываться так, чтобы выдерживать максимальное реверсивное

число оборотов. Необходимо также предусмотреть предохранительное устройство, предупреждающее возможность пуска двигателя в условиях реверсивного числа оборотов.

В тех системах, где рабочий напор насоса расходуется в значительной степени в виде потерь на трение, как например, в конденсационных системах циркуляции воды, статический напор системы, имеющийся для вращения в обратном направлении, обычно невелик. Если из двух насосов, установленных параллельно, один работает нормально, а другой практически пропускает всю подачу первого в обратном направлении, получаемое в результате разгона число оборотов будет составлять около 70—80% номинального числа оборотов.

В некоторых случаях в системах с малым накоплением энергии удавалось производить пуск низконапорных насосов с малым числом оборотов при обратном направлении вращения. Однако это приводит к большому перенапряжению электрооборудования.

Пусковой толчок можно ослабить путем своевременного открытия нагнетательного клапана так, чтобы насос сразу же начал работать.

Если статический напор системы, имеющийся для обратного вращения, меньше общего напора насоса, то для приближенного определения фактической реверсивной скорости следует пользоваться поправочными коэффициентами, приведенными на рис. 8, применяя их к значениям, взятым из рис. 7.

§ 4. Выбор насоса для эксплуатации

Насосная установка состоит из насоса и внешней сети. Насос подбирается для заданных рабочих условий внешней сети, т. е. по требуемой подаче, напору, температуре, а также по характеристике перекачиваемой жидкости (коррозийность, вязкость и удельный вес).

Подача Q и напор H должны соответствовать характеристике сопротивления внешней сети, состоящей из системы трубопроводов и арматуры. При этом насос должен обеспечить максимально возможную подачу для данной системы, учитывая возможные отклонения характеристики насоса при изготовлении, напор его рекомендуется выбирать на 2—4% выше напора, требуемого для преодоления сопротивления сети.

Определим H_c для простейшей системы (см. рис. 2), состоящей из двух резервуаров, сети и насоса. Полагая свойства объектов,

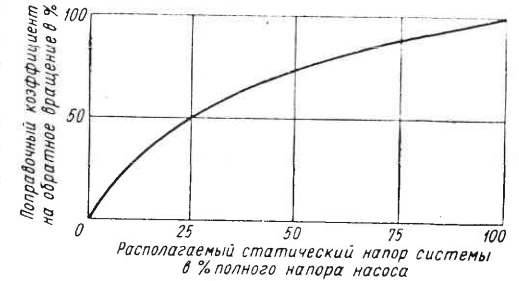


Рис. 8. Поправочный коэффициент разгонного числа оборотов в зависимости от статического напора системы

включенных в сеть, заданными, обозначим давления на свободные поверхности 1 и 2 жидкости в резервуарах p_1 и p_2 , а отметки этих поверхностей z_1 и z_2 . Сопротивление всасывающего трубопровода обозначим h_{w_1} , а нагнетательного h_{w_2} . При заданной конфигурации и размерах сети для данного расхода Q_c могут быть рассчитаны h_{w_1} и h_{w_2} . Тогда, обозначив через E_2 и E_1 энергию в конце и начале сети, получим для энергии в контрольных сечениях у нагнетательного и всасывающего патрубков насоса

$$E_n = E_2 + h_{w_2} = \frac{p_n}{\gamma} + z_n + \frac{c_n^2}{2g};$$

$$E_s = E_1 - h_{w_1} = \frac{p_s}{\gamma} + z_s + \frac{c_s^2}{2g},$$

где c_s и c_n — скорости в контрольных сечениях всасывающего и нагнетательного патрубков.

Отсюда напор, потребляемый сетью,

$$H_c = E_n - E_s$$

или

$$H_c = E_2 - E_1 + h_{w_2} + h_{w_1},$$

где

$$E_2 = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{c_2^2}{2g};$$

$$E_1 = \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{c_1^2}{2g}.$$

Обозначая $H_z = z_2 - z_1$ — геодезический напор насоса,
получим $h_w = h_{w_1} + h_{w_2}$ — сопротивление всей системы,

$$H_c = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + H_z + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + h_w.$$

Потребный в системе полный напор H_c складывается из следующих составляющих:

$\frac{p_2 - p_1}{\gamma}$ — разности давлений в конце и начале системы, выраженной в метрах столба жидкости;

H_z — геодезического напора;

$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ — разности скоростных напоров в конце и начале системы;

h_w — гидравлического сопротивления системы, исключая насос.

Гидравлическое сопротивление системы пропорционально квадрату скоростей и, следовательно, квадрату расходов:

$$h_w = \xi Q^2,$$

так же, как и разность скоростных напоров.

Следовательно,

$$H_c = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1 + \xi Q^2.$$

Графически зависимость H_c от Q выражается параболой с вершиной в точке $\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1$ на оси напоров (см. рис. 2). Находясь на том же графике характеристику насоса $H-Q$, получим в точке A режим, удовлетворяющий условию материального и энергетического баланса системы, т. е. установившийся режим работы насоса в данной системе.

По параметрам Q и H в рабочей точке характеристики подбирают насос, причем принимают ближайший больший диаметр D_2 рабочего колеса, указанный на характеристике насоса. Промежуточные значения D_2 принимаются по согласованию с заводом-изготовителем. Все дальнейшие расчеты необходимо вести по величинам Q и H , отвечающим принятому наружному диаметру рабочих колес D_2 для данного насоса.

При выборе насоса необходимо принимать во внимание высоту всасывания насоса H_s , величина которой берется по графику функций $H_s = f(Q)$ с учетом возможной максимальной подачи насоса (в условиях эксплуатации). У центробежных насосов с малым и средним n_s высота всасывания H_s не зависит от наружного диаметра рабочего колеса. Увеличение высоты всасывания насоса данного типоразмера может достигаться снижением числа оборотов. Пересчет Q, H, N, H_s , взятых из характеристики, для нового числа оборотов производится по формулам подобия, вывод которых приводится в гл. 5.

§ 5. Требования, предъявляемые к насосному оборудованию высокого давления

Производственная гарантия насоса зависит от различных факторов. Различают производственную гарантию конструкции, связанную с изготовлением насоса, и производственную гарантию, обеспечиваемую соответствующими защитными устройствами в установке. Производственная гарантия конструкции насоса определяется:

- а) механическими и гидравлическими качествами насоса;
- б) герметичностью и надежностью эксплуатации в различных режимах работы.

Производственная гарантия может предусматривать также защиту насоса:

- а) при малой нагрузке;
- б) от кавитации при небольшом подпоре;
- в) при превышении числа оборотов и допустимого конечного давления.

Обеспечение максимальной производственной гарантии достигается при разработке насоса. Для питательного насоса вначале производится выбор типа конструкции (спиральный двухкорпусный или секционный однокорпусный насос). Двухкорпусный тип конструкции питательного насоса нашел широкое распространение в отечественном насосостроении для давлений свыше 150 кг/см^2 .

В отношении секционного насоса часто выдвигается утверждение в том, что при высоких рабочих давлениях он не имеет достаточной производственной гарантии. Это утверждение не оправдано.

Развитие секционных насосов за рубежом настолько продвинулось вперед, что этот тип машин надежно работает при давлении до 450 кг/см^2 .

Расчет и конструирование корпусных стяжных шпилек (наиболее уязвимый элемент конструкции) осуществляются таким образом, что даже при максимальных перегрузках полностью обеспечивается герметичность корпуса.

Секционный насос со стяжными шпильками при небольшом износе уплотнений и рабочих органов обеспечивает такую же производственную гарантию, как спиральный двухкорпусный насос.

Конструкция и размер рабочих колес, лопастных отводов, разгрузочного устройства, размеры подшипников, а также тип и конструкция уплотнений вала являются важными факторами обеспечения производственной гарантии насоса.

Размеры ротора насоса при этом имеют особое значение. Длинный тонкий вал питательного насоса прогибается значительно больше, чем короткий и толстый.

Насосы с литыми рабочими колесами на неоптимальных режимах будут более чувствительны в вибрационном и акустическом отношении. Конструкции секционных питательных насосов, наиболее распространенные в Чехословакии и ФРГ, представляют собой 10—16-ступенчатые насосы с числом оборотов до 3000 в минуту.

Таким образом, центробежные насосы для высоких давлений должны:

- 1) удовлетворять условию надежности и долговечности в работе;
- 2) быть экономичными в эксплуатации;
- 3) быть удобными в монтаже и демонтаже;

4) обладать минимальным количеством деталей и их взаимозаменяемостью;

- 5) иметь по возможности минимальный вес и габариты;
- 6) допускать в широком диапазоне изменение характеристик вследствие изменения нагрузки сети;
- 7) работать с максимально возможной высотой всасывания;
- 8) обеспечивать надежную параллельную работу насосных агрегатов.

§ 6. Факторы, определяющие конструкцию и влияющие на работу насоса

Бесперебойная работа насосов зависит от следующих факторов:

- 1) выбора рационального типа конструкции насоса;
- 2) качества изготовления;
- 3) правильного монтажа;
- 4) правильной эксплуатации.

Каждый из указанных факторов одинаково важен: невыполнение одного из них влечет за собой преждевременный выход из строя насосного агрегата.

При изготовлении насоса необходимо производить химический анализ и механические испытания материалов, идущих на изготовление насоса, и проверять окончательную термообработку деталей. Сталь имеет различные физические свойства в зависимости от режима термообработки. Легированная сталь без термообработки имеет худшие механические качества, чем обыкновенная углеродистая сталь. Поэтому при выборе материалов для деталей насоса необходимо точно указывать термообработку, которой должна подвергаться деталь.

Центробежные насосы высоких давлений должны иметь хорошее качество рабочих поверхностей лопастных колес и отводящих устройств, не ниже 5—6-го класса чистоты. В большинстве случаев это достигается литьем по выплавляемым моделям.

Деталям насосов присущ высокий уровень точности в изготовлении, а уплотнения и рабочие органы насосов имеют малые допуски.

Основные факторы, определяющие конструкцию многоступенчатого центробежного насоса:

- 1) число ступеней;
- 2) расположение ступеней;
- 3) величина утечек между ступенями через зазоры уплотнений колес и промежуточных уплотнений;
- 4) минимум утечек через гидропату и концевые уплотнения ротора насоса и их надежная работа;
- 5) герметичность фланцевых соединений;

- 6) предохранение насоса от перекосов вследствие температурных расширений;
- 7) температурные расширения отдельных частей ротора и корпуса насоса и их компенсация;
- 8) обеспечение работы насоса без кавитации;
- 9) выбор материалов для изготовления насоса с соответствующей термообработкой и учетом коррозионных и эрозионных свойств перекачиваемой среды;
- 10) надежность в работе и долговечность конструкции;
- 11) удобство и быстрота монтажа и демонтажа насоса в условиях эксплуатации;
- 12) безопасность эксплуатации насоса.

2 Основные положения теории и гидравлический расчет рабочих колес насосов

§ 7. Теоретический напор лопастных насосов

Задачей теории лопастных насосов является исследование энергообмена и сил взаимодействия между лопастным колесом и потоком.

В теории и в расчетной практике проектирования центробежных и осевых насосов пользуются различными методами, каждый из которых справедлив для определенного типа лопастей. Осевые и центробежные насосы—машины одинакового назначения, предназначенные для транспортирования жидкостей, однако при расчете колес с часто расположенными лопастями пользуются элементарной струйной теорией (центробежные насосы). Для расчета колес с редко расположенными лопастями пользуются теорией обтекания крылового профиля либо теорией обтекания решетки профилей (осевые насосы).

Соответствие проточной части машины режиму его работы обеспечивает условия для установившегося движения потока: абсолютного — в проточной части корпуса и относительного — в лопастном колесе; в этих условиях должен быть достигнут η_{\max} . Такой режим называется расчетным. Только при установившемся движении можно рассматривать задачу о раздельном исследовании потока по элементам лопастных машин. Абсолютное движение в лопастном колесе неустановившееся, так как давление в любой точке колеса в неподвижных координатах меняется циклически в результате изменения давления в каналах колеса. Поэтому взаимодействие потока и лопастной системы колеса исследуется в относительном движении, а течение жидкости в подводящем и отводящем устройствах насоса исследуется в абсолютном движении.

Применим уравнение Бернулли к насосу для относительного движения элементарной струйки несжимаемой маловязкой жидкости:

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{w^2 - u^2}{2g} + z = \text{const.}$$

В сечении 1—1 установившееся движение — абсолютное и относительное (рис. 9).

Напишем уравнение Бернулли для участка $1-x$:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{\omega_1^2 - u_1^2}{2g} = \frac{p_x}{\gamma} + z_x + \frac{\omega_x^2 - u_x^2}{2g}. \quad (1)$$

Из треугольника скоростей (рис. 10, а)

$$\omega_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_{u1}.$$

Произведем подстановку в уравнение (1):

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{uc_{u1}}{g} = \frac{p_x}{\gamma} + z_x + \frac{c_x^2}{2g} - \frac{u_xc_{ux}}{g},$$

где E_1 и E_x — энергия потока по стружке в сечениях $1-1$ и $x-x$. Приращение энергии в сечениях $1-1$ и $x-x$

$$E_x - E_1 = \frac{u_xc_{ux} - u_1c_{u1}}{g}.$$

Соответственно приращение энергии по стружке для сечения $1-1$ и $2-2$

$$H'_T = E_2 - E_1 = \frac{u_2c_{u2} - u_1c_{u1}}{g}. \quad (2)$$

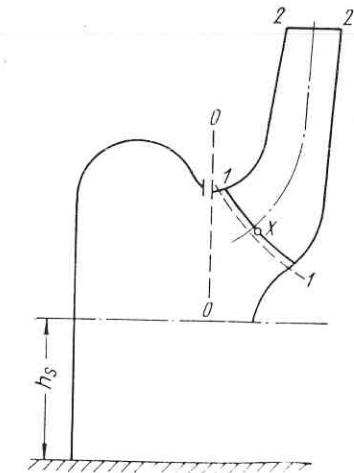


Рис. 9. Схема движения потока в центробежном колесе

Формула (2) показывает, что приращение удельной энергии стружки H'_T пропорционально изменению ее момента скорости (без учета гидравлических потерь). Следовательно, напор лопастного насоса, являясь энергетическим параметром, определяется кинематическими параметрами потока в колесе.

Для перехода от стружки ко всему потоку необходимо взять средние моменты скорости $(rc_u)_{cp}$ по начальному и конечному сечению потока:

$$H_{m. cp} = \frac{\omega}{g} [(rc_u)_{2cp} - (rc_u)_{1cp}] = H + \sum h_{пот}. \quad (3)$$

Таким образом, зная скорости в граничных сечениях лопастного колеса, можно получить изменение удельной гидравлической энергии жидкости в нем, т. е. напор $H_{m. cp}$. Однако по этому уравнению нельзя представить причину изменения энергии жидкости в лопастном насосе.

Получим это же уравнение рассмотрением изменения моментов количества движения в насосе. Выделим объем жидкости в колесе

и рассмотрим схему силового взаимодействия потока и колеса. Изменение моментов количества движения для установившегося потока в лопастном колесе $Q = \text{const}$, $n = \text{const}$ от сечения $1-1$ до сечения $2-2$ (см. рис. 9):

$$M_z = \rho \left[\int_{2-2} rc_u dQ - \int_{1-1} rc_u dQ \right].$$

Изменение момента количества движения в колесе уравновешивается крутящим моментом вала насоса и моментами трения $M_{m. д}$ и M_{n+c} :

$$M_z = M_{кр} - M_{m. д} - M_{n+c},$$

где $M_{m. д}$ и M_{n+c} — момент трения дисков колеса и момент трения в подшипниках и сальниках насоса.

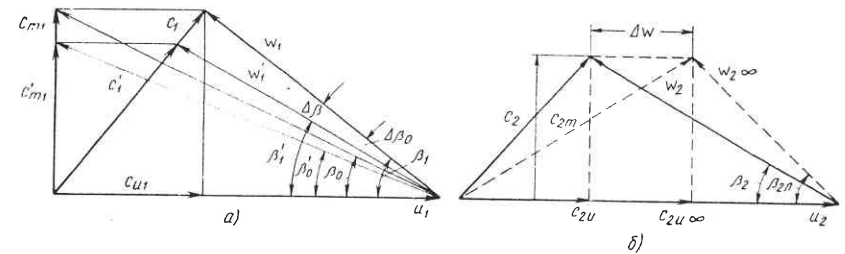


Рис. 10. Треугольники скоростей центробежного колеса: а — на входе; б — на выходе

Вместо выражения $\int rc_u dQ$ введем осредненный по подаче момент скорости:

$$(rc_u)_{cp} = \frac{\int rc_u dQ}{Q}.$$

Тогда уравнение изменения момента количества движения в колесе принимает вид

$$M_z = \rho Q [(rc_u)_{2cp} - (rc_u)_{1cp}]. \quad (4)$$

Уравнение (4) справедливо для любой решетки (вращающейся и неподвижной).

Для вращающейся решетки

$$\omega M_z = \rho Q \omega [(rc_u)_{2cp} - (rc_u)_{1cp}],$$

где

$$\omega M_z = N_z \text{ и } \rho = \frac{\gamma}{g}.$$

После подстановки значений N_z и ρ получаем уравнение, подобное уравнению (3):

$$\frac{N_z}{\gamma} = \frac{\omega}{g} [(rc_u)_{2cp} - (rc_u)_{1cp}] = H_{m. cp}. \quad (5)$$

Теоретический напор $H_{m. cp}$, согласно уравнению (5), есть гидравлическая энергия, передаваемая каждому килограмму жидкости. Таким образом, основное уравнение лопастных насосов получено применением уравнения Бернулли и уравнения моментов количества движения для установившегося потока в насосе. Теоретический напор $H_{m. cp}$ можно получить экспериментально прямым измерением полной энергии на входе и выходе насоса с помощью трубки Пито:

$$H_{m. cp} = H + \sum h_{ном.}$$

Обычно определение H_T производится путем поэлементного измерения мощностей: N_a , $N_{m. д.}$, N_{n+c} и N_z , где

N_a — мощность на валу насоса;

$N_{m. д.}$ — мощность, затрачиваемая на дисковое трение в насосе;

N_{n+c} — мощность, затрачиваемая на трение в подшипниках и сальниках;

N_z — гидравлическая мощность насоса.

Отсюда

$$H_T = \frac{N_z}{\gamma(Q+q)}.$$

Так экспериментально определяют теоретический напор H_T и затем после прямого определения $H = f(Q)$ в испытаниях вычисляют гидравлические потери в насосе $\sum h_{ном.}$

H_T — главная характеристика насоса, связанная, с одной стороны, с параметрами насоса Q , H , N_z , с другой стороны, с геометрией насоса, необходимой для получения заданных Q , H , N_z . Рассмотрим воздействие лопастного колеса на поток. Для расчета даны параметры насоса Q , H , n (ω). Находим теоретический напор $H_T = \frac{H}{\eta_z}$ (η_z определяем по статистическим данным).

Выбор типа и размеров колеса в основном определяет конструкцию всего насоса.

Уравнение

$$H_T = \frac{\omega}{g} [(rc_u)_2 - (rc_u)_1]$$

сводит задачу определения теоретического напора H_T к определению приращения момента количества движения потока в колесе. Следовательно, в уравнении для напора насоса H_T задача динамическая (силовая) взаимосвязана с кинематической. Однако уравнение для H_T не устанавливает связи между формами и размерами колеса и создаваемым им изменением момента количества движения, т. е. указанное уравнение не дает ответ на вопрос, какие формы и размеры колеса необходимы, чтобы при заданных подаче и скорости вращения насоса Q и n получить требуемые значения моментов скорости $(rc_u)_2$, $(rc_u)_1$ и т. д.

Для связи кинематики потока в колесе и его форм предложены две упрощенные теоретические схемы:

1. Для частой решетки колеса центробежного насоса с радиальным перемещением потока используется струйная теория Эйлера.

2. Для редкой решетки колеса осевого насоса с осевым перемещением потока — обтекание крылового профиля (теория Жуковского), в которой в первом приближении пренебрегают взаимным влиянием лопастей колеса. Рассмотрим указанные теоретические методы отыскания связи геометрии колеса с кинематикой потока.

§ 8. Теоретическая схема бесконечного числа лопастей (струйная теория Эйлера)

Рассмотрим схему центробежного колеса с бесконечным числом лопастей. Предположим, что струйки потока во всех точках межлопастного пространства колеса при вращении направлены по касательной к лопасти (рис. 11). Такая схема движения дает элементарное представление о кинематике потока в колесе и позволяет определить создаваемый напор насоса.

Пусть заданы размеры колеса D_2 , b_2 , $\beta_{2л}$, подача Q и число оборотов n насоса. По схеме бесконечного числа лопастей струйки потока на выходе направлены под углом $\beta_{2л}$ (рис. 11). Следовательно, $w_{2т}$ (нормальная составляющая) получается из уравнения неразрывности (подачи)

$$Q = \pi D_2 b_2 \psi_2 \omega_{2т},$$

где ψ_2 — коэффициент стеснения;

$$\omega_{2т} = c_{2т}.$$

Строим треугольник скоростей на выходе из колеса (см. рис. 10, б), имея $\beta_{2л}$ и подсчитывая u_2 .

Определяем по треугольнику

$$c_{2u\infty} = u_2 - \frac{c_{2т}}{\operatorname{tg} \beta_{2л}}.$$

Подставив $c_{2u\infty}$ в уравнение теоретического напора (3), рассчитываем теоретический напор по схеме бесконечного числа лопастей:

$$H_{T\infty} = \frac{\omega}{g} [(rc_u)_{2\infty} - (rc_u)_{1\infty}]. \quad (6)$$

Составляющая выходной скорости $c_{2u\infty}$ — не осредненная по выходному сечению величина, так как по схеме бесконечного числа

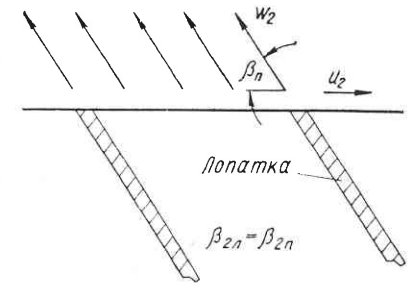


Рис. 11. Схема движения потока в колесе при бесконечном числе лопастей

лопастей $c_{2u\infty}$ одинакова для всех точек на выходе колеса. Таким образом, имея размеры и предполагая струйность потока, можно подсчитать теоретический напор для бесконечного числа лопастей $H_{T\infty}$. Однако действительное распределение относительных скоростей ω в каналах колеса не может быть симметричным (равномерно струйным) вследствие силового взаимодействия между лопастями и потоком. Скорости ω с нерабочей стороны лопастей больше, чем с рабочей (эпюра давлений имеет обратный характер). Поэтому $H_{T\infty}$ больше H_T у реального лопастного колеса.

Увеличение числа лопастей, если и увеличивает напор (реальное колесо как бы приближается к расчетной схеме Эйлера), однако вовсе не способствует уменьшению гидравлических потерь $\sum h_{пот}$. Несоответствие $H_{T\infty}$ и H_T не связано с потерями и является несоответствием теоретической схемы обтекания бесконечного числа лопастей реальной картине обтекания конечного числа лопастей колеса центробежного насоса.

§ 9. Влияние конечного числа лопастей на напор насоса

Рассмотрим различные способы учета влияния конечного числа лопастей на теоретический напор колеса H_T . Исследуем уравнение вращающейся решетки лопастного колеса:

$$\Gamma'' = k\Gamma' - (1 - k) iQ + (1 - k) 2\pi r_a^2 \omega, \quad (7)$$

где Γ' и Γ'' — циркуляция потока на входе и выходе решетки;
 $k \leq 0,1 + 0,2$ — коэффициент прозрачности решетки;
 i — коэффициент нулевого режима;
 r_a — активный радиус решетки.

Применительно к решетке центробежного колеса уравнение теоретического напора выражается формулой

$$H_T = \frac{\Gamma'' - \Gamma'}{2\pi} \cdot \frac{\omega}{g} = \frac{\omega}{g} [(rc_u)_2 - (rc_u)_1],$$

где

$$\frac{\Gamma'' - \Gamma'}{2\pi} = (rc_u)_2 - (rc_u)_1.$$

Из уравнения вращающейся решетки путем преобразования получаем

$$\Gamma'' - \Gamma' = (1 - k) [2\pi r_a^2 \omega - iQ - \Gamma'].$$

Подставив в уравнение теоретического напора лопастных машин значение $\Delta\Gamma = \Gamma'' - \Gamma'$, имеем

$$H_T = \frac{\Delta\Gamma}{2\pi} \cdot \frac{\omega}{g} = \frac{\omega}{g} (1 - k) \left[r_a^2 \omega - \frac{i}{2\pi} Q - (rc_u)_1 \right], \quad (8)$$

Например, для частного случая расчетной схемы бесконечного числа лопастей имеем

$$r_2 c_{u2\infty} = r_2^2 \omega - \frac{Q}{2\pi b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2a}}.$$

Соответственно теоретический напор $H_{T\infty}$ имеет вид

$$H_{T\infty} = \frac{\omega}{g} \left[r_2^2 \omega - \frac{Q}{2\pi b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2a}} - (rc_u)_1 \right]; \quad (9)$$

сравним это уравнение с уравнением (8).

Тогда для расчетной схемы бесконечного числа лопастей имеем при $k = 0$

$$r_2 = r_a \text{ и } i = \frac{1}{b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2a}}.$$

Таким образом, чтобы учесть влияние конечного числа лопастей центробежного колеса, необходимо уточнить три параметра решетки: r_a , i и k .

Существуют следующие приемы учета поправки на конечное число лопастей.

1. Учет поправки на основе статистических данных.
2. Приближенные поправки на основе различных гипотез о потоке в колесе.
3. Учет поправки на базе теории решеток (точное решение поправки на базе теории решеток имеется только для центробежного колеса с логарифмической лопастью постоянной ширины). В большинстве приближенных приемов учета конечного числа лопастей считают момент скорости на входе в колесо равным нулю: $(rc_u)_{1cp} = 0$.

Момент скорости $(rc_u)_{1cp} \neq 0$ не равен нулю у центробежных многоступенчатых насосов, у насосов с боковым подводом жидкости.

Рассмотрим несколько приближенных схем определения поправки на конечное число лопастей.

1-я схема. Поправка $H_{T\infty} = (1 + p_k) H_T$ вводится при расчете H_T . Считают, что поправка $1 + p_k$ на конечное число лопастей зависит от числа лопастей, углов лопасти, $\frac{R_1}{R_2}$ и т. д. Такая поправка обычно применяется в турбокомпрессоростроении применительно к частым решеткам ($z_k > 10$).

2-я схема. Поправка вводится на активный радиус r_a колеса. Считают, что рабочая часть каналов центробежного колеса должна ограничиваться средним радиусом выходного сечения. Поправка на активный радиус невелика для малых n_s и значительна для больших n_s (более редкая решетка колеса) и зависит от β_{2a} (рис. 12).

Поправка Стодолы—Майзеля. Стодола предложил учитывать осевой вихрь в межлопаственном канале и ввести поправку на

величину отклонения относительной скорости $\Delta\omega$. Учет влияния осевого вихря в центробежном колесе приводит к уменьшению угла выхода потока β_2 и к увеличению ω_2 . Стодола предложил $\Delta\omega$ брать пропорционально u_2 , т. е. $\Delta\omega_2 = \kappa u_2$.

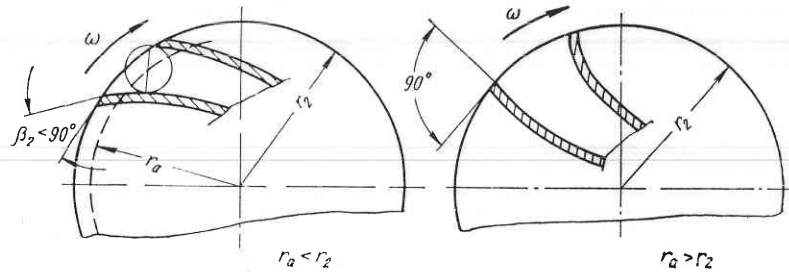


Рис. 12. Схема поправки на r_a

Майзель усовершенствовал метод учета конечного числа лопастей Стодола, предложив расчет поправки κ .

Рассмотрим определение поправки κ по предложению Майзеля. Рассмотрим поток в лопастном колесе с числом лопастей z . Поток в колесе является суммой двух потоков (рис. 13):

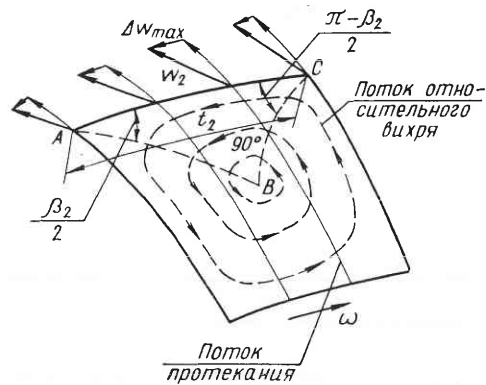


Рис. 13. Схема потока в межлопаственном канале колеса

а) потока протекания (случай с остановленным колесом);

б) потока относительного вихря с угловой скоростью ω против вращения колеса.

Майзель рассматривает межлопастное пространство как замкнутый контур, в котором возникает плоский относительный вихрь с максимальным значением $\Delta\omega_{\max}$ в середине контура (рис. 13).

Рассмотрим изменение скорости ω_2 по шагу t_2 в межлопастном канале колеса сложением потоков протекания и относительного вихря при следующих допущениях.

1. Поток протекания струйный (аналогично схеме бесконечного числа лопастей).

2. Вектор скорости относительного вихря перпендикулярен потоку протекания (схема плоского потока).

3. Суммарный поток на выходе из колеса имеет неравномерную эпюру скорости ω_2 в межлопастном пространстве (см. рис. 13).

Подсчитаем среднюю величину поправки $\Delta\omega_{cp}$ на выходе, т. е. поправку κu_2 . Рассматривая поток относительного вихря, определим циркуляцию по контуру ABC . Используем формулу Стокса, по которой циркуляция по замкнутому контуру равна произведению интенсивности на площадь:

$$\Gamma = 2\omega F,$$

где F — площадь ABC .

Значение циркуляции на участках AB и BC равно нулю, так как контур перпендикулярен линиям тока:

$$\Gamma_{AC} = t_2 \Delta\omega_{cp}, \quad \text{т. е. } \Delta\omega_{cp} = \frac{2F}{t_2} \omega,$$

где

$$t_2 = \frac{2\pi r_2}{z},$$

Необходимо подсчитать площадь контура ABC . Нормали из точек A и C к линиям тока являются также биссектрисами углов A и C .

Приближенно заменяем криволинейный треугольник ABC прямолинейным.

Тогда

$$2F = t_2 \cos \frac{\beta_2}{2} t_2 \sin \frac{\beta_2}{2} = \frac{t_2^2}{2} \sin \beta_2.$$

Приближенное значение

$$\Delta\omega_{cp} = \omega \frac{t_2}{2} \sin \beta_2 = \omega \frac{\pi r_2}{z} \sin \beta_2 = \frac{\pi \sin \beta_2}{z} u_2;$$

$$\Delta\omega_{cp} = \frac{\pi \sin \beta_2}{z} u_2 \quad \text{и} \quad \kappa = \frac{\pi \sin \beta_2}{z}.$$

Следовательно, чем больше β_2 , тем значительнее влияние конечного числа лопастей. Таким образом по Стодоле—Майзелю

$$c_{2u} = c_{2u\infty} - \Delta\omega_{cp} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\text{tg } \beta_2} - \frac{\pi \sin \beta_2}{z} u_2;$$

$$c_{2u} = u_2 \left(1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \right) - \frac{c_{2m}}{\text{tg } \beta_2}.$$

Подставив c_{2u} вместо $c_{2u\infty}$ в уравнение (9), получаем теоретический напор H_T с учетом конечного числа лопастей по схеме Стодола—Майзеля:

$$H_T = \frac{\omega}{g} \left[r_2^2 \left(1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \right) \omega - \frac{Q}{2\pi b_2 \psi_2 \text{tg } \beta_2} - (rc_u)_1 \right].$$

Сопоставляя с основным уравнением (8) вращающейся решетки лопастных машин, имеем

$$k = 0; \quad i_0 = \frac{1}{b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2};$$

$$r_a^2 = r_2^2 \left(1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \right).$$

Графически поправку напора на конечное число лопастей по Стодоле—Майзелю можно представить, сравнив кривые $H_{T\infty} = Q$

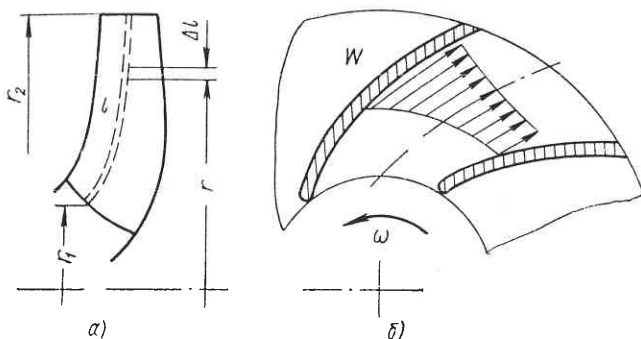


Рис. 14. Схема поправки на конечное число лопастей по Пфлейдереру

и $H_T = Q$. Приближенность поправки Стодолы—Майзеля на конечное число лопастей заключается в следующем:

1. Трудно точно определить линии тока относительного вихря в межлопастном пространстве колеса.

2. Относительный вихрь рассматривается в замкнутом межлопастном пространстве, что весьма условно, так как в действительности на входе и выходе лопастного колеса стенок нет.

3. Поправка осевого вихря отнесена к $\omega_{2\infty}$. Майзель считает, что $\omega_{2\infty}$ направлена по лопасти и равномерна на выходе, что также условно, так как без оговорок считается, что условия входа в колесе не влияют на условия выхода потока из колеса. Решетка принимается непрозрачной ($k = 0$). Это предположение может быть применено только к частой решетке. Для редкой решетки это предположение неверно.

4. Считается, что углы лопастей и потока совпадают ($\beta_{2a} = \beta_{2n}$). Но для этого нужно, чтобы угол лопасти β_{2a} сохранял значение на достаточной длине лопасти, что зависит от возможности профилирования и определяется им. Профилирование лопастного канала на выходе может сказаться на коэффициенте i_0 . Можно считать, что для частых решеток поправка Стодолы—Майзеля достаточно хорошо совпадает с опытом.

Поправка Пфлейдерера на конечное число лопастей. Эта поправка учитывает влияние конечного числа лопастей на теоретический напор в зависимости от нагрузки па лопасть. Пфлейдерер пользовался следующими рабочими гипотезами (рис. 14).

1. Перепад давлений на единицу длины средней линии лопасти постоянен в меридианном сечении (рис. 14, а).

2. Вблизи выхода колеса распределение скоростей и давлений неравномерное (рис. 14, б), выравнивание относительных скоростей ω_2 происходит таким образом, что большая ω_{\max} на тыльной стороне лопасти остается неизменной, а ω_{\min} на рабочей стороне лопасти увеличивается до значения на тыльной стороне (принимается без доказательства). Поэтому для случая $(rc_u)_1 = 0$ Пфлейдерер предлагает выражение для теоретического напора

$$H_T = \frac{H_{T\infty}}{1+p},$$

где

$$p = \varphi \frac{r_2^2}{zs}; \quad \varphi = 1;$$

$s = \int_{r_1}^{r_2} r dl$ — статический момент линии тока по лопасти (рис. 14, а).

Поправка p на конечное число лопастей зависит от статического момента линии тока. Таким образом, удлинняя лопасть и увеличивая s , можно по Пфлейдереру уменьшить p .

По Пфлейдереру значение теоретического напора

$$H_T = \frac{\omega}{g} \left(\frac{1}{1+p} \right) \left[r_2^2 \omega - \frac{Q}{2\pi b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2} - (rc_u)_1 \right],$$

т. е. [при сопоставлении с уравнением теоретического напора (8)]

$$k = \frac{p}{1+p};$$

$$i = \frac{1}{b_2 \varphi_2 \operatorname{tg} \beta_{2a}}; \quad r_a^2 = r_2^2.$$

Для случая $(rc_u)_1 = 0$ можно графически представить зависимости $H_T = f(Q)$ с учетом поправки на конечное число лопастей по Пфлейдереру и по Стодоле—Майзелю.

Поправка Пфлейдерера дает удовлетворительное совпадение с опытом для колес с $n_s \leq 150$, с лопастями, загнутыми назад. Продление лопасти во всасывание и изменение статического момента линии тока s не изменяет поправку на конечное число лопастей и не увеличивает H_T , как предполагает гипотеза Пфлейдерера. Прямая H_T , полученная экспериментально, ближе к прямой H_T , полученной с поправкой Стодолы—Майзеля, чем с поправкой Пфлейдерера.

Поправка проф. С. С. Руднева. Поправка на конечное число лопастей по рекомендации С. С. Руднева базируется на теории плоской вращающейся решетки. Связь циркуляции до решетки Γ_1 с циркуляцией после решетки Γ_2 , подачи Q и угловой скорости вращения ω определяется известным характеристическим уравнением (7) решетки. По уравнению (8) решетки для насоса можно построить теоретический напор насоса H_T , если определить коэффициент прозрачности k , коэффициент нулевого направления i_0 и активный радиус r_a решетки.

Для некоторых случаев плоских решеток (прямая решетка из тонких дужек и круговая логарифмическая решетка с постоянным углом β) С. С. Рудневым дано расчетное определение k , i_0 , r_a (рис. 15). Таким образом, на базе теории решеток дается точное решение для логарифмической лопасти, заключенной между параллельными дисками.

Как известно, логарифмическая лопасть — это лопасть с постоянным углом β . Применяя расчетную схему С. С. Руднева, подсчитываем коэффициент прозрачности k (рис. 15, в) и коэффициент активного радиуса $y_H = \frac{r_a^2}{r_2^2}$ (рис. 15, а, б) для заданных параметров лопастей:

$\frac{r_1}{r_2}$ — отношение радиусов начала и конца лопастей;

z — число лопастей;

β_2, β_1 — углы лопастей.

Коэффициент прозрачности k является функцией трех параметров

$$k = f_1 \left(\frac{r_1}{r_2}, z, \beta \right).$$

Эти параметры удалось объединить и привести к двум:

$$k = f_2 \left[\left(\frac{r_1}{r_2} \right)^{\frac{z}{2}}, \beta_{2z} \right].$$

Построение параметров k и y_H на рис. 15 дано в логарифмических координатах $k = f \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^{\frac{z}{2}}$ для различных β и в обычных координатах — $y_H = f(\beta)$ и $y_H = f \left(\frac{r_1}{r_2} \right)$. Подсчитаем коэффициент прозрачности k для $\frac{r_1}{r_2} = 0,5$; $z = 8$; $\beta_2 = 20^\circ$. Из рис. 15, в видно, что в большинстве практических случаев коэффициентом k можно пренебречь. Коэффициент k приходится учитывать при

30

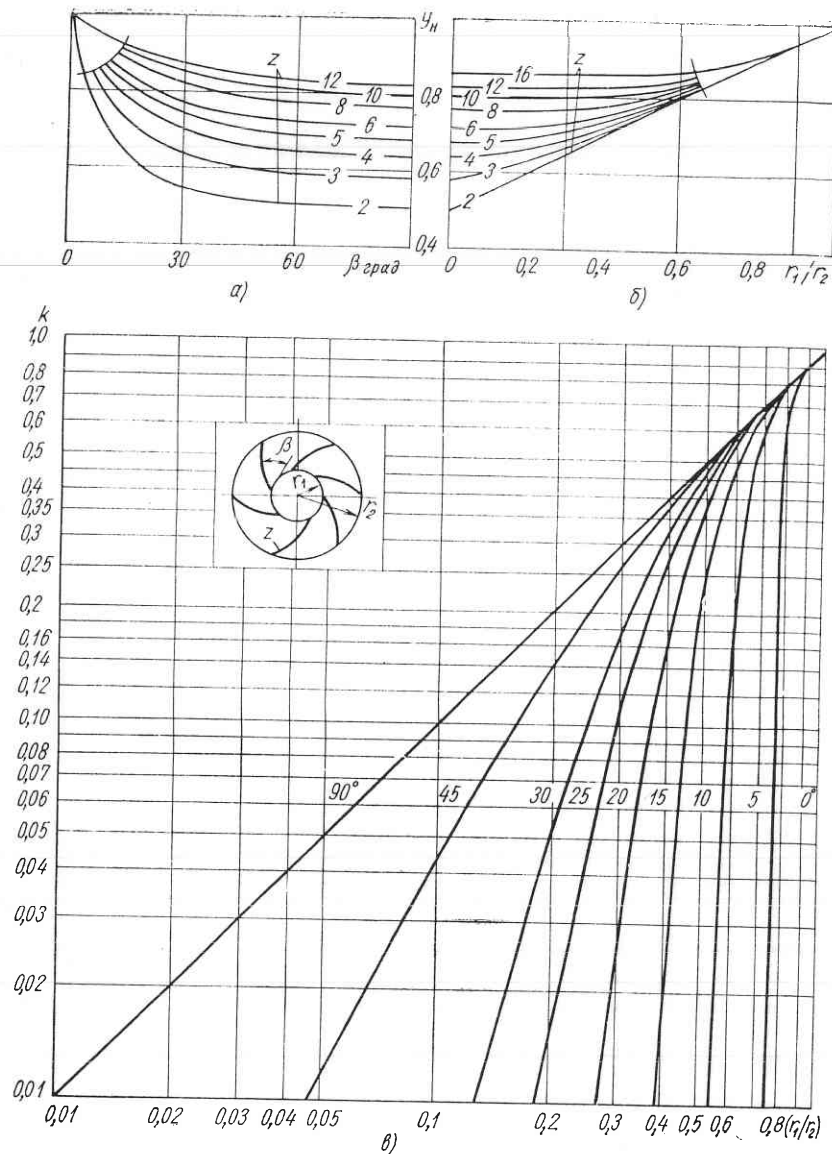


Рис. 15. Графики для определения поправки на конечное число лопастей по С. С. Рудневу:

а — график $y_H = f(\beta)$ при $\frac{r_1}{r_2} = 0$; б — график $y_H = f \left(\frac{r_1}{r_2} \right)$ при $\beta = 90^\circ$; в — график $k = f \left(\frac{r_1}{r_2}, z, \beta \right)$.

расчете насосов с малым числом лопастей. Учет коэффициента активного радиуса y_n производим по рис. 15, а:

$$y_n = f_3\left(\frac{r_1}{r_2}, z, \beta_1\right) = \frac{r_a^2}{r_2^2}.$$

Для частного случая $\frac{r_1}{r_2} = 0,5$; $z = 8$; $\beta_2 = 20^\circ$; $y_n = 0,85$.

Для частых решеток ($z \geq 6$) с лопатками, у которых β_1 и $\beta_2 < 40^\circ$, приходится учитывать поправку только на активный радиус r_a , так как в этом случае коэффициент прозрачности $k = 0$.

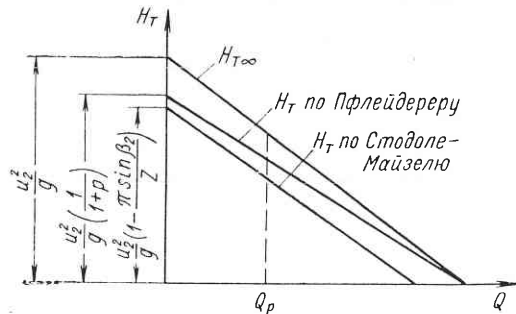


Рис. 16. Сводный график H_T с различными поправками на конечное число лопастей

Таким образом, для лопастных решеток центробежных насосов рекомендуется для расчета теоретического напора H_T использовать поправки на активный радиус r_a по Стодоле—Майзелю и по С. С. Рудневу или поправку Пфлейдерера на коэффициент прозрачности k , если нет обобщенных опытных данных. Ниже приводится сводный график $H_T - Q$ с учетом поправок на конечное число лопастей колеса, предложенных различными авторами (рис. 16).

§ 10. Выбор и расчет основных размеров центробежного колеса

Исходными данными при выборе и расчете основных размеров центробежного колеса являются параметры насоса H , Q , n_s . Для обеспечения заданных условий по подаче, напору и высоте всасывания необходимо выбрать число оборотов насоса, чем и определяются тип колеса и его n_s . При выборе числа оборотов исходят из следующих соображений, учитывая тип и исходные данные привода, предназначенного для применения в установке.

1. При использовании рабочих органов насоса с большими n_s и применением привода с соответствующим числом оборотов размеры насоса уменьшаются.

2. Максимальный гидравлический и полный к. п. д. центробежного насоса достигнут для $n_s = 150 \div 250$.

На рис. 17 показаны значения к. п. д. одноступенчатых насосов с односторонним всасыванием различных n_s и D_0 (D_0 — диаметр входной воронки колеса).

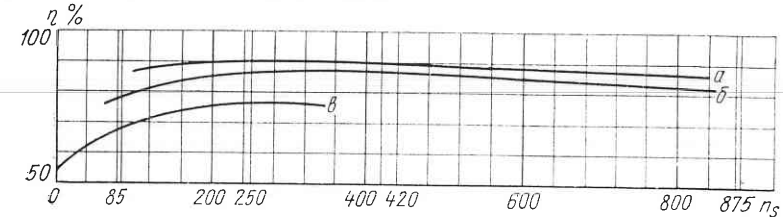


Рис. 17. К. п. д. одноступенчатых насосов спирального типа различных n_s и D_0 :
а — $D_0 > 200$ мм; б — $D_0 = 200 \div 50$ мм; в — $D_0 = 50 \div 10$ мм

3. Высота всасывания H_s уменьшается с увеличением числа оборотов насоса. В предварительных расчетах принимается $C_1 = 800 \div 1000$ (C_1 — кавитационный коэффициент быстроходности насоса);

$$H_s = H_a - \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C_1}\right)^3 \cdot 10.$$

При определении n_s подбирается «модель» из выполненных конструкций насосов с требуемым значением n_s и с гидравлической характеристикой, имеющей необходимый наклон кривой $H - Q$ и приемлемый к. п. д. Модельные рабочие органы насоса должны удовлетворять гидравлическим и конструктивным требованиям проектируемого насоса. Например, рабочее колесо многоступенчатого насоса с проходным валом нельзя считать подходящей моделью для консольного насоса с осевым подводом потока, и, наоборот, рабочее колесо консольного насоса нельзя брать в качестве модели для многоступенчатого насоса. При наличии модельных рабочих органов, удовлетворяющих конструктивным требованиям проектируемого насоса, производится пересчет «модели» на натуру по формулам подобия. Пример такого «модельного» проектирования приводится в гл. 5. Если нет подходящего гидравлического прототипа, производится расчет проточной части насоса с использованием обобщенных данных по систематизации насосов [1].

Ниже приводится выбор и расчет основных размеров лопастного колеса центробежного насоса.

Перед выбором основных размеров рабочего колеса определяют гидравлическую схему насоса (число ступеней, схему колеса 1-й ступени, принцип разгрузки осевого давления насоса). Вначале выбирают число ступеней, если требуемый напор насоса велик

для одного колеса и расчетный $n_s < 40$. Наиболее распространенный случай многоступенчатого насоса — питательные, шахтные, скважинные и другие насосы.

В случае повышенных требований по высоте всасывания (насосы конденсатные, для перекачки сжиженных газов и др.) приходится снижать число оборотов колеса либо выполнять схему двухпоточного насоса или насоса с колесом двустороннего всасывания. Итак, производим выбор числа ступеней насоса:

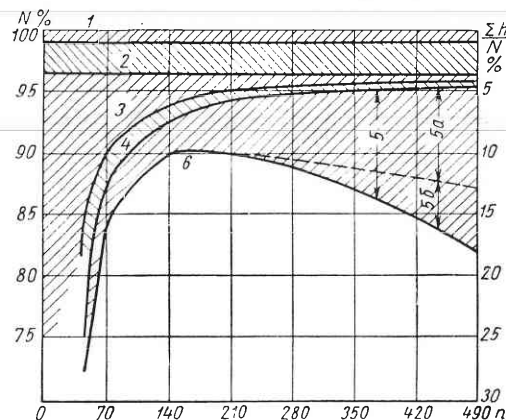


Рис. 18. Баланс мощности насосов разных n_s :

1 — механические потери; 2 — потери в колесе; 3 — потери на дисковое трение; 4 — объемные потери; 5 — гидравлические потери в корпусе насоса; 5а — потери в корпусе у вертикальных насосов; 5б — потери в подводе к колесу (двусторонний вход); 6 — полезная мощность насоса

колеса 1-й ступени с одно- или двусторонним всасыванием:

$$H_s = H_a - \left(\frac{n \sqrt{Q_p}}{C_1} \right)^4 \cdot 10,$$

где $H_a = \frac{P_b - P_n}{\gamma}$;

P_b — барометрическое давление;

P_n — давление упругости паров перекачиваемой жидкости при рабочей температуре.

Для насосов двустороннего всасывания расчетная подача $\frac{Q_p}{2}$.

Для предварительных расчетов принимают $C_1 = 800 \div 1000$.

Используя статистические данные, к. п. д. исполненных насосов (рис. 17) и оценивая дополнительные потери по выбранной гидравлической схеме насоса (утечки межступенные, через разгрузку осевого давления и др.), определяем потребляемую мощность и производим выбор двигателя:

$$N = \frac{\gamma Q H}{102 \eta} \text{ квт},$$

где $\eta = \eta_o \eta_m \eta_e$ — общий к. п. д. насоса.

Выбрав мощность и тип двигателя, окончательно уточняем исходные параметры насоса.

Расчетная подача колеса (насоса)

$$Q_p = \frac{Q}{\eta_o},$$

где η_o — объемный к. п. д., определяемый по статистическим данным (рис. 18) с учетом дополнительных объемных потерь в насосе (многоступенчатые центробежные насосы).

Теоретический напор колеса

$$H_T = \frac{H}{\eta_e} \text{ или } H_{Ti} = \frac{H}{\eta_e},$$

где η_e — гидравлический к. п. д.

В первом приближении η_e принимаем по статистическим данным балансового распределения потерь в насосах разных n_s (рис. 18). Затем приступаем к определению основных размеров колеса: D_1 , D_2 , b_2 , d_{om} , z и к построению его меридианного сечения.

Входными размерами колеса являются входной диаметр D_1 и диаметр вала насоса d_b . Диаметр вала рассчитывается по условию обеспечения необходимой прочности и прогиба исходя из величин потребляемой мощности N и скорости вращения насоса n (гл. 10). При этом прогиб вала вследствие действия поперечных сил, возникающих в режимах, отличных от расчетных, не должен превосходить $\frac{\delta_{\min}}{2}$ — половины минимального зазора в уплотнениях.

Для многоступенчатых центробежных насосов условием, определяющим размеры вала l_i и d_i , обычно является расчет на критическое число оборотов (гл. 9). Диаметр распорной втулки колеса многоступенчатого насоса d_{om} зависит от диаметра вала d_b , потребляемой мощности N и принятой конструктивной схемы насоса.

В предварительном расчете принимают

$$d_{om} = (1,1 \div 1,25) d_b.$$

Выбор входного диаметра колеса D_1 . Ранее ограничивали скорость потока на входе в колесо до значений $c_o \leq 2 \div 4$ м/сек. Считалось, что увеличение c_o вызывает ухудшение всасывающей способности и уменьшение η_e насоса. Соображение о влиянии c_o на к. п. д. насоса не выдерживает критики, так как насос может работать в широком диапазоне скоростей вращения при соответствующем увеличении c_o , обеспечивая практически $\eta_e = \text{const}$:

$$c_o \sim Q \sim n.$$

Имеются рекомендации по выбору входного диаметра D_1 по статистическим данным насосов [1]:

$$D_1 = K_{D1} \sqrt{2gH},$$

где K_{D1} — статистический коэффициент.

Статистический подбор не содержит обоснования выбора K_{D1} , поэтому необъясним для моделирования и разбора физической картины потока в колесе. Выбор D_1 тесно связан с двумя показателями насоса: высотой всасывания H_s и к. п. д. η . У конден-

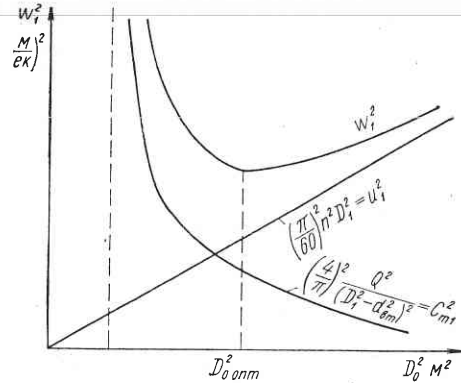


Рис. 19. График зависимости w_1^2 , c_m^2 и u_1^2 от D_0^2

сатных насосов, например, определяющим фактором выбора D_1 является высота всасывания, поэтому взаимосвязь D_1 и к. п. д. насоса отходит на второй план. Это подробно изложено в гл. 6. Если высота всасывания не является доминирующей, выбор D_1 производится из условий обеспечения η_{\max} насоса. Так как характерной скоростью, определяющей потери в колесе, является относительная скорость w , необходимо исследовать влияние D_1 на величину w_1 . Поле относительных скоростей в каналах колеса достаточно сложно. При оценке $w_1 = f(D_{1i})$ считаем, что распределение абсолютных и относительных скоростей на входе в колесо равномерно. При рассмотрении треугольников скоростей (см. рис. 10) видно, что относительная скорость на входе лопастей колеса больше, чем на выходе колеса. Таким образом, поток в колесе диффузорный в абсолютном и в относительном движении. Учитывая, что относительные скорости значительно больше абсолютных ($w \gg c$), потери в колесе в значительной степени зависят от диффузорности потока $\frac{w_2}{w_1}$ и от величины $w_{1 \min}$. Следовательно, критерием для выбора D_1 является условие минимума w_1 .

Из входного треугольника скоростей (рис. 10) с учетом стеснения проходным валом получаем значения скоростей

$$c_{1m} = \frac{4}{\pi} \frac{Q}{D_1^2 - d_{am}^2};$$

$$u_1 = \frac{\pi}{60} n D_1,$$

где c_{1m} , u_1 — скорости точки входной кромки лопасти колеса.

Принимается, что входной поток бесциркуляционный ($c_{1u} = 0$) и что входная кромка лопастей имеет диаметр D_1 . Соответственно получаем выражение

$$w_1^2 = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \frac{Q^2}{(D_1^2 - d_{am}^2)^2} + \left(\frac{\pi}{60}\right)^2 n^2 D_1^2. \quad (10)$$

Введем для удобства понятие диаметра, эквивалентного диаметру входной воронки консольного насоса D_0 , площадь которого равна площади входного сечения колеса $F_0 = \frac{\pi(D_1^2 - d_{am}^2)}{4}$, т. е.

$$D_0^2 = D_1^2 - d_{am}^2$$

(D_0 часто называют приведенным диаметром входа колеса).

Построим график зависимости $w_1^2 \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \frac{Q^2}{(D_1^2 - d_{am}^2)^2}$ и $\left(\frac{\pi}{60}\right)^2 n^2 D_1^2$ от D_0^2 (рис. 19). Найдем минимальное значение скорости w_1 . Для этой цели дифференцируем выражение (10) по D_0^2 , приравняем производную нулю $\left(\frac{dw_1^2}{dD_0^2} = 0\right)$ и получаем

$$\left(\frac{\pi}{60}\right)^2 n^2 - 2 \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \frac{Q^2}{D_0^6} = 0.$$

Путем несложных преобразований получаем формулу для размера входной воронки колеса:

$$D_0 = k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}},$$

где $k_0 = 3,25$ — расчетный коэффициент входной воронки колеса.

Приведенная формула нашла широкое применение в расчетах насосов, а также при обобщении опытных данных. Значение коэффициента k_0 колеблется от 3,6 до 5,0 в зависимости от типа конструкции и назначения насоса. Для большинства конструкций насосов, в том числе и для ступеней многоступенчатых насосов (кроме 1-й ступени),

$$k_0 = 3,6 \div 3,9.$$

Некоторое увеличение входного диаметра колеса (сверх оптимального) улучшает условия работы насоса в перегрузочных режимах и не вызывает существенного увеличения w_1 (рис. 19). Для конденсатных насосов и насосов с повышенными требованиями по высоте всасывания принимают значения $k_0 = 4,0 \div 4,5$ и в некоторых случаях, особенно при малых размерах колес центробежных насосов ($D_1 < 70$ мм), $k_0 = 4,5 \div 5,0$.

Определение входного угла лопасти β_1 . Имея входные размеры колеса D_1 и d_{am} , строим входной треугольник скоростей

(см. рис. 10, а). Входные кромки лопастей колеса расположены большей частью в области поворота потока из осевого направления в радиальное. Нормальное к направлению потока сечение f_1 имеет форму поверхности вращения (рис. 20), которую приближенно заменяют боковой поверхностью усеченного конуса с образующей b_1 и окружностью, имеющей центр на входной кромке лопасти. Для нормального сечения f_1 с центром D_{1cp} и образующей b_1 получим скорость входа

$$c'_{1m} = \frac{Q}{\pi D_{1cp} b_1}.$$

Для бесциркуляционного потока ($c_{1a} = 0$) меридианное сечение колеса профилируется с плавным изменением скорости c_0 на входе в скорость c'_{1m} перед поступлением на лопасть колеса. Переносная скорость при входе на лопасть в точке D_{1cp}

$$u_1 = \frac{\pi D_{1cp} n}{60}.$$

Относительная скорость потока w_1 до поступления на лопасти колеса получается как геометрическая разность c'_1 и u_1 . Направление w_1 определяется углом β'_1 . Меридианная составляющая скорости c'_{1m} при поступлении потока на лопасти колеса увеличивается вследствие стеснения сечения лопастями и равна

$$c_{1m} = \frac{c'_{1m}}{\psi_1},$$

где $\psi_1 = 1 - \frac{\delta z}{\pi D_1 \sin \beta_1}$ — коэффициент стеснения на входе.

Для обеспечения безударного потока на лопасти колеса получим

$$\operatorname{tg} \beta_{1,0} = \frac{c_{1m}}{u_1}.$$

При проектировании допускают на расчетном режиме угол атаки $\Delta\beta = 3 \div 10^\circ$, а в специальных случаях до 25° :

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_{1,0}.$$

Для обеспечения оптимальной всасывающей способности в ряде исследований [44] рекомендуется выполнять в насосах входной угол потока $\beta_{1,0} = 16 \div 19^\circ$. С учетом коэффициента стеснения ψ_1 и угла атаки лопастной угол входа β_1 обычно получается равным $\beta_1 = 18 \div 25^\circ$.

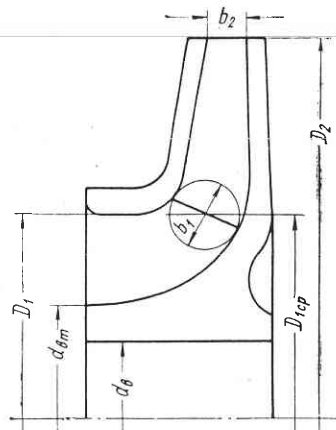


Рис. 20. К выбору входного угла лопасти β_1

Определение выходных размеров рабочего колеса. Выходными размерами колеса центробежного насоса являются наружный диаметр D_2 , выходной угол лопастей β_2 , выходная ширина колеса b_2 . Определение D_2 при известном H_T производится с помощью основного уравнения теоретического напора (8). При определении D_2 и использовании уравнения (8) необходимо знать величины β_2 и b_2 колеса, а также выбрать число лопастей колеса z . Затем ввести поправку на конечное число лопастей, построить треугольники скоростей и окончательно уточнить выходной диаметр D_2 колеса.

Выбор выходного угла лопастей β_2 . Выходной треугольник скоростей (рис. 10) определяется тремя величинами: c_2 , u_2 , w_2 . Выше было задано только одно условие, выраженное основным уравнением (8) насосов для $H_{T\infty}$. Таким образом, выбор угла β_2 достаточно произволен. Возникает вопрос, может ли выходной угол лопастей быть выбран меньше, равным или больше 90° . Эти три возможности соответствуют форме лопастей, изображенных на рис. 21, а — в. Входной угол лопастей β_1 во всех трех случаях принят одинаковым.

Лопастей колеса с выходным углом меньше 90° загнуты назад, при $\beta_2 = 90^\circ$ имеют радиальный выход и при $\beta_2 > 90^\circ$ загнуты вперед (в сторону вращения). Соответственно межлопастной канал для трех разновидностей лопастей получается различной конфигурации (рис. 21). Для лопастей с $\beta_2 < 90^\circ$ канал длиннее и имеет меньший средний угол расширения φ_K , чем у остальных двух форм лопастей. Практика показывает, что большое расширение канала нежелательно, сопровождается отрывом потока и вихреобразованием. Формы каналов, показанные на рис. 21, б, в, пригодны для обратного направления течения, т. е. для турбин, где большое сужение приводит к улучшению характеристики потока, а уменьшение длины канала к уменьшению потерь на трение. Что касается насосов, то для них загнутые назад лопасти должны давать более высокий к. п. д., чем в случае двух других форм лопастей. Угол β_2 оказывает значительное влияние на создаваемый колесом напор. Выражение теоретического напора для бесконечного числа лопастей без предварительного закручивания потока ($c_{u1} = 0$) принимает вид

$$H_{T\infty} = \frac{c_{2u} \infty u_2}{g}.$$

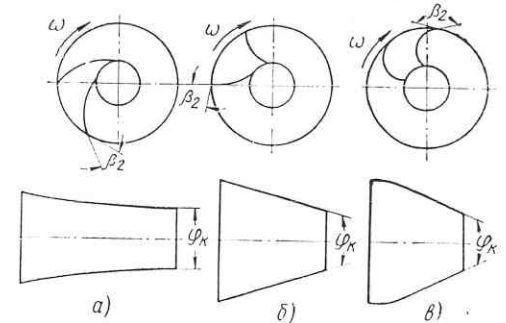


Рис. 21. Типы лопастей центробежного колеса:

а — $\beta_2 < 90^\circ$; б — $\beta_2 = 90^\circ$; в — $\beta_2 > 90^\circ$

Таким образом, при неизменном диаметре колеса D_2 , изменяя угол β_2 , мы уменьшаем или увеличиваем составляющую скорости $c_{2u\infty}$, а следовательно, $H_{T\infty}$.

Рассмотрим треугольник скоростей на выходе (рис. 22) для колес одинаковых размеров, но с различными типами лопастей, изображенными на рис. 21.

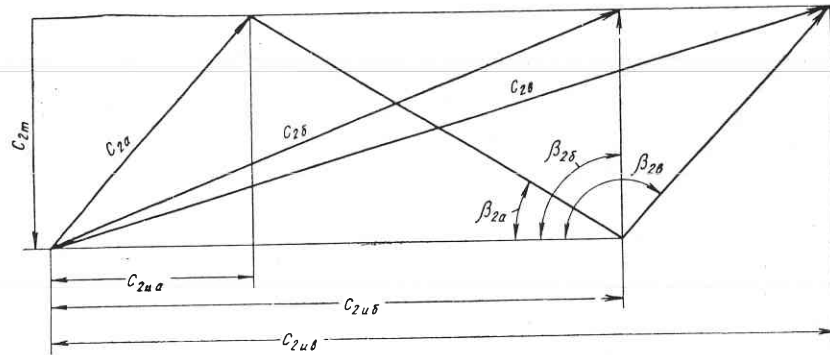


Рис. 22. Треугольник скоростей на выходе колеса для различных типов лопастей:

$$a - \beta_{2a} < 90^\circ; \quad b - \beta_{2b} = 90^\circ; \quad c - \beta_{2c} > 90^\circ$$

Принимая постоянными подачу и число оборотов, выразим составляющую скорости $c_{2u\infty}$ через угол β_2 :

$$c_{2u\infty} = u_2 \frac{c_{2m}}{1g \beta_2}$$

Исследуем влияние угла β_2 на теоретический напор $H_{T\infty}$ и на коэффициент реакции:

$$\rho_\infty \approx 1 - \frac{c_{2u\infty}^2}{2gH_{T\infty}}$$

Подробно вывод выражения для ρ_∞ изложен в работе [27].

На рис. 23 даны графики зависимостей $\frac{2gH_{T\infty}}{u_2^2}$, $\frac{2gH_{\partial\infty}}{u_2^2}$, $\frac{2gH_{n\infty}}{u_2^2}$

и ρ_∞ от $\frac{c_{2u\infty}}{u_2}$ (т. е. угла β_2). Напор $H_{T\infty}$ пропорционален $c_{2u\infty}$.

Коэффициент реакции ρ_∞ линейно зависит от $\frac{c_{2u\infty}}{u_2}$ и изменяется от единицы при $\frac{c_{2u\infty}}{u_2} = 0$ ($\beta_2 = 0$) до нуля при $\frac{c_{2u\infty}}{u_2} = 2$ ($\beta_2 = 180^\circ$).

Колеса с лопастями, загнутыми назад, имеют коэффициент реакции больше половины, а колеса с лопастями, загнутыми вперед, имеют коэффициент меньше половины. Экономичнее общую часть напора получать в виде давления непосредственно в лопастном

колесе. Поэтому в центробежных насосах почти исключительно применяются колеса с лопастями, загнутыми назад.

Гидравлический к. п. д. этих колес выше вследствие более благоприятной формы канала (меньшая диффузорность канала колеса ϕ_k) и в особенности вследствие относительно меньшего преобразования скорости в давлении в отводящем устройстве насоса. Обычно у центробежных насосов значения выходного угла β_2

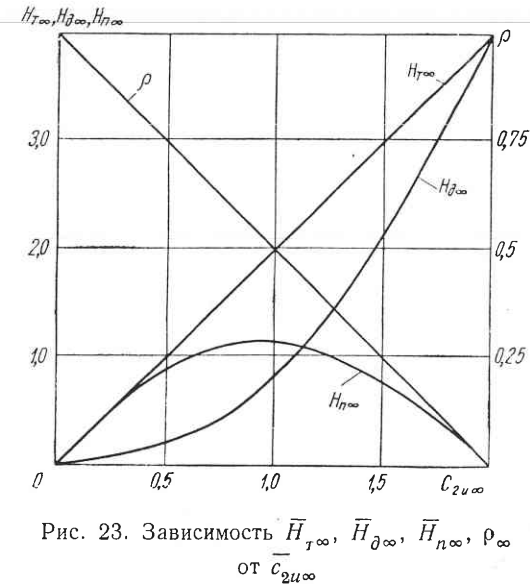


Рис. 23. Зависимость $\bar{H}_{T\infty}$, $\bar{H}_{\partial\infty}$, $\bar{H}_{n\infty}$, ρ_∞ от $\frac{c_{2u\infty}}{u_2}$

находятся в пределах $14-35^\circ$. Приведем еще два показателя «качества» центробежного колеса:

$$\frac{H_{T\infty}}{u_2^2/2g} = \frac{u_2 c_{2u\infty} 2g}{g u_2^2} = 2 \frac{c_{2u\infty}}{u_2}; \quad \frac{H_{p\infty}}{u_2^2/2g} = \frac{\rho H_{T\infty}}{u_2^2/2g};$$

$$\frac{H_{n\infty}}{u_2^2/2g} = \frac{c_{2u\infty}}{u_2} \left(2 - \frac{c_{2u\infty}}{u_2} \right).$$

Величина $\frac{H_{T\infty}}{u_2^2/2g}$ характеризует полноту использования диа-

метра колеса D_2 . Величина $\frac{H_{n\infty}}{u_2^2/2g}$ показывает, какую часть от $\frac{u_2^2}{2g}$ составляет статическая часть напора. Обе относительные величины позволяют полнее выразить качественную картину влияния угла β_2 на напор насоса.

На основании опытно-статистических данных можно дать следующие рекомендации по выбору углов β_2 колес центробежных насосов различных быстроходностей:

$$\begin{aligned} n_s < 100; & \quad \beta_2 \leq 30^\circ; \\ 100 < n_s < 200; & \quad \beta_2 \leq 25^\circ; \\ n_s \geq 250 \div 400; & \quad \beta_2 \leq 20^\circ. \end{aligned}$$

Малые значения β_2 выбирают иногда для получения требуемой крутизны характеристики $H - Q$ и большие значения β_2 для получения максимальной энергоемкости (безотносительно к η_{\max}) колеса заданного диаметра (поскольку напор возрастает с увеличением угла β_2). Если подобных требований нет, выбор β_2 производят по условию получения максимального к. п. д. Среднестатистическое значение оптимального выходного угла находится в пределах 22—23° вне зависимости от значения n_s [53]. Для увеличения напора насоса угол β_2 может быть увеличен до 28—30° без значительного ухудшения к. п. д.

Нижним пределом для колеса экономичной конструкции является угол $\beta_2 = 17 \div 15^\circ$.

Выбор выходной ширины колеса b_2 . Меридианную скорость на входе можно выразить через k_0 :

$$c_0 = \frac{4}{\pi k_0^2} \sqrt[3]{Qn^2}.$$

Следовательно, скорость входа c_0 изменяется пропорционально $\frac{1}{k_0^2}$ при заданных Q и n . Рекомендация по проектированию меридианного сечения с постоянной скоростью $c_{mi} = \text{const}$ не получила распространения потому, что потери в колесе определяются относительными скоростями w_i , а не скоростями c_{mi} . Таким образом, обеспечение $w_{1\min}$ на входе лопасти желательно не только с точки зрения улучшения всасывающей способности [44], но также для обеспечения минимальных потерь в каналах колеса (минимальная скорость $w_{1\infty}$ по абсолютной величине обеспечивает и минимальную диффузорность каналов колеса $\frac{w_{2\infty}}{w_{1\infty}}$).

Для колеса с осевым входом $d_{\text{от}} = 0$, $D_1 = D_0$, $c_{1m} = c_0$

$$u_1 = \frac{\pi D_0 n}{60} = \frac{\pi n}{60} k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}.$$

Относительная скорость входа на лопасть (принимая входной диаметр лопаток колеса D_0)

$$w_1 \approx \sqrt{c_0^2 + u_1^2} = \sqrt{\left(\frac{4}{\pi k_0^2}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{60} k_0\right)^2} \cdot \sqrt[3]{Qn^2}.$$

Таким образом, выражение $\sqrt[3]{Qn^2}$ с некоторым коэффициентом определяет относительную скорость входа на лопасти колеса. Рекомендуется при выборе b_2 обеспечивать минимальную скорость на выходе из колеса $c_{2\min}$, т. е. при заданных подаче Q , напоре H и принятом оптимальном значении угла β_2 стремиться к максимально возможному диаметру выхода D_2 и, следовательно, к минимально возможному b_2 ($c_{2\min}$). Теоретическое обоснование такого предложения базируется на получении максимального коэффициента реакции колеса ρ и минимальной скорости (обеспечение минимальных потерь) при поступлении потока в отвод насоса.

Указанное предложение не подкрепляется связью с n_s и конструкцией насоса и поэтому является спорным. Важнейшим критерием выбора b_2 является практика насосостроения. На основании обобщения опытных данных для одноступенчатых насосов со спиральным отводом рекомендуется выбор b_2 производить в зависимости от n_s :

$$b_2 = k_{\beta 2} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}},$$

где

$$k_{\beta 2} = 0,64 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{\frac{5}{6}}.$$

Обычно у насосов ширина b_2 меньше при отводе с направляющим аппаратом по сравнению со спиральным отводом. Немаловажно при выборе b_2 пользоваться данными насоса-аналога с высокими технико-экономическими показателями.

Выбор числа лопастей колеса. Выбор числа лопастей рабочего колеса существенно влияет на характеристику, к. п. д. и всасывание проектируемого центробежного насоса.

Оптимальное число лопастей обеспечивает получение канала достаточной длины при наименьшем возможном стеснении потока на входе и наименьших потерях в межлопастных каналах. Лопастной канал колеса характеризуется угловой частотой решетки $\frac{\theta_{cp}}{t_{ygl}}$, лопастными углами β_1 и β_2 , углом охвата лопасти в плане θ_{cp} , законом изменения проходных сечений канала и соотношением входного и выходного диаметров колеса $\frac{D_2}{D_1}$. Это приводит к отношению относительных скоростей $\frac{w_{2\infty}}{w_{1\infty}}$ и среднему углу расширения

лопастного канала φ_k . Минимальное число лопастей обеспечивает минимальные площадь трения и соответственно потери на трение. Однако увеличение давления на лопасть и соответственно увеличение разности скоростей на обеих сторонах лопасти ведет к увеличению потерь на вихреобразование. Поэтому наиболее благо-

приятные условия создаются тогда, когда число лопастей, будучи минимальным, обеспечивает необходимую угловую направленность потока. Для этого требуется определенная частота решетки колеса, которая может быть выражена отношением $\frac{\theta_{ср}}{t_{угл}}$, где $t_{угл} = \frac{360^\circ}{z}$ и z — число лопастей. В ряде монографий [27] предлагается формула для определения наиболее выгодного числа лопастей колеса z вне зависимости от размера и n_s насоса:

$$z = 6,5 \frac{R_2 + R_1}{R_2 - R_1} \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right).$$

Сопоставление расчетного числа лопастей по предлагаемой формуле с числом лопастей колес центробежных насосов высокоэкономичных конструкций разных n_s показывает несостоятельность предлагаемой формулы. Ниже приводится расчетное и действительное число лопастей насосов различных n_s (табл. 1).

Таблица 1

n_s	$\frac{D_2}{D_0}$	β_2 в град	β_1 в град	z по формуле	z действительное	Насос
40—80	~2,5	25—32	24—30	~8	8—7	ПЭ-100-56 и др.
80—140	~2,0	25—30	22—28	~10	8—6	ПЭ-720-200 и др.
140—300	~1,8—1,4	23—25	20—25	~16	7—5	ЦН-134
300—500	~1,2—1,1	18—22	18—25	~40	6—5	ЦН-136

Большинство выпускаемых в настоящее время центробежных насосов различных размеров и n_s с высокими технико-экономическими показателями имеют 5—8-лопастные рабочие колеса. Современные питательные, конденсатные, шахтные, нефтяные и другие многоступенчатые насосы с $n_s \leq 150$ имеют 6—8-лопастные рабочие колеса. Для центробежных насосов с $n_s \geq 150$ и $D_2 \leq 1000$ мм получены высокие результаты с $z = 6 \div 7$. При уменьшении размеров колеса $D_2 < 120$ мм оптимальное число лопастей снижается до 6—5. Число лопастей колеса взаимосвязано с n_s , что показано на рис. 24. На указанном рисунке изображены кривые к. п. д. центробежных насосов различных n_s и размеров в зависимости от углового шага решетки колеса $\frac{\theta_{ср}}{t_{угл}}$. Максимальные значения к. п. д. центробежных насосов соответствуют значениям $\frac{\theta_{ср}}{t_{угл}}$ в пределах 1,2—2,2. С увеличением n_s насоса η_{max} смещается в сто-

рону меньших $\frac{\theta_{ср}}{t_{угл}}$. Оптимальный средний угол лопасти центробежного колеса в плане $\theta_{ср}$ по результатам обследования большого числа высокоэкономичных насосов колеблется от 80 до 150°. Составим расчетную таблицу, содержащую число лопастей z ,

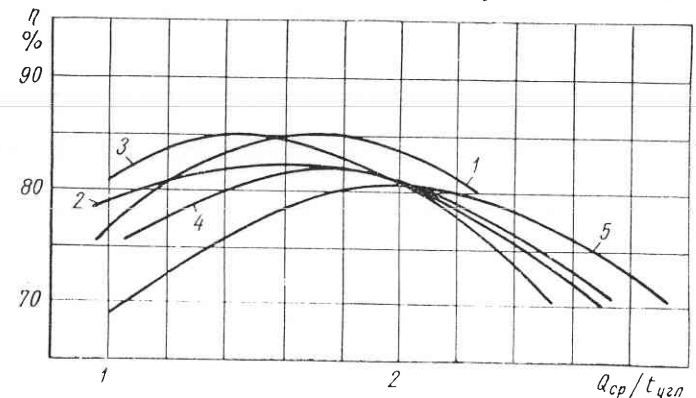


Рис. 24. К. п. д. центробежных насосов различных n_s в зависимости от углового шага (решетки) колеса:
 1 — $n_s = 400 \div 300$; $D_2 = 300$ мм; 2 — $n_s = 400 \div 300$, $D_2 = 116$ мм;
 3 — $n_s = 250 \div 180$, $D_2 = 116$ мм; 4 — $n_s = 180 \div 130$; $D_2 = 116$ мм;
 5 — $n_s = 100 \div 60$, $D_2 = 300$ мм

средний угол лопасти в плане $\theta_{ср}$ и угловой шаг решетки $\frac{\theta_{ср}}{t_{угл}}$ (табл. 2). Используя график рис. 24 и табл. 2, можно определить число лопастей рабочего колеса вновь проектируемого центробежного насоса по значениям $\frac{\theta_{ср}}{t_{угл}}$ и соответствующим η_{max} насоса заданного n_s . Одновременно определяется среднее значение угла охвата лопасти насоса в плане.

Таблица 2

Число лопаток z	Угловой шаг лопастей $t_{угл} = \frac{360}{z}$ в град	Средний угол лопасти в плане $\theta_{ср}$ в град							
		80	90	100	110	120	130	140	150
		Угловой шаг решетки $\theta_{ср}/t_{угл}$							
4	90	0,89	1,00	1,10	1,225	1,335	1,445	1,555	1,67
5	72	1,11	1,25	1,39	1,53	1,67	1,805	1,945	2,08
6	60	1,34	1,50	1,67	1,84	2,00	2,17	2,33	2,50
7	51,5	1,555	1,75	1,94	2,14	2,33	2,53	2,72	2,91
8	45	1,78	2,00	2,22	2,45	2,67	2,89	3,11	3,34
9	40	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00	3,24	3,50	3,75
10	36	2,22	2,50	2,78	3,06	3,34	3,61	3,88	4,17

Выбор наружного диаметра колеса \bar{D}_2 . Окончательный выбор D_2 колеса производится после выбора величин β_2 , b_2 и z . Затем по основному уравнению (8) теоретического напора определяются поправки на конечное число лопастей колеса r_a , k и i и затем выходной диаметр D_2 . В дальнейшем при профилировании меридианного сечения и лопастей колеса выходной диаметр D_2 несколько корректируется в связи с возможным уточнением величин b_2 и β_2 . Окончательные размеры уточняются при выполнении всего комплекса проектирования насоса. В предварительном расчете D_2 выбирают по опытно-статистическим данным [1]. Для многоступенчатых насосов с $n_s = 50 \div 120$ можно использовать следующие формулы:

$$u_2 = \alpha_2 \sqrt{2gH} \quad \text{и} \quad D_2 = m_2 \frac{\sqrt{2gH}}{n},$$

где для предварительных расчетов

$$m_2 = 19,2 \left(\frac{n_s}{100} \right)^{\frac{1}{6}}.$$

Итак, произведен выбор D_1 , D_2 , b_2 , z , т. е. определены внешние очертания рабочего колеса. Выполнив эскизную проработку и компоновку насоса, уточняют первоначальное задание и приступают к окончательному расчету и профилированию рабочего колеса и насоса в целом.

§ 11. Проектирование меридианного сечения колеса

Профилирование меридианного сечения производится после выбора основных размеров колеса до профилирования лопастей.

Выбор и профилирование меридианного сечения производят с учетом лучших образцов насосов соответствующих n_s , подбирая максимально возможные радиусы так, чтобы боковые стенки колеса были плавными.

Критерий для построения меридианного сечения — равномерное изменение проходных площадей. Проведем приближенно нормальные линии, для чего вписываем окружности, касательные к боковым стенкам колеса. Из центра окружности в точки касания стенок проводим радиусы, а в угол между радиусами вписываем дугу. Эта дуга расположена нормально к линиям тока (рис. 25). По длине средней струйки обычно строят график изменения площадей. Желательно, чтобы меридианное сечение было таким, при котором проходные площади на участке изменения направления потока с осевого на радиальное направление растут быстрее, чем на радиальном участке колеса. Значительное увеличение площади входной части колеса дает возможность иметь малое расширение после поворота потока в радиальную часть меридианного сечения тем более, что большее увеличение площади до поворота

компенсируется изменением проходных площадей вследствие относительно большего стеснения их лопастями на входе колеса.

Радиус кривизны внешнего обода колеса необходимо делать как можно больше, так как его уменьшение ведет к увеличению скоростей на ободу и к возникновению отрывных и, возможно, кавитационных явлений. Следовательно, к меридианному сечению предъявляются три требования:

1. Плавность изменения проходных площадей в колесе.

2. Возможно больший радиус кривизны внешнего обода.

3. Контур канала в меридианном сечении рекомендуется выполнять подобным контурам колес аналогичных n_s , показавших высокие гидравлические свойства.

Размеры меридианного сечения взаимосвязаны с n_s . Увеличение n_s сопровождается уменьшением отноше-

ния $\frac{D_2}{D_1}$ колеса (см. рис. 3). При отношении $\frac{D_2}{D_1}$ менее 1,6 поверхность лопасти, если расположить ее только в радиальной части колеса, значи-

тельно сокращается, удельная нагрузка на нее увеличивается, снижаются кавитационные качества насоса, увеличиваются гидравлические потери в колесе. Поэтому целесообразно увеличить поверхность лопастей, располагая их не только в радиальной части колеса, но и в месте перехода потока от осевого к радиальному направлению, что также приближает лопасти к оси насоса. Последнее уменьшает величину окружных, а следовательно, и относительных скоростей при входе потока в колесо, что ведет к уменьшению гидравлических потерь и улучшению кавитационных свойств колеса. Вынос поверхности лопасти в область изменения направления потока с осевого на радиальное приводит к наклонному расположению входной кромки по отношению к оси колеса. Входные элементы лопатки, расположенные на различном расстоянии от оси, обладают различными окружными скоростями u_1 . Углы безударного входа потока на лопасть $\beta_{1,0}$ становятся переменными по линии входной кромки. Лопасти колеса приобретают форму поверхности двойной кривизны. Расчет такой лопасти значительно сложнее, чем цилиндрической. Применение лопастей

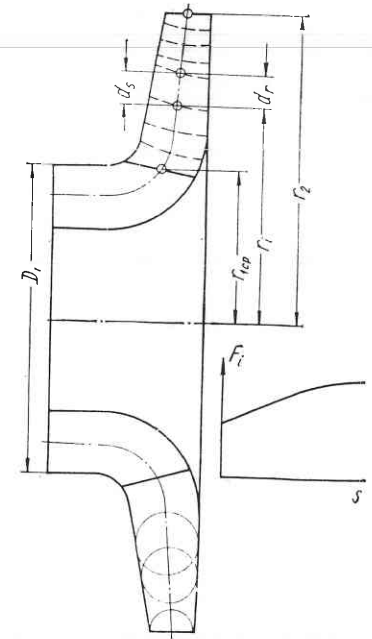


Рис. 25. Построение меридианного сечения колеса и график изменения площади F_i в зависимости от s

двойной кривизны позволяет профилировать центробежные колеса с $n_s = 300 \div 350$ и выходной кромкой, параллельной оси, при наклонном к оси насоса расположении выходной кромки, т. е. при диагональном направлении потока в колесе, n_s может быть доведен до 450—500. Использование лопастей двойной кривизны в колесах малых n_s позволяет повысить их кавитационные свойства (при $D_2 > 100$ мм).

§ 12. Профилирование колес с цилиндрическими лопастями

У колес малых n_s и колес с $D_2 < 70$ мм целесообразно входную кромку лопасти выполнять параллельно оси насоса в радиальной части колеса. В таких случаях лопасть на всем протяжении приобретает цилиндрическую форму (рис. 26).

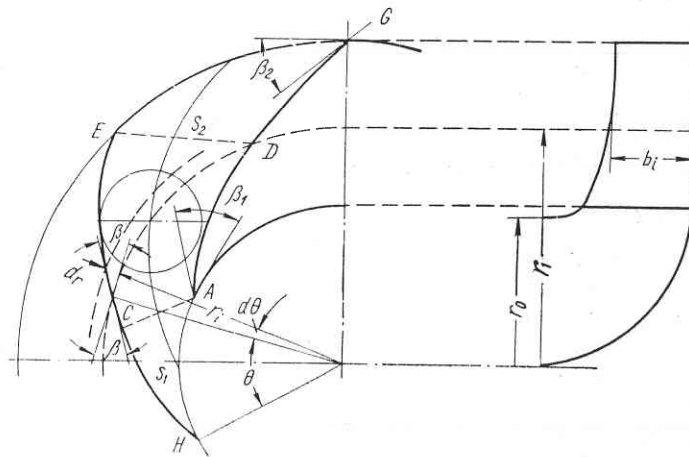


Рис. 26. Рабочее колесо насоса с цилиндрическими лопастями и с входными кромками лопастей, параллельными оси колеса

Профилирование цилиндрической лопасти осуществляется с целью обеспечения минимума гидравлических потерь в межлопастных каналах колеса. Это выполняется путем плавного, без максимумов и минимумов, изменения относительной скорости от ω_1 до ω_2 в функции длины средней линии канала S_1S_2 (рис. 25—27).

Толщина лопасти δ выбирается постоянной либо тоньше по концам с утолщением посередине (рис. 27). На основании опытов в последнее время рекомендуется крыловой профиль лопасти, обеспечивающий максимальную экономичность и лучшие антикавитационные качества. Соответствующим профилем «одевается» скелетная дужка лопасти. Рекомендуется утолщать входную кромку лопасти с целью получения профиля, обеспечивающего

безотрывное обтекание в широком диапазоне подач. При переменной толщине лопасти рекомендуется согласовывать ее с толщиной дисков колеса, выбираемых по соображениям технологии производства и прочности. Для лопасти с цилиндрической поверхностью, образующая которой параллельна оси колеса, дифференциальное уравнение средней линии лопасти в плане имеет вид (рис. 26)

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{dr}{rd\theta},$$

откуда следует

$$\theta = \int_{R_1}^{R_2} \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta}.$$

Расчет лопасти производится в табличной форме, затем, получив $\theta = f(r)$, строят среднюю линию лопасти по точкам. Подробное построение и расчет приведены в работе [27].

Очертание цилиндрической лопасти можно выполнить более простым способом.

Вначале произвольно наносится средняя линия лопасти с углами на входе β_1 и на выходе β_2 .

Полученный канал между двумя лопастями AG и HE проверяется, и в нем обеспечивается плавное изменение площадей.

Таким образом, канал, который непрерывно переходит от входного сечения к выходному (рис. 26), проектируется в соответствии с законами для неподвижных каналов. Участки лопастей CH и DG рассматриваются как ненагруженные, и вся лопасть составляется из дуг окружностей. Радиус кривизны лопасти не должен изменяться скачкообразно, потому что такой разрыв непрерывности может привести к различным формам течения в пограничном слое и соответственно к потерям.

§ 13. Профилирование колес с пространственными лопастями

В рабочих колесах насосов большей частью невозможно или нецелесообразно удалять входную кромку из зоны поворота в радиальную часть колеса. Это в первую очередь относится к насосам больших n_s с отношением $\frac{D_2}{D_1} < 1,5$ и с лопастями двойной кривизны. Аналогичное соображение относится к насосам сравнительно малых n_s , у которых пространственную форму имеет только входной участок лопасти. Большая часть лопастей таких насосов имеет цилиндрическую форму в радиальном участке колеса. Поэтому профилирование лопасти усложняется и вначале производится построение поверхностей тока в колесе.

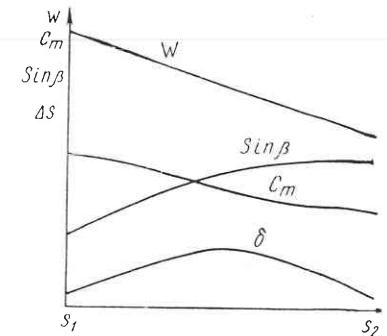


Рис. 27. График W , $\sin \beta$, C_m и δ в функции длины средней линии канала колеса S_1S_2

Возникающее при переходе потока от осевого к радиальному направлению неоднородное поле скоростей создает значительное различие в условиях движения жидкости и соответственно работы лопастной системы вблизи втулки и обода радиально-осевого колеса. Это исключает возможность применения элементарной схемы с осреднением скоростей как по окружности, так и по нормальному сечению потока, которая оправдывает себя применительно к радиальным колесам с цилиндрическими лопастями. В настоящее время для радиально-осевых колес находит широкое применение схема осесимметричного потока, т. е. схема бесконечного числа лопастей, оправдавшая себя применительно к радиальным колесам.

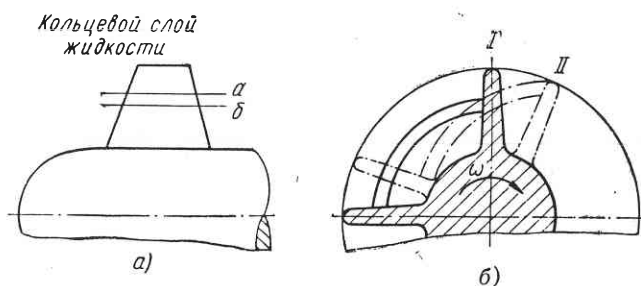


Рис. 28. Схема движения жидкости в пропеллерном колесе

Эта схема приводит трехмерную задачу обтекания лопастной системы к двумерной, т. е. к задаче движения жидкости по поверхности вращения. Появляется возможность деления потока в области колеса на отдельные струи поверхностями тока, имеющими форму поверхностей вращения.

Построение поверхностей тока в колесе. Построить поверхности тока необходимо потому, что в разных точках ширины нормального сечения колеса получаются разные углы у лопастей. Поэтому требуются в дополнение к внешним поверхностям промежуточные поверхности вращения. Лучше всего проводить эти поверхности по поверхностям тока. Это становится возможным благодаря гипотезе, по которой частицы жидкости в рабочем колесе движутся по поверхностям тока, имеющим форму поверхностей вращения (плоский поток).

Предложенная гипотеза является строгой только для колеса без лопастей. В действительности лопасти деформируют поток, однако по гипотезе допускается, что форма поверхностей тока в виде поверхностей вращения не нарушается. Эта *рабочая гипотеза* тем точнее, чем ближе рабочее колесо к радиальному колесу, и тем больше ошибка, чем ближе форма колеса к осевому (максимальная ошибка для пропеллерного колеса).

Рассмотрим поток в пропеллерном колесе.

В нем поверхность тока — цилиндрическая поверхность.

Выделим тонкий кольцевой слой жидкости ab около поверхности тока. Пусть у колеса четыре лопасти (рис. 28).

Рассмотрим сечение колеса плоскостью, перпендикулярной к оси.

В этой плоскости слой жидкости около поверхности тока получится в виде тонкого кольцевого сектора. При вращении колеса со скоростью ω лопасть повернется и переместится из положения I в положение II (рис. 28). Кольцевой жидкий сектор передвинется поступательно и повернется вокруг некоторой средней точки. Лопасти колеса заставят жидкость повернуться. Таким образом, при прохождении через колесо поверхность тока деформируется вследствие воздействия лопастей и на выходе получается искривленная поверхность тока. Рассмотренное искривление поверхностей тока сильнее всего происходит в осевых насосах.

В радиальном колесе частицы жидкости вследствие воздействия лопастей переместятся по радиусу и останутся на той же поверхности вращения.

Следовательно, гипотеза сохранения поверхностей тока в виде поверхностей вращения тем точнее, чем ближе форма рабочего колеса к радиальной. Она менее точна для осевых колес. Однако во всех случаях расчета колес принята эта гипотеза. Она используется как для радиальных, так и для осевых колес.

Выясним, сколько поверхностей тока необходимо провести через меридианное сечение колеса. В качестве поверхностей тока используется наружная и внутренняя поверхности (стенки) колеса. Дополнительные поверхности обычно проводят одну или три, что дает в сумме три или пять поверхностей тока. Количество поверхностей тока зависит от ширины колеса и требуемой точности расчета.

Поверхности тока в меридианном сечении колеса проектируются в линии тока.

Разметку линий тока в меридианном сечении колеса следует начать следующим образом. На нормали OO (рис. 29) нужно так выбрать точки, чтобы между поверхностями тока проходили одинаковые расходы. Так как на входе распределение скоростей c_m равномерно, необходимо построить ряд колец одинаковой

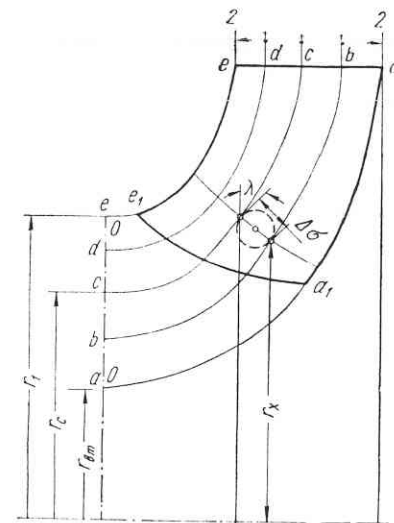


Рис. 29. Построение линий тока a, b, c, d, e и нормалей $\Delta\sigma$ в меридианном сечении колеса

площади. На нормали 2—2 распределяем точки равномерно, так как считаем, что c_m постоянно по ширине колеса.

В области поворота потока трудно утверждать, что c_m распределяется равномерно по данной нормали. В сторону выпуклости линий тока давление увеличивается, а следовательно, скорость уменьшается. Для учета искривления при проведении поверхностей тока введем вторую рабочую гипотезу, по которой $c_m = \text{const}$ вдоль нормали к линиям тока. Эта гипотеза менее справедлива для радиального, чем для осевого колеса.

Эта рабочая гипотеза получила широкое признание как прием, обеспечивающий равноскоростной поток в меридианном сечении колеса. Такое осреднение скоростей обеспечивает более плавную форму поверхности лопастей колеса. К. п. д. лопастной системы центробежного колеса достаточно высокий. Преобладающее большинство руководств рекомендуют проектирование лопастных систем насосов только в равноскоростном потоке, так как хорошие результаты достигаются лишь при формах меридианного сечения колеса, обеспечивающих высокую однородность меридианных составляющих скоростей.

Итак, разбиваем все нормальные поверхности на равные площади, для чего длину отрезка нормали $\Delta\sigma$ необходимо умножить на $2\pi r_x$, где r_x — координата центра тяжести отрезка.

Рассмотрим вопрос о необходимости уточнения линий тока, так как нормали при построении зачастую перпендикулярны линиям тока.

Могут быть также случаи, когда трудно провести нормали к линиям тока (область изменения направления потока от осевого к радиальному). Имеются расчетные методы построения линий тока в меридианном сечении лопастного колеса.

Вычислительный способ Либмана является методом последовательного приближения. Для оценки точности расчета по методу Либмана были выполнены два колеса — с уточнением и без уточнения. Однако разницы в качестве колес не получилось. Следовательно, нет необходимости стремиться к большим уточнениям при построении меридианного сечения и при проведении линии тока и нормалей.

Уточнение входного и выходного углов лопастей колеса. Имея поверхности (линии) тока, можно приступить к профилированию лопастей. Вначале необходимо уточнить, где начинается и кончается лопасть, т. е. задать положение входной и выходной кромок лопастей колеса.

В дальнейшем при профилировании придется менять кромки и пересчитывать входной и выходной углы лопастей колеса.

Расчет входных углов ведется для каждой струйки, т. е. для каждой линии тока. Намечается входная кромка по аналогии с насосом такого же n_s . В точках пересечения входной кромки и линий тока определяем (считаем) u_1 , c_{1m} , c_{1u} (если задается входная

циркуляция, $c_{1u} \neq 0$). Производится построение входного треугольника скоростей (c_{m1} , ω_1 и β_1) без учета стеснения лопатками (см. рис. 10). Очертание входной кромки $a_1 e_1$ (см. рис. 29) в меридианном сечении выполняется так, чтобы она примыкала к дискам колеса по возможности под прямым углом. Проектирование лопасти облегчается, если точку a_1 ее отнести несколько дальше от оси. Необходимо стремиться, чтобы все струйки в расчете обеспечивали одинаковый напор $H_{m\infty}$.

Для построения треугольника скоростей с учетом стеснения задаемся $\beta_1 > \beta'_1$ и определяем коэффициент стеснения (см. рис. 10, 30):

$$\psi_1 = 1 - \frac{\delta z}{\pi D_2 \sin \beta_1}.$$

Порядок определения β_1 можно свести к следующему:

1. Определяем

$$\beta'_1 = \arctg \frac{c'_{m1}}{u_1 - c_{1u}}.$$

2. Задаемся

$$\beta_1 = \beta'_1 + \Delta\beta.$$

3. Считаем ψ_1 и затем проверяем угол β_1 с учетом стеснения:

$$\beta_1 = \arccos \frac{\text{tg } \beta'_1}{\psi_1}.$$

4. Уточняем угол атаки:

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta'_1.$$

Расчет выполняется для каждой струйки (a , b , c и т. д.) входной кромки лопасти и повторяется несколько раз с изменением положения входной кромки лопасти. Расположение входной кромки зависит от требований расчетного задания и n_s насоса.

Для центробежных насосов малых n_s с относительно частой лопастной решеткой колеса ($n_s \leq 120$) желательно на входной кромке лопасти иметь одинаковый угол атаки по струйкам $\Delta\beta = \text{const}$.

Для центробежных насосов больших n_s с относительно «редкой» лопастной решеткой колеса ($n_s > 200$) условия всасывания и гидравлические потери в межлопастных каналах сильно зависят от неравномерности скорости ω_1 на входной кромке колеса.

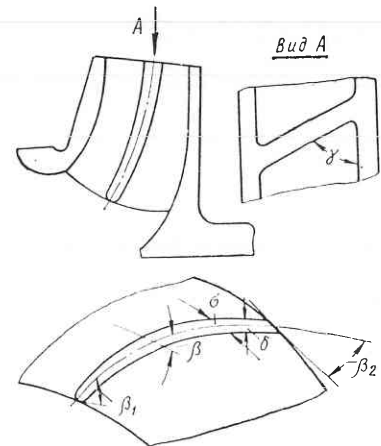


Рис. 30. Схема входной и выходной кромки лопасти колеса

Поэтому рекомендуется выполнять по струйкам на входной кромке $\frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_1} = \operatorname{const}$; $\omega_{1i} = (0,9 \div 1,15) \omega_{1cp}$.

Расчет каждой струйки производится на один и тот же напор. Корректировка выходного угла лопатки β_2 производится по формуле

$$H_r = \frac{\omega}{g} (1 - k) \left[r_a^2 \omega - \frac{Q}{2\pi b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2} - (rc_{\omega})_{cp} \right].$$

Обычно принимают:

1. $k = 0$ (для частой решетки).
2. $\beta_{2n} = \beta_2$ (поток на выходе колеса под углом β_2).
3. $r_a^2 = r_2^2 y_n$,

где

$$y_n = 1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{z}.$$

4. Коэффициент стеснения ψ_2 предварительно оценивается по формуле

$$\psi_2 = 1 - \frac{\delta_2 z}{\pi D_2 \sin \beta_2};$$

обычно

$$\psi_2 = 0,95 \div 0,9.$$

Построение пространственной лопасти колеса. Для упрощения расчетов при окончательном определении выходных размеров колеса удобно задаваться значением β_2 и находить r_2^2 (β_2 косвенно входит в y_n ; ψ_2).

Отсюда вытекает следующий порядок расчета:

1. Задаемся β_2 .
2. Находим

$$y_n = 1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{z}; \quad \psi_2 = 1 - \frac{\delta_2 z}{\pi D_2 \sin \beta_2}.$$

3. Определяем r_2^2 .

Подобные расчеты приходится производить несколько раз. Если выходная кромка не лежит на цилиндрической поверхности, то подобный расчет производится для каждой струйки.

После определения β_2 и r_2 , когда имеются все элементы, определяющие меридианное сечение колеса, ставится задача получения формы лопасти с определенными β_1 и β_2 .

Для колеса с цилиндрическими лопастями задача решается просто, и при построении лопасти в плане по заданным входному и выходному углам никаких принципиальных трудностей не возникает.

При профилировании колеса с пространственными лопастями приходится прибегать к способу конформных отображений.

Необходимо конформно отобразить поверхность лопасти на некоторую другую поверхность, которая в отличие от поверхности лопасти является развертываемой поверхностью. Конформность отображения обеспечивает равенство углов лопасти на истинной поверхности тока и на выбранной поверхности, на которую лопасть отображается.

Кроме равенства углов, конформность отображения обеспечивает подобие элементарных фигур на обеих поверхностях, причем коэффициент подобия не меняется при переходе от одной точки к другой. Сечение лопасти поверхностью тока не допускает получения наглядной проекции, так как поверхность тока не разворачивается в плоскость. С этой целью поверхности тока, пересекающие лопасть, отображаются на коническую или цилиндрическую поверхность.

В качестве поверхности, на которую требуется отображать лопасть, удобно брать цилиндрическую поверхность, разворачиваемую в плоскость (рис. 31, а). Процесс конформного отображения включает:

1. Выбор диаметра конформного цилиндра и построение на развертке цилиндрической поверхности соответствующей координатной сетки.

2. Построение координат сетки на поверхностях тока (коноидах) лопастей колеса.

3. Перенос профиля лопасти с коноидов на развертку цилиндра.

Наметим ортогональную систему координат для обеих поверхностей. Для этого проведем меридианные плоскости через каждые 10° ($\Delta\varphi = 10^\circ$), которые в пересечении с коноидом и цилиндром (рис. 31, б) дадут систему меридианных плоскостей (I, II, III и т. д.).

При проведении второй системы параллелей необходимо обеспечить условия конформности, учитывая, что $\Delta\varphi_k = \Delta\varphi_u$.

Проведем равномерную сетку параллелей на цилиндре (1, 2, 3 и т. д.) с шагом ΔL и на коноиде с шагом Δl_i (переменный шаг) (рис. 31, а).

Конформность выполнена, если обеспечено подобие элементарных прямоугольников сетки параллелей и меридианов коноидов и цилиндра, т. е. по рис. 31, а

$$\frac{\Delta L}{\Delta S} = \frac{\Delta l}{\Delta s}; \quad \Delta S = R \Delta\varphi_u; \quad \Delta s = r_{cp} \Delta\varphi_k; \quad \Delta\varphi_k = \Delta\varphi_u;$$

$$\frac{\Delta l}{r_{cp}} = \frac{\Delta L}{R}; \quad \Delta l = \frac{\Delta L}{R} r_{cp}. \quad (11)$$

Так как r_{cp} меняется при передвижении по меридиану поверхности тока (рис. 31, а), то и Δl также величина переменная. Это приводит к тому, что равномерной сетке параллелей на

поверхности цилиндра соответствует неравномерная сетка параллелей на поверхности тока (коноиде).

Так как уравнение (11) справедливо в дифференциальной форме, т. е. в виде

$$\frac{dl}{dL} = \frac{r}{R},$$

то его можно проинтегрировать и получить зависимость $l = f(L)$.

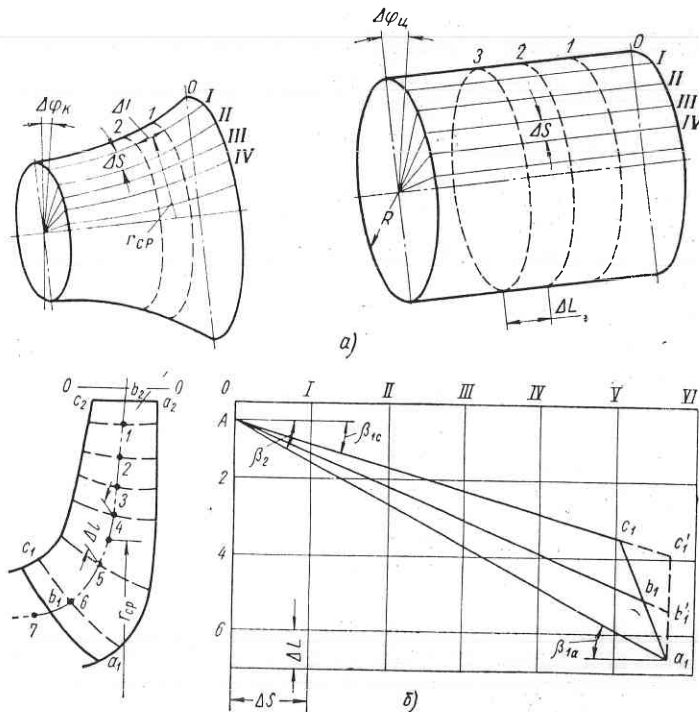


Рис. 31. Схема конформного отображения лопасти:
а — поверхность тока и конформный цилиндр; б — развертка лопасти

Для интегрирования уравнения необходимо выразить зависимость $\Delta l = f(r)$ для образующих поверхностей тока (коноидов).

Если приближенно заменить поверхность коноидов участками конической поверхности, то решение дифференциального уравнения имеет вид

$$\Delta l = \frac{r_0}{\sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - e^{-\frac{\Delta L \sin \frac{\alpha}{2}}{R}} \right), \quad (12)$$

где r_0 — радиус, с которого начинается отсчет;
 α — угол конуса.

Естественно, что уравнение справедливо лишь для данного участка конической поверхности Δl . Для другого участка будет другое значение угла α .

На практике обычно ограничиваются тем, что строят мелкую сетку меридианов и параллелей, что дает достаточно точные результаты при практическом выполнении отображения.

Методические указания по выполнению конформных отображений. 1. Радиус цилиндра отображения R выбирается вне зависимости от размера колеса и только лишь из соображений удобства графических работ.

Удобно выбирать значение R дробным, чтобы расстояние между меридианами цилиндра ΔS было целым числом (рис. 31, а)

$$\text{при } \Delta \varphi = 10^\circ; \Delta S = \frac{\pi}{18} R; R = \frac{18 \Delta S}{\pi}.$$

2. ΔL — расстояние между параллелями цилиндра не связано с ΔS , поэтому выбирается произвольно.

3. Начальные точки построения лопастей необязательно и даже неудобно выбирать на выходной кромке (рис. 31, б).

Удобно выбрать начальные точки построения на продолжении выходной кромки лопастей, например, в сечении $O - O$ (рис. 31, б).

4. При разметке отрезков Δl_i на линии тока (рис. 31, а) нужно пользоваться формулой

$$\Delta l = \frac{\Delta L}{R} r_{cp}.$$

При этом необходимо выполнить несколько приближенных расчетов, так как сначала необходимо задать r_{cp} и рассчитать Δl , затем проверить r_{cp} и вновь рассчитать Δl ; либо по формуле (12) получить сразу же точный размер отрезка Δl .

5. Разметив отрезки Δl_i на линиях (поверхностях) тока a , b , c (рис. 31, б), можно приступить к отображению линий тока на конформную развертку цилиндра. При этом ориентируются на намеченное в первом приближении положение входной кромки лопасти колеса.

6. Условие, которое необходимо выполнить при вычерчивании линий пересечения поверхности тока и лопасти на конформной развертке цилиндра, следующее: конформно отображаемая линия пересечения (средняя линия лопасти) с входным и выходным углами β_1 и β_2 должна быть плавной без перегибов (углы β_1 и β_2 получены ранее расчетом).

Отложим углы β_1 и β_2 из точки A (рис. 31, б).

Плавность лопасти и отсутствие перегибов могут быть обеспечены только в случае, если точки a_1, b_1, c_1 входной кромки лопасти лежат в секторе между направляющими с углами β_1 и β_2 , отложенными из точки A .

7. В зависимости от ширины колеса профилируют три или пять струек (поверхностей тока).

При проведении струек на конформной развертке цилиндра целесообразно профилировать их таким образом, чтобы входная кромка лежала в одной меридианной плоскости (a_i, b_i, c_i). Расположение входной кромки лопасти приходится варьировать, обеспечивая одинаковый расчетный закон изменения $\omega = f(s)$ по струйкам. Стремятся также получить равный или почти равный угол охвата лопасти θ_i по струйкам a_i, b_i, c_i и т. д. Расположение входной кромки лопасти в одной меридианной плоскости облегчает технологию изготовления и контроля ее и в некоторых случаях обеспечивает хорошие антикавитационные качества колеса.

Оценка качества профилирования лопасти на конформной

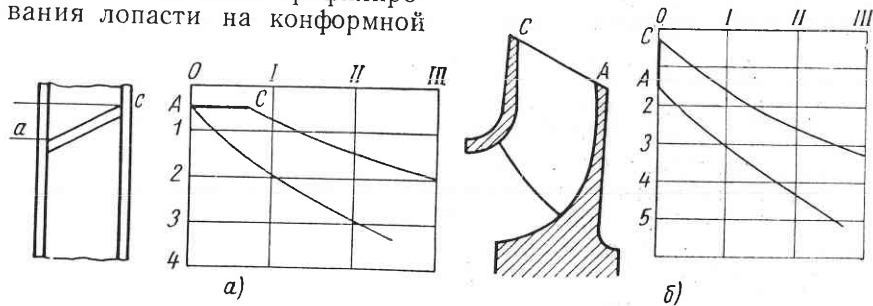


Рис. 32. Корректировка входных и выходных кромок лопасти на конформной диаграмме

сетке цилиндра производится по меридианным срезам ее. Отмечаются точки пересечения меридианных сечений с лопастью на конформной сетке цилиндра и затем точки пересечения переносятся по общим правилам на меридианную проекцию колеса. Рассекая меридианами I, II, III и т. д. скелетные лопастные сечения (a_i, b_i, c_i) и нанося толщину лопатки (рис. 31, б), получают сечения рабочей и тыльной сторон лопасти в меридианном сечении колеса.

При изображении меридианных срезов на меридианной проекции колеса необходимо помнить, что срезы не находятся в плоскости чертежа, а лишь совмещены с ним. По очертаниям меридианных срезов можно судить о качестве профилирования лопасти. Расстояние между срезами по струйке должно изменяться монотонно. Отступление от монотонности свидетельствует о непланности лопасти.

Методы исправления лопасти на конформной диаграмме (развертке цилиндра). Обычно затруднения возникают при профилировании колес с $n_s = 300 \div 350$. Причем затруднения касаются наружной струйки c , которая при профилировании получается самой короткой. Можно рекомендовать следующие приемы улучшения формы лопасти в области наружной струйки (увеличение угла охвата лопасти в плане по струйке c):

а) сканивание выходной кромки (рис. 32, а):

б) наклон выходной кромки в меридианной плоскости (рис. 32, б).

После построения меридианных срезов лопасти необходимо произвести проверку стеснения потока лопастями.

Коэффициент стеснения

$$\psi = 1 - \frac{\sigma}{t},$$

где

$$t = \frac{2\pi r}{z};$$

σ — толщина лопасти по окружности радиуса r (см. рис. 30). Для колес с цилиндрическими лопастями (см. рис. 30)

$$\sigma = \frac{\delta}{\sin \beta_\lambda}.$$

Для колес с пространственными лопастями

$$\sigma = \frac{\delta}{\operatorname{tg} \beta_\lambda \sin \lambda},$$

где λ — угол между меридианными срезами и струйкой (см. рис. 30).

Нежелательно, чтобы угол λ был менее 60° по двум причинам: трудности технологического порядка (отливка и механическая обработка острых углов), а также ухудшение потока при течении с углом λ . Проверка λ необходима у стенок колеса, где условия наиболее трудные.

Проверочный расчет скоростей и моментов скоростей в колесе. Проверка лопасти и потока в колесе производится по каждой струйке от входа к выходу построением графика изменения характерных величин $(rc_u)_\infty$; β_λ ; ω_∞ ; $\frac{t}{t-\sigma}$; $\frac{1}{r \operatorname{tg} \beta} \cdot \frac{1}{\psi}$ и β_λ необходимы для определения ω_∞ и $(rc_u)_\infty$. Их рассмотрение дает представление о плавности и толщине лопасти. ω_∞ дает представление о степени диффузорности каналов колеса. Момент скорости $(rc_u)_\infty$ характеризует воздействие лопасти на поток.

Увеличение $(rc_u)_\infty$ от входа до выхода колеса характерно для насоса, снижение $(rc_u)_\infty$ — для турбины и постоянное $(rc_u)_\infty$ — для нерабочего режима.

Определение характерных величин начинаем с проверки скорости c_m для нормальных сечений, перпендикулярных к линиям тока.

Вводим стеснение

$$c'_m = \frac{c_m}{\psi}.$$

Коэффициент ψ определен с помощью конформной сетки по β_λ . Далее $\omega_\infty = \frac{c'_m}{\sin \beta_\lambda}$ из треугольника скоростей, так как по схеме

бесконечного числа лопастей его можно построить, используя формулу

$$c_{u\infty} = u - \frac{c'_m}{\operatorname{tg} \beta_A} + (rc_u)_{1\infty}.$$

По полученным для данной струйки величинам строим график изменения величин ω , θ , c_m вдоль длины струйки ($a_1 a_2$; $b_1 b_2$; $c_1 c_2$ по рис. 33, а).

До входа на лопасть момент скорости потока $(rc_u)_0$.

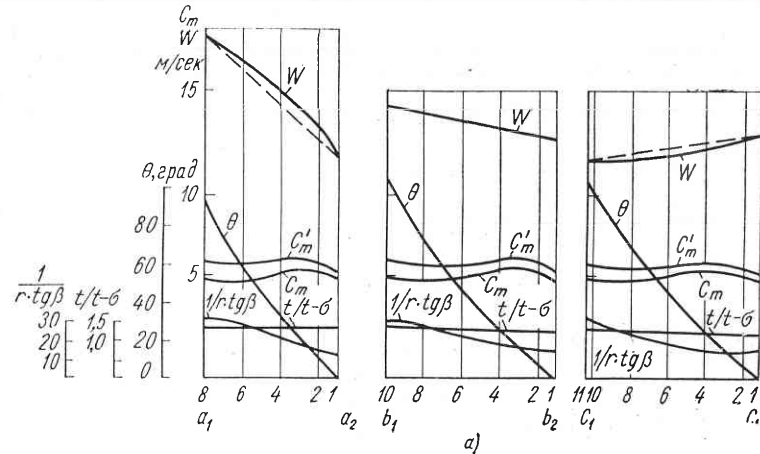
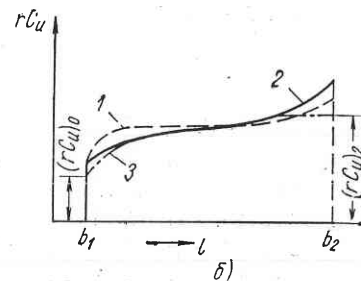


Рис. 33. Графики скоростей и моментов скоростей по струйкам:

а — графики ω , θ , c_m , c'_m , $\frac{1}{r \operatorname{tg} \beta}$, $\frac{t}{t-\sigma}$ по струйкам; б — графики rc_u по струйке $b_1 b_2$.



Из-за наличия угла атаки при входе на лопасть получаем расчетное увеличение $(rc_u)_{1\infty}$.

На выходе

$$(rc_u)_2 = \frac{gH_m}{\omega} + (rc_u)_{1\infty}.$$

Эта величина ложится ниже построенной по срезам, так как учет конечного числа лопаток снижает $(rc_u)_2$.

Построив кривые на рис. 33, б, следует обратить внимание на равномерность изменения величины rc_u .

Кривая rc_u должна изменяться плавно.

Например, кривая 1 на рис. 33, б плоха тем, что лопасть сильно нагружена на входе и выходе (большие изменения rc_u), и в этих местах может быть отрыв потока, а на входе еще и кавитация. Средний же участок лопасти мало активен. Кривая 2 лучше, так как дает равномерное изменение rc_u на струйке. Желательно построить на этом графике зависимость β_A и $\frac{1}{\psi}$ для оценки плавности лопасти. Желательно небольшое и плавное увеличение ω_∞ — конфузурный канал.

Практически в насосах большей частью каналы колес диффузорные и ω_∞ убывает к выходу.

В действительности вследствие влияния конечного числа лопастей кривая rc_u на выходе будет более пологой. На входе не может быть скачкообразного преобразования скорости, так как лопасть не может сразу воздействовать на поток, поэтому кривая rc_u пойдет более плавно.

В средней части струйки отклонения действительной величины момента скорости от расчетной не будет. Это можно объяснить наличием относительного вихря. В средней части межлопастного канала относительный вихрь деформирует эпюру скоростей, но среднюю величину скорости не изменяет.

Изменение rc_u на входе и выходе изменит относительную скорость ω_d , что видно из треугольников входа и выхода.

Рабочий чертеж колеса. Профилирование рабочего колеса заканчивается выполнением чертежа, по которому можно сделать лопасть. Лопасть можно сделать по меридианным срезам. Для этого необходимо по срезам сделать шаблоны и поставить их под соответствующими углами. Однако этот способ производства применяется редко. Обычно выполняют построение модельных срезов.

Меридианную проекцию с меридианными срезамы рассекаем рядом модельных плоскостей 1—9, перпендикулярных к оси колеса и расположенных на равном расстоянии (рис. 34).

Радиусы точек пересечения меридианных срезов и модельных плоскостей 1—9 переносим на соответствующие меридианы цилиндрической развертки (см. рис. 31) и меридианы плана лопасти (рис. 34). Получаются линии пересечения поверхности лопасти с модельными плоскостями. Это изображение лопасти аналогично горизонталям в географических картах. Лопасть изображена рядом срезов, которые образуют ее расчетную поверхность. Необходимо теперь нанести на чертеж толщину лопасти, т. е. построить срезы рабочей и тыльной ее сторон.

Поэтому в каждой точке пересечения находят величину σ и строят вторую поверхность. Можно строить лопасть, приняв расчетную ее поверхность за среднюю; можно принять ее за рабочую поверхность. Построим один срез и изобразим толщину лопасти (рис. 34). Толщина σ откладывается по окружности, которая пересекает срез в данной точке. Срезы тыльной стороны делают

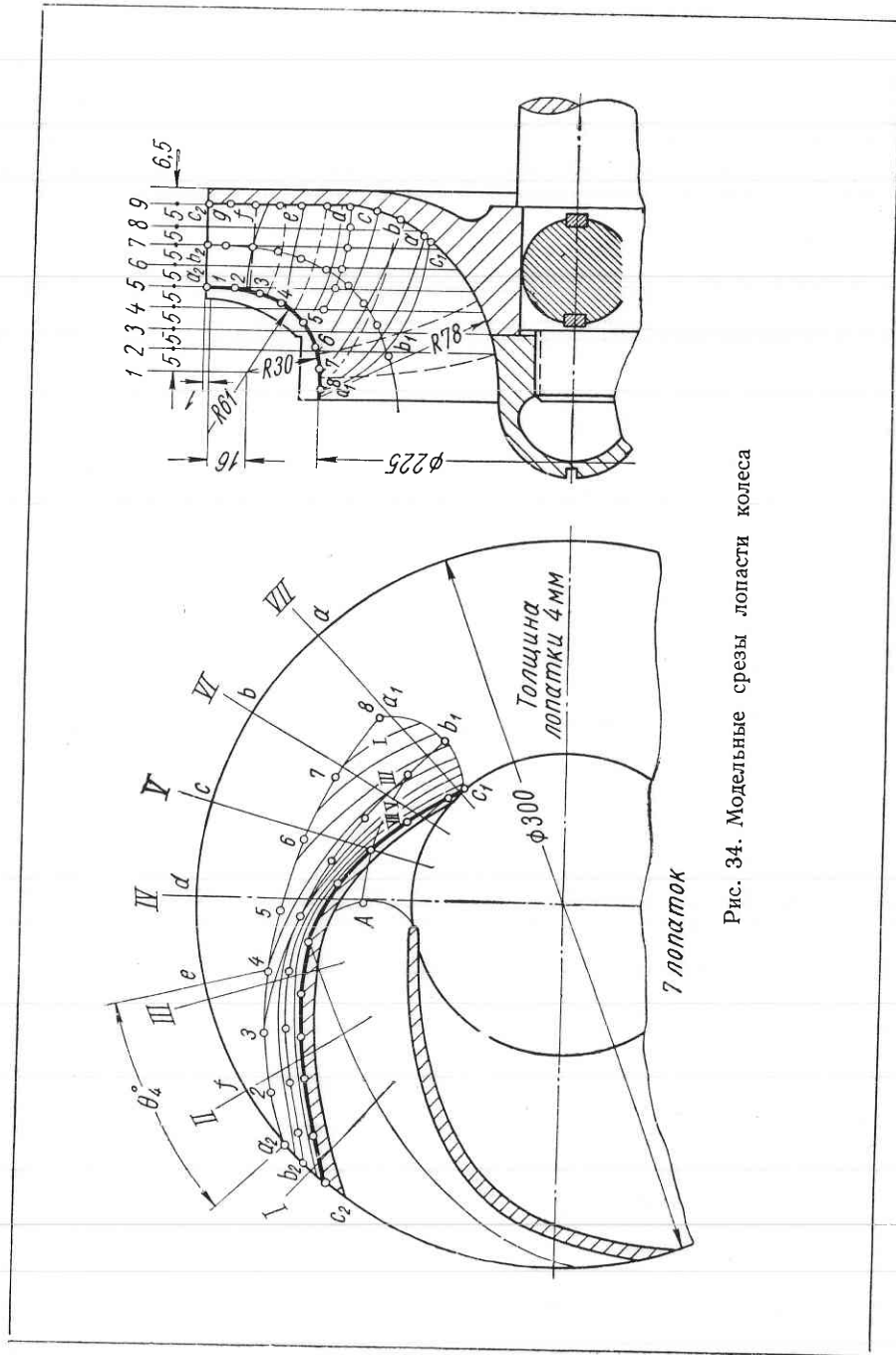


Рис. 34. Модельные срезы лопасти колеса

штриховой линией. Концы лопасти на входе закругляют. На выходе лопасть протачивается. Срезы перекальвают на ватман и отправляют в модельный цех, но скалывание следует производить в усачном масштабе, чтобы учесть усадку металла при литье.

§ 14. Объемные потери в насосе

Объемные потери — это утечки во внутренних щелевых уплотнениях насоса.

В центробежных насосах щелевые утечки возникают:

а) в уплотнении рабочего колеса между областью нагнетания и всасывания q_1 (рис. 35); б) в межступенном уплотнении q_2 между рядом расположенными ступенями многоступенчатого насоса; в) в гидравлическом разгрузочном устройстве насоса q_n . Как потери энергии утечки q_1, q_2, q_n не равноценны, поэтому их приводят к энергии одного колеса. Суммарная величина утечек, приведенная к подаче и напору одного колеса, определяет объемный к. п. д. насоса

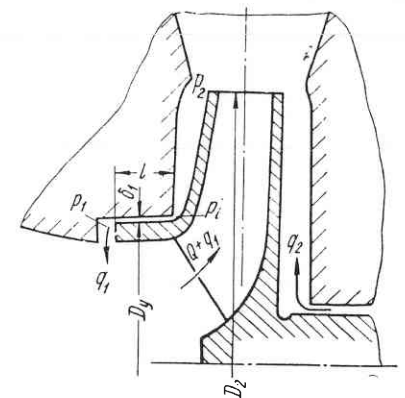


Рис. 35. Схема утечек в уплотнениях колеса центробежного насоса

$$\eta_o = \frac{Q}{Q + \sum q}$$

На утечки q_1, q_2 тратится различная величина энергии, пропорциональная напору, срабатываемому в уплотнении.

Утечка в уплотнении рабочего колеса выражается формулой

$$q_1 = \mu f_y \sqrt{2gh_y} \tag{13}$$

Напор, теряемый в уплотнении h_y , определяется по величине потенциального напора лопастного колеса

$$H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$$

и по изменению давления $p_2 - p_1$ в пазухе колеса (рис. 35):

$$h_y = \frac{p_i - p_1}{\gamma} = H_p - \frac{p_2 - p_i}{\gamma}$$

При движении жидкости в пазухе с постоянной угловой скоростью $\omega_{жс} = \frac{\omega}{2}$ (когда утечка q_1 мала и не влияет на распределение скоростей в пазухе)

$$h_y = H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{R_y}{R_2} \right)^2 \right]$$

Жидкость в пазухе может не иметь одинаковой для всех частиц угловой скорости $\omega_{жс} = \frac{\omega}{2}$. Важно, что жидкость в пазухе вращается и в каждой точке имеется составляющая $\omega_{жс}$. Для аварийного износа уплотнения (утечка q_1 весьма велика) распределение скоростей в пазухе может соответствовать закону $c_u r_i = \text{const}$, и тогда напор, теряемый в уплотнении, выражается формулой

$$h_y = H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left(\frac{R_2}{R_y} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{R_y}{R_2} \right)^2 \right].$$

Влияние утечки q_1 на работу центробежного насоса. Выше приводилась формула (13) величины утечки через щелевое уплотнение рабочего колеса.

Рассмотрим величины, входящие в эту формулу. Схема щели изображена на рис. 35,

где $f_y = \pi D_y \delta_1$ — площадь поперечного сечения щели в мм^2 ;

D_y — диаметр щели в мм ;

δ_1 — радиальный зазор щели в мм ;

h_y — перепад давлений в уплотняющей щели рабочего колеса.

Считают ориентировочно, что для $n_s = 60 \div 150$ $h_y = 0,6 H$, где H — напор центробежного колеса. Для $n_s = 150 \div 250$ в предварительных расчетах принимают $h_y = 0,8 H$.

Выбор δ_1 зависит от конструкции насоса. Радиальный зазор δ_1 следует выбирать минимальным при условии обеспечения надежной сборки и работы без металлического контакта вращающихся и неподвижных элементов насоса.

На выбор зазора δ_1 влияют следующие факторы:

1. Точность изготовления и принятые допуски в конструкции насоса.

2. Обеспечение необходимой жесткости конструкции насоса с целью исключения влияния несимметричной деформации при соединенных трубопроводах.

3. Прогиб ротора, вызывающий необходимость увеличения зазора в многоступенчатых насосах. Однако в современных конструкциях питательных насосов наблюдается тенденция к уменьшению радиальных зазоров в уплотнениях даже при возможном металлическом контакте.

4. Радиальные силы, действующие на ротор насоса из-за несимметрии потока в спиральных отводах при неоптимальных режимах работы. Эти силы могут вызывать прогиб вала, что необходимо учитывать при выборе величины зазора.

Статистический анализ зазоров в уплотнениях насосов показывает следующую закономерность.

Для крупных насосов (подача более $0,5 \text{ м}^3/\text{сек}$) радиальный зазор в уплотнении колеса

$$\delta_1 \approx \frac{D_y}{1000} \text{ мм},$$

т. е. при диаметре уплотнения 1 м зазор около 1 мм . Для насосов малых размеров эта рекомендация непригодна, так как по формуле получаются очень малые зазоры. Рекомендуется $\delta_1 = 0,3 \div 0,2 \text{ мм}$ на сторону. Были сделаны попытки создать эмпирические зависимости перехода зазора δ_1 от $\frac{D_y}{1000}$ до $0,2 \text{ мм}$. Однако они мало обоснованы и не учитывают многих факторов. Относительное увеличение зазоров в уплотнениях насосов $\frac{\delta_1}{D_y}$ малых размеров является одной из причин нарушения подобия при моделировании машин разных размеров.

μ — коэффициент утечки цилиндрической щели выражается формулой

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum \xi}},$$

где $\sum \xi$ — сумма коэффициентов потерь на обтекание острой кромки при входе в щель, а также потерь на трение по длине щели l . Опытным путем установлено, что у колеса, расположенного concentрично отверстию уплотнения (зазор δ_1 не меняется), потери напора в concentричной цилиндрической щели с вращающейся поверхностью мало отличаются от потерь напора в неподвижной цилиндрической щели тех же размеров, и в практических расчетах можно рассматривать вращающуюся щель как неподвижную. Сумма коэффициентов потерь неподвижной цилиндрической щели выражается формулой

$$\sum \xi = \xi_{ex} + \frac{\lambda l}{4R_{щ}},$$

где $\xi_{ex} = 0,5$; $R_{щ} = \frac{\delta_1}{2}$ — гидравлический радиус щели в мм .

После подстановки значения $R_{щ}$ формула примет вид

$$\sum \xi = \xi_{ex} + \frac{\lambda l}{2\delta_1}; \quad \mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{\lambda l}{2\delta_1}}}.$$

Коэффициент трения λ зависит от режима течения в щели. Для маловязких жидкостей (в насосах общего назначения) режим течения в щели турбулентный. В практических расчетах принимают $\lambda = 0,04$.

Для уплотнений колес обычных размеров $D_y > 100 \text{ мм}$, длина щели $\frac{l}{D_y} = 0,12 \div 0,15$. Коэффициент утечки такой щели колеблется в пределах $\mu = 0,5 \div 0,6$.

У насосов малых размеров ($D_y < 100$ мм) длина щели рекомендуется в пределах $\frac{l}{D_y} = 0,2 \div 0,25$.

Учитывая, что утечка q_1 в уплотнении колеса не моделируется при пересчете, рекомендуется при уменьшении размеров натурального насоса по сравнению с моделью увеличивать длину щели l .

Увеличение длины щели l увеличивает сопротивление ее, а следовательно, приводит к уменьшению утечки. Но так как увеличение $\frac{l}{D_y} > 0,25$ дает незначительное уменьшение коэффициента

утечки μ , увеличение $\frac{l}{D_y} > 0,25$ нецелесообразно, поскольку значительно возрастает длина насоса. Обычно длина щели выбирается в зависимости от конструкции и компоновки насоса.

По технико-экономическим соображениям при выполнении насоса с цилиндрическим уплотнением колеса длина щели l не должна быть менее 20 мм и коэффициент утечки не должен быть более $\mu \leq 0,65$.

Используя среднестатистические значения величин δ_1 , D_y , l и др., рассмотрим зависимость относительной величины утечки щелевого уплотнения от n_s .

Относительная утечка в % может быть выражена формулой

$$\varepsilon_y = \frac{\mu l D_y \delta \sqrt{2gh_y}}{Q} \cdot 100\% \quad (14)$$

Введем значения величин:

$$\mu = 0,6; \quad h_y \approx 0,8H; \quad \delta = \frac{D_y}{1000},$$

причем

$$D_y \sim D_0 = k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}},$$

где $k_0 = 4,5$, что довольно близко к действительности, когда нет стеснения проходным валом.

Несколько повышенное значение k_0 компенсирует допущение $D_y \approx D_0$, так как в насосах $D_y > D_0$.

Подставим все значения величин в формулу (14) и получим

$$\varepsilon_y = \frac{B}{n_s^{\frac{2}{3}}} \% \quad (15)$$

Следовательно, относительная утечка ε обратно пропорциональна $n_s^{\frac{2}{3}}$. Ниже приводятся значения η_0 , вычисленные для приведенных выше соотношений в уплотнениях насосов разных n_s :

n_s	60	80	100	120	140	160	180	200
η_0	0,955	0,963	0,969	0,972	0,975	0,977	0,979	0,98

Практически у малых насосов μ и δ_1 больше расчетных, следовательно, и больше утечки. Из-за проходного вала у рабочих колес многоступенчатого насоса увеличивается D_0 , а следовательно, и возрастают утечки. Поэтому пользоваться формулой (15) для относительной утечки при расчете многоступенчатых насосов и насосов малых размеров не рекомендуется.

На рис. 36 и 37 приводятся опытные данные по изменению объемного и общего к. п. д. в зависимости от относительного зазора в уплотнении колеса и в межступенном уплотнении многоступенчатого насоса малого n_s . Эксперимент показывает линейную зависимость указанных величин.

Влияние утечки на работу на-

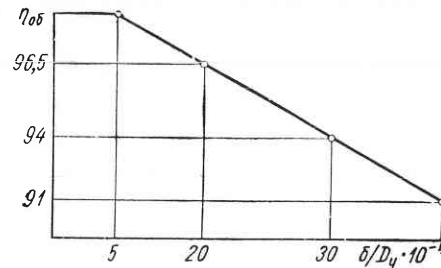


Рис. 36. Зависимость объемного к. п. д. от относительного зазора в уплотнении колеса многоступенчатого насоса с $n_s = 70$

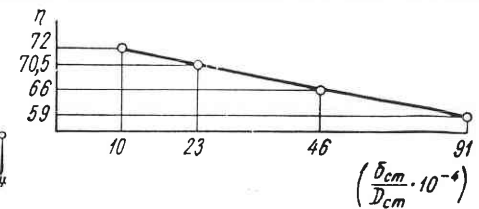


Рис. 37. Зависимость к. п. д. насоса от относительного зазора в межступенчатом уплотнении

соса не ограничивается объемными потерями. Утечка q_1 , поступающая в область всасывания рабочего колеса с большими скоростями и соответственно с большой кинетической энергией, ухудшает условия обтекания входных кромок лопастей колеса, имея тангенциальную и меридианную составляющую скорости. Тангенциальная составляющая утечки закручивает поток по закону $r c_{ut} = \text{const}$. Меридианная составляющая утечки входит во всасывающую воронку колеса поперек основного потока и отжимает его. Оценим относительную величину кинетической энергии утечки (ее меридианной составляющей), если кинетическая энергия основного потока в области всасывания насоса

$$E_1 = \gamma Q \frac{c_0^2}{2g},$$

а кинетическая энергия утечки

$$E_y = \gamma q \frac{c_y^2}{2g},$$

где

$$c_y = \frac{q}{f_y} = \mu \sqrt{2gh_y}.$$

Отношение кинетической энергии утечки к энергии потока на всасывании получим в виде

$$\frac{E_y}{E_1} = \frac{q}{Q} \cdot \frac{\mu^2 h_y 2g}{c_0^2} \quad (16)$$

Подсчитываем это отношение, учитывая, что

$$\frac{q}{Q} = \epsilon_y; \quad \mu^2 = 0,6^2 = 0,36; \quad 2gh_y = 16H.$$

Из формулы

$$D_0 = k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

путем преобразования и подстановки значения $k_0 = 4,5$ в формулу

$$c_0 = \frac{4Q}{\pi D_0^2}$$

получим

$$c_0 = 0,06 \sqrt[3]{Qn^3}$$

Подставим значения вычисленных величин в формулу (16):

$$\frac{E_y}{E_1} = \frac{c}{\left(\frac{n_s}{100}\right)^2},$$

где $c \approx 0,3$ (при расчете с вышеприведенными значениями μ , h_y , c_0).

Таким образом, у насосов малых n_s относительная величина энергии утечки возрастает и ухудшает условия входа в рабочее колесо. Последствия отжима потока следующие:

- увеличивается сопротивление при поступлении потока в колесо;
- увеличивается скорость на входе, т. е. увеличиваются потери при поступлении потока на лопатки колеса;
- ухудшается всасывающая способность насоса в связи с уменьшением проходного сечения и увеличением скоростей на всасывании;
- ускоряется начало кавитации.

Влияние тангенциальной составляющей утечки. При прохождении через уплотнение колеса утечка q_1 приобретает окружную скорость, равную половине окружной скорости колеса $\frac{\omega D_y}{2}$

на диаметре D_y , и независимо от подачи утечка вносит вращение в основной поток на всасывании колеса. Это приводит к снижению напора насоса. Особенно заметно влияние утечки на малых нагрузках, что выражается в значительном снижении кри-

вой напора. Правда, закручивание потока поступающей утечкой не снижает к. п. д. насоса.

Меры борьбы с утечкой. Снижение величины утечки у насосов малых n_s :

1. Применение различных уплотнений, уменьшающих утечку и ее влияние на к. п. д. и всасывание насосов (рис. 38, а — ж).

В многоступенчатых насосах применяют многощелевые лабиринтные уплотнения (рис. 38, в, г). В таком уплотнении можно снизить μ до 0,3—0,4. Недостаток уплотнения — технологическая сложность изготовления, а также возможность пульсации потока в уплотнении.

2. Увеличение шероховатости поверхностей уплотнений (рис. 38, ж). На поверхности уплотнений колеса наносится резьба.

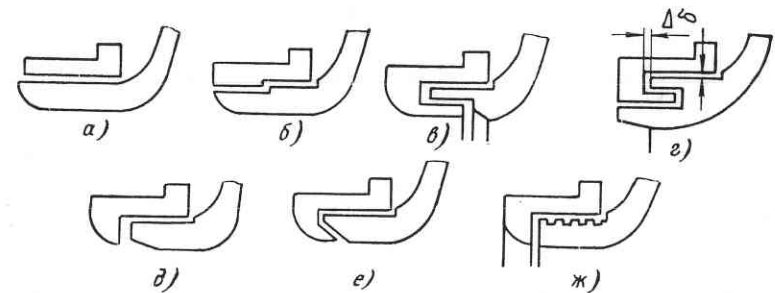


Рис. 38. Конструктивные типы уплотнений насоса

На поверхности корпуса резьба наружная в противоположном направлении. Нарезка выполняется под углом 45° . Недостаток — трудно выполнить большие углы нарезки, пульсация потока в уплотнении, быстрый износ нарезки.

Устранение отжима потока, т. е. направленное движение утечки в благоприятном направлении по основному потоку (рис. 38, е). Конструкция с такой щелью имеет ряд недостатков:

- Удлинение уплотнения.
- Сложность изготовления.
- Малый осевой зазор, т. е. ограниченная подвижность колеса вдоль вала, что в некоторых случаях усложняет сборку.

Конструкции уплотнений, часто применяемые в насосах, показаны на рис. 38, в—д. В корпус насоса закладывается уплотнительное кольцо, на колесо часто также напрессовывается кольцо. Зазор Δ — увеличенный зазор по сравнению с зазором δ_1 :

$$\Delta = (2 \div 3) \delta_1.$$

Струя в уплотнении (рис. 38, г) поворачивается трижды, расширяется и выходит со значительно меньшей скоростью.

Утечка изменяет распределение давления в зазоре между боковыми стенками колеса и корпусами. При движении жидкости

в зазоре от периферии к центру параболоид давления нарушается, давление изменяется более резко, чем в случае отсутствия утечки. Падение давления в пазухе благоприятно с точки зрения уменьшения утечки в уплотнении колеса. Обратная картина наблюдается в межступенном уплотнении, где утечка q_2 имеет противоположное направление от центра к периферии. Износ уплотнений значительно влияет на работу насоса и сопровождается снижением подачи, напора и к. п. д. при увеличении потребляемой насосом мощности. В многоступенчатом центробежном насосе на характеристику и к. п. д. оказывают влияние размеры зазоров уплотнений колес и межступенных уплотнений. Максимально допустимый зазор при износе уплотнений можно рекомендовать при снижении к. п. д. насоса не более 5% для уплотнений колеса:

$$\frac{\delta_1}{D_y} \leq 0,003,$$

для межступенных уплотнений

$$\frac{\delta_1}{D_{cm}} \leq 0,004.$$

При большем износе необходимо сменить уплотнительные кольца.

§ 15. Расчет гидравлического разгрузочного устройства

Целью расчета является определение размеров гидравлического разгрузочного устройства, обеспечивающих экономичную и надежную работу системы уравнивания осевых сил многоступенчатого насоса. Экономичность и надежность работы устройства в первую очередь зависят от величины торцового зазора $b_{ц}$ между разгрузочным диском и подушкой пяты (рис. 39). С уменьшением зазора $b_{ц}$ уменьшается утечка через систему разгрузки осевого давления и повышается экономичность насоса. В то же время увеличивается опасность металлического контакта вращающихся и неподвижных частей, что может привести к серьезной аварии. Существует несколько способов расчета системы гидравлического уравнивания осевого усилия в насосе. Остановимся на трех, наиболее распространенных.

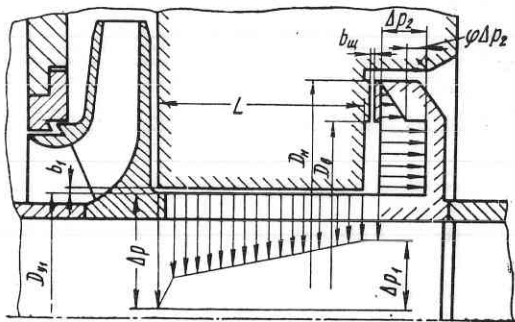


Рис. 39. К расчету гидравлического разгрузочного устройства насоса

Остановимся на трех, наиболее распространенных.

70

1. А. А. Ломакин рекомендует по выбранным конструктивным размерам гидропаты L , b_1 , $D_{нар}$, $D_{вн}$ определять величину $b_{ц}$. Если она оказывается отличной от принятых значений $b_{ц} = (0,001 \div 0,0012) \frac{D_{нар}}{2}$, рекомендуется изменить размеры и повторить расчет.

2. К. Пфлейдерер считает рациональным по выбранным размерам $D_{нар}$, $D_{вн}$ разгрузочного диска и $b_{ц}$ определять необходимые размеры цилиндрической дросселирующей щели L и b_1 (рис. 39).

3. Наиболее рациональным является способ расчета, когда по известным размерам цилиндрической щели D_{y1} , L , b_1 , выбранному торцовому зазору $b_{ц}$ и наружному радиусу разгрузочного диска $R_{нар}$ определяют внутренний радиус $R_{вн} = \frac{D_{вн}}{2}$ из условия равновесия осевых сил, действующих на ротор. Для предлагаемого варианта расчета составлены номограммы, позволяющие значительно сократить затраты времени на отыскание оптимального варианта.

Равновесие осевых сил, действующих на ротор, имеет место при

$$A = F,$$

где A — суммарное осевое усилие, действующее на ротор и направленное в сторону всасывания. Определение A приведено в гл. 8;

F — осевая сила, действующая на разгрузочный диск. Для эпюры давлений, изображенной на рис. 39, осевая сила F определяется по формуле

$$F = \frac{1}{3} [(1 - \varphi) (R_{нар}^2 + R_{нар}R_{вн}) + (1 + 2\varphi) R_{вн}^2 - 3R_{y1}^2] \pi \Delta p_2, \quad (17)$$

где Δp_2 — перепад давления в торцовой щели, определяемый по формуле

$$\Delta p_2 = \frac{\Delta p}{1 + \frac{\xi_1}{\xi_2} \left(\frac{b_{ц}R_{вн}}{b_1R_{y1}} \right)^2}, \quad (18)$$

где Δp — полный перепад давления в системе гидравлической разгрузки;

$$\xi_1 = \frac{\lambda_1 L}{2b_1} + 1 + \xi_{ак};$$

$$\xi_2 = \frac{\lambda_2 (R_{нар} - R_{вн})}{2b_{ц}} \cdot \frac{R_{вн}}{R_{нар}} + \frac{R_{вн}^2}{R_{нар}^2} + \xi_{ак}; \quad (19)$$

ξ_1 и ξ_2 — коэффициенты гидравлического сопротивления гладких цилиндрических и торцовых щелей;
 $\xi_{\text{вх}}$ — коэффициент сопротивления на входе в щель;
 φ — отношение потерь давления на входе в торцовую щель к полному перепаду давления в щели;

$$\varphi = \frac{1 + \xi_{\text{вх}}}{\frac{\lambda_2 (R_{\text{нар}} - R_{\text{вн}})}{2b_{\text{щ}}} \cdot \frac{R_{\text{вн}}}{R_{\text{нар}}} + \frac{R_{\text{вн}}^2}{R_{\text{нар}}^2} + \xi_{\text{вх}}} \quad (20)$$

Подставляя уравнения (18) и (20) в уравнение (17), после несложных преобразований получаем

$$m = \alpha + \beta C, \quad (21)$$

где

$$\alpha = \frac{1}{y^2} [(1 + \xi_{\text{вх}})(1 + y + 2y^2) - (1 + y + y^2 - d)(y^2 + \xi_{\text{вх}})]; \quad (22)$$

$$\beta = \frac{1}{y} (1 - y)(1 + y^2 + y - d); \quad (23)$$

$$d = (3 + e) \frac{D_{y1}^2}{D_{\text{нар}}^2}; \quad e = \frac{12A}{\pi \Delta p D_{y1}^2}; \quad (24)$$

$$m = n \bar{b}_{\text{щ}}^2; \quad n = \frac{e \xi_1}{b_1^2}; \quad C = \frac{1}{2} \bar{\lambda} \bar{D}_{\text{нар}};$$

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda_2 K}{2b_{\text{щ}}}; \quad y = \frac{D_{\text{вн}}}{D_{\text{нар}}}.$$

Безразмерные величины (обозначенные с черточкой) получены путем деления абсолютных значений на абсолютную шероховатость стенок торцовых щелей K .

Подставив безразмерные величины в уравнение (19), получим

$$\xi_2 = Cy(1 - y) + y^2 + \xi_{\text{вх}}. \quad (25)$$

По опытным данным коэффициент потерь при входе в щель принимается равным $\xi_{\text{вх}} = 0,3$.

Рассмотрим решение задачи упомянутыми выше тремя способами.

1. Из уравнения (21)

$$n \bar{b}_{\text{щ}}^2 = \alpha + \beta \frac{\bar{D}_{\text{нар}}}{2} \bar{\lambda}. \quad (26)$$

Искомую по первому способу величину $b_{\text{щ}}$ можно получить, если известна зависимость

$$\bar{\lambda} = f(b_{\text{щ}}^2). \quad (27)$$

Для гладкой щели

$$\lambda_{\text{гл. щ}} = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \log \frac{b_{\text{щ}}}{K}\right)^2}.$$

С целью повышения сопротивления торцовой щели на подушке пята иногда выполняются кольцевые прямоугольные канавки размером $1,6 \times 1,6$ мм и шагом, равным также 1,6 мм.

В этом случае

$$\bar{\lambda}_K = \frac{1}{2} \bar{\lambda}_{\text{гл. щ}} + 0,344 \frac{K}{K_0} \left(1 + \frac{160}{b_{\text{щ}}} \cdot \frac{K_1}{K}\right) \cdot 10^{-4},$$

где $K_1 = 0,01$ мм. Решение выполняется графически, для чего достаточно найти точку пересечения кривой [уравнение (27)] и

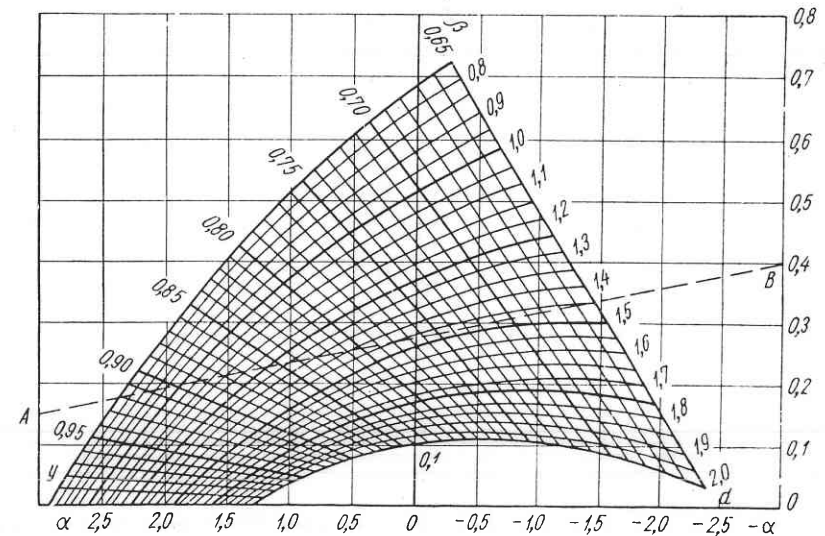


Рис. 40. Номограмма расчета гидравлической пята

прямой [уравнение (26)], построенных в координатах $\bar{\lambda}$, $\bar{b}_{\text{щ}}^2$. Коэффициенты α и β находят по номограмме (рис. 40), вычислив предварительно y и d по формулам (24). Утечка через гидравлическую пята определяется обычным способом:

$$q_s = \mu F \sqrt{2g \frac{\Delta p_2}{\gamma}},$$

где $\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi_2}}$ — коэффициент расхода через щель;

$F = \pi D_{\text{вн}} b_{\text{щ}}$ — площадь входа в щель.

Коэффициент ξ_2 для щели с канавками вычисляем по формуле (25), принимая

$$C = \bar{\lambda}_k \frac{D_{нар}}{2}.$$

2. По второму способу и известным D_y , $D_{вн}$, $D_{нар}$ и $b_{щ}$ определяем по формулам (24) y и d и по номограмме рис. 40 коэффициенты α и β . Далее находим величины C и m . Задаваясь одной из величин L или b_1 , с помощью уравнений (19) и (22)—(24) находим вторую (b_1 или L).

3. По третьему способу и известным размерам L , b_1 , D_y , $R_{нар}$ и $R_{вн}$ находим $R_{вн}$ и значения d_1 , m и C . Уравнение (21) соответствует прямой в координатах α , β . Если построить графики $\beta = f(\alpha)$ для различных значений d с сеткой линий, на которых y сохраняет постоянное значение, то точка пересечения прямой [уравнение (21)] с соответствующей заданной величине d кривой $\beta = f(d)$ дает искомое значение y . На номограмме рис. 40 построены линии $\beta = f(\alpha)$ для значений d и y , встречающихся в практике проектирования центробежных многоступенчатых насосов. В случае, если прямая AB , проведенная через концы отрезков $p = \frac{m - \alpha_1}{C}$ и $r = \frac{m - \alpha_2}{C}$, не пересекается с кривой $\beta = f(\alpha)$ для данного значения y , это означает, что невозможно обеспечить равновесие осевых сил ротора при выбранных исходных размерах разгрузочного устройства. В этом случае следует уменьшить $b_{щ}$ или увеличить $R_{нар}$ и повторить расчет.

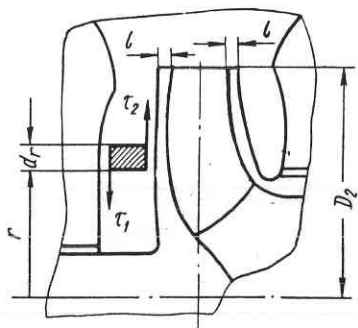


Рис. 41. Схема движения жидкости в пазухах насоса

§ 16. Механические потери в насосе

Механические потери в насосе состоят из потерь на трение в концевых уплотнениях различного типа, в подшипниках и из так называемых дисковых потерь. В насосах средней и большой мощности дисковые потери являются основным видом механических потерь. Под дисковыми потерями подразумеваются потери энергии на трение рабочей жидкости с вращающимся колесом.

Схематизируем движение жидкости в пазухах, выделив объем жидкости двумя цилиндрическими поверхностями (рис. 41).

Условие равновесия выделяемого объема сводится к равенству моментов сил трения на вращающейся и неподвижных стенках. Момент трения связан с наличием относительных скоростей жидкости на обеих стенках. Допустим, что основная масса жидкости в пазухах движется с постоянной угловой скоростью $\omega_{жс}$.

При этом допущении изменение скорости имеет место лишь в очень узких слоях вблизи стенок. Для вязкой смачиваемой жидкости у твердых стенок скорости жидкости принимают значения, равные окружным скоростям стенок колеса и корпуса, т. е. u и 0 .

Напряжение трения на стенках можно выразить формулами: для неподвижной стенки

$$\tau_1 = C_1 \rho v^2; \quad (28)$$

для подвижной стенки

$$\tau_2 = C_2 \rho (u - v)^2,$$

где C_1 — коэффициент трения жидкости по стенке корпуса;
 C_2 — коэффициент трения жидкости по стенке колеса;
 v — скорость жидкости.

Значения элементарных моментов сил трения

$$\begin{cases} dM_1 = 2\pi r^2 d\tau_1; \\ dM_2 = 2\pi r^2 d\tau_2. \end{cases}$$

По условиям равновесия получаем следующие равенства:

$$dM_1 = dM_2 \text{ или } \tau_1 = \tau_2,$$

или

$$C_1 v^2 = C_2 (u - v)^2.$$

Разделив на u^2 и преобразовав, получим

$$\frac{v}{u} = \frac{\sqrt{C_2}}{\sqrt{C_1} + \sqrt{C_2}}.$$

Таким образом, окружная скорость жидкости в пазухе v зависит от C_1 и C_2 .

Рассмотрим три случая:

1. $C_1 = C_2$. Это означает, что шероховатость стенок одинакова. Тогда получаем следующие соотношения скоростей:

$$\frac{v}{u} = \frac{1}{2}; \quad v = \frac{u}{2}.$$

Для рассмотренного случая жидкость в пазухе вращается с половинной скоростью колеса насоса, т. е. v равна средней величине между скоростями стенок колеса и корпуса пазухи насоса.

2. $\frac{C_1}{C_2} = 0$. Это предельный случай, означающий, что стенка корпуса насоса значительно более гладкая, чем поверхность стенки колеса. Аналогичный случай возникает при оребрении стенки колеса. Для рассмотренного случая

$$\frac{v}{u} = 1; \quad v = u;$$

после подстановки в формулу (32) получаем

$$G_1 = \frac{\lambda}{8}.$$

Рассматривая эти случаи, приходим к выводу, что целесообразно уменьшать трение на обеих стенках. Уменьшение трения на одной из стенок малоцелесообразно.

Если увеличить коэффициент трения на одной из стенок, общий коэффициент трения G_1 не растет беспредельно. В предельном случае (при резком возрастании трения на одной из стенок, например при установке ребер, момент трения возрастает максимум в 4 раза). Необходимо уточнить, что все выведенные количественные соотношения относятся к случаю турбулентного режима течения жидкости в пазухе насоса. Поверхность трения может быть наклонной. В этом случае в формулах появится $\cos \alpha$, где α — угол наклона стенки. В частности, для цилиндрической стенки

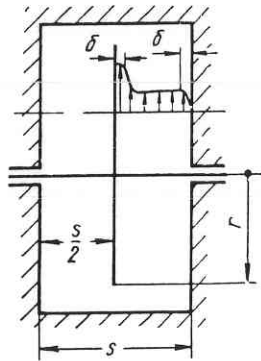


Рис. 43. Схема определения C_f вращающегося диска

$$dM = 2\pi r^4 \omega^2 dl \rho G_1;$$

$$M = 2\pi G_1 \omega^2 r^4 \rho l.$$

Для комбинированной стенки (рис. 41)

$$M = \frac{2\pi}{5} G_1 \omega^2 \rho r_2^4 (r_2 + 5l).$$

Цилиндрический участок увеличивает трение, что видно из последней формулы. Учитывая это, наружный обод колеса делают тоньше. Для получения конкретных рекомендаций по выбору очертаний боковых пазух насоса необходимо выяснить, как влияет геометрия пазухи на коэффициент:

$$C_f = \frac{2\pi G_1}{5}.$$

Этот вопрос многократно исследован экспериментально. В одной из распространенных схем исследования C_f находится при вращении диска в замкнутой камере, или в практически неограниченном объеме (рис. 43). Опыты показали, что C_f зависит от размеров пазух, шероховатости, вязкости. В узкой пазухе коэффициент трения C_f уменьшается по сравнению с пазухой неограниченного объема. Вращение диска в неограниченном объеме соответствует рассмотренному случаю

$$\lambda_1 = \lambda; \lambda_2 = 0.$$

На основании изучения подобного рода опытов появились следующие рекомендации по выбору очертания стенок пазухи. В пер-

вую очередь рекомендуется уменьшить поверхности трения в пазухах. Практически это сводится к уменьшению зазора a между стенками колеса и корпуса до размеров, близких к размерам пограничного слоя у стенки вращающегося колеса. Дальнейшее, даже теоретическое, уменьшение поперечных размеров пазухи

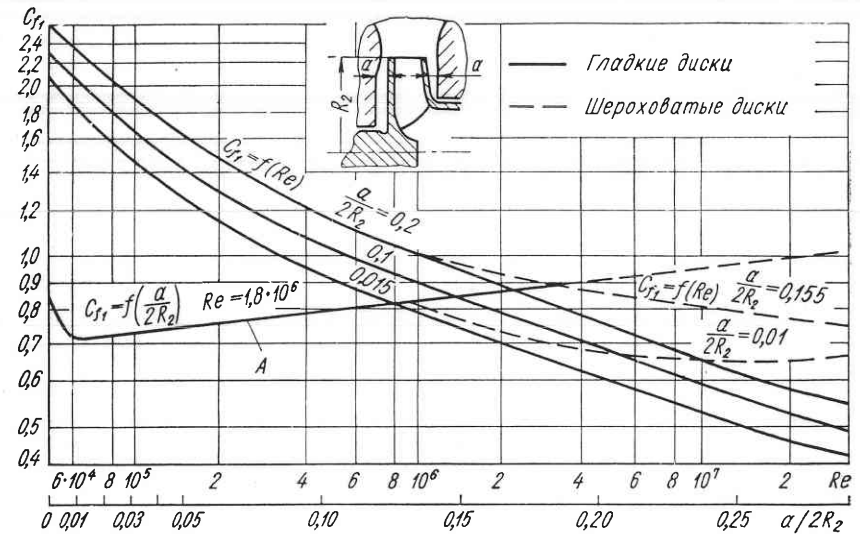


Рис. 44. Зависимость C_f от Re и $\frac{a}{2R_2}$

приводит к увеличению градиентов окружных скоростей $\frac{dv}{ds}$ и, следовательно, к увеличению напряжения трения на стенке. Характер зависимости

$$C_{f1} = \frac{N_{m. \partial}}{\gamma D_2^2 u_2^3}$$

может быть приближенно оценен следующей кривой A (рис. 44) от относительного зазора в пазухе $\frac{a}{2R_2}$, где a — размер нагрузки; R_2 — радиус диска.

Слева от точки $0,01 \frac{a}{2R_2}$ имеет место увеличение C_{f1} за счет увеличения градиента скорости $\frac{dv}{ds}$. Справа от точки $0,01 \frac{a}{2R_2}$ увеличение C_{f1} идет за счет увеличения площади трения. Рассмотрим поле скоростей вблизи вращающегося диска (см. рис. 43).

1. Первоначально рассмотрим поле скоростей при вращении диска в безграничном объеме жидкости. Процесс течения жидкости вблизи диска можно представить следующим образом. Когда

жидкость за счет трения приобретает окружную составляющую, она стремится уйти от центра. За счет этой тенденции развивается радиальный поток вблизи диска, имеющий некоторый расход q . Подсасывание на неподвижной стенке компенсирует этот расход. Эта составляющая скорости очень мала, как и расход радиального потока.

2. Рассмотрим поле скоростей при вращении диска в камере (см. рис. 45). Так же, как при вращении в безграничном объеме жидкости, имеет место радиальный поток. Весь поток в зазоре можно условно разделить на:

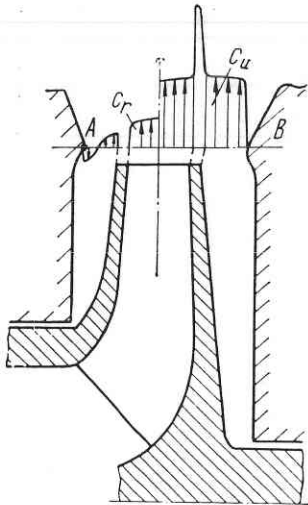


Рис. 45. Схема распределения скоростей в пазухах насоса и на выходе из колеса

1) пограничный слой с радиальным расходом, движущийся с угловой скоростью ω ;

2) ядро потока, в котором имеется только окружная составляющая скорости. Причем поток движется с постоянной угловой скоростью $\omega_{мс}$. Характерным является тот факт, что поток в пазухе не хаотичен, как кажется на первый взгляд, а вполне упорядочен. Это относится в основном к открытым спиральным камерам насосов.

На рис. 45 приведена принципиальная схема распределения скоростей c_u и c_r в пазухе насоса и на выходе из колеса для спирали открытого типа. Для скоростей c_u и c_r характерна плавность изменения на всей длине от точки A до точки B . Преимуществом открытых спиральных камер является то, что радиальный расход q , входящий в спиральную камеру, несет значительный запас энергии за счет скорости v_u , что в некоторых случаях приводит к увеличению напора насоса, а следовательно, и его к. п. д. Дополнительным преимуществом является также то, что обратный радиальный поток у неподвижной стенки корпуса насоса, выходящий из спиральной камеры в пазуху, выносит из спирали частицы, движущиеся с малыми скоростями вблизи ее стенок. Таким образом, происходит своеобразный «отсос» пограничного слоя со стенок спирали в пазуху. Правда, это несколько увеличивает момент дискового трения. Однако положительное влияние отсоса пограничного слоя на устойчивость потока в спирали значительно превышает влияние дискового трения. Радиальный поток, сходящий с обеих стенок колеса, обладает значительными скоростями v_u . Попадание его в полость спирали приводит к вихреобразованию. Часть энергии при этом растрачивается, однако общая энергия потока в спирали все же увеличивается. Закрытая спираль не дает возмож-

ности радиальному потоку, несущему определенную часть энергии дискового трения, выйти в спираль. Поток этот наталкивается на стенку, поворачивается, при этом теряет значительную часть своей энергии. Здесь не наблюдается использования энергии дискового трения, как в открытой спирали, где радиальный поток свободно входит в спираль. Преимущества открытой спирали подтверждаются экспериментом и выражаются в повышении напора и к. п. д. насоса. Приведенные выше соображения подтверждаются широкой номенклатурой насосов общего назначения типа Д, МД, консольных и др. Однако в многоступенчатых центробежных насосах для теплоэнергетики, шахтного водоотлива, в погружных и других широко используется закрытое сочленение рабочего колеса и отводящего устройства (обычно направляющий аппарат). Достигнутые значения к. п. д. многоступенчатых насосов очень высоки (80—83%) при $n_s = 70 \div 90$, числе ступеней 12—16 и выходном диаметре колес 400—500 мм. Это дает право считать, что эффект открытой спирали (открытое сочленение спирали с рабочим колесом) изучен еще недостаточно в общем механизме энергообмена колеса и отводящего устройства насоса.

Относительная величина потерь на дисковое трение. Момент дискового трения выражается формулой

$$M = C_f r^5 \omega^2,$$

где C_f — коэффициент, учитывающий трение на двух сторонах диска;

r — радиус диска.

При работе насоса на вязкой жидкости можно попасть в переходную область или даже в область ламинарного режима течения.

Коэффициент трения при работе с реальными колесами насосов повышается приблизительно на 20%. Имеются данные, правда мало систематизированные, показывающие зависимость коэффициента трения C_f от $\frac{s}{2D}$, Re и относительной шероховатости $\frac{K}{D}$ (см. рис. 44). В целом наблюдаемая картина зависимости C_f от

Re , $\frac{s}{2D}$ и $\frac{K}{D}$ напоминает кривые Никурадзе для течения в трубах. Для подсчета мощности дискового трения можно пользоваться формулой (для воды)

$$N = 0,0012 u_2^3 D_2^2 \text{ л. с.},$$

где

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}; \quad D_2 \text{ в м.}$$

Оценим относительную величину потерь на дисковое трение:

$$\varepsilon_{m. \partial} = \frac{N_{m. \partial}}{N_2} = \frac{0,0012 u_2^3 D_2^2}{\gamma \frac{QH_T}{75}}$$

Принимаем в первом приближении

$$u_2 \approx \sqrt{2gH}.$$

Учитывая, что

$$D_2 = \frac{60 \sqrt{2gH}}{\pi n},$$

получим

$$H_T = \frac{H}{\eta_2}.$$

Величина относительных потерь на дисковое трение $\epsilon_{m. \partial}$

$$100\epsilon_{m. \partial} = \frac{0,12 (2g)^{\frac{5}{2}} H^{\frac{5}{2}} \cdot 60^2 \cdot 75\eta_2}{\pi^2 n^2 \cdot 1000QH} \%.$$

Так как

$$\frac{H^{\frac{3}{2}}}{n^2 Q} = \left(\frac{H^{\frac{3}{4}}}{n \sqrt{Q}} \right)^2 = \left(\frac{3,65}{n_s} \right)^2 = \left(\frac{1000}{75n_s} \right)^2,$$

то окончательно

$$100\epsilon_{m. \partial} = \frac{0,12 \cdot 3600 \cdot 75\eta_2 (2g)^{\frac{3}{2}}}{\pi^2 1000 \cdot 75n_s^2} \%;$$

$$\epsilon_{m. \partial} \approx \frac{6,5}{\left(\frac{n_s}{100} \right)^2} \%.$$

Значение $\epsilon_{m. \partial}$ для $n_s = 400$ несколько преуменьшено (см. ниже):

n_s	20	50	100	200	400
$\epsilon_{m. \partial}$ в %	162,5	26,0	6,5	1,0	0,4

При $n_s \leq 20$ только за счет дискового трения к. п. д. насоса снижается на 60% и более. Поэтому у центробежных насосов указанных n_s общий к. п. д. насоса не превышает 20—25%.

Мероприятия по уменьшению дискового трения

1. Уменьшение наружного диаметра колеса D_2 . Чтобы компенсировать уменьшение напора, связанное с уменьшением D_2 , увеличивают угол выхода β_2 или применяют рабочее колесо с большим числом лопастей (8—9 вместо 6—7). Увеличение числа лопастей приводит к значительному стеснению потока на входе в колесо. Чтобы избежать этого, ставят вспомогательные (на выходе колеса) короткие лопасти. При этом нормальные по длине лопасти чередуются с короткими.

2. Применение специальных конструкций насосов, например насосов с открытыми рабочими колесами. Дисковое трение является причиной, которая ограничивает применение центробеж-

ных насосов низких n_s , так как их к. п. д. очень мал. Целесообразность применения малоэкономичных насосов низких n_s зависит от многих технико-экономических причин. Важнейшими показателями являются срок работы насоса, сложность конструкции, вес установки, условия обслуживания насоса и т. п. Для стационарных установок обычного назначения, работающих 3000—4000 ч в год, граница значений n_s лежит не ниже 50.

§ 17. Гидравлические потери в насосе

Гидравлические потери в насосе можно представить в виде двух категорий: потери трения при движении жидкости в каналах проточной части насоса и вихревые потери, связанные с отрывом потока при обтекании различных элементов рабочих органов на-

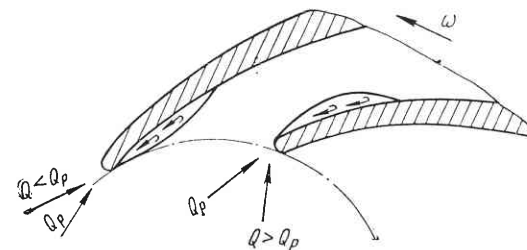


Рис. 46. Отрывное обтекание лопастей колеса на перегрузочных и недогрузочных режимах

соса. Возникновение вихревых потерь зависит от многих факторов. Это, например, отрывное обтекание входных кромок лопастей колеса в режимах работы насоса, отличных от безударного. На рис. 46 показано отрывное обтекание лопастей на перегрузочных и недогрузочных режимах. Образующаяся в месте отрыва полость заполнена жидкостью, не участвующей в поступательном движении. Внешняя граница зоны отрыва неустойчива. Из зоны отрыва выделяются в поток и уносятся вихри, кинетическая энергия которых рассеивается. Такие же по характеру потери на аналогичных режимах возникают при поступлении потока на лопасти направляющего аппарата насоса. Вихревые потери, связанные с режимом работы насоса, имеют место также в спиральной камере. На режимах недогрузки скорость потока в спирали уменьшается, в то время как окружная составляющая потока из колеса c_{2u} увеличивается в связи с ростом напора H при уменьшении подачи насоса. Таким образом, поток из колеса с большой скоростью c_{2u} поступает в спираль, где происходит ее снижение до малой скорости c_{2n} . Преобразование энергии происходит с образованием вихрей и с дальнейшим рассеянием их энергии. В режиме перегрузки скорость потока из колеса меньше скорости в горловине

спирали. В результате имеет место отрывное обтекание языка спирали. Указанные выше потери минимальны в оптимальном режиме и возрастают при отклонениях от него. Изменение указанных потерь можно выразить формулой

$$h_s = k(Q - Q_p)^2,$$

где k — экспериментальный коэффициент.

Определение k представляет собой большие трудности в связи со значительной условностью при выделении вихревых потерь из общего баланса потерь в насосе.

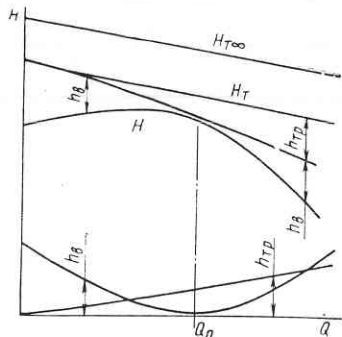


Рис. 47. Расчетная характеристика насоса

Кроме вихревых потерь, зависящих от режима работы насоса, имеются вихревые потери, не зависящие от него. Это вихревой след за лопастями колеса (концевые лопастные потери), вихревые потери, связанные с неровностями поверхности каналов рабочих органов, и др.

Учитывая, что для расчета потерь на трение так же, как и для расчета вихревых потерь, отсутствуют надежные методы, в первом приближении можно считать, что потери на трение пропорциональны квадрату подачи насоса:

$$h_{mp} = mQ^2,$$

где m — экспериментальный коэффициент.

Построим совместный график гидравлических потерь (вихревых и потерь на трение). Минимум потерь — в зоне оптимальной подачи. На основании полученной закономерности гидравлических потерь строим напорную характеристику насоса $H - Q$ (рис. 47). Гидравлические потери определяют экспериментально путем составления баланса потерь и мощности насоса. Составление баланса мощности в насосе заключается в следующем. Известны механические потери в сальниках и подшипниках, дисковые и объемные потери для режима максимального к. п. д. Следовательно, можно определить для режима максимального к. п. д. гидравлические потери в насосе. Рассмотрим классификацию и обозначение потерь в насосе.

N — мощность, подведенная к насосу;

N_{n+c} — внешние потери (в подшипниках и сальниках);

N_d — внутренние потери (на трение дисков колеса о воду, которые иногда удается частично восстановить).

Колесо сообщает жидкости, попавшей на внешние его диски, энергию. Поток из пазух смешивается с потоком спирали — в этом

принципиальная возможность восстановления потерь на дисковом трении; N_z — гидравлическая мощность, т. е. мощность, сообщенная колесом жидкости;

N_n — полезная мощность, определяемая показателями работы насоса Q и H ;

$$N_n = Q\gamma H \text{ кгм/сек};$$

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{Q\gamma H}{N} \text{ — к. п. д. насоса};$$

$$\eta_{ин} = \frac{N_n}{N - N_{n+c}} \text{ — внутренний к. п. д., т. е.}$$

к. п. д. насоса за вычетом внешних потерь (внешние потери обычно невелики и нехарактерны для насоса);

$$\eta_m = \frac{N - (N_{n+c} + N_d)}{N} = \frac{N_z}{N} \text{ — общий механический к. п. д.};$$

$N_y = q\gamma H_T$ — мощность, затрачиваемая на утечку;

$N_z = (Q + q)\gamma H_T$ — гидравлическая мощность насоса;

$$\eta_o = \frac{Q\gamma H_T}{(Q + q)\gamma H_T} = \frac{Q}{Q + q} \text{ — объемный к. п. д. насоса}$$

(для одноступенчатого насоса);

$N_{z.n} = Q\gamma(H_T - H)$ — гидравлические потери в насосе;

$$\eta_z = \frac{Q\gamma H_T - Q\gamma(H_T - H)}{Q\gamma H_T} = \frac{Q\gamma H}{Q\gamma H_T} = \frac{N_n}{N_z} \text{ — гидравлический к. п. д. насоса}$$

(для одноступенчатого насоса).

Таким образом, общий к. п. д.

$$\eta = \eta_m \eta_o \eta_z.$$

3 Гидравлический расчет отводящих устройств насосов

§ 18. Конструкции и назначение отводящих устройств

Проточную часть корпуса насоса образуют каналы, отводящие и подводящие рабочую жидкость к колесу. Отвод жидкости от колеса осуществляется различными конструкциями отводящих устройств, которые должны, во-первых, обеспечить осесимметричный поток жидкости из рабочего колеса, создавая тем самым условия установившегося относительного движения в области колеса, во-вторых, погасить момент скорости и преобразовать кинетическую энергию потока, выходящего из колеса, в энергию давления с отводом потока к выходному патрубку или следующей ступени насоса.

Существуют две принципиально отличные конструкции корпуса: 1) каналы проточной части выполнены непосредственно в теле корпуса; 2) каналы выполнены отдельно, в специальных деталях — лопаточных и спиральных отводах. С гидравлической точки зрения каналы проточной части выполняются двух типов: спиральные и лопастные (рис. 48, а) непосредственно в теле корпуса (чаще встречаются каналы спирального типа); и в качестве отдельных элементов — спирального и лопастного типов. Принципиального различия в функциях этих двух типов нет. Различие заключается в конструктивных и технологических особенностях. С гидравлической точки зрения спиральным каналам корпуса может быть придана более совершенная обтекаемая форма, однако каналы его малодоступны механической обработке: их форма, размеры и чистота поверхности обеспечиваются непосредственно в отливке. Лопастной тип корпуса насоса, выполняемый обычно в виде отдельных направляющих аппаратов (рис. 48, б, в), имеет каналы прямоугольной формы, приспособленной для механической обработки, но принципиально менее благоприятной в гидравлическом отношении.

Вследствие того, что на гидравлических свойствах каналов чистота поверхности и отклонение от расчетных форм и размеров существенно сказываются при малых абсолютных размерах каналов, насосы с механически обрабатываемыми лопастными отводами имеют более высокий к. п. д. Целесообразность применения спирального или лопастного отвода во многом зависит от

совершенства технологии литья. Спиральные отводы обладают значительными конструктивными и технико-экономическими преимуществами в малоколесных насосах (рис. 48, а), лопастные отводы (рис. 48, б) доминируют в многоступенчатых насосах, где они имеют ряд конструктивных преимуществ. Функции, выполняемые отводом, определяются конструкцией насоса.

В одноступенчатом насосе задачи отвода заключаются в том, чтобы:

а) собрать жидкость, выходящую из рабочего колеса, и направить ее к выходному патрубку;

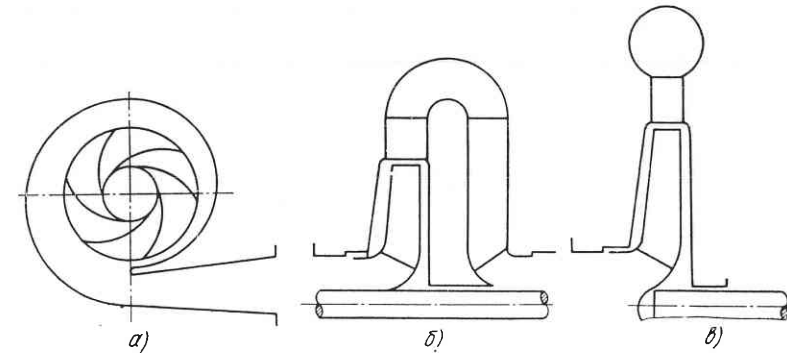


Рис. 48. Конструктивные формы отводов:

а — спиральный; б — лопастной; в — кольцевой с направляющим аппаратом

б) преобразовать кинетическую энергию выходящего из колеса потока $\frac{c_2^2 - c_{11}^2}{2g}$ в потенциальную $\frac{p_{11} - p_2}{\gamma}$. Поскольку преобразование кинетической энергии в потенциальную происходит с потерями, задачей отвода является обеспечение минимума этих потерь. Для этого необходимо преобразовать момент скорости на выходе колеса K_2 с таким расчетом, чтобы в выходном патрубке момент скорости отсутствовал.

В многоступенчатом насосе отвод и подвод к следующей ступени объединены. Поэтому, кроме указанных функций одноступенчатого насоса, задачей отвода многоступенчатого насоса является подвод жидкости к следующей ступени.

§. 19. Влияние отвода на рабочую характеристику насоса

Насос работает с разными подачами, и в зависимости от пропускной способности отвода имеют место разные потери на этих режимах. Потери в отводе составляют значительную часть потерь в насосе. Трудно точно оценить потери собственно в отводе, так

как колесо и отвод взаимосвязаны и потери в отводе могут возникать из-за несоответствия оптимальных режимов работы рабочего колеса и отвода.

При экспериментальной оценке потерь составляется баланс энергии насоса. Методика и результаты балансовых испытаний насосов подробно рассмотрены в советских и зарубежных исследованиях [27, 8, 51]. При рассмотрении баланса мощности насоса (рис. 49) можно сделать следующие выводы:

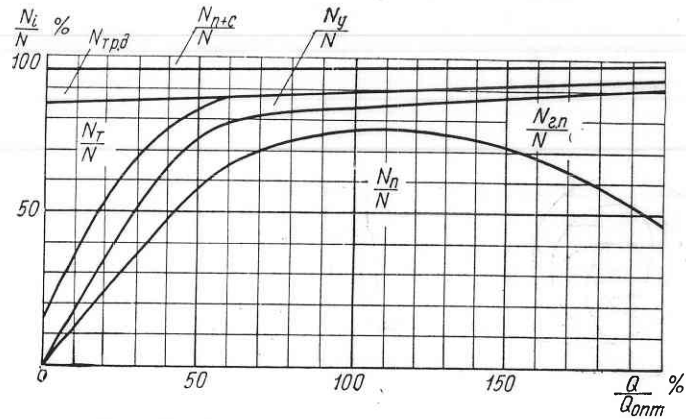


Рис. 49. Баланс мощности насоса малого n_s :

N_n — полезная мощность; $N_{2.n}$ — мощность гидравлических потерь; N_T — тормозная мощность обратных токов; N_y — мощность утечек; $N_{mp.d}$ — мощность потерь на дисковое трение; N_{n+c} — мощность потерь в подшипниках и сальниках

1) механические и объемные потери не имеют минимума, а их относительная величина уменьшается с увеличением подачи насоса;

2) гидравлические потери имеют минимум в определенной зоне подач. Следовательно, оптимальная зона общего к. п. д. насоса определяется оптимальной зоной гидравлического к. п. д.;

3) гидравлические потери в отводе имеют четко выраженную по подаче зону минимальных значений, в то же время гидравлические потери в рабочем колесе не имеют такой зоны (рис. 50). В этом смысле оптимальный режим работы насоса определяется отводом.

С целью подтверждения полученных выводов рассмотрим серию опытов, проведенных во ВНИИГидромаше:

1. Постоянный отвод с разными рабочими колесами, у которых при постоянном D_2 изменяется ширина b_2 , число и углы лопастей: рис. 51, а для насосов с $n_s = 210 \div 240$ и рис. 51, б для насосов с $n_s = 300 \div 320$.

2. Отводы различной пропускной способности и неизменное рабочее колесо (рис. 52).

На рис. 51, а приведены результаты испытаний насоса спирального типа с тремя вариантами лопастных колес, отличающихся числом лопастей и углами β_1 и β_2 . Меридианное сечение практически не изменялось. Точки кривых $H - Q$ с η_{max} трех вариантов колес лежат на одной прямой, называемой лучом отвода и проходящей через начало координат. На рис. 51, б приведена характеристика центробежного насоса диагонального типа, имеющего входной диаметр 305 мм и лопастной отвод ($n_s = 320$). Испытаны три лопастных колеса, имеющих одно и то же меридианное сечение, но разную профилировку лопастей (разные углы β_1 и β_2). Точки кривых всех трех вариантов колес, соответ-

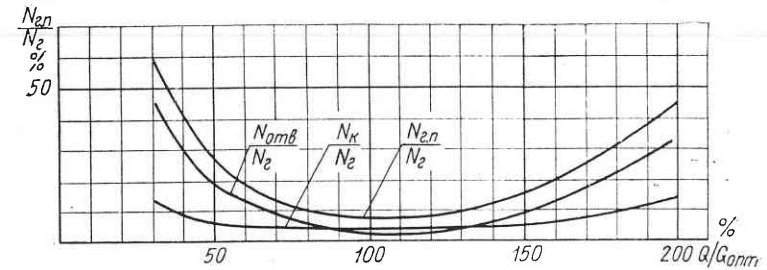


Рис. 50. Гидравлические потери в рабочем колесе и отводе:

$N_{2.n}$ — гидравлическая мощность насоса; N_k — мощность гидравлических потерь в колесе; N_{omb} — мощность гидравлических потерь в отводе; $N_{2.n}$ — мощность гидравлических потерь в насосе

ствующие η_{max} , лежат на луче лопастного отвода. Таким образом, угол наклона луча спирального или лопастного отвода и его величина зависит от пропускной способности отвода и от выбора масштабов H и Q при построении характеристики насоса. Луч всегда сохраняет свое свойство проходить через точки η_{max} на характеристиках различных рабочих колес, работающих в одном отводе. Об этом свидетельствуют вышеприведенные экспериментальные результаты.

Если проводить испытания рабочего колеса в одном и том же отводе при последовательной обрезке колеса по внешнему диаметру, оказывается, что точки η_{max} , соответствующие каждой обрезке, также лежат на луче отвода. Это означает, что как напор, так и подача уменьшаются в одной пропорции, а именно:

$$\frac{Q_1}{Q_2} \approx \frac{D_1^2}{D_2^2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}.$$

Изменение подачи пропорционально квадрату отношения диаметров может быть объяснено тем, что как радиальная составляющая скорости на выходе, так и площадь, перпендикулярная к этой составляющей, меняются прямо пропорционально диаметру рабочего колеса.

Применение этого правила для определения величины необходимой обрезки на практике весьма несложно. Предположим, что характеристика $H - Q$, соответствующая начальному диаметру

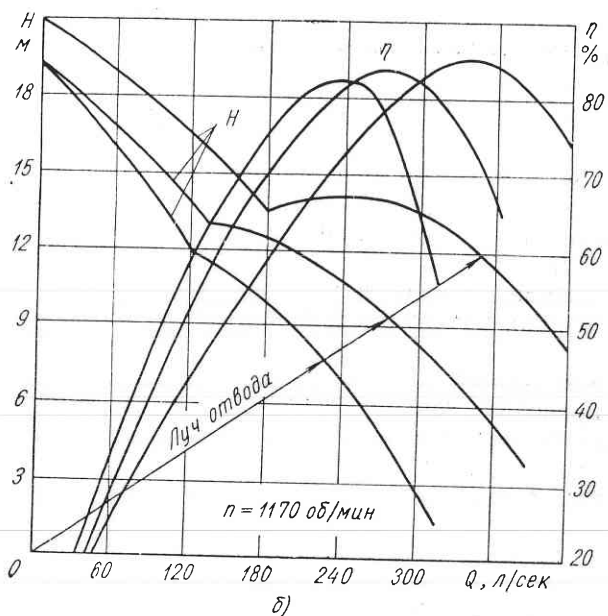
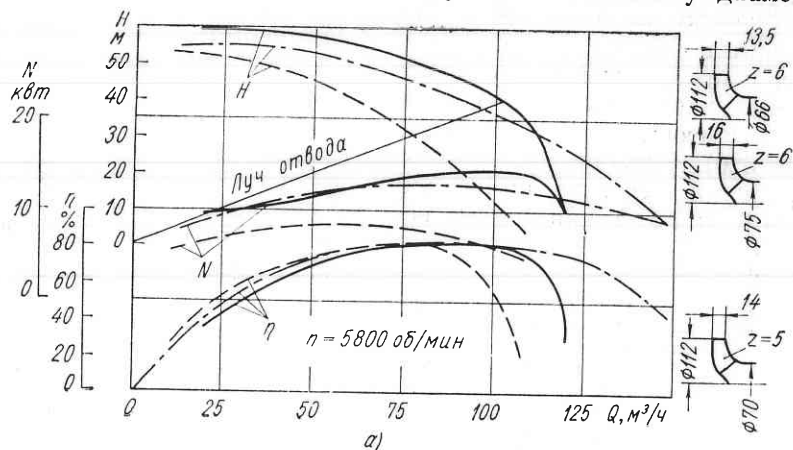


Рис. 51. Сводные характеристики насосов с различными колесами:
а — $n_s = 210 \div 240$; б — $n_s = 300 \div 320$

рабочего колеса, представлена кривой AB . Требуемая рабочая точка обозначена буквой C . Проводим линию OC через начало координат до пересечения с кривой AB в точке D (рис. 53, а).

Тогда величина необходимого уменьшения диаметра рабочего колеса

$$\frac{D_{2c}}{D_{2d}} \approx \left(\frac{Q_c}{Q_d} \right)^{\frac{1}{2}} \approx \left(\frac{H_c}{H_d} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Этот метод был предложен Бержероном во Франции [53] и позже нашел широкое применение в других странах. Широко используемое в насосной практике правило [1] гласит, что при обрезке рабочего колеса подача падает пропорционально диаметру,

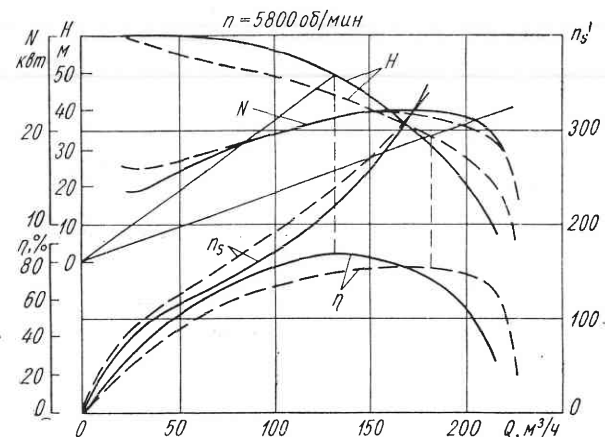


Рис. 52. Сводная характеристика насоса с отводами различной пропускной способности

а напор — пропорционально квадрату диаметра. Однако, как показывает опыт, необходимо несколько увеличить диаметр по сравнению с расчетным [1] для того, чтобы компенсировать большее по сравнению с расчетным уменьшение подачи.

При использовании метода Бержерона такого увеличения не требуется.

При рассмотрении результатов испытаний одного рабочего колеса в разных по пропускной способности, но однотипных по конструкции отводах, необходимо иметь в виду следующее. Величина теоретического напора насоса определяется рабочим колесом и не зависит от отвода. Таким образом, форма кривой $H - Q$ в области оптимальных подач определяется в основном гидравлическими потерями в отводе. Они будут относительно меньшими при увеличенных оптимальных подачах в «большом» отводе, и соответственно в «уменьшенном» отводе они будут относительно меньшими при меньших оптимальных подачах. Поэтому кривая $H - Q$ для отвода большой пропускной способности является более пологой и имеет меньшую величину напора при нулевой

подаче. Напор в точке η_{\max} для отвода с увеличенными проходными сечениями больше, чем напор при этой же подаче этого же рабочего колеса с «нормальным» отводом.

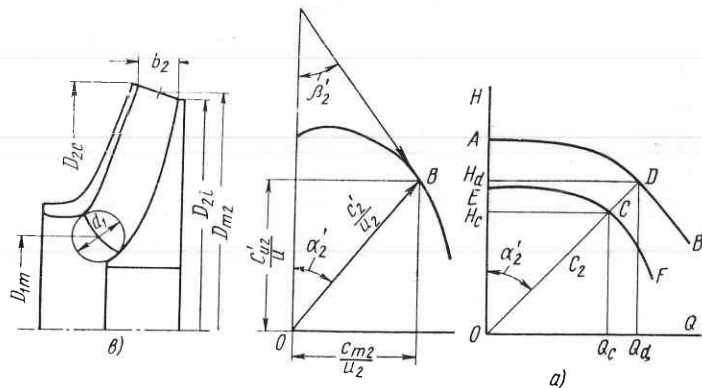


Рис. 53. К расчету обрезки внешнего диаметра колеса

На рис. 54 приведены характеристики насоса с одним рабочим колесом в трех разных спиральных отводах. Все точки с η_{\max} лежат на одной касательной.

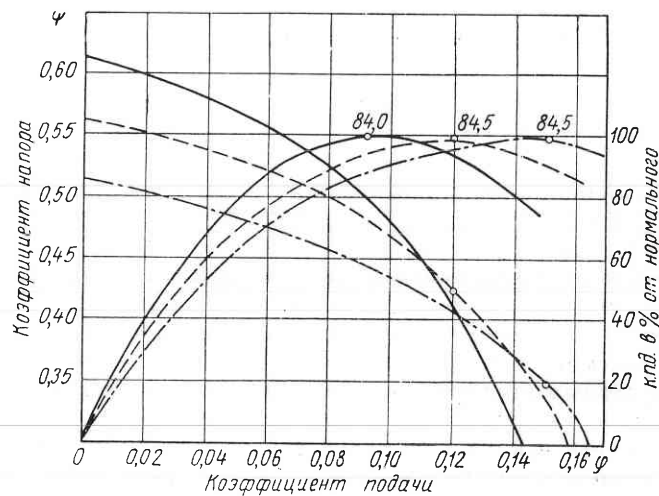


Рис. 54. Безразмерная характеристика насоса с тремя спиральными отводами

На рис. 55 приводится зависимость напора насоса при нулевой подаче для работы колеса в разных отводах. Напор H_0 выражается в процентах относительно напора нулевой подачи при «нормаль-

ном» исполнении насоса (расчетные режимы колеса и отвода совпадают). На оси абсцисс отложены подачи в точках η_{\max} в процентах от оптимальной подачи насоса «нормального» исполнения.

Точки, взятые на рис. 54, ложатся на график рис. 55 в зависимости от того, какой из отводов взят в качестве исходного.

По результатам экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Рабочие колеса в насосах с постоянным отводом дают разные напоры за счет изменения углов лопастей и ширины колеса. Но если на каждой кривой $H-Q$ отметить точку η_{\max} , то они ложатся на прямую, называемую лучом отвода, и проходящую через начало координат или вблизи него.

2. При рассмотрении испытаний одного колеса с разными отводами можно отметить, что для узких отводов имеем максимум к. п. д. при малых подачах и более крутую кривую напора. Широкие отводы имеют η_{\max} при больших подачах и пологую кривую напора. Изменяя отвод, можно изменять форму характеристики $H-Q$, режим η_{\max} , $Q_{\text{опт}}$ и луч отвода.

Очень часто при испытаниях нового образца насоса не получается требуемая характеристика. В этом случае необходима доводка насоса. Наиболее дорогой и трудно поддающейся изменениям частью насоса является отвод, который, как правило, является корпусной деталью. Было бы удобно, если бы рабочее колесо доминирующим образом влияло на форму характеристики $H-Q$, так как оно довольно легко может быть изменено. Однако такая возможность очень ограничена. За счет рабочего колеса можно незначительно менять напор в узком диапазоне изменения подачи по лучу отвода.

Часто в практике встречается задача, когда точку η_{\max} насоса надо переместить в область меньших подач, т. е. оптимальный к. п. д. находится в точке Q_1 и $Q_1 \gg Q_{\text{зад}}$ (рис. 56).

Работа отвода, как неподвижного канала, определяется условиями входа потока в отвод, которые характеризуются двумя величинами: количеством жидкости, поступающей в отвод из рабочего колеса Q , и моментом скорости этой жидкости K_2 , т. е. величиной абсолютной скорости на выходе из колеса c_2 и ее направлением или углом α_2 .

Принимая равномерное распределение скорости по входному

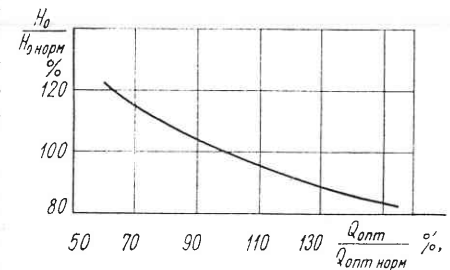


Рис. 55. Напор насоса для нулевой подачи с отводами различной пропускной способности

сечению отвода и выбирая границу между отводом и рабочим колесом так, чтобы скорость за колесом выравнивалась, имеем

$$c_{3m} = \frac{Q}{2\pi r_0 b_3}; \quad c_{3u} = \frac{K_2}{r_0};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{c_{3m}}{c_{3u}} = \frac{1}{2\pi b_3} \cdot \frac{Q}{K_2}; \quad c_3^2 = c_{3m}^2 + c_{3u}^2 = \frac{1}{r_0^2} \left[\left(\frac{Q}{2\pi b_3} \right)^2 + K_2^2 \right],$$

где c_{3m} и c_{3u} — меридианная и окружная составляющие абсолютной скорости на начальном радиусе спирали r_0 ; b_3 — ширина спирали на радиусе r_0 .

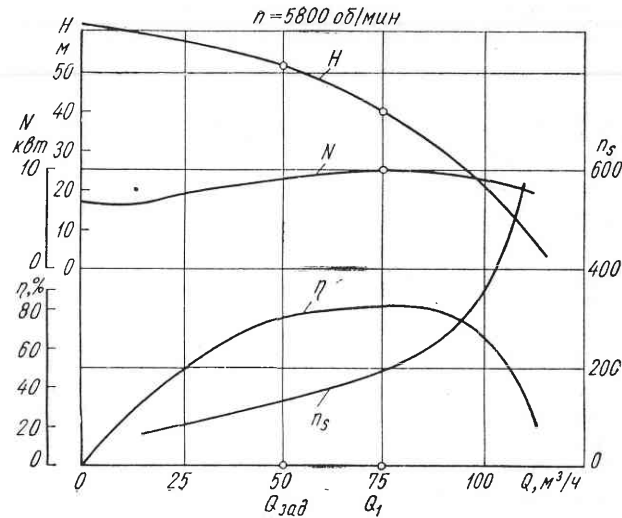


Рис. 56. Характеристика насоса при $Q_{зад} \ll Q_1$

Ввиду того, что скорость выхода из колеса c_2 определяется размерами насоса и его числом оборотов, $\operatorname{tg} \alpha_3$ является абсолютным безразмерным критерием отводящего устройства насосов разных n_s . Таким образом, условия входа в отвод определяются углом абсолютной скорости α_3 . Важна не абсолютная величина скорости c_3 , а угол входа α_3 , характеризующий кинематику жидкости на входе в спираль. Угол α_3 как бы является критерием кинематического подобия потока в неподвижном канале — отводе. Режим насоса, как известно, определяется отношением $\frac{Q}{K_2}$. Для характеристики гидравлических потерь в насосе имеет место некоторый режим, характеризующийся минимумом потерь (см. рис. 50), у которого

$$\eta_e = \frac{N_e - N_{e.c}}{N_e}.$$

Как отмечалось, потери в колесе не имеют четко выраженного минимума. Колесо легко приспосабливается к режиму насоса в отличие от отвода. Речь идет не об абсолютных значениях потерь

в рабочем колесе и отводе, а лишь о характере изменения потерь в связи с изменением режима работы насоса.

Теоретический напор при условии бесциркуляционного потока на входе в рабочее колесо $K_1 = 0$ определяется выражением

$$H_T = \frac{\omega}{g} K_2.$$

Для $n = \text{const}$ при определенном масштабе H_T получаем точку пересечения кривых $\operatorname{tg} \alpha_3$ и $H_T = aK_2$ (рис. 57). Область малых подач при определении $\operatorname{tg} \alpha_3$ исключаем, так как из-за наличия вихревых зон рабочее колесо работает не полным сечением.

Так как при изменении подачи насоса меняются условия входа в отвод, т. е. $\operatorname{tg} \alpha_3$, а $\operatorname{tg} \alpha_3$ определяется величиной $\frac{Q}{K_2}$, можно сделать вывод, что для каждого отвода существует оптимальное значение $\operatorname{tg} \alpha_3 = f\left(\frac{Q}{K_2}\right)$ и что эта

величина является характеристикой оптимального режима работы отвода и называется лучом отвода.

Опыты показывают, что не важно, чем создается момент скорости на входе в отвод — подвижным или неподвижным органом.

Рассмотрим корректировку характеристики насоса путем подрезки наружного диаметра рабочего колеса (рис. 58). Цифрой 1 обозначены характеристики насоса до подрезки, цифрой 2 — после подрезки. Максимум к. п. д. при подрезке смещается по лучу. Из приведенного графика видно, что в конкретном случае подрезкой колеса нельзя совместить точку оптимального к. п. д. с точкой заданного режима $Q_{зад}$. Отвод имеет слишком большую пропускную способность $\frac{Q}{K_2}$. Надо, чтобы луч нового отвода прошел через заданную режимную точку $\frac{Q_{зад}}{K_2}$.

§ 20. Расчет спиральных отводов

Спиральный отвод должен обеспечивать высокий к. п. д. (преобразовательную способность) и иметь оптимальный режим, совпадающий с расчетной величиной A_2 , которая вычисляется по данным технического задания:

$$A_2 = \frac{\pi \eta_2}{30g} \cdot \frac{Qn}{H}.$$

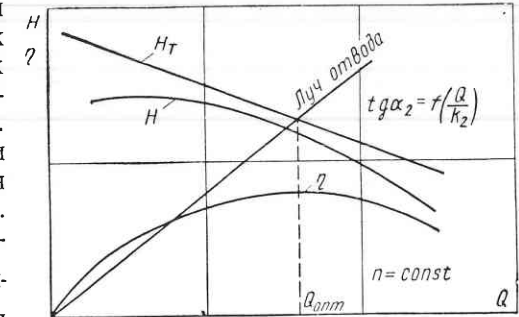


Рис. 57. Кривые $H_T = f(K_2)$ и $\operatorname{tg} \alpha_3 = f\left(\frac{Q}{K_2}\right)$ насоса

Величина A_2 является расчетным значением луча отвода и имеет линейную размерность. С ростом n_s возрастает и A_2 .

На рис. 59 изображена схема спирального отвода. Даже при эмпирическом подходе к расчету спирали видно, что размеры спирали — сборника жидкости должны увеличиваться с увеличением ее угла охвата φ_s , так как рабочее колесо подает воду рав-

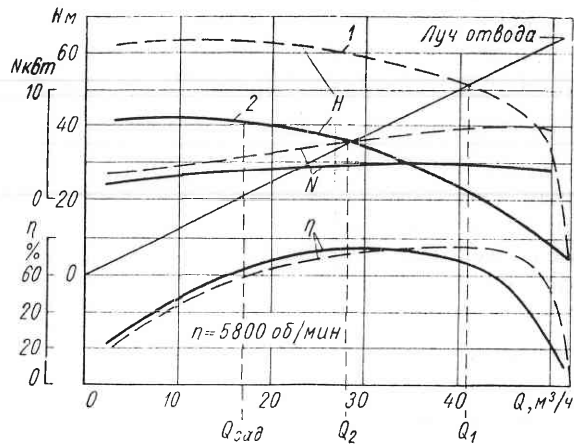


Рис. 58. Характеристики насоса при подрезке колеса

номерно по всей окружности. В этом смысл спирали как сборника жидкости.

Используя ранее приведенные выражения для c_{3m} , c_{3u} и $\text{tg } \alpha_3$, найдем уравнение линии тока жидкости в отводе (рис. 59):

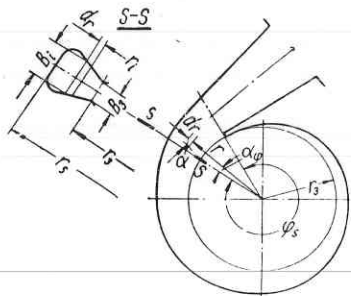


Рис. 59. Расчетная схема спирального отвода

$$\text{tg } \alpha_3 = \frac{dr}{r d\varphi}; \quad \frac{Q}{K_2} \cdot \frac{d\varphi}{2\pi} = \frac{b dr}{r};$$

$$\frac{Q}{K_2} \cdot \frac{\varphi}{2\pi} = \int \frac{b}{r} dr.$$

Интегрируя в граничных условиях ($r = r_3$ при $\varphi_0 = \varphi_s$), получаем

$$\frac{Q}{K_2} \cdot \frac{\varphi_s - \varphi_0}{2\pi} = \int_{r_3}^r \frac{b}{r} dr.$$

В частном случае при $b = \text{const}$ имеем плоскую спираль, и линия тока представляет собой логарифмическую спираль:

$$\frac{Q}{K_2} \cdot \frac{\varphi_s - \varphi_0}{2\pi} = b \cdot \ln \frac{r}{r_3}.$$

В случае, когда ширина спирали изменяется пропорционально радиусу $b = ar$, линия тока представляет собой архимедову спираль:

$$\frac{Q}{K_2} \cdot \frac{\varphi_s - \varphi_0}{2\pi} = a(r - r_3).$$

Форма спирали зависит от вида функции $b = f(r)$. Частицы жидкости при выходе из колеса будут описывать спиральные линии тока. Если выполнить стенку канала по одной из линий тока, то получится спиральный отвод. Начало этой стенки находится на радиусе $r_3 = \frac{D_3}{2}$ и образует так называемый «язык спирали». Ограничивающая стенка охватывает угол $\varphi \leq 2\pi$. К полученной таким образом спирали присоединяется диффузорный напорный патрубок.

Как известно, спиральный отвод выполняет следующие задачи: собирает жидкость, преобразует момент скорости K_2 и скорость c_2 . Поскольку поток переместился от оси насоса, то по любому контуру, не проходящему через ось колеса, циркуляция теоретически отсутствует. Поэтому можно считать, что вихрей в отводе нет и, по существу, момент скорости K_2 преобразован. Уменьшение скорости c_2 получается за счет перехода части жидкости на большие радиусы. Спираль не всегда преобразует скорость в давление. Это зависит от ее размеров. В высоконапорных насосах, у которых окружные составляющие скорости c_u большие, а c_m малые, сечения спирали получаются малыми и преобразование выходной скорости колеса c_2 в спирали практически не получается. У низконапорных насосов, наоборот, меридианные составляющие скорости c_m велики, и преобразование c_2 в спирали может быть значительным. Правда, в силу малых значений абсолютных скоростей относительная величина преобразования скорости и в этом случае мала.

Подача жидкости через сечение s (рис. 59)

$$Q_s = \frac{Q \varphi_s}{2\pi}.$$

Так как расчетный поток в спирали рассматривается без потерь, то имеет место закон постоянства момента скорости:

$$r_i c_{ui} = r_2 c_{2u} = K_2 = \text{const},$$

где $K_2 = K_1 + \frac{gH_T}{\omega}$ — из уравнения Эйлера.

Дифференциальное уравнение подачи жидкости в спирали имеет вид при $K_1 = 0$

$$dQ = b_i dr_{ci} = K_2 \frac{b_i}{r_i} \cdot dr.$$

Расход через сечение s определяется суммированием:

$$Q_s = K_2 \int_{r_a}^r \frac{b}{r} \cdot dr.$$

$\frac{\varphi_s}{2\pi}$ — доля питающей окружности спирали. Тогда пропускная способность спирали определяется уравнением

$$\frac{Q}{K_2} \cdot \frac{\varphi_s}{2\pi} = \int_{r_a}^r \frac{b}{r} \cdot dr. \quad (34)$$

Обычно при проектировании необходимо знать максимальный габаритный размер спирали. Поэтому расчет начинают с определения местоположения и размеров расчетного (концевого) сечения спирали.

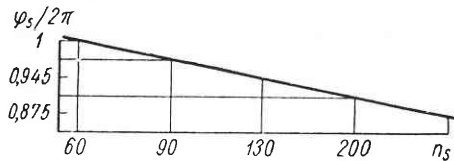


Рис. 60. Угол охвата спиральной камеры в зависимости от n_s

В насосах со спиральными отводами с $n_s < 100$ расчетное сечение спирали удалено от начального на угол 360° . Величина доли питающей окружности спирали $\frac{\varphi_s}{2\pi}$ уменьшается с увеличением n_s , обеспечивая условия плавного сопряжения спиральной части отвода с диффузором (рис. 60).

По заданным параметрам можно подсчитать величину расчетной пропускной способности спирали

$$A_{2cn} = \frac{\varphi_s}{2\pi} \cdot \frac{\pi \eta_z}{30g} \cdot \frac{Qn}{H}$$

и выбрать по рис. 60 значение доли питающей окружности спирали $\frac{\varphi_s}{2\pi}$.

Для подсчета интеграла $\int_{r_a}^r \frac{b}{r} dr$ надо вначале наметить форму конечного сечения спирали. Формулу (34) можно использовать в дальнейшем для проверки.

После испытания насоса можно проверить соответствие величины $A_2 = \frac{Q}{K_2}$, полученной по данным испытаний, величине $A_{2cn} =$

$= \int_{r_a}^r \frac{b}{r} dr$, вычисленной по размерам спирали. Величина A_2 определяется по значениям Q и K_2 для оптимальной точки. Совпадение A_2 и A_{2cn} с точностью до 3—5% можно считать удовлетвори-

тельным, так как точное определение A_2 затруднительно из-за пологости кривой $\eta - Q$ в зоне с максимумом к. п. д. Сравнение результатов расчетов и испытаний показывает, что при правильном выборе сечений спирали A_2 и A_{2cn} совпадают. Для насосов с малым n_s рекомендуется вводить поправку на сужение спирали $A_{2cn} \approx 0,95A_2$.

Рассмотрим расчет конечного сечения спирали. Имеется ряд способов определения размеров конечного сечения.

1. Оцениваем значение средней скорости конечного сечения спирали:

$$c_{u\text{cp}} = \frac{K_2}{r_{cp}} = \frac{30g}{\pi \eta_z} \cdot \frac{H}{n} \cdot \frac{1}{r_{cp}}. \quad (35)$$

Площадь конечного сечения

$$F = \frac{Q\varphi_s}{c_{u\text{cp}} \cdot 2\pi}; \quad (36)$$

при этом приходится задаваться радиусом r_{cp} спирали.

Для насосов малых n_s характерно относительно узкое колесо $\frac{b_2}{b_3}$ и малый диаметральный размер $\frac{D_{\max}}{D_3}$ спирали. Для таких насосов упрощенная оценка конечного сечения спирали довольно точна [формулы (35), (36)].

2. В предварительных расчетах принимают конечное сечение в виде круга радиуса ρ . В этом случае интеграл легко вычисляется:

$$\rho = sA' + \sqrt{2r_0sA'}, \quad (37)$$

где

$$A' = \frac{A_2}{2\pi}.$$

Определив из выражения (37) величину ρ , можно затем взять любую равновеликую по площади форму сечения на глаз. Конечно, при этом необходимо проверить величину интеграла по формуле (34).

3. Широко применяется в расчетной практике графо-аналитический способ расчета и построения конечного и промежуточных сечений спирали. Расчет начинают с выбора начального диаметра D_3 и начальной ширины спирали b_3 :

$$D_3 = (1,03 \div 1,05) D_2;$$

$$b_3 = b_2 + (0,02 \div 0,05) D_2.$$

Законом изменения боковых стенок спирали задаются на основании выполненных образцов насосов с высоким к. п. д. Обычно угол стенки спирали $\frac{\varphi_{cn}}{2}$ плавно изменяется в зависимости от угла охвата спирали и достигает в конечном сечении 10—13° (рис. 61).

Дальнейший расчет ведется следующим образом.

По параметрам насоса Q , H и n подсчитывается пропускная способность спирали $A_2 = \frac{\varphi_s Q}{2\pi K_2}$, где $K_2 = \frac{gH}{\omega\eta_2}$. Формулу (34) представляем в виде, удобном для графического интегрирования:

$$\Delta Q = K_2 \frac{b_i + b_{i+1}}{2} \Delta r_i \frac{2\pi}{\varphi_s}$$

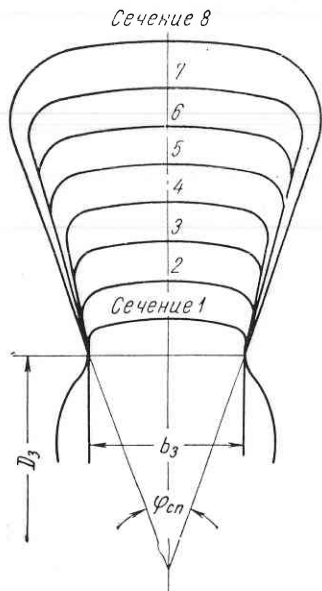


Рис. 61. Угол стенки спиральных сечений φ_{cn} (сечения 1—8)

считая, что площадь промежуточного сечения пропорциональна углу охвата данного сечения φ_i . Расчет сечений по формуле (34) дает несколько завышенные размеры, чем расчет по формуле (38), по которой обычно считают площади промежуточных сечений спирали. Эта разница, однако, мала и в эксперименте, как правило, не обнаруживается. С точки зрения гидродинамики сужение потока к конечному сечению может лишь улучшить работу диффузора отвода, так как сама спираль является частичным диффузором и некоторое сужение спирали лишь улучшит поле скоростей на выходе из спирали и, следовательно, улучшит условия входа потока в диффузор. Это соображение находит подтверждение и при изучении потока в коленах, где поджим внутренней стенки колена благоприятно сказывается на условиях ее обтекания (нет отрыва потока).

Расчет сводим в табл. 3. Рассчитав конечное сечение (рис. 62), необходимо наметить промежуточные. Их не подсчитывают по величине интеграла (34), а намечают пропорционально площади конечного сечения

$$F_i = F_k \frac{\varphi_i}{\varphi_k}, \quad (38)$$

считая, что площадь промежуточного сечения пропорциональна углу охвата данного сечения φ_i .

Расчет сечений по формуле (34) дает несколько завышенные размеры, чем расчет по формуле (38), по которой обычно считают площади промежуточных сечений спирали. Эта разница, однако, мала и в эксперименте, как правило, не обнаруживается. С точки зрения гидродинамики сужение потока к конечному сечению может лишь улучшить работу диффузора отвода, так как

Таблица 3

№ точек	r_i	b_i	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	Δr_i	$K_2 \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i$	$\sum_0^i \Delta Q$

У насосов с $n_s \leq 400$ кинетическая энергия потока, поступающего из спирали, преобразуется в диффузоре со средним углом раскрытия $8-12^\circ$, вычисленным по приведенным площадям.

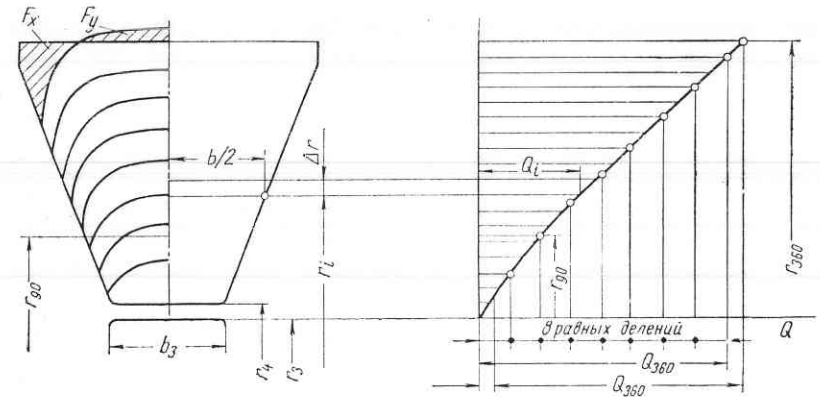


Рис. 62. К расчету конечного сечения спирали

§ 21. Расчет лопастных отводов

Лопастные отводы, или, как часто их называют, направляющие аппараты, применяются главным образом в многоступенчатых насосах с $n_s < 120$ и в одноступенчатых насосах с $n_s > 250-500$. Направляющий аппарат в виде диффузорной решетки размещается между колесом и отводом спирального или кольцевого типа как элемент, разгружающий насос от радиальных сил. Направляющий

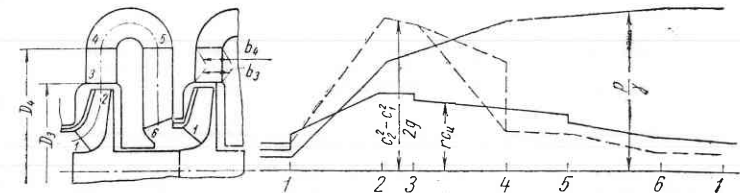


Рис. 63. Схема лопастного отвода с кольцевым переходным каналом

и кривые rc_u , $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$, $\frac{p}{\gamma}$.

аппарат без обратных каналов устанавливается в последней ступени многоступенчатого насоса, когда необходимо, например, выполнить смещенный от оси колеса отвод жидкости.

На рис. 63 изображена схема лопастного отвода с кольцевым переходным каналом.

Аналогично спиральному в лопастном отводе необходимо собрать жидкость и подвести ее к следующему колесу, преобра-

зовать кинетическую энергию в энергию давления, уменьшить момент скорости K_2 до величины K_1 . Конструктивное исполнение лопастных отводов описано в гл. 9.

В типичном лопастном отводе многоступенчатого насоса (рис. 63) можно условно выделить три участка: первый — спиральный (2—3), который выполняет те же функции, что и спираль в спиральном отводе; второй — лопастной диффузорный участок (3—4), в котором происходит основное преобразование скоростной энергии в потенциальную, и третий (5—6) лопастной подводящий участок (обратный подводящий канал), обеспечивающий равномерный подвод жидкости с заданной циркуляцией во всасывающую воронку рабочего колеса следующей ступени.

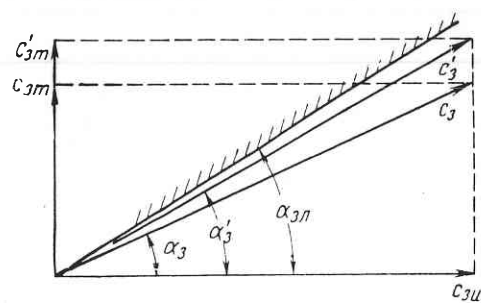


Рис. 64. Треугольник скоростей на входе в лопастной отвод

В спиральный участок жидкость поступает из рабочего колеса. Характер течения на оптимальном режиме и расчет спирального участка направляющего аппарата и спирали спирального отвода аналогичны, хотя возмущение потока при обтекании начальных участков лопастей направляющего аппарата значительно сильнее, чем при обтекании одной лопасти спирального отвода. Основными конструктивными размерами лопастного отвода являются входной диаметр D_3 , выходной диаметр D_4 , число лопастей (каналов) $z_{л.о}$, ширина канала в расчетном сечении b_3 и углы лопастей.

Исходными данными для расчета лопастного отвода являются:

Q — расход через лопастной отвод без утечек в переднем уплотнении колеса;

K_2 — момент скорости на выходе из колеса.

D_3 принимается в зависимости от диаметра лопастного колеса D_2 по эмпирическим данным. Величина оптимального зазора между рабочим колесом и лопастями отвода определяется минимумом потерь в зазоре и требованием по выравниванию пульсации скорости, вызываемой лопастями рабочего колеса:

$$D_3 = (1,02 \div 1,05) D_2$$

(для центробежных насосов с $n_s \leq 150$).

Максимальная величина радиального зазора принимается 4—5 мм. Входная ширина b_3 принимается несколько больше b_2 из-за возможного смещения колеса относительно лопастного отвода $b_3 = b_2 + (2 \div 4)$ мм.

Радиальная и окружная составляющие скорости на входе в лопастной отвод равны:

$$c_{3m} = \frac{Q}{\pi D_3 b_3}; \quad c_{3u} = \frac{K_2}{D_3};$$

где $K_2 = \frac{g}{\eta_2} \cdot \frac{H}{\omega}$.

Значения скоростей даны без учета стеснения лопастями отвода (рис. 64).

Угол потока на входе

$$\alpha_3 = \arctg \frac{c_{3m}}{c_{3u}}.$$

Обозначим через ψ_3 — коэффициент стеснения потока лопастями отвода.

Тогда соответствующие значения

$$c'_{3m} = \frac{c_{3m}}{\psi_3}; \quad \alpha'_3 = \arctg \frac{c_{3m}}{\psi_3 c_{3u}}.$$

В насосной практике лопасти отвода устанавливаются с углом, большим α'_3 , т. е. с некоторым углом атаки. Угол установки лопастей отвода рекомендуется выбирать так, чтобы

$$\tg \alpha_{3,л} = \mu \tg \alpha'_3,$$

где $\mu = 1,05 \div 1,2$. Меньшие значения μ выбираются для малых n_s .

С углом $\alpha_{3,л}$ рекомендуется выполнять вогнутую часть лопасти со стороны спирального участка (рис. 64), а толщину лопасти откладывать со стороны диффузорного участка. Входной участок лопастей выполняется по логарифмической спирали.

Введением коэффициента μ , как показал опыт, облегчается профилирование диффузорного участка лопастного отвода.

Величина $A_{л.о}$ в расчетном сечении лопастного отвода вычисляется по аналогии с $A_{сн}$ в спиральном отводе. При $\frac{\varphi_s}{2\pi} = 1$

$$\frac{Q}{H} \cdot \frac{\eta_{сн}}{g} = z_{л.о} \int_{r_3}^{r'_3} \frac{b}{r} \cdot dr.$$

Размер спирального участка канала лопастного отвода в плане вычисляется по формуле

$$\frac{r'_3}{r_3} = e^{\frac{2\pi}{z} \mu \tg \alpha'_{3,л}}, \quad (39)$$

где

$$\tg \alpha'_{3,л} = \frac{Q}{H} \cdot \frac{\eta_{сн}}{g} \cdot \frac{1}{\pi b_3 \psi_3}.$$

Дальнейший расчет лопастного отвода связан с выбором его конструктивной схемы, числа каналов, размеров начального сечения диффузорного участка. Экспериментально установлено оптимальное число каналов лопастного отвода многоступенчатых насосов — $z_{л.о} \leq 8$. Число лопастей принимается по гидравлическим и конструктивно-технологическим соображениям. Для лопастных отводов с непрерывными каналами максимальный к. п. д. получен при $h_3 = b_3$, т. е. при расчетном сечении, близком к квадратному. Рекомендация $h_3 = b_3$ особенно желательна, как пока-

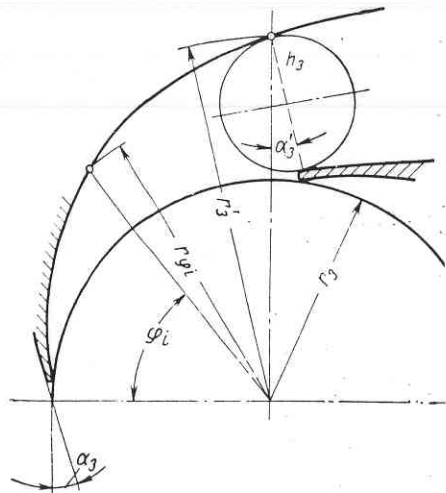


Рис. 65. Расчетная схема спиральной части лопастного отвода

Имея рекомендации по выбору числа каналов и размера h_3 , окончательно определяем размеры расчетного сечения. Для этого при принятом $z_{л.о}$ по формуле (39) определяем r'_3 , а затем находим

$$h_3 \approx (r'_3 - r_3) \cos \alpha_3. \quad (40)$$

Формула (40) получается из рассмотрения линейных соотношений в расчетном сечении (рис. 65).

Уточняем h_3 и r'_3 путем проверки соответствия $z_{л.о}$ и $h_3 \approx b_3$.

Определив размеры расчетного сечения, очерчиваем спиральный участок лопастного отвода. Опытю установлено, что закон изменения спиральной части не влияет на величину оптимальной подачи и к. п. д. ступени центробежного насоса [33]. Поэтому при известных размерах расчетного сечения удобно очерчивать спиральную часть канала прямо пропорционально углу ϕ_i охвата сечения (рис. 65):

$$r_{\phi_i} - r_3 = \frac{(r'_3 - r_3) \phi_i}{360^\circ}.$$

зала производственная практика [27, 35], при относительно небольших размерах проходных сечений каналов ($b_3 = 15 \div 40$ мм).

В качестве примера можно сослаться на выполненные ВНИИГидромашем и его Украинским филиалом исследования ступеней питательных, шахтных и других насосов в диапазоне $n_s = 60 \div 140$ с. к. п. д. 78—82%. Изготовленные и эксплуатируемые конструкции насосов с числом ступеней 8—16 и диаметром колес 250—450 мм имеют лопастные отводы с непрерывными каналами (6—8) при начальном сечении, близком к квадратному [37, 36].

При профилировании диффузорных и подводящих каналов отвода должны быть известны кинематические условия потока в начале и конце канала. Начальным сечением диффузора является расчетное сечение спирального участка. Известны также меридианная c_m и окружная c_u составляющие скорости в конечном сечении диффузора. Величина c_m на выходе из подводящих каналов либо равна скорости входа в колесо, либо несколько меньше ее, обеспечивая 4—6%-ную конфузурность при изменении направления потока от радиального к осевому. Величина c_u создает некоторый положительный момент скорости на входе в рабочее колесо следующей ступени:

$$K_1 = (0,01 \div 0,03) K_2.$$

Остаточный момент скорости K_1 благоприятно сказывается на крутизне кривой $H - Q$ в зоне малых подач и в некоторых случаях приводит к улучшению обтекания входных кромок лопастей рабочего колеса за счет уменьшения ω_1 и увеличения β_{1n} .

Совершенство диффузорных каналов отвода определяется коэффициентом использования кинетической энергии потока. Если спиральная часть отвода обеспечивает оптимальные условия работы рабочего колеса, то диффузорная часть определяет гидродинамическое совершенство лопастного отвода как преобразователя кинетической энергии в потенциальную. Наилучшие условия преобразования энергии обеспечивают прямоосные диффузоры. В современных конструкциях лопастных отводов приняты следующие оптимальные соотношения:

а) осредненный угол расширения диффузора $\phi_{эка}$, вычисленный по эквивалентному конусу, обычно принимается равным 7—9°:

$$\phi_{эка} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l};$$

б) углы расширения диффузора в двух взаимно перпендикулярных плоскостях $\phi_b = 4 \div 7^\circ$, $\phi_h = 6 \div 12^\circ$, что соответствует

$$\frac{F_4}{F_3} = 2,5 \div 3 \text{ и } \frac{h_3}{l} = 3 \div 4.$$

Кривоосные диффузоры характеризуются несколько ухудшенными гидравлическими качествами. Средний радиус кривизны рекомендуется выполнять в пределах $\frac{R_{ср}}{h_3} \geq 18 \div 22$. Поворот канала в плане рекомендуется выполнять с небольшой конфузурностью. Профилирование отвода выполняется по двум проекциям: плану и развертке по средней линии. На рис. 66 показано изменение площади сечений каналов лопастного отвода. Подводящий канал выполнен с обеспечением остаточного момента скорости.

В настоящее время широкое распространение получили лопастные отводы открытого типа (рис. 66), каналы которых доступны механической обработке. Насосы с такими отводами обеспечивают к. п. д. 80—82%.

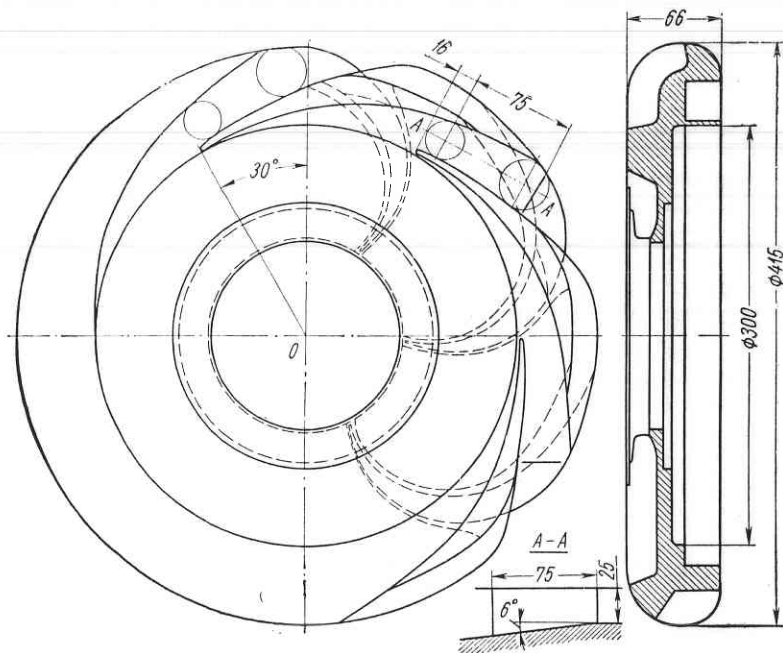


Рис. 66. Направляющий аппарат открытого типа

§ 22. Лопастные отводы с кольцевым пространством между лопастями диффузоров и подводящих каналов

Конструктивно и технологически этот тип отвода значительно проще в литье и механической обработке лопастных отводов с непрерывными каналами (см. рис. 63). Обе системы лопастей (диффузорные и подводящие) выполняются плоскими. Как правило, кольцевое безлопастное пространство начинается и заканчивается на одном диаметре (см. рис. 63). Если пренебречь трением, можно считать, что в кольцевом пространстве не происходит изменения скорости.

Профилирование лопастного отвода указанного типа производится по предлагаемой ниже методике:

1. Число лопастей диффузорных каналов принимается не более 8—10. По виброакустическим требованиям желательно, чтобы $z_{л.о} = z_k \pm 1$, т. е. число лопастей отвода на единицу должно отличаться от числа лопастей рабочего колеса.

2. При принятом $z_{л.о}$ рассчитывают $\frac{r'_3}{r_3}$ и h_3 по формулам (39) и (40). Путем последовательных расчетов уточняют значения величин h_3 , r'_3 и $z_{л.о}$ с целью получения расчетного сечения, близкого к соотношению $h_3 \approx b_3$. В ряде исследований [12, 14] сообщается о достижении высоких к. п. д. у насосов, лопастные отводы которых выполнены с соотношениями $h_3 = (0,6 \div 0,8) b_3$. Это дает возможность расширить рекомендации по расчетному сечению: $h_3 = (1,0 \div 0,6) b_3$.

3. Углы расширения диффузорных каналов φ_b и φ_h , а также соотношения площадей $\frac{F_4}{F_3}$ аналогичны отводам с непрерывными каналами. Диффузорные каналы рекомендуется выполнять прямыми. Оптимальные диаметральные размеры диффузорных каналов $\frac{D_4}{D_3} = 1,3 \div 1,5$.

4. Кольцевое безлопастное пространство от сечения 4—4 до сечения 5—5 должно иметь конфузурность 4—6% для выравнивания потока при повороте (см. рис. 63).

5. Лопасти подводящих каналов рассчитываются аналогично рассмотренным типам отвода:

$$\Gamma_5 \approx \Gamma_4, \quad \Gamma_4 = (0,03 \div 0,05) \Gamma_2.$$

Скорость входа в лопастной подвод

$$c_{5m} = \frac{Q}{\psi_3 \pi D_5 b_5}; \quad c_{5u} = \frac{Q_5}{\pi D_5}.$$

При определении угла установки лопастей подвода α_3 необходимо учитывать стеснение потока и угол атаки (см. рис. 63):

$$\operatorname{tg} \alpha_5 = \frac{\mu}{\psi_4} \operatorname{tg} \alpha_4,$$

где ψ_4 и α_4 — коэффициенты стеснения и углы лопаток в соответствующих точках.

6. Число лопастей подводящих каналов обычно принимается равным числу лопастей диффузорных каналов:

$$z_{л.о} = z \pm 1.$$

7. Выходной участок лопастей подвода профилируется на основании следующих рекомендаций.

Циркуляция на выходных элементах лопаток подвода принимается

$$\Gamma_6 = (0,01 \div 0,02) \Gamma_2.$$

Диаметр кольцевого канала на входе в рабочее колесо

$$D_0 = (3,7 \div 4,0) \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}.$$

Лопастные подвода иногда выходят в кольцевой канал, что повышает крутизну кривой $H - Q$ в зоне малых подач и в некоторых случаях увеличивает напор рабочего колеса. В этом случае концевые элементы лопастей подвода должны обеспечивать на входе в колесо бесциркуляционный поток, т. е. $\alpha_6 \approx 90^\circ$.

§ 23. Лопастной отвод с безлопастным диффузорным пространством

Стенки безлопастного диффузорного пространства (рис. 67) выполняются как продолжение стенок рабочего колеса. Они могут быть параллельными или иметь диффузорность в меридианном сечении. Форма стенок влияет на составляющую скорости c_m :

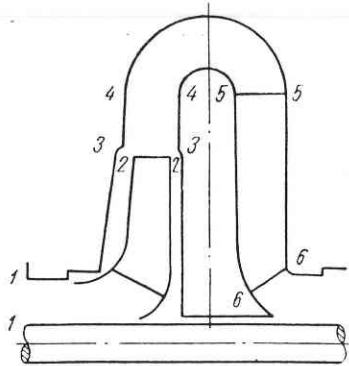


Рис. 67. К расчету лопастного отвода с безлопастным диффузорным пространством

Изменение окружной составляющей скорости c_u в безлопастном диффузоре с параллельными стенками может происходить только по закону

$$c_{ui} r_i = \text{const};$$

$$\Gamma_2 = 2\pi \frac{gH}{\eta_2 \omega}.$$

Опытным путем установлено, что независимо от формы стенок безлопастного пространства окружная составляющая c_{ui} уменьшается обратно пропорционально радиусу r_i . Так как окружная скорость на входе имеет решающее значение для преобразования кинетической энергии в потенциальную, можно считать, что эффективность безлопастного диффузорного пространства зависит в основном от его радиального размера $\frac{r_4}{r_3}$. Практика показывает, что отвод с безлопастным диффузорным пространством, образованным параллельными стенками, дает лучший к. п. д., чем с расширяющимися стенками. Это имеет место даже тогда, когда безлопастной диффузор заканчивается спиральной камерой. Трение в безлопастном пространстве зависит от угла потока на входе α_3 . Оптимальное преобразование энергии достигается при радиальных размерах $\frac{r_4}{r_3} = 1,4 \div 1,6$. Дальнейшее увеличение радиальных размеров ожидаемого эффекта не дает.

Промежуточная ступень с лопастным подводом, установленным после кольцевого безлопастного диффузора, изображена на рис. 48, 67.

Расчет подобной конструкции производится следующим образом:

1. Оптимальные основные размеры безлопастного диффузора:

$$b_3 = b_2 + (3 \div 4) \text{ мм}; \quad b_4 = b_3; \quad \frac{D_4}{D_2} = 1,45 \div 1,65.$$

2. Кольцевой переход между диффузором и лопастным подводом выполняется с некоторым сужением. Площадь входа в лопастной подвод

$$F_5 = (0,94 \div 0,95) F_4,$$

где $F_4 = \pi D_4 b_4$ — площадь выхода из кольцевого диффузора.

3. Лопастной подвод рассчитывается аналогично описанным выше конструкциям:

$$\Gamma_4 = (0,9 \div 0,95) \Gamma_2,$$

где

$$\Gamma_2 = 2\pi \frac{gH}{\eta_2 \omega} = \pi D_2 c_{2u}.$$

Циркуляция на входе в лопастной подвод $\Gamma_5 \approx \Gamma_4$.
Скорость входа в лопастной подвод

$$c_{5m} = \frac{Q}{\pi D_5 b_5 \psi_5};$$

$$b_5 = (0,94 \div 0,96) b_3; \quad c_{5u} = \frac{\Gamma_5}{\pi D_5}.$$

Угол наклона лопасти подвода

$$\alpha_5 = \arctg \frac{c_{5m}}{c_{5u}}.$$

Число лопастей подвода на единицу должно отличаться от числа лопастей рабочего колеса $z_{л.о} = z \pm 1$.

Выходные элементы лопастей подвода профилируются описанным выше способом:

$$\alpha_6 = \arctg \frac{c_{6m}}{c_{6u}};$$

$$\Gamma_6 = (0,01 \div 0,02) \Gamma_2;$$

$$D_0 = (3,7 \div 4,0) \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}.$$

4 Гидравлический расчет всасывающих устройств насосов

§ 24. Конструктивные схемы и назначение всасывающих устройств

Всасывающим устройством насоса называется участок проточной части от приемного патрубка до входа в рабочее колесо 1-й ступени. Если насос всасывает жидкость непосредственно из открытой емкости, то всасывающее устройство включает весь участок от емкости до колеса.

Конструкция всасывающего устройства оказывает существенное влияние на распределение скоростей перед входом в колесо. Вследствие этого структура и состояние потока за всасывающим устройством отражаются на к. п. д. и кавитационной характеристике насоса. Влияние всасывающего устройства особенно заметно сказывается у низконапорных насосов большого n_s .

Подводящие каналы насосов должны обеспечить:

1) изменение скорости жидкости от значений во всасывающем трубопроводе до скорости при входе в колесо по возможности с минимальными потерями;

2) равномерное или осесимметричное поле скоростей перед колесом, необходимое для создания установившегося относительного движения в колесе.

В практике насосостроения применяются две конструктивные формы всасывающего устройства:

1. Осевой подвод обычно конфузорного типа (рис. 68, а).

2. Боковой подвод (рис. 68, б, в).

Возможны два вида конструкций бокового подвода:

а) симметричный (кольцевой) подвод обычно без момента скорости на входе в колесо (рис. 68, в);

б) полуспиральный подвод, создающий определенный момент скорости на входе в колесо (рис. 68, б).

Осевой подвод применяется в консольных и у большинства типов вертикальных насосов. Для насосов с односторонним всасыванием конический осевой подвод является простейшим и предпочтительным для применения типом всасывающего устройства. Он обеспечивает стабилизацию потока и подвод его к колесу с равномерной по сечению скоростью. На втором месте стоит суживающееся колено большого радиуса (рис. 68, г). Для насосов с $n_s \leq 100$ можно считать, что оба типа подводов равноценны

в гидравлическом отношении. Применение всасывающего колена с малым радиусом кривизны (рис. 68, д) может привести к отрывам и появлению «мертвых» зон.

В низконапорных насосах конфигурация всасывающего устройства имеет большее значение, чем в высоконапорных.

Боковое всасывание применяется у центробежных насосов с двусторонним всасыванием и у преобладающего большинства многоступенчатых и специальных насосов для различных отраслей промышленности (рис. 69). Почти все типы насосов с проходным валом имеют боковое всасывающее устройство.

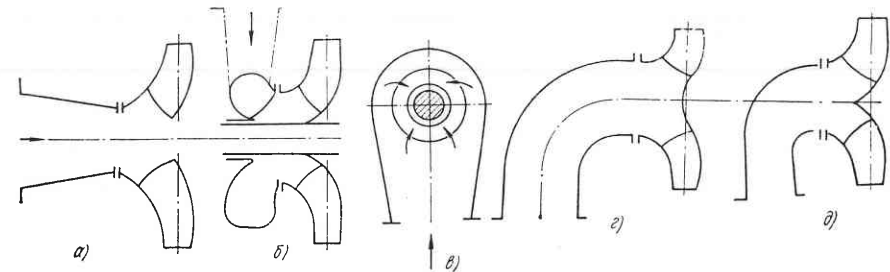


Рис. 68. Конструктивные формы подводов

Симметричная форма бокового всасывающего устройства часто встречается в грунтовых, шламовых, многоступенчатых насосах. Симметрии в распределении скоростей у такой формы всасывающего устройства практически не получается. Участок колеса против патрубка питается по радиусу без окружной составляющей. Значительно хуже питание колеса со стороны, противоположной патрубку (рис. 68, в). При обтекании вала образуются «мертвые» зоны. По обеим сторонам вала получается неравномерное поле скоростей жидкости, обусловленное вращением самого вала. Следовательно, симметричный подвод создает неравномерное поле скоростей, что приводит к снижению к. п. д. Однако простота его изготовления часто делает желательным применение такого типа подвода.

Применение полуспирального подвода в насосах с проходным валом способствует улучшению обтекания вала и получению однородного поля скоростей при входе в колесо.

Оптимальная величина входной циркуляции жидкости, создаваемой полуспиральным подводом, взаимосвязана с величиной получаемого напора, антикавитационным запасом энергии на всасывании и с гидравлическим к. п. д. насоса. Практика насосостроения свидетельствует, что насосы с полуспиральным подводом имеют весьма высокие технико-экономические показатели и не уступают по к. п. д. и всасывающей способности насосам с осевым подводом.

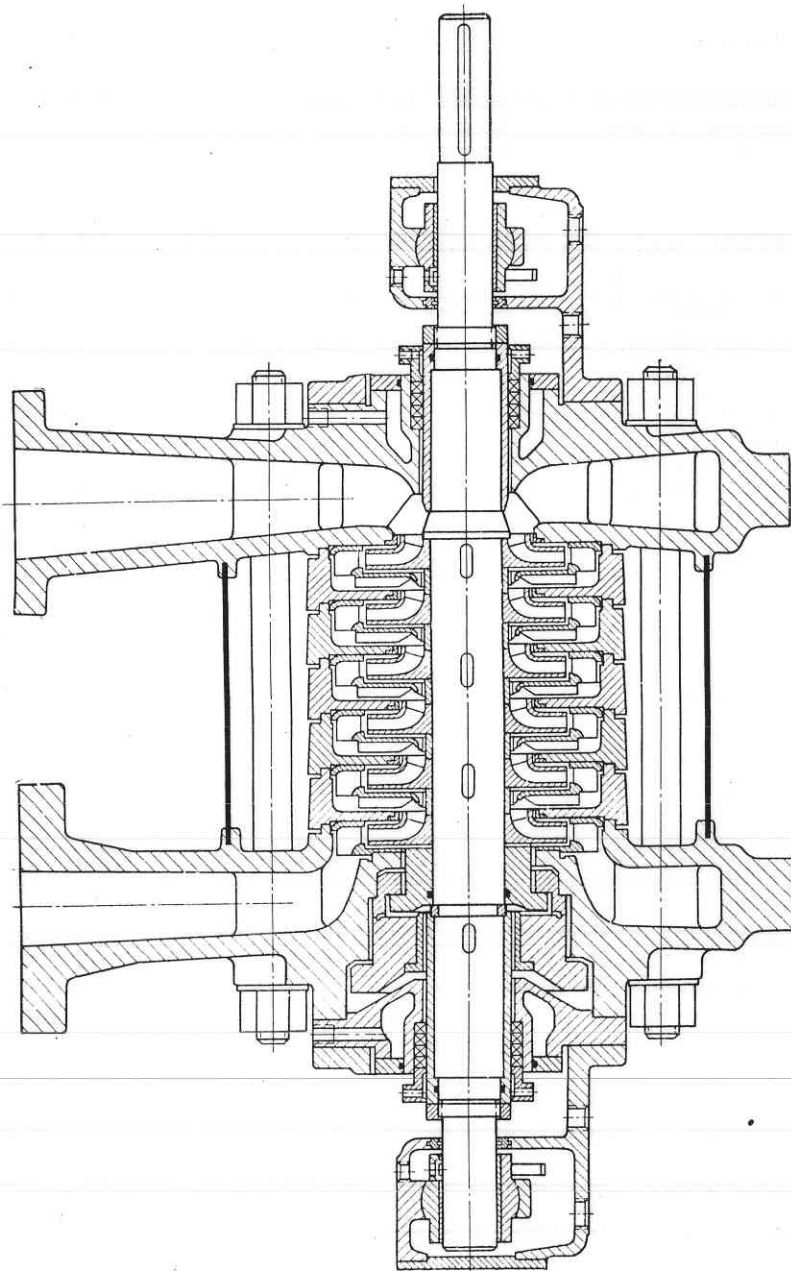


Рис. 69. Многоступенчатый центробежный насос с боковым всасыванием

Положительные качества полуспирального подвода можно объяснить следующими факторами:

1. Стабилизацией потока языком подвода, что приводит к устойчивому обтеканию вала насоса, причем точка разветвления потока не смещается и остается у языка. Определенная величина входной циркуляции потока локализует влияние вихревой зоны у вала, получаемой при обтекании его потоком. В данном случае образуемая «мертвая» зона стабильна и не является источником дополнительных потерь.

2. Улучшением условий входа потока на лопасти колеса за счет:

- а) некоторого уменьшения угла атаки потока $\Delta\beta$ при поступлении в колесо;
- б) снижения входной относительной скорости ω_1 , что приводит к уменьшению значения $\frac{\omega_1^2}{2g}$ и диффузорности потока в каналах рабочего колеса.

На рис. 70 дается представление о характере изменения оптимальных значений угла потока на входе β_{1n} (кривая 1) и кавитационного коэффициента C (кривая 2) в зависимости от вход-

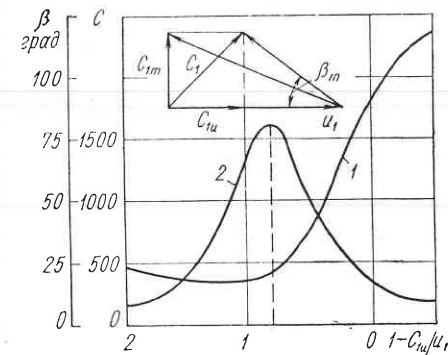


Рис. 70. Входной треугольник скоростей с циркуляцией потока и без нее и влияние входной циркуляции на характеристику всасывания насоса C

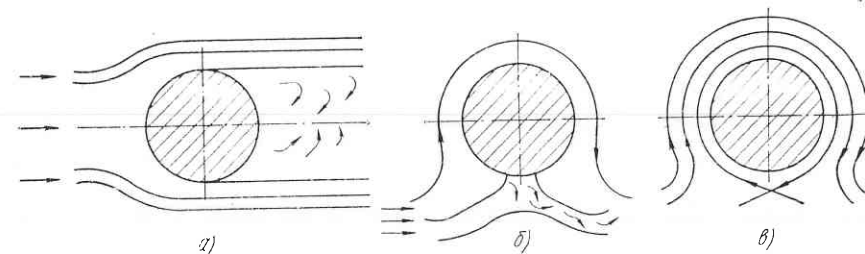


Рис. 71. Схема обтекания вала плоскопараллельным потоком с циркуляцией и без нее:

$$a - \Gamma = 0; \quad b - \Gamma < 4\pi R v_0; \quad v - \Gamma > 4\pi R v_0$$

ной циркуляции, создаваемой полуспиральным подводом (коэффициент $1 - \frac{c_{1n}}{u_1}$).

Снижение потерь в полуспиральном подводе и в колесе объясняется отсутствием вихревых зон при обтекании вала, уменьшением угла атаки и относительной скорости ω_1 . При обтекании вала плоским потоком с циркуляцией образуется «мертвая» зона, если

циркуляционный поток (рис. 71) подчиняется следующему неравенству:

$$\Gamma < 4\pi R v_0,$$

где R — радиус вала;

v_0 — скорость плоскопараллельного потока.

Полуспиральным подводом в потоке обеспечивается момент скорости, т. е. имеет место обтекание с циркуляцией. Таким образом, если $\Gamma > 4\pi R v_0$, получается обтекание вала без вихревой зоны.

§ 25. Анализ работы полуспирального подвода и выбор его размеров

На рис. 72 показан график изменения площадей каналов в полуспиральном подводе: а) от входного патрубка до сечения gH ; б) изменение площадей от сечения O до сечения 8 . Конструктивная

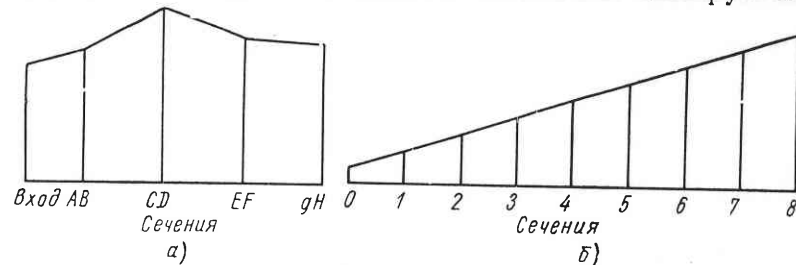


Рис. 72. График изменения площадей каналов в полуспиральном подводе

схема такого полуспирального подвода, широко применяемая в центробежных насосах, изображена на рис. 73, а и б.

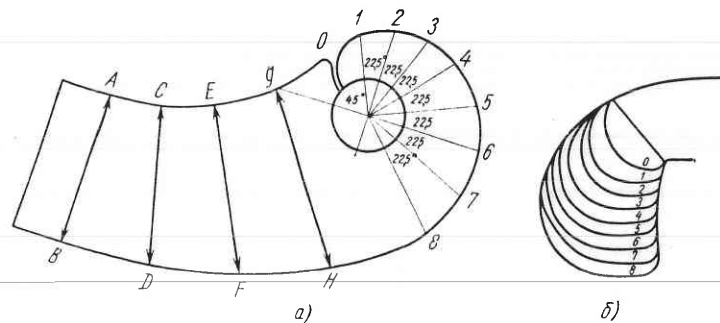


Рис. 73. Схема полуспирального подвода:

а — сечение подвода в плане; б — меридианные сечения

Весь подвод можно условно разделить на три участка: 1 — конфузорный участок, расположенный непосредственно перед входом потока в колесо, который обычно проектируется с 10—15%-ным нарастанием скорости для выравнивания поля скоростей во входной воронке колеса; 2 — спиральный участок подвода 1—8 до

переходного сечения $g-H$; 3 — участок от сечения $g-H$ до входного патрубка насоса, где происходит плавное изменение скорости v_i до скорости $v_{вх}$. Скорость во входном патрубке $v_{вх}$ определяется размерами всасывающего трубопровода, который рассчитывается исходя из величины допустимых гидравлических сопротивлений.

В сечении $O-O$ под углом 45° к направлению потока во входном патрубке обычно устанавливается язык, стабилизирующий поступлению жидкости в направлении против вращения колеса. При необходимости язык можно переместить в сечение 2, т. е. под углом 90° к направлению скорости $v_{вх}$ без существенного изменения характеристики и к. п. д. насоса. Дальнейшее смещение языка не рекомендуется, так как это сопровождается изменением характеристики и к. п. д. насоса.

Форму сечений спирального участка подвода выбирают в зависимости от допустимого габарита насоса в осевом направлении. Так, например, для одноступенчатых насосов типа Д применяют плавную, развитую в осевом направлении форму спирального участка (рис. 73). В многоступенчатом насосе спиральная часть обуживается в осевом направлении и развивается в радиальном, перпендикулярном оси насоса.

Расчетным сечением спирального участка подвода является сечение 4. На рис. 73 расчетное сечение обозначено 8. Для того чтобы приступить к расчету и профилированию полуспирального подвода, необходимо знать расчетную подачу подвода Q и средний момент скорости K_1 . Предполагается, что через сечение 4 (8) в колесо поступает подача $\frac{Q}{2}$. Практически (рис. 74) через сечение 4 проходит меньше, чем половина подачи, а момент скорости K_4 больше, чем средний момент скорости K_1 . Тогда для сечения 4 (8) можно записать

$$Q_4 = \alpha Q,$$

где $\alpha \leq \frac{1}{2}$ и $K_4 = \beta K_1$,

где $\beta \leq 2$.

Распределение скоростей в сечениях 1—4 принимаем по закону $c_u r = \text{const}$. Тогда количество жидкости, проходящей через сечение 4—4,

$$Q_4 = K_4 \int \frac{b}{r} \cdot dr = K_4 A_{\mu 4}.$$

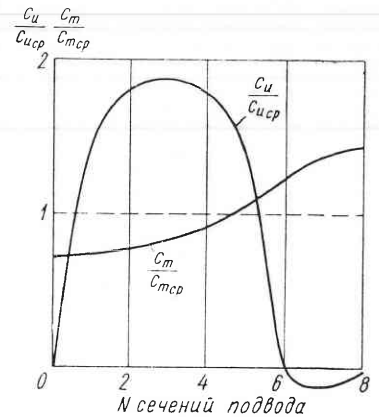


Рис. 74. График скоростей в сечениях полуспирального подвода

Интеграл, характеризующий пропускную способность сечения 4 (8), имеет линейную размерность.

По условиям кинематического подобия входная циркуляция потока пропорциональна подаче Q . Следовательно, можно получить уравнение связи для Γ_1 , Q и A_{p4} :

$$\Gamma_1 = 2\pi \frac{\alpha}{\beta} \cdot \frac{Q}{A_{p4}}.$$

Для большинства подводов с рабочими колесами диаметром $D_2 \geq 200$ мм принимают меньшие значения Γ_1 , чем подсчитанные по приведенным значениям $\alpha = \frac{1}{2}$; $\beta = 2$. Обычно

$$\Gamma_1 = \frac{2\pi}{6 \div 8} \cdot \frac{Q}{A_{p4}},$$

а при $\alpha = \frac{1}{2}$ и $\beta = 2$

$$\Gamma_1 = \frac{2\pi}{4} \cdot \frac{Q}{A_{p4}}.$$

Экспериментально определены оптимальные значения входной циркуляции потока. При меньших значениях мы получаем обуженный подвод с большими скоростями и потерями на входе в рабочее колесо.

Формула для A_{p4} расчетного сечения 4 (8) имеет вид

$$A_{p4} = k_p \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}. \quad (41)$$

По экспериментальным данным $k_p = 1,6 \div 3,0$. Для полуспиральных подводов многоступенчатых насосов

$$k_p = 1,8 \div 2,2. \quad (42)$$

§ 26. Схема расчета полуспирального подвода

При проектировании насоса заданы подача H , подача Q и число оборотов n . После выбора конструктивной схемы насоса приступаем к расчету его рабочих органов, в том числе к расчету подвода. Для колес двустороннего входа расчетная подача равна $\frac{Q}{2}$.

1. Для насосов с односторонним входом

$$A_{p4} = k_p \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}.$$

Значение k_p выбирается в зависимости от типа и конструкции насоса [см. формулы (41) и (42)]. Входной диаметр D_1 и диаметр

проходного вала d_0 определены предварительными расчетами при эскизном проектировании и выборе конструктивной схемы насоса.

2. Профилируем характерное сечение 4—4 (8—8) подвода по значению A_{p4} , вычисленному по формуле

$$A_{p4} = \int_{r_0}^{r_i} \frac{b}{r} \cdot dr.$$

Для этого выбираем осевые размеры подвода b_0 и закон изменения $b_i = f(r_i)$ (рис. 75) по выполненным конструкциям насосов. Интегрирование проводим графо-аналитическим способом, сводя расчеты в табл. 4.

3. Намечаем промежуточные сечения (1—1, 2—2), у которых значения A_{pi} пропорциональны охватываемой дуге, отсчитываемой от языка подвода:

$$A_{pi} = \frac{\varphi_i}{\varphi_4} A_{p4},$$

и затем вычерчиваем спиральную часть подвода.

4. По имеющемуся спиральному участку и диаметру входного патрубка выбираем размеры всего подвода, профилируя сечения по графику, изображенному на рис. 72.

5. Находим величину Γ_1 , необходимую для расчета рабочего колеса:

$$\Gamma_1 = \frac{2\pi}{6 \div 8} \cdot \frac{Q}{A_{p4}}.$$

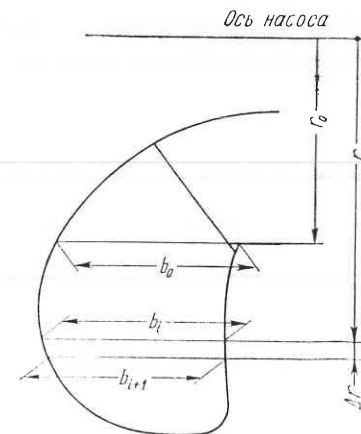


Рис. 75. К расчету сечения 4—4 полуспирального подвода

Таблица 4

№ точек	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	Δr	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r$	$A_p = \sum_0^i \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r$

§ 27. Влияние всасывающего устройства на работу центробежного насоса

Во ВНИИГидромаше проведены исследования влияния входной циркуляции потока на характеристики и антикавитационные качества центробежных насосов [35, 34]. Опыты выполнялись

в модельной ступени многоступенчатого насоса и в центробежном насосе нормальной конструкции (рис. 76) с $n_s = 70 \div 150$ для насосов спирального и секционного (с лопастным отводом) типов. Входная циркуляция потока создавалась поворотной решеткой перед колесом ступени центробежного насоса и сменными конструкциями полуспиральных подводов у насоса нормальной конструкции.

Опыты показали, что насос с оптимальной величиной входной циркуляции потока перед колесом имеет лучшую экономичность и всасывающую способность даже по сравнению с равномерным

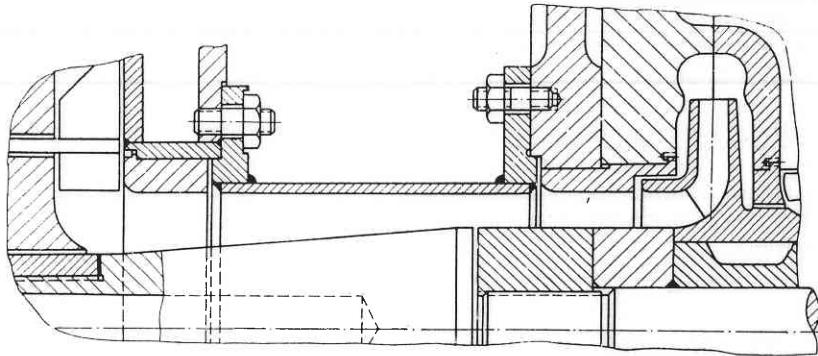


Рис. 76. Макетный насос для исследования входной циркуляции потока

бесциркуляционным потоком, обеспечиваемым осевым коническим патрубком (см. рис. 68, а).

В работах [33, 35] установлено, что увеличенная входная циркуляция приводит к обтеканию входных участков лопастей с большими углами атаки и к дополнительным потерям в лопастном колесе. Снижается к. п. д. и ухудшаются антикавитационные качества.

Под углом атаки $\Delta\beta$ понимается разность $\beta_1 - \beta_0$, где β_1 — угол наклона начального элемента лопасти к окружности входа;

β_0 — угол потока при входе на лопасть в относительном движении.

Угол атаки $\Delta\beta$ положительный, когда $\beta_1 > \beta_0$ (см. рис. 70). При положительном угле атаки поток отрывается со стороны тыльной поверхности лопасти, а при отрицательном ($\beta_1 < \beta_0$) — со стороны рабочей поверхности лопасти, т. е. угол атаки влияет на режим потока в межлопастном канале колеса.

Если обозначить через $D_0 = k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$ диаметр входа в лопастное колесо, то окружная составляющая абсолютной скорости входа в колесо будет пропорциональна выражению $\sqrt[3]{Qn^2}$.

Действительно,

$$c_{u1} \sim \frac{Q}{D_0^2} \sim \sqrt[3]{Qn^2}$$

и входная циркуляция пропорциональна выражению $\sqrt[3]{Q^2n}$:

$$\Gamma_1 \sim c_{u1} D_0 \sim \sqrt[3]{Q^2n}$$

или

$$\Gamma_1 = a \sqrt[3]{Q^2n},$$

где a — коэффициент входной циркуляции.

Размер расчетного сечения полуспирального подвода можно представить выражением

$$A_{p4} = a_n \frac{Q}{\Gamma_1} = \int_{r_0}^{r_i} \frac{b}{r} dr,$$

где a_n — опытный коэффициент.

Для m -канального подвода (лопастной подвод)

$$A_{p4} = a_n \frac{Q}{m\Gamma_1}.$$

Поскольку A_{p4} пропорционально входному диаметру D_0 ,

$$A_{p4} = k_p \sqrt[3]{\frac{Q}{n}},$$

где k_p — коэффициент расчетного сечения;

$$k_p = \frac{a_n}{a}.$$

Значения входной циркуляции Γ_1 и диаметра сечения входа дают возможность написать уравнение связи указанных величин и угла наклона относительной скорости потока при поступлении в колесо.

Для «безударного» входа

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1 - c_{u1}},$$

где без учета стеснения потока проходным валом

$$c_1 = \frac{4Q}{\pi D_0^2} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{1}{k_0^2} \sqrt[3]{Qn^2};$$

$$u_1 = \frac{\pi D_0 n}{60} = \frac{\pi}{60} k_0 \sqrt[3]{Qn^2};$$

$$c_{u1} = \frac{\Gamma_1}{\pi D_0} = \frac{a}{\pi k_0} \sqrt[3]{Qn^2}.$$

Подставляя значения u_1, c_{u1}, c_1 , после упрощений имеем:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{1,275}{k_0^2 \left(\frac{\pi k_0}{60} - \frac{a}{\pi k_0} \right)};$$

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{1,275}{k_0^2 \left(\frac{\pi k_0}{60} - \frac{a}{\pi k_0} \right)}.$$

Экспериментальное изучение влияния входной циркуляции на характеристику и всасывающую способность насоса дает возможность получить нормативные данные для коэффициентов входной

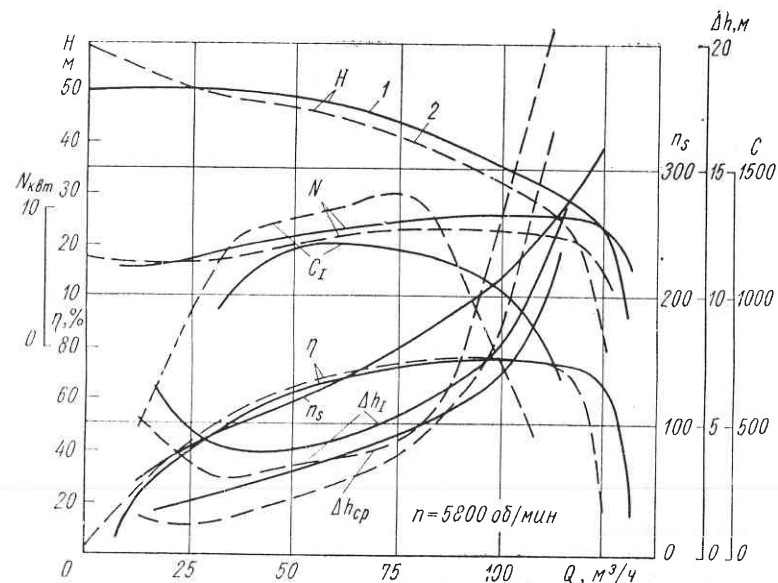


Рис. 77. Характеристика насоса с полуспиральным и осевым коническим подводом

циркуляции a , входного сечения k_0 , расчетного сечения подвода k_p , а также угловой характеристики потока при поступлении в колесо [33].

Всасывающая способность насоса улучшилась при замене осевого конического патрубка 1 полуспиральным подводом 2 (рис. 77). Коэффициент C_{\max} увеличился на 15—25% в оптимальной зоне подач, что соответствует значениям $a = 0,3 \div 0,6$. Увеличение коэффициента C объясняется двумя факторами; уменьшением ω_1 и увеличением угла β_1 потока, поскольку уменьшается угол

атаки $\Delta\beta$, особенно на внешней струйке (у покрывающего диска колеса).

Оптимальная величина входной циркуляции потока, полученная опытным путем, позволяет предложить следующие рекомендации для подводящих лопастных каналов, полуспиральных подводов и входных элементов колес с $n_s = 60 \div 150$:

- для расчетного сечения подводящего канала $k_p = 1,8 \div 2,5$;
- для входного угла лопасти колеса

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{1,275\psi_\theta}{k_0^2 \left(\frac{\pi k_0}{60} - \frac{a}{\pi k_0} \right)},$$

где $\psi_\theta = 1,0 \div 0,85$ — коэффициент стеснения потока проходным валом;

$k_0 = 4,5 \div 3,8$ — коэффициент входного сечения колеса;
 $a = 0,3 \div 0,6$ — коэффициент входной циркуляции.

5 Моделирование и немодельная корректировка рабочих органов насоса

Практика проектирования и производства нового насосного оборудования и модернизации существующего складывается из нескольких этапов.

1. Заказчик представляет проектной организации техническое задание с подробным изложением параметрических, конструктивных и эксплуатационных требований к создаваемому насосному оборудованию.

2. Конструктор, приступая к исполнению технического проекта, имеет:

уточненные и согласованные основные технические параметры; напор насоса H в m ст. перекачиваемой жидкости;

подачу насоса Q в $m^3/ч$;

число оборотов насоса n в минуту;

высоту всасывания H_s в m ст. перекачиваемой жидкости.

При перекачивании кипящих жидкостей приводятся физические данные — температура, удельный вес, давление упругости паров перекачиваемой жидкости и как главный параметр для расчета и проектирования всасывания насоса должна быть согласована величина подпора сверх давления упругости паров перекачиваемой жидкости.

3. Определяется принципиальная конструктивная схема насосного агрегата, а именно:

а) горизонтальное или вертикальное исполнение;

б) гидравлическая схема насоса (центробежный, осевой, вихревой, одно- или многоступенчатый, одно- или двухпоточный и пр.).

4. Выясняется, имеется ли аналогичный насос для заимствования и пересчета по законам подобия рабочих органов, либо необходимо заново проектировать рабочие органы насоса.

Возможность получения характеристики насоса только экспериментальным путем обходится достаточно дорого, а в ряде случаев натурные испытания невозможны в силу больших мощностей и размеров насосов. В ряде случаев, тем не менее, необходимо знать хотя бы ориентировочно всю характеристику проектируемого насоса. В расчетном задании указывается обычно одна,

а в ряде случаев две точки, через которые должна проходить характеристика насоса.

В связи с этим встает вопрос о пересчете рабочих органов и характеристик насоса:

а) при работе на разных оборотах;

б) при перекачивании различных по физическим свойствам жидкостей;

в) при изменении размеров.

Таким образом, пользуясь методом пересчета, желательно иметь возможность по характеристике при одних размерах и физических условиях получить характеристику насоса при других размерах и физических условиях.

§ 28. Условия геометрического и кинематического подобия

В ряде случаев, рассматривая работу двух насосов разного размера при разных числах оборотов, мы можем установить некоторое подобие в их работе, а также в соответствующих точках

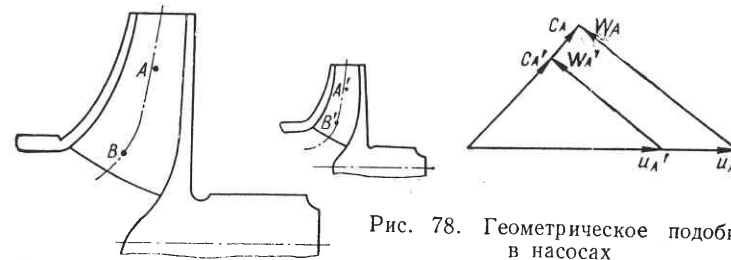


Рис. 78. Геометрическое подобие в насосах

рабочих органов: в точках A и A' , B и B' и т. д. (рис. 78) скорости направлены в одну сторону и по абсолютной величине пропорциональны, т. е.

$$\frac{c_A}{c_{A'}} = \frac{c_B}{c_{B'}}, \quad c_A \parallel c_{A'}, \quad c_B \parallel c_{B'}.$$

Такого рода подобие называется кинематическим и имеет место не всегда. Оно имеет место лишь при соблюдении ряда условий, которые называются условиями подобия.

Под геометрическим подобием сравниваемых насосов понимается подобие основных размеров рабочих органов насосов:

$$\lambda = \frac{L_A}{L_{A'}}. \quad (43)$$

В остальных элементах соблюдается лишь приближенное геометрическое подобие.

Точное геометрическое подобие достигается только для насосов одинаковых размеров.

Причинами нарушения геометрического подобия являются:

- нарушение подобия в зазорах;
- нарушение подобия в размерах лопастей и ряда других элементов насоса;
- отступления в чистоте поверхности обтекаемых органов насоса;
- разная относительная шероховатость.

Говоря об условиях кинематического подобия для внутренних точек насоса, мы вправе сформулировать условия кинематического подобия на границах, причем в понятие границ насоса входят неподвижные стенки, площади сечения патрубков и вращающееся рабочее колесо:

- на неподвижных стенках условие кинематического подобия

$$c_n = 0,$$

где c_n — скорость, нормальная к границе (стенке);

- для сечения перед колесом за характерную скорость можно выбрать среднюю скорость на входе c ;

- за характерную скорость колеса можно выбрать окружную скорость обода колеса u .

Итак, условие кинематического подобия на границах имеет вид

$$\frac{c}{u} = \text{const} \text{ или } \frac{c_1}{u_1} = \frac{c_2}{u_2}.$$

Так как

$$c_1 \approx \frac{Q_1}{D_1^2}, \quad c_2 \approx \frac{Q_2}{D_2^2}, \quad u_1 \approx n_1 D_1, \quad u_2 \approx n_2 D_2,$$

то

$$\frac{c_1}{u_1} = \frac{Q_1}{n_1 D_1^3}, \quad \frac{c_2}{u_2} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3}.$$

Окончательно

$$\frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3} = \text{const}.$$

Условие $\frac{Q}{nD^3} = \text{const}$ может рассматриваться как характеристика работы насоса. Так как это условие связано со средней скоростью на всасывании насоса, поля скоростей в сечениях всасывания насосов должны быть подобны. Это накладывает условие на подвод жидкости к насосу.

При остановленном насосе условие $\frac{Q}{nD^3} = \text{const}$ теряет физический смысл.

Для неподвижных устройств условия кинематического подобия на границах можно сформулировать так:

сравниваемые потоки подобны тогда, когда условия на входе одинаковы.

В расчете и построении проточной части рабочего колеса центробежного насоса определяющими являются входной и выходной треугольники скоростей.

В соответствии с законом кинематического подобия ($\frac{c_i}{u_i} = \text{const}$) удобно выражать треугольники скоростей в безразмерной форме, относя все входящие в них скорости к соответствующей переносной скорости. Это дает возможность у подобных машин исключить из рассмотрения число оборотов и размер машины. При рассмотрении треугольников скоростей в безразмерной форме становится ясно, что независимыми параметрами, определяющими кинематическую характеристику потока в колесе, являются лопастные углы β_1 и β_2 . Для входного треугольника колеса с радиальным входом $\text{tg } \beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_1}$,

$$c_{m1} = u_1 \text{tg } \beta_1 = \frac{\pi}{60} n D_1 \text{tg } \beta_1. \quad (44)$$

Меридианную скорость c_{m1} можно получить также из уравнения подачи насоса

$$c_{m1} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{D_1^2}. \quad (45)$$

Из уравнений (44) и (45) получаем

$$\frac{\pi}{60} n D_1 \text{tg } \beta_1 = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{D_1^2}.$$

После преобразования

$$\frac{Q}{n D_1^3} = \frac{\pi^2}{240} \text{tg } \beta_1.$$

Таким образом, выражение (45), являясь критерием кинематического подобия в насосе, в то же время определяет угловую характеристику входного потока колеса, а также представляет собой «удельную» подачу (подачу в безразмерной форме).

§ 29. Условие силового подобия в насосах

Условие силового подобия в насосах обычно определяется вязкостью перекачиваемой жидкости.

Условие подобия по вязкости определяет возможность пересчета характеристик насосов на разных жидкостях.

Условие подобия по вязкости формулируется в виде

$$\text{Re} = \frac{cd}{\nu} = \text{const}. \quad (46)$$

Для различных значений c и d по входу и выходу колеса получим значения Re :

$$\text{Re} = \frac{n D^2}{\nu} = \text{const} \text{ или } \frac{Q}{D \nu} = \text{const}. \quad (47)$$

Очевидно, что Re зависит от числа оборотов n даже для одного и того же насоса, т. е. условия подобия по Re фактически не выполняются. Оказывается, однако, что при работе насоса на воде, как правило, потери сопротивления не зависят от Re . Область работы насосов с соответствующими Re носит название области автомодельности (для $Re > 10^5$ коэффициент сопротивления λ зависит от параметра $\frac{r}{K}$ (рис. 79).

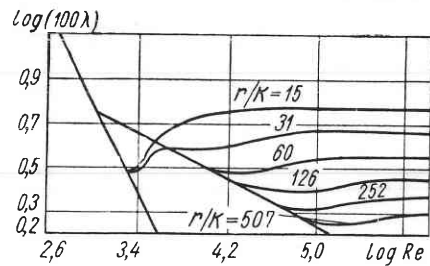


Рис. 79. Коэффициент сопротивления λ в зависимости от Re и $\frac{r}{K}$

С влиянием Re приходится считаться при работе на вязких жидкостях.

§ 30. Условие подобия по кавитации

Подобие по кавитации характеризуется величиной

$$\sigma_1 = \frac{H_a - H_s}{\frac{c^2}{2g}} \quad \text{или} \quad \sigma'_0 = \frac{H_a - H_s}{n^2 D^2}. \quad (48)$$

где $H_a - H_s$ — напор на всасывании насоса.

Формула для σ_1 может иметь различный вид, на что указывает знаменатель, выражающий значение кинетической энергии.

Если режимы работы обоих сравниваемых насосов не характеризуются явлениями кавитации, то кавитационное подобие можно не учитывать. Таким образом, при соблюдении условий, выражаемых формулами (43), (44), (47), закон гидромеханического подобия в насосе имеет место, и его можно записать так:

$$\frac{H}{n^2 D^2} = \text{const}; \quad (49)$$

$$\frac{N}{\rho n^3 D^5} = \text{const}; \quad (50)$$

$$\eta = \text{const}; \quad (51)$$

$$\frac{Q}{n D^3} = \text{const}. \quad (52)$$

Соотношение $\frac{H}{n^2 D^2} = \text{const}$ размерно. Чтобы сделать его безразмерным, нужно ввести множитель $2g$. Тогда это выражение будет иметь вид

$$\frac{2gH}{n^2 D^2} = \text{const},$$

где $n^2 D^2$ имеет размерность квадрата скорости, а $\frac{n^2 D^2}{2g}$ — размерность скоростного напора в m .

Чтобы выражение $\frac{N}{\rho n^3 D^5} = \text{const}$ стало безразмерным, нужно ввести значение плотности перекачиваемой жидкости $\rho = \frac{\gamma}{g}$, т. е. $\frac{gN}{\gamma n^3 D^5} = \text{const}$.

Для подобных насосов и при кинематически подобных режимах уравнения (49), (50), (52) должны быть справедливы. Таким образом, уравнения (49), (50), (52) могут характеризовать режим работы насоса. Но так как при проектировании насоса задаются Q , H и n , неизвестен диаметр колеса D_2 , использовать эти величины для систематизации насосов трудно. Поэтому лучше составить соотношение, в которое не входит диаметр D_2 колеса насоса. Таким соотношением является

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}. \quad (53)$$

Выражение (53) пригодно для насосов с любой жидкостью (с любым γ), если брать Q в единицах объема ($m^3/\text{сек}$) и H в m ст. перекачиваемой жидкости.

Величину, обратную n_s , можно назвать коэффициентом напорности. Некоторые авторы предлагают использовать для систематизации величину $\frac{H}{[Q (\frac{n}{1000})^2]^{\frac{2}{3}}}$, считая, что она удобнее

n_s по следующему соображению. При малых напорах H велик n_s ; при больших напорах H мал n_s . Это часто вызывает недоразумение. Коэффициент напорности удобен тем, что он изменяется пропорционально H . Он также лучше соответствует и числу оборотов, так как большие H связаны с большими n .

§ 31. Объемные и механические потери при моделировании

На к. п. д. насоса существенное влияние оказывают объемные и механические потери. Рассмотрим изменение их в условиях моделирования.

Выражение для объемного к. п. д. может быть представлено в виде

$$\eta_o = \frac{Q}{Q + q}.$$

Общее выражение для объемных потерь

$$q = \mu f \sqrt{2gh_y},$$

где μ — коэффициент утечки;
 f — площадь сечения щели уплотнения;
 h_y — напор, теряемый в уплотнении.

Если принять в первом приближении равные значения коэффициентов сопротивления для модели и натуре, то при условии сохранения конструктивного подобия и относительных зазоров в уплотнениях коэффициенты утечки натуре и модели будут равны: $\mu_n = \mu_m$.

Если принять $\frac{\delta_n}{\delta_m} = \lambda$, сечение щели при моделировании пропорционально $f_n = \lambda^2 f_m$.

Напоры, теряемые в уплотнениях, изменяются пропорционально изменению напора при моделировании:

$$\frac{h_{y,n}}{h_{y,m}} = \lambda^2 \left(\frac{n_n}{n_m} \right)^2.$$

Соответственно

$$\frac{q_n}{q_m} = \frac{\mu_n f_n}{\mu_m f_m} \sqrt{\frac{h_{y,n}}{h_{y,m}}} = \lambda^3 \frac{n_n}{n_m},$$

т. е. в рассмотренных условиях объемные потери при моделировании изменяются в том же отношении, что и подачи модели и натуре.

Следовательно, при сохранении относительных величин зазоров и турбулентного режима в них

$$\eta_{o,n} = \eta_{o,m}.$$

Однако в действительности трудно обеспечить условие геометрического подобия в целях $\frac{\delta_n}{\delta_m} \neq \lambda$. Относительный зазор щели в модели $\frac{\delta_m}{D_m}$ больше аналогичного зазора в натуре $\frac{\delta_n}{D_n}$, поэтому утечки модельного насоса больше утечек натурального:

$$\frac{q_m}{Q_m} > \frac{q_n}{Q_n}.$$

Обычно при моделировании

$$\eta_{o,n} > \eta_{o,m}.$$

Механический к. п. д. насоса можно представить в форме

$$\eta_m = 1 - \frac{N_m}{N},$$

где $N_m = N_{n+c} + N_{тр.д}$ — механические потери в насосе;
 N_{n+c} — потери в подшипниках и сальниках;
 $N_{тр.д}$ — потери на дисковое трение;
 N — мощность, подводимая к насосу.

Рассмотрим изменение потерь на дисковое трение при моделировании. Принимаем коэффициенты сопротивлений натуре C_{fn} и модели C_{fm} одинаковыми. Тогда

$$\frac{N_{тр.д.н}}{N_{тр.д.м}} = \frac{C_{fn}}{C_{fm}} \frac{\rho_n}{\rho_m} \lambda^5 \left(\frac{n_n}{n_m} \right)^3,$$

т. е. мощность потерь на дисковое трение при моделировании изменяется пропорционально изменению потребляемой насосом мощности. Соответственно отношение мощности потерь на дисковое трение к мощности, отдаваемой колесом потоку, сохраняется постоянным. Что касается потерь на трение в подшипниках и сальниках, то они при моделировании изменяются пропорционально изменению числа оборотов, поэтому общий механический к. п. д. натуре несколько больше механического к. п. д. модели.

Все рабочие органы насосов, построенные или пересчитанные по формулам подобия при условии равенства гидравлического, объемного и внутреннего механического к. п. д., независимо от размеров обладают одним и тем же n_s и подобными гидравлическими характеристиками. Таким образом, n_s может являться критерием и определять зависимость между характерными формами различных типов лопастных насосов (центробежных, осевых и вихревых) и их гидравлическими характеристиками.

n_s является основой для получения гидравлических характеристик натуральных насосов по результатам испытаний моделей.

Наконец, n_s является средством для систематизации технико-экономических данных насосов. n_s подсчитывается как числовая характеристика типа насоса по его параметрам на режиме оптимального к. п. д.

Рассмотрим характеристику насоса. Можно определить n_s для разных режимов Q и построить график (см. рис. 2). Кривая n_s начинается с нуля и растет, а в области перегрузки уходит в бесконечность. Такая кривая получается у любого насоса. Любой насос может, таким образом, работать при любом n_s (от 0 до ∞). Создается впечатление, что n_s не может характеризовать насос. Но оценивают работу насоса по величине n_s для зоны режимов с максимальным к. п. д.

Коэффициент n_s можно использовать как критерий для систематизации материалов по испытаниям насосов.

С помощью n_s можно оценить возможность использования модели для конкретного задания. Например: заданы параметры насоса Q, H, n . Имеется характеристика модели с кривыми Q_m-H_m, Q_m-n_s . Рассмотрим возможность использования модели для заданных условий натурального насоса. По данным Q, H и n подсчитываем

$$n_{s\text{ треб}} = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^4}.$$

Наносим требуемое значение n_s на кривую n_s модели, и получим модельный режим с параметрами $H_m, Q_m, \Delta h_m$. Теперь необходимо определить масштаб моделирования по формулам (49)—(52).

Не любая точка может удовлетворить требуемым условиям. Необходимо так подобрать модель, чтобы расчетный режим был вблизи оптимума модели по к. п. д. и Δh_m .

Определим масштаб пересчета.

Имеем $H_n, H_m, Q_n, Q_m, n_n, n_m$ и D_m , тогда

$$\lambda = \frac{D_n}{D_m} = \sqrt[3]{\frac{Q_n}{Q_m} \cdot \frac{n_m}{n_n}} = \frac{n_m}{n_n} \sqrt{\frac{H_n}{H_m}}$$

т. е. масштаб пересчета можно получить из формул (49)—(52). Равенство коэффициентов показывает правильность пересчета.

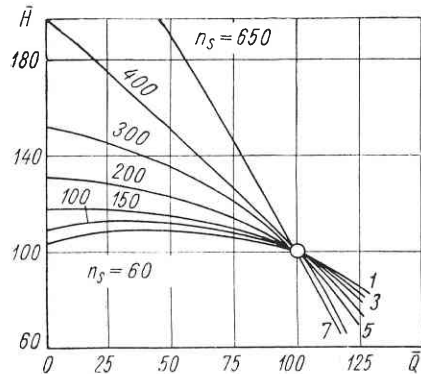


Рис. 80. Относительные характеристики насосов различных n_s

Сравнивая относительные характеристики, можно:

1. Оценить крутизну напорной характеристики и величину напора H при Q , равном нулю, по сравнению с величиной напора при оптимальной подаче, что важно при работе насоса в системе.

2. Оценить крутизну кривой мощности и ее максимальную величину; произвести выбор двигателя, оценив мощность при закрытой задвижке для пусковых условий насоса.

3. По относительной характеристике для известных Q, H, n построить ориентировочную характеристику проектируемого насоса, даже если $n_{s,расч}$ полностью не совпадает с n_s данной относительной характеристики, что важно при технической разработке насоса.

§ 32. Влияние относительной шероховатости и размера на гидравлический к. п. д.

Как правило, гидравлические потери в насосе не зависят от Re (для $Re \geq 10^5$ имеет место автомодельный режим работы насоса). В насосах преобладают вихревые потери, связанные с диффу-

зорным потоком в рабочих органах. Это подтверждается анализом зависимости гидравлического к. п. д. от шероховатости поверхности проточной части. Сравнительные испытания насоса с поверхностью 1, выполненной в отливке, и поверхностью 2 после механической обработки изображены на рис. 81. Максимальный к. п. д.

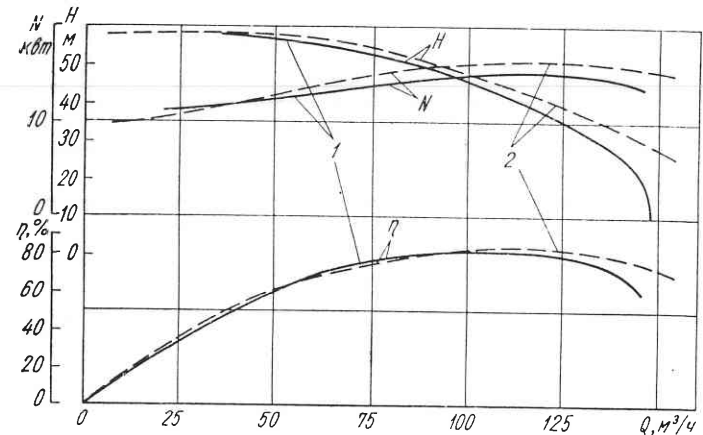
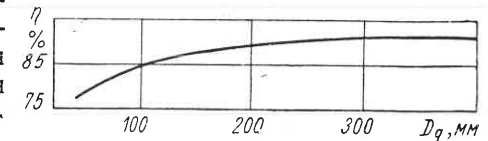


Рис. 81. Сравнительные испытания насоса до и после механической обработки (5800 об/мин)

увеличился на 2%. Аналогичные результаты с возрастанием к. п. д. на 2—6% получены при доводке и испытаниях насосов различных конструкций и заводов.

Гидравлический и полный к. п. д. насосов возрастает при увеличении размера насоса. Это объясняется тем, что при одинаковой технологии изготовления модельного и натурального насосов относительная шероховатость уменьшается с увеличением размера насоса.



На рис. 82 приводятся к. п. д. лучших образцов насосов отечественного и зарубежного производства в зависимости от параметра $D_q = \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$, определяющего размер.

Были обработаны технико-экономические данные центробежных насосов с подачами от 40 до 3000 $m^3/ч$ и с числами оборотов от 780 до 3000 в минуту. График наглядно демонстрирует зависимость к. п. д. от размера насоса.

Исключив объемные и механические потери, можно получить зависимость гидравлического к. п. д. от размера насоса (рис. 83). Объемные и механические потери были вычислены с учетом n_s

и размера рассмотренных выше насосов. Потери мощности центробежных насосов в зависимости от n_s приводятся на рис. 84.

При нахождении общей зависимости для насосов $\eta_z = f_z(D_q)$ для каждого определялись n_s , $\eta_o = f_o(n_s)$, $\eta_m = f_m(n_s)$. Кривая

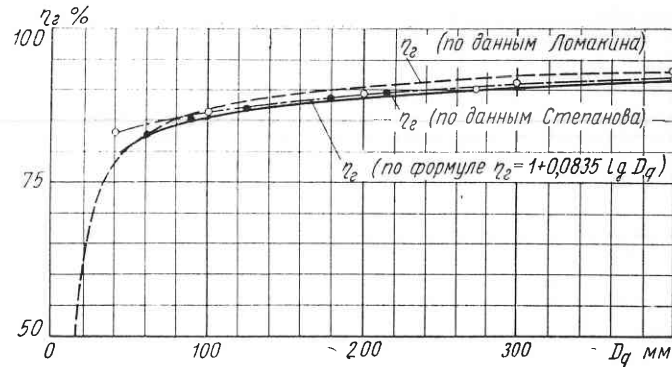


Рис. 83. Гидравлический к. п. д. в зависимости от D_q

гидравлических к. п. д. $\eta_z = f_z(D_q)$ лучших образцов насосов является логарифмической кривой.

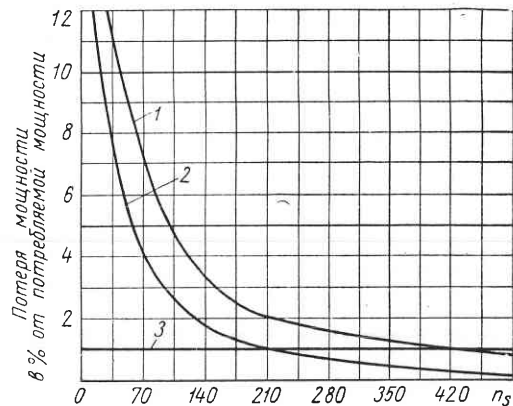


Рис. 84. Потери мощности насоса в зависимости от n_s :

1 — на дисковое трение; 2 — объемные; 3 — в подшипниках и сальниках

Несложным подбором получена формула для η_z в зависимости от D_q :

$$\eta_z = 1 + 0,0835 \lg D_q.$$

При переходе от модельного к натурному насосу рекомендуется пользоваться следующей формулой:

$$\frac{\eta_{z.н}}{\eta_{z.м}} = \frac{1 + 0,0835 \lg D_{qн}}{1 + 0,0835 \lg D_{qм}}.$$

§ 33. Систематизация и нормативные данные для гидравлического расчета насоса

Теория расчета рабочих органов насоса не имеет достаточно выраженной связи с величиной гидравлических потерь. Поэтому основным путем определения гидравлического к. п. д. в зависимости от n_s , режима работы и размера насоса при его расчете и проектировании является обобщение и систематизация опытных данных.

При использовании опытных нормативных материалов необходимо, чтобы проектируемый насос хотя бы в общих чертах был подобен прототипу для правильной оценки и составления баланса потерь в проточной части.

Очевидно, что подобие не всех элементов насоса оказывает существенное влияние на потери, в особенности на гидравлические.

Нормативные данные для гидравлического расчета центробежных насосов, предлагаемые различными авторами, разнообразны и носят иногда чисто опытный характер.

При выборе системы безразмерных нормативных параметров необходимо иметь в виду, что с помощью этих параметров определяются: а) характерные скорости; б) характерные размеры; в) углы и другие безразмерные величины.

Следовательно, для получения безразмерных параметров необходимо выбирать две величины, из которых одна имеет размерность скорости, а другая — длины. Эти единичные величины должны быть связаны с параметрами насоса H , Q и n . Углы и другие безразмерные элементы насоса могут непосредственно служить параметрами.

Подобный анализ построения систем параметров приводит С. С. Руднев. Он рассматривает возможность использования трех систем параметров (табл. 5).

Для I системы безразмерные параметры скоростей получаются по формуле $\frac{v}{v_h} = \bar{\alpha}$ с соответствующим индексом, а параметры размеров получаются по формуле $\frac{D}{D_h} = m$ также с соответствующим индексом.

О выборе единичных величин можно сказать, что параметры по I системе соответствуют отношениям элементов рабочего колеса насоса к окружной скорости u_2 и диаметру выхода D_2 .

Параметры II системы соответствуют отношениям тех же элементов к скорости входа v_o и приведенному диаметру входа D_o . III система параметров дает возможность судить о влиянии n_s на размер насоса. Параметры скоростей у I и III систем совпадают.

Система

I	II	III
$v_h = \sqrt{2gH}; D_h = \frac{\sqrt{2gH}}{n}$	$v_q = \sqrt[3]{Qn^2}; D_q = \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$	$v_n = \sqrt{2gH}; D_n = \sqrt{\frac{Q}{2gH}}$
$\bar{\alpha}_0 = \frac{v_0}{v_h} = 0,121 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{2/3}$	$\varepsilon_0 = \frac{v_0}{v_q} = 0,0589 *$	$\bar{\alpha}_0 = \frac{v_0}{v_n} = 0,121 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{2/3}$
$\bar{\alpha}_2 = \frac{v_{2m}}{v_h} = 0,110 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/3}$	$\varepsilon_2 = \frac{v_{2m}}{v_q} = 0,0535 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{-1/3}$	$\bar{\alpha}_2 = \frac{v_{2m}}{v_n} = 0,110 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/3}$
$\bar{\alpha}_u = \frac{u_2}{v_h} = 1,005 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/6}$	$\varepsilon_u = \frac{u_2}{v_q} = 0,490 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{-1/2}$	$\bar{\alpha}_u = \frac{u_2}{v_n} = 1,005 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/6}$
$m_0 = \frac{D_0}{D_h} = 9,540 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{2/3}$	$k_0 = \frac{D_0}{D_q} = 4,65 **$	$P_0 = \frac{D_0}{D_n} = 3,247 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{-1/3}$
$m_2 = \frac{D_2}{D_h} = 19,200 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/6}$	$K_2 = \frac{D_2}{D_q} = 9,35 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{-1/2}$	$P_2 = \frac{D_2}{D_n} = 6,536 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{-3/6}$
$m_b = \frac{b_2}{D_h} = 1,300 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{3/2}$	$K_b = \frac{b_2}{D_q} = 0,635 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{9/6}$	$P_b = \frac{b_2}{D_n} = 0,4425 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/2}$

* ε_0 изменяется в пределах 0,0689—0,0553. ** k_0 изменяется в пределах 4,3—4,8.

Сравнивая выражения единичной длины D_h , D_q и D_n , получим следующее соотношение между ними:

$$D_n = D_q \sqrt{\frac{D_q}{D_h}}. \quad (54)$$

Подставляя значения единичных величин I и II систем в выражения для n_s , получаем

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3,65 (2g)^{3/4} \left[\frac{D_q}{D_h} \right]^2 = 3,65 (2g)^{3/4} \left[\frac{v_q}{v_h} \right]^2. \quad (55)$$

Полученные соотношения единичных величин подтверждают равноправность обеих систем безразмерных параметров. Из уравнения (54) связи единичных величин и n_s (55) получаем соотношения соответствующих параметров I и II систем:

$$\frac{v_q}{v_h} = \frac{D_q}{D_h} = \left[\frac{1}{3,65 (2g)^{3/4}} \right]^{2/3} n_s^{2/3}.$$

Имея уравнение связи единичной длины I—III систем и выражение (55), получим

$$n_s = 3,65 (2g)^{3/4} \left(\frac{D_n}{D_q} \right)^3 = 3,65 (2g)^{3/4} \frac{D_n}{D_h};$$

$$\frac{D_n}{D_q} = \left[\frac{n_s}{3,65 (2g)^{3/4}} \right]^{1/3}; \quad \frac{D_n}{D_h} = \frac{n_s}{3,65 (2g)^{3/4}}.$$

Таким образом, размерные параметры всех трех систем связаны соотношениями

$$D = pD_n = mD_h = kD_q.$$

На основании обработки опытных данных по насосам различных заводов С. С. Рудневым построены графики изменения отдельных безразмерных параметров в зависимости от n_s (см. табл. 5).

Систематизация и подсчеты производились для следующих параметров насоса, характеризующих меридианное сечение рабочего колеса:

1. Приведенный входной диаметр колеса D_0 .
2. Выходной диаметр по средней струйке D_2 .
3. Выходная ширина b_2 .
4. Скорость входа v_0 .
5. Окружная скорость выхода u_2 .
6. Меридианная скорость выхода v_{2m} .

Полученные рекомендации могут использоваться при техническом расчете и проектировании насоса. Наиболее полно рекомендуемые нормативные данные для центробежных насосов спирального типа приводит М. Д. Айзенштейн [1] и А. И. Степанов [53].

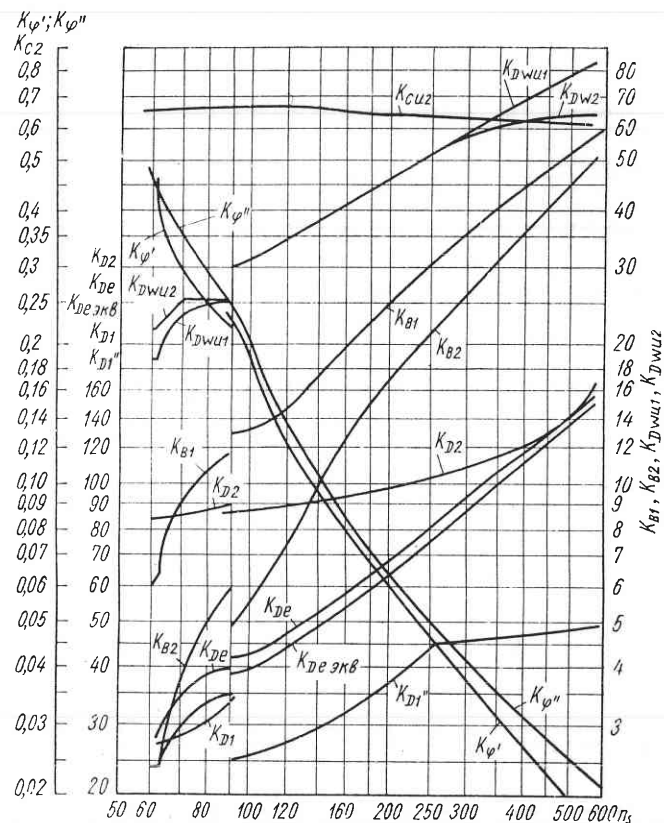


Рис. 85. Кривые расчетных коэффициентов для колес центробежных насосов спирального типа

На рис. 85 и 86 приводятся кривые расчетных коэффициентов для насосов различного n_s . М. Д. Айзенштейном обобщены и систематизированы современные конструкции насосов спирального типа для нефтяной промышленности. По предлагаемым графикам основных параметров рабочего колеса и спирали в зависимости от n_s можно произвести выбор геометрических элементов проточной части насоса.

Систематизация произведена по I системе безразмерных параметров с отнесением всех размеров к выходным условиям рабочего

колеса (u_2 и D_2). По этой же системе выполнено обобщение расчетных коэффициентов А. И. Степановым. Простота и удобство I системы параметров базируются на связи основного уравнения (6) насосов с выходными элементами колеса.

Рассмотрим, как пользоваться нормативными данными при выборе элементов проточной части насоса.

По известным показателям насоса H , Q , N подсчитываем n_s . Определяем для расчетно-

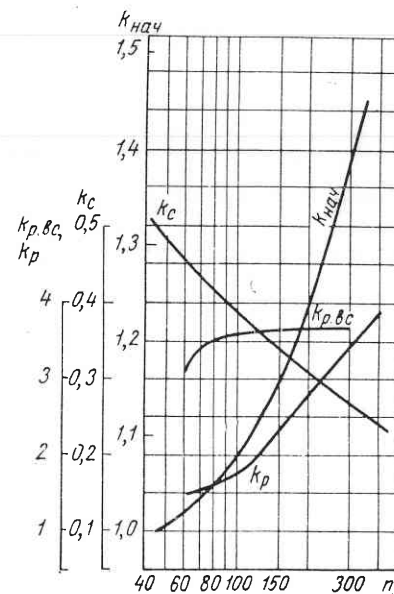


Рис. 86. Кривые расчетных коэффициентов для отводов и подводов центробежных насосов спирального типа

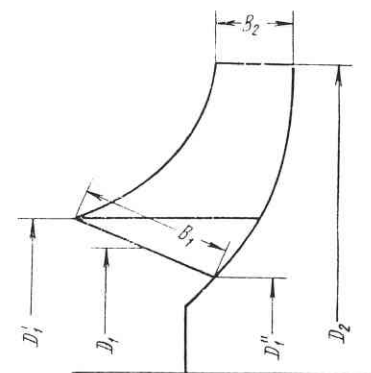


Рис. 87. Схема основных размеров рабочего колеса

го n_s тип насоса и средние значения к. п. д. η_z , η_o , η_m по графикам рис. 82—84. Расчетные показатели насоса:

$$Q_p = \frac{Q}{\eta_o}; \quad H_p = \frac{H}{\eta_z}, \quad n.$$

По схеме основных размеров (рис. 87) и расчетным коэффициентам (см. рис. 85) выбираем элементы меридианного сечения колеса при $D'_1 = D_e$

$$D_2 = K_{D2} \frac{\sqrt{H_p}}{n};$$

$$D_e = K_{De} \frac{\sqrt{H_p}}{n}.$$

При наличии проходного вала диаметром d_o

$$D_e = \sqrt{D_{экв}^2 + d_o^2},$$

где $D_{экв} = D_q$

d_g определяется по условиям обеспечения необходимой жесткости вала и критического числа оборотов ротора насоса (см. гл. 10).

Выходная ширина

$$b_2 = K_{e2} \frac{V\bar{H}}{n}.$$

Ширина входной кромки колеса $b_1 = K_{e1} \frac{V\bar{H}}{n}$.

У насосов малых n_s с цилиндрическими лопастями входная кромка выполняется параллельно оси, т. е. $\frac{D_1}{D_e} = 1$, для пространственных лопастей $\frac{D_1}{D_e} < 1$ (рис. 87), где D_1 — диаметр входной кромки по средней струйке.

Поэтому для колес с цилиндрическими лопастями

$$D_1 = K_{D1} \frac{V\bar{H}}{n}.$$

Для колес с пространственными лопастями

$$D_1'' = K_{D''1} \frac{V\bar{H}}{n};$$

$$D_1' = K_{D'1} \frac{V\bar{H}}{n}.$$

После того как найдены основные размеры, производится выбор угла охвата лопасти в плане:

$$\varphi = K_\varphi K_{e2} K_{D2}.$$

Для пространственных лопастей определяют угол охвата внешней линии тока

$$\varphi_1 = K_{\varphi 1} K_{e2} K_{D2}$$

и соответственно внутренней линии тока

$$\varphi_2 = K_{\varphi 2} K_{e2} K_{D2}.$$

§ 34. Немодельные изменения рабочих органов насосов и их характеристики

Классическое моделирование как основа безэкспериментального проектирования насосов не всегда дает желаемый результат для конструктора. При эскизной проработке выясняется, что модельные рабочие органы необходимо корректировать: изменять размеры входной воронки при наличии проходного вала у проектируемого насоса, изменять меридианное сечение (D_1 , D_2 и b_2) колеса и т. д. Имея экспериментально отработанные рабочие органы насоса в необходимом для проектирования диапазоне n_s с показа-

телями, удовлетворяющими требованиям экономичности, всасывания, и необходимую форму характеристик $H-Q$ и $N-Q$, конструктор часто сталкивается с необходимостью некоторого изменения либо параметров насоса, либо геометрии его рабочих органов.

Рассмотрим некоторые немодельные изменения геометрии лопастного колеса.

Изменение меридианного сечения центробежного колеса при постоянном выходном диаметре D_2 . Имеется центробежный насос и его характеристика. Перестраиваем меридианное сечение колеса по закону

равноскоростного потока с добавлением струйки у покрывающего диска без изменения профилировки лопастной ре-

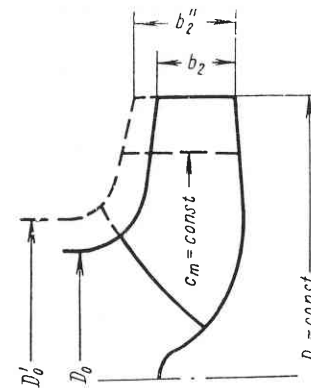


Рис. 88. Схема добавления струйки у колеса

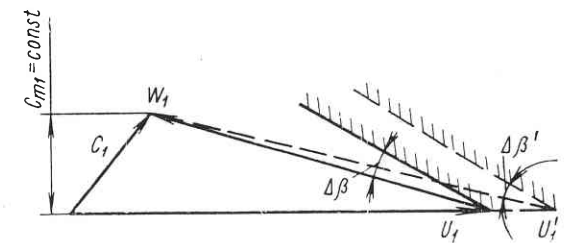


Рис. 89. Треугольник скоростей с добавленной струйкой

шетки и D_2 (рис. 88). Кинематика потока на входе колеса (треугольник скоростей) несколько изменяется за счет увеличения окружной составляющей добавленной струйки (рис. 89):

$$\Delta\beta_1' > \Delta\beta_1, \quad \omega_1' > \omega_1.$$

Следовательно, возможно некоторое ухудшение антикавитационных качеств насоса.

Рассмотрим изменение параметров насоса.

По условию равноскоростного потока $c_i = \text{const}$ по эквипотенциальным сечениям струек

$$\frac{Q_0'}{Q_0} = \frac{F_0'}{F_0} \approx \frac{D_0'^2}{D_0^2};$$

$$\frac{Q_0'}{Q_0} = \left(\frac{D_0'}{D_0}\right)^2;$$

$$Q_{onm}' = Q_{onm} \left(\frac{D_0'}{D_0}\right)^2. \quad (56)$$

Так как по начальному условию $D_2 = \text{const}$, $c_{2m} = \text{const}$, $\beta_2 = \text{const}$, выходной треугольник скоростей остается неизменным

и напор, создаваемый колесом, также неизменен ($H = \text{const}$) при пропорциональном изменении меридианного сечения колеса, отвода и оптимальной подачи. Характеристика спирального отвода выражается формулами

$$\frac{Q}{K_2} = K_{cn} \int_{r_0}^{r_i} \frac{b}{r} \cdot dr; \quad A_p = \int_{r_0}^{r_i} \frac{b}{r} \cdot dr; \quad K_2 = \frac{gH}{\eta_2 \omega} - K_1,$$

где K_2 — момент скорости на выходе из колеса. По уравнению (56) подача Q'_{opt} изменяется пропорционально $\left(\frac{D'_0}{D_0}\right)^2$.

$K_2 = \text{const}$, так как $H = \text{const}$, $K_1 = \text{const}$, $\eta_2 = \text{const}$. Поэтому площади расчетного и промежуточных сечений спирали должны изменяться пропорционально подаче Q'_0 , т. е. $\left|\frac{D'_0}{D_0}\right|^2$.

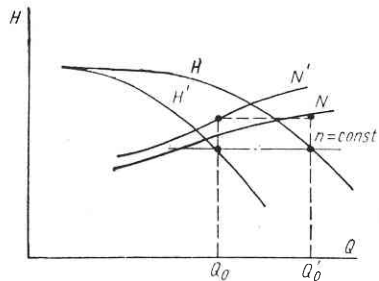


Рис. 90. Кривые $H-Q$, $N-Q$ насоса при добавлении струйки у колеса

Напорная характеристика будет более пологой (рис. 90). Напор H сместится в режим с подачей Q'_0 .

Потребляемая мощность изменится пропорционально $\left(\frac{D'_0}{D_0}\right)^2$, так как

$$N' = \frac{\gamma Q'_0 H}{102} = \frac{\gamma Q_0 H}{102} \left(\frac{D'_0}{D_0}\right)^2 = N \left(\frac{D'_0}{D_0}\right)^2.$$

Соответственно в оптимальном режиме Q'_0 получим изменение n_s :

$$n'_s = n_s \frac{D'_0}{D_0}.$$

На рис. 91 представлены характеристики испытаний насоса с рабочими колесами № 1 и 2. Колесо № 2 отличается от колеса № 1 добавленной стружкой в меридианном сечении (закон равноскоростного потока). Незначительное отклонение экспериментальных кривых от расчетных (более крутая кривая $H-Q$ в зоне перегрузочных режимов) объясняется тем, что спиральный отвод в центробежном насосе при испытании колес № 1 и 2 не изме-

нялся, поэтому для колеса № 2 спиральный отвод уже необходимого на величину $\left(\frac{D'_0}{D_0}\right)^2$.

Влияние добавления стружки на изменение антикавитационного коэффициента C . Антикавитационный запас энергии на всасывании выражается формулой

$$\Delta h = k_1 \frac{c_0^2}{2g} + k_2 \frac{\omega_1^2}{2g}.$$

При добавлении стружки подача увеличивается за счет изменения $\left|\frac{D'_0}{D_0}\right|^2$ (увеличивается меридианное сечение).

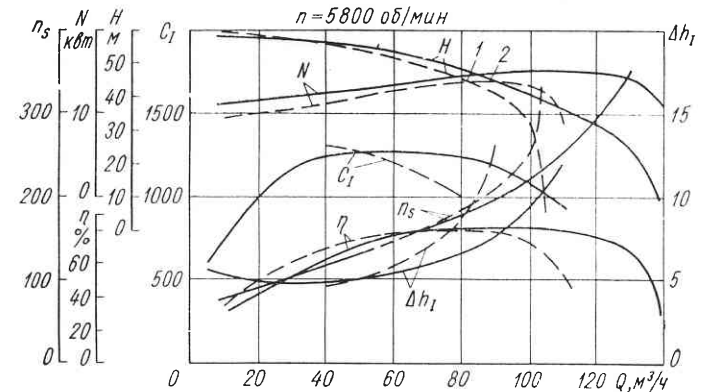


Рис. 91. Характеристики насоса с $n_s = 170$ с добавлением стружки у колеса

Максимальная окружная скорость добавленной стружки $u'_0 = \frac{\pi D'_0 n}{60}$ (увеличение скорости пропорционально $\frac{D'_0}{D_0}$) (см. рис. 89).

Увеличение относительной скорости ω на входной кромке лопасти

$$\frac{\omega'_1}{\omega_1} = \sqrt{\frac{c_0'^2 + u_0'^2}{c_0^2 + u_0^2}}.$$

Так как входная скорость $c_0 = \text{const}$, то

$$\frac{\omega'_1}{\omega_1} \approx \frac{D'_0}{D_0}.$$

Следовательно, увеличение антикавитационного запаса $\Delta h'$ пропорционально:

$$\frac{\Delta h'}{\Delta h} \approx \left(\frac{D'_0}{D_0}\right)^2.$$

При смещении оптимального режима на величину подачи $\frac{Q_0'}{Q_0}$ антикавитационный коэффициент C' уменьшается. Рассмотрим изменение C .

Подача Q и антикавитационный запас Δh пропорциональны $\left(\frac{D_0'}{D_0}\right)^2$:

$$Q' \approx Q \left(\frac{D_0'}{D_0}\right)^2;$$

$$\Delta h' \approx \Delta h \left(\frac{D_0'}{D_0}\right)^2.$$

Соответственно

$$C'_{\max} = C_{\max} \times \sqrt{\left(\frac{D_0'}{D_0}\right)^2} \frac{1}{\left(\frac{D_0'}{D_0}\right)^{\frac{3}{2}}} = C_{\max} \frac{D_0'}{D_0} \cdot \frac{D_0^{\frac{3}{2}}}{D_0'^{\frac{3}{2}}} = C_{\max} \left(\frac{D_0'}{D_0}\right)^{\frac{1}{2}}, \quad (57)$$

т. е. C'_{\max} уменьшается. Оптимальное значение C смещается в сторону больших подач на величину $\frac{Q_0'}{Q_0}$.

Рассмотрим удаление струйки колеса (закон равноскоростного потока).

По соображениям, аналогичным рассмотренному ранее случаю добавления струйки (см. рис. 89),

$$\frac{Q_0'}{Q_0} = \left(\frac{D_0'}{D_0}\right)^2 \text{ и т. д.}$$

Получаем те же зависимости, только для случая уменьшения параметров насоса

$$n'_s = n_s \frac{D_0'}{D_0}.$$

Антикавитационный коэффициент C несколько увеличится аналогично ранее рассмотренному

$$C'_{\max} = C_{\max} \left(\frac{D_0'}{D_0}\right)^{\frac{1}{2}}$$

и сместится в сторону меньших подач на величину $\frac{Q_0'}{Q_0}$ или на величину $\left(\frac{D_0'}{D_0}\right)^2$.

Опыты по изменению меридианного сечения лопастных колес проводились на насосах с $n_s = 120 \div 360$.

В качестве примера на рис. 91 приводится сводная характеристика испытаний лопастных колес № 1 и 2 в насосе с $n_s = 170 \div 180$. Лопастное колесо № 2 получено из колеса № 1 путем добавления струйки по закону $C_{mi} = \text{const}$ (равноскоростной поток). Расчетная подача колеса должна была увеличиться на 25%.

В отличие от расчетных рекомендаций увеличить проходные сечения спирального отвода насоса для испытаний с колесом № 2 не удалось, поэтому оба колеса были испытаны в одном спиральном отводе.

По сводной характеристике можно сделать следующие выводы:

1. Оптимальная подача увеличилась в соответствии с расчетными предположениями по формуле

$$Q'_{opt} = Q_{opt} \left(\frac{D_0'}{D_0}\right)^2.$$

2. Оптимальное значение n'_s также переместилось в сторону больших подач на величину несколько большую, чем предполагалось по расчету, так как напор несколько снизился по сравнению с расчетом.

3. Величина C_{\max} уменьшилась несколько меньше, чем предполагалось по расчетной формуле (57).

4. Напор насоса с колесом № 2 в смещенной Q'_{opt} несколько уменьшился вследствие того, что спиральный отвод не был изменен в соответствии с расчетом и, таким образом, оказался неоптимальным (обуженным) для колеса № 2.

Ниже приводятся опыты с обужением лопастного колеса по закону равноскоростного потока (удаление струйки), выполненные с колесом $n_s = 360$.

На рис. 92 приводится сводная характеристика испытаний лопастных колес № 1' и 2' в центробежном насосе. Оба колеса испытаны с одним и тем же спиральным отводом. Анализируя сводную характеристику рис. 92, можно сделать следующие выводы:

1. Оптимальная подача обуженного колеса 2' уменьшилась согласно расчетным предположениям $Q'_{opt} = Q_{opt} \left(\frac{D_0'}{D_0}\right)^2$.

2. Оптимальное значение n_s также переместилось в сторону меньших подач на величину несколько меньшую, чем предполагалось по расчету, так как напор несколько больше расчетного из-за нерасчетной (широкой) спиральной камеры.

3. Величина C_{\max} увеличилась, так как при обужении колеса в новой оптимальной подаче ($Q = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$) величина Δh уменьшилась по сравнению с нормальным колесом, что подтверждается расчетными предположениями.

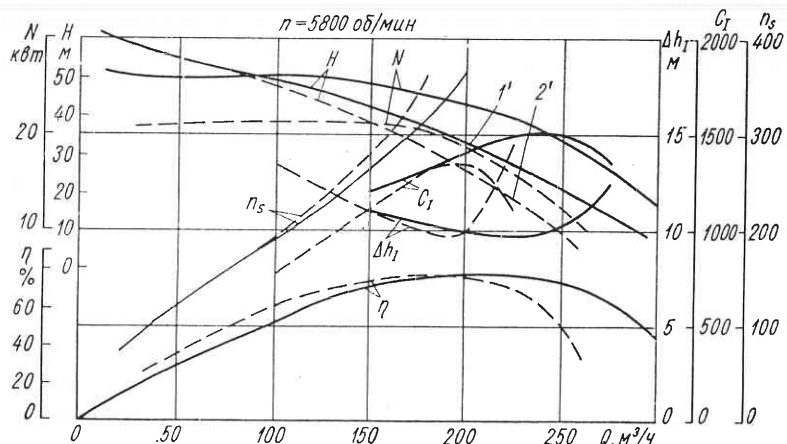


Рис. 92. Сводная характеристика насоса с удалением струйки у колеса с $n_s = 360$

4. Напор в новом оптимальном режиме Q'_{opt} получился несколько больше расчетного, вследствие того что спиральный отвод не изменился и, таким образом, оказался расширенным для обуженного колеса.

Обобщая опыт и расчетные предположения, можно отметить хорошее совпадение эксперимента и расчетных формул. Это дает возможность рекомендовать новый метод моделирования рабочих органов насоса путем обужения и расширения лопастного колеса без нового проектирования и экспериментальной проверки. Рекомендации по профилированию рабочих органов и пересчету характеристик приводятся на стр. 143—148.

Изменение выходного диаметра лопастного колеса. В литературе рассматривается корректировка характеристики насоса путем подрезки наружного диаметра лопастного колеса без изменения отвода. При конструировании центробежных насосов желательно иметь характеристику и рабочие органы насоса-аналога для некоторого увеличения наружного диаметра лопастного колеса (при минимальном изменении подачи Q и значительном увеличении напора H).

Рассмотрим следующие условия: наращение наружного диаметра D_2 при $b_2 = \text{const}$ и $\beta_2 = \text{const}$. Эти условия легко выполнимы в практике для $n_s = 100 \div 250$. Из треугольника скоростей на выходе (рис. 93) следует, что для фиксированного режима (подача Q) пропорционально выходному диаметру D_2 увеличиваются окружная скорость на выходе u_2 и проекция абсолютной скорости c_{2u} . Напор лопастного колеса увеличится пропорционально $\left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2$.

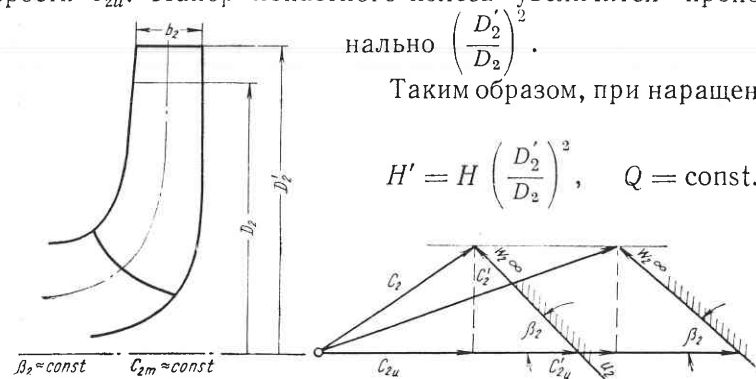


Рис. 93. Треугольник скоростей и схема наращивания диаметра колеса

Для сохранения оптимального режима $Q_{opt} = \text{const}$ необходимо перепрофилировать спиральный отвод:

$$A'_p = A_p \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2 \quad (59)$$

Таким образом, параметр спирали A'_p уменьшается при наращении диаметра колеса. Рассмотрим изменение антикавитационного коэффициента C для частых решеток с $n_s = 60 \div 200$, когда прозрачность решетки не уменьшается: $\frac{L}{T} \gg 1$. Увеличение «частоты» не изменяет структуры потока в решетке ($Q_{opt} = \text{const}$), так как входной поток не зависит от выходных условий колеса. n_s при наращении D_2 уменьшится по формуле

$$n'_s = n_s \left(\frac{D_2}{D'_2}\right)^{\frac{3}{2}}$$

На рис. 94 изображены характеристики насоса с лопастными колесами, в которых произведено наращение наружного диаметра D_2 (107, 117, 125 мм) при $b_2 = 13,5 \div 14 \text{ мм} = \text{const}$. Испытания выполнены в одном и том же спиральном отводе, что при разных диаметрах лопастных колес обеспечивалось большим запасом $\frac{D_3}{D_2}$. При испытании колеса $D_2 = 125 \text{ мм}$ пришлось немного подпилить язык спирали со стороны спиральной камеры.

Таким образом, испытания проведены со следующими отклонениями от расчетной схемы:

- а) спиральный отвод в испытаниях не изменялся;
- б) уменьшалось отношение $\frac{D_3}{D_2}$;
- в) угол лопасти колеса β_2 при наращении диаметра D_2 несколько увеличивался, так как выполнить наращение лопасти с углом $\beta_2 = \text{const}$ не представилось возможным. Лопасти колеса

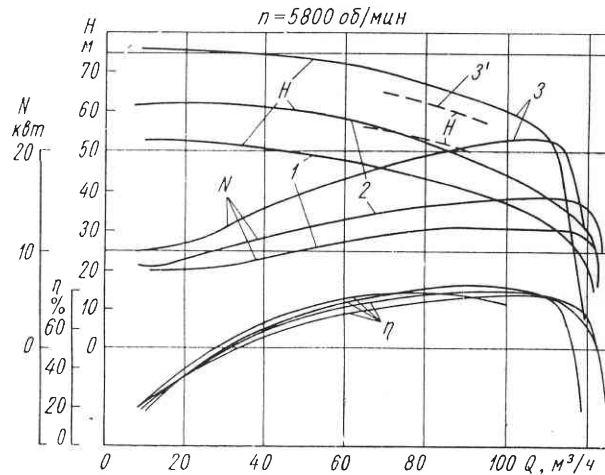


Рис. 94. Сводные характеристики насосов при наращивании диаметра колеса:
1 — 107; 2 — 117; 3 — 125; 3' — 125 мм (расчетная)

наращивались по касательной к лопасти в точке D_2 . Анализ испытаний показал хорошее совпадение результатов эксперимента с расчетными предпосылками при условии учета отклонений эксперимента от расчетной схемы.

Таким образом, предлагается при наличии насоса-аналога производить следующую работу по перепрофилированию рабочих органов.

Предположим, необходимо увеличить напор при имеющемся насосе-аналоге, а подачу и антикавитационный коэффициент C насоса-аналога оставить без изменения. До пересчета насоса-аналога по известным формулам (49)—(52) необходимо предварительно:

1. Достроить меридианное сечение, сохраняя $b_2 = \text{const}$ либо сохраняя плавность изменения площадей сечений выхода колеса $\pi D_2 b'_2$ и несколько уменьшая b'_2 , продлить модельные срезы лопастей с D_2 до D'_2 , сохраняя углы лопастей $\beta_2 = \text{const}$,

2. Перестроить спиральный отвод по расчетным формулам

$$\frac{D'_3}{D_3} = \frac{D'_2}{D_2}; \quad A'_p = A_p \left(\frac{D'_2}{D_2} \right)^2.$$

3. Пересчитать характеристику насоса-аналога по формулам

$$Q' = Q; \quad H' = H \left(\frac{D'_2}{D_2} \right)^2; \quad n'_s = n_s \left(\frac{D'_2}{D_2} \right)^{\frac{3}{2}}.$$

4. Произвести окончательный пересчет измененного насоса-аналога на условия натурального насоса по формулам (49)—(52) пересчета.

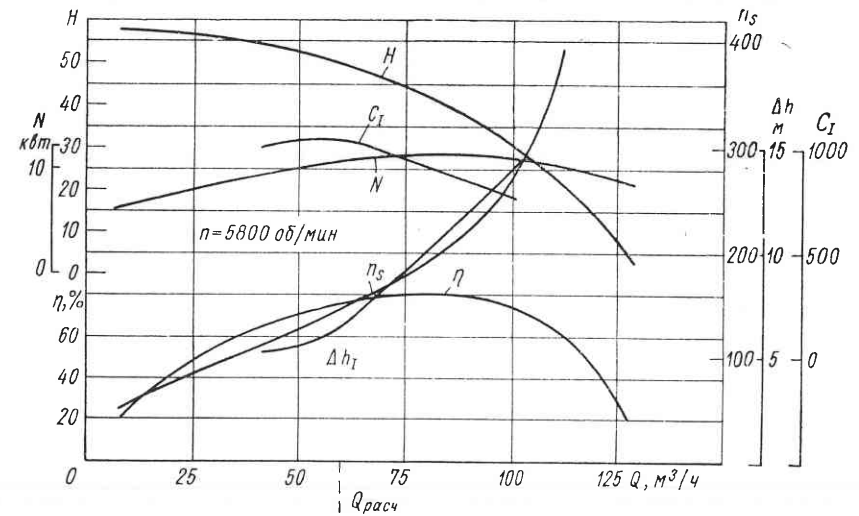


Рис. 95. Пересчет характеристики по расчетной подаче и высоте всасывания

Моделирование насоса по расчетной подаче и высоте всасывания. В практике моделирования часто встречаются центробежные насосы со смещенными оптимумами по к. п. д. и всасыванию (рис. 95). В насосах с $n_s < 130 \div 150$ кривая минимального антикавитационного запаса $\Delta h_{кр}$ уменьшается с уменьшением подачи.

В насосах, у которых доминирующим условием является обеспечение требуемой высоты всасывания H_s (экономичность отодвигается на второй план), при выборе насоса-аналога для пересчета рекомендуется расчетный режим Q_p выбирать по оптимальным условиям всасывания $\Delta h_{\text{min}} = f_1(Q)$ или $C_{T\text{max}} = f_2(Q)$.

Моделирование рекомендуется производить следующим образом:

- а) подобрать насос-аналог с характеристикой, удовлетворяющей требуемым условиям всасывания для заданной подачи $Q_{\text{расч}}$, $n_{s\text{расч}}$ (рис. 95);

б) коэффициент пересчета определять по подачам натуре и насоса-аналога при $n_{s \text{ расч}} = n_{sm}$:

$$\frac{Q_{\text{расч}}}{Q_m} = \frac{n_n D_n^3}{n_m D_m^3};$$

в) пересчитать размеры насоса-аналога по полученному коэффициенту λ и построить характеристику натуре по известным формулам (49)—(52);

г) в случае, если построенная характеристика $H-Q$ натуре не удовлетворяет требуемой по заданию функции $H' = f_1(Q)$, произвести дополнительный расчет наращивания или обрезки наружного диаметра колеса по приведенным выше формулам. Предлагаемый способ моделирования по подаче насоса-аналога Q_m и числу оборотов n_{sm} с последующим изменением наружного диаметра колеса неоднократно проверялся в насосах и показал хорошие результаты.

Безразмерные характеристики рабочих колес различных n_s . Важнейший вывод, являющийся общим для рабочих колес центробежных насосов всех n_s , может быть получен из того факта, что величина теоретического и действительного напора при нулевой подаче, выраженная в безразмерной форме, практически постоянна для любого значения выходного угла и соответственно любого n_s . Это положение вытекает при рассмотрении уравнения (8) напора лопастных машин для случая $Q = 0$ и $\Gamma_1 = 0$.

Таким образом,

$$\frac{H_0}{\frac{u_2}{2g}} = 0,675 \div 0,685, \quad (60)$$

где u_2 — окружная скорость на выходе рабочего колеса. Для скошенной кромки выхода колеса u_2 берется на диаметре D_{2cp} :

$$D_{2cp} = \frac{D_{2a}^2 + D_{2c}^2}{2}; \quad (61)$$

это выражение справедливо для широкого диапазона n_s вплоть до осевых насосов. Небольшие отклонения от уравнения (60), наблюдаемые на практике, объясняются тем, что нулевая подача рабочего колеса лежит на характеристике левее величины, полученной при испытании насоса на закрытой задвижке, вследствие циркуляции утечек в уплотнениях колеса. Кроме того, одно и то же рабочее колесо может иметь различную величину действительного напора при закрытой задвижке в различных отводах. «Узкий» отвод увеличивает напор на нулевой подаче, и, наоборот, «широкий» отвод уменьшает величину H_0 .

Если коэффициенты напора

$$\psi = \frac{H_2 g}{u_2^2},$$

взятые при η_{max} у рабочих колес с различными n_s , имеющими одинаковое значение выходного угла β_2 , построены в функции коэффициента подачи $\frac{c_{m2}}{u_2}$, то точки ложатся на прямую линию,

пересекающую ось ψ в точке $\psi = \text{tg } \beta_2$ и ось φ в точке $\varphi = 0,685$ (одной и той же для всех колес). На рис. 96 приведена такая номограмма для одноступенчатых насосов, оптимальное значение к. п. д. которых 80—85%. Для определения величины u_2

использовалась величина среднего диаметра D_{2cp} , полученная по уравнению (61). Номограмма обобщает различные элементы, определяющие конструкцию рабочих колес различных n_s , различные углы выхода β_2 и пр. (подробно изложено в работе [53]). Номограмма рис. 96 не дает прямого пути для подбора величин ψ и φ для различных n_s . Диаграмма на рис. 97, основанная на данных рис. 96, дает значения ψ и φ в зависимости от n_s и β_2 . Ввиду того, что на положение точки $Q_{\text{отт}}$ влияет отвод, диаграмма на рис. 97 определяет взаимосвязь размеров для разных n_s . Таким образом, из номограммы рис. 96 может быть построено большое количество диаграмм, подобных построенной на рис. 97, и, следовательно, первая является более универсальной. Точки,

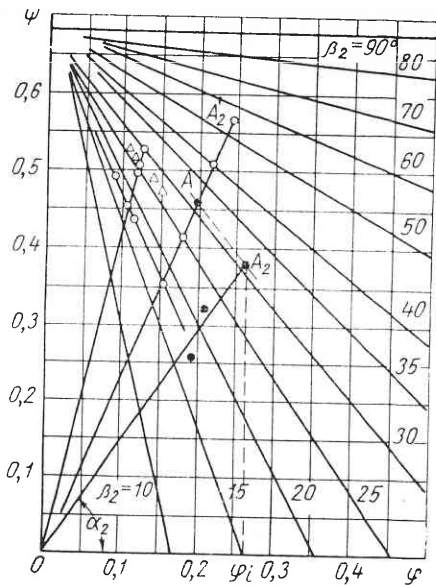


Рис. 96. Безразмерные характеристики одноступенчатых насосов $\psi=f(\varphi)$ для различных углов β_2

отвечающие другим значениям $\frac{b_2}{D_2}$, разместятся на прямой, соответствующей характеристике отвода, рассчитанной на те же значения напора, подачи и числа оборотов. Геометрия каналов отвода центробежного насоса определяется величиной абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса c_2 и ее направлением, или углом α_2 . Ввиду того, что абсолютная скорость выхода c_2 зависит от размера насоса и числа его оборотов, угол является единственным критерием отвода для насосов разных n_s . Этот факт легко уяснить из номограммы рис. 96. При данной величине β_2 (например, 25°) точки η_{max} для разных n_s лежат на соответствующей линии 25° . Более высоким значениям n_s отвечают меньшие значения углов α_2 (новый отвод с характеристикой A_2). Прямая, соединяющая начало координат с точкой η_{max} на одной прямой ($\beta_2 = 25^\circ$), проходит также через точку η_{max} на другой

прямой ($\beta_2 = 20^\circ$), которая соответствует определенному отводу с характеристикой A_{2i} . Для рассмотрения вопроса о влиянии различных конструктивных элементов центробежных насосов на положение режима с η_{\max} удобно пользоваться параметром

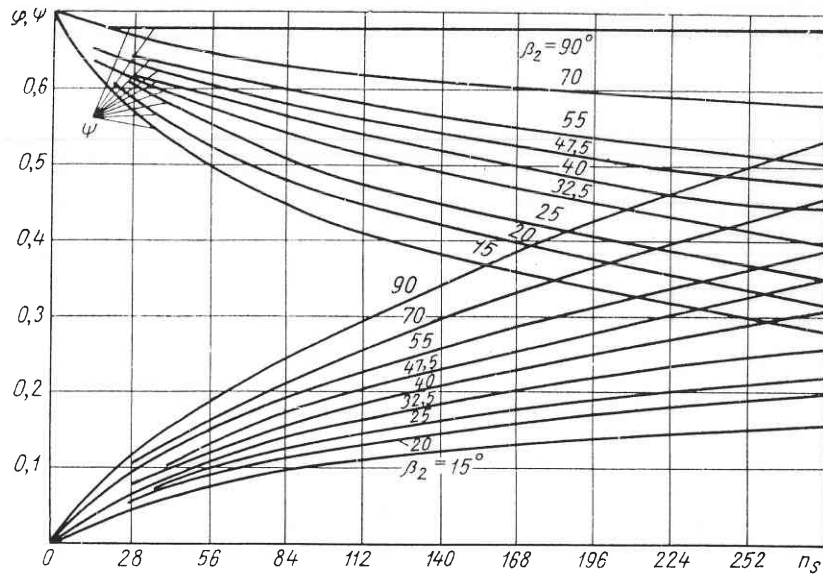


Рис. 97. Коэффициенты подачи и напора насосов в зависимости от n_s и β_2

подобия по подаче, называемой некоторыми авторами «удельной подачей». Эта величина является безразмерной:

$$D_s = \frac{Q}{nD^3};$$

она численно равна подаче насоса на один оборот при диаметре рабочего колеса, равном 1 м, и характеризует «пропускную способность» насоса.

Теоретическая характеристика центробежного насоса представляет собой прямую линию, наклон которой определяется величиной выходного угла β_2 рабочего колеса. Положение точки η_{\max} и, следовательно, n_s насоса определяется взаимодействием рабочего колеса и отвода. Именно это взаимодействие определяет величину минимальных потерь насоса. Форма кривой $H-Q$ определяется суммарными гидравлическими потерями в насосе. Возможны комбинации рабочих органов — «узкий» отвод и «широкое» рабочее колесо или «широкий» отвод и «узкое» рабочее колесо. Взаимодействие рабочих органов центробежного насоса нельзя путать с дроселирующим действием всей системы, опре-

деляющим потерю напора в ней. Это внутренние потери гидравлической энергии в насосе.

Таким образом, два насоса могут иметь одинаковые значения η_{\max} , но величины их «удельной подачи» могут отличаться друг от друга. Величина «удельной подачи» D_s для подобных насосов остается постоянной вне зависимости от размера насоса. Ввиду того, что для данного диаметра D_2 и числа оборотов напор меняется весьма мало, изменение n_s в основном происходит за счет «удельной подачи» D_s . Такие изменения в отводе, как например, уменьшение угла раскрытия спирали, уменьшение ее проходных площадей, увеличение количества лопастей направляющего аппарата, приводят к уменьшению D_s . Ввиду того, что напор насоса является результатом взаимной работы рабочего колеса и отвода, напор в точке η_{\max} определяется характеристикой насоса. Рабочая точка с η_{\max} при вышеуказанных изменениях сдвигается в сторону меньших подач и увеличенных напоров. С другой стороны, если увеличивается выходная ширина рабочего колеса b_2 или входной диаметр D_0 или уменьшается число лопастей отвода, удельная подача с точкой η_{\max} увеличивается, но не в соответствии с увеличением проходной площади рабочего колеса на выходе ввиду того, что рабочее колесо является только одним звеном в последовательной цепи каналов от входа до выхода насоса.

Рабочее колесо с уменьшенной оптимальной подачей в применении к данному отводу может быть получено путем одновременного уменьшения проходной площади на входе и выходе из рабочего колеса. Это значит, что меридианное сечение рабочего колеса должно сохранить подобие первоначальному. В результате этого точка η_{\max} сдвинется в сторону меньших подач и напоров на величину, которая может быть определена из следующих соображений: если меридианное сечение колеса уменьшится в одном и том же пропорциональном отношении $f < 1$, то подача при η_{\max} будет приблизительно равной f долей величины оптимальной подачи. Но ввиду того, что отвод остается тем же самым, величина подачи при η_{\max} уменьшится не пропорционально f , а на несколько меньшую величину.

Если предположить, что гидравлическое сопротивление насоса распределяется поровну между рабочим колесом и отводом, то коэффициент изменения оптимальной подачи

$$f_{c1} = \frac{f+1}{2}.$$

Эта величина близка к предложенной Есьманом

$$f_{c2} = f^{\frac{1}{2}}.$$

f_{c2} несколько меньше f_{c1} и, по-видимому, более надежна.

Так, например, при $f = \frac{2}{3}$

$$f_{c1} = 0,833 \text{ и } f_{c2} = 0,816.$$

Напор насосов с уменьшенным меридианным сечением колеса в новой точке η_{\max} , соответствующей fQ , остается тем же, что и у насоса с рабочим колесом первоначального исполнения при оптимальной подаче Q . При нуле подачи, как видно на рис. 96, кривые $H-Q$ имеют тенденцию к пересечению в точке, лежащей левее оси ординат. Таким образом, кривые $H-Q$ могут быть проведены на глаз из общей точки через одну имеющуюся и одну общую точку. Такой метод, однако, не применим для колес насосов с добавленной струйкой ввиду ограничений, налагаемых пропускной способностью отвода.

Хотя n_s насосов с колесами с уменьшенным меридианным сечением ниже таковой у нормальных насосов, напоры у этих насосов в точке η_{\max} ниже напоров насосов нормального использования, так как в «широком» отводе точка η_{\max} сдвигается в сторону больших подач и, следовательно, меньших напоров, чем следовало бы ожидать, исходя из расчетных характеристик рабочего колеса. Этот факт также можно установить по номограмме рис. 96, на которой отмечены точки четырех рабочих колес. Из номограммы видно, что все точки ложатся на линию $\beta_2 = 27^\circ$, причем точки, отвечающие рабочим колесам с уменьшенным меридианным сечением, имеют значения пониженного коэффициента напора и увеличенного коэффициента подачи. Для того чтобы определить характеристики рабочего колеса, работающего в двух разных отводах, можно применить те же рассуждения. При этом исходим из предположения, что гидравлические потери насоса распределяются поровну между рабочим колесом и отводом. Если имеется характеристика испытания рабочего колеса в отводе нормального исполнения, то в насосе с отводом в f раз большим, чем отвод нормального исполнения, оптимальная подача Q_{opt} будет в f раз больше, чем в насосе с отводом нормального исполнения. Для того чтобы определить напор в новой оптимальной подаче, необходимо определить значения φ и ψ на номограмме рис. 96 для отвода нормального исполнения (точка A). Точка, отвечающая новому положению (например, новому отводу), лежит на прямой, соединяющей эту точку с точкой A_2 по линии $\beta_2 = \text{const}$. Тогда величина коэффициента напора ψ определяется по пересечению прямой $A-A_2$ с прямой $\varphi_i = \text{const}$, определенной расчетом $\varphi_i = f\varphi$.

6 Высота всасывания и кавитация в насосах

Движение жидкости от поверхности свободного уровня до поступления потока в рабочее колесо насоса происходит за счет начальной потенциальной энергии перекачиваемой жидкости. Расходование потенциальной энергии жидкости на подъем воды во всасывающую воронку колеса и потери энергии на преодоление сопротивлений всасывающего трубопровода ведут к уменьшению запаса потенциальной энергии жидкости и при известных условиях к кавитации. Геометрической высотой всасывания насоса является разность отметок оси колеса и свободного уровня в резервуаре, из которого жидкость всасывается:

$$h_s = Z_0 - Z_1.$$

Ограничение геометрической высоты всасывания связано с кавитационными явлениями. Проблема кавитации как фактора, ограничивающего возможности при конструировании гидромашин, впервые возникла в начале XX века в связи с повышением оборотности вновь создаваемых насосов и турбин.

Дальнейшее развитие крупных современных гидротурбин и насосов шло по пути уменьшения их габаритов и веса за счет повышения n и увеличения удельных нагрузок на лопастные решетки гидромашин. Естественно, в этих условиях опасность кавитационных явлений и их последствия существенно увеличиваются.

§ 35. Физическая природа кавитации

Кавитация является гидродинамическим явлением и зависит от гидродинамических качеств машины и физических свойств жидкости. Кавитация начинается при падении давления до значения, равного или меньшего упругости насыщенного пара, и сопровождается нарушением сплошности потока и образованием каверн, наполненных паром. Кроме кавитации, обусловленной снижением общего давления всасывания, или вследствие увеличения давления упругости пара кавитационные явления могут

возникать также при снижении местного давления по причинам динамического характера.

На рис. 98, *a—в* показаны возможные районы местного понижения давления в насосах.

Характер кавитации зависит от ряда факторов, которые зачастую трудно установить. Например, считают, что кавитация может зарождаться из мельчайших ядер газа или пара при условии соприкосновения их с крошечными взвешенными частицами, находящимися в жидкости. Эта «ядерная» концепция была вы-

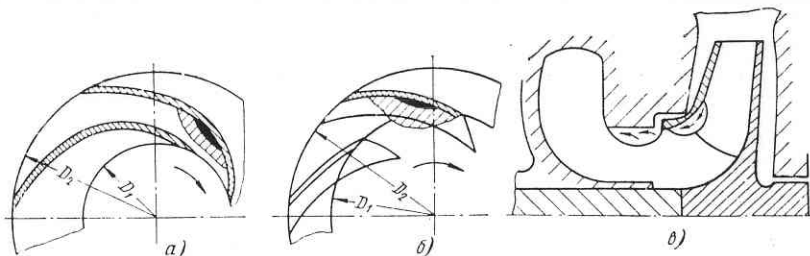


Рис. 98. Местное понижение давления на всасывании насоса:

a — в колесе с цилиндрическими лопастями; *б* — в колесе с пространственными лопастями; *в* — в меридианном сечении

двинута для объяснения различных форм кавитации, которые возникали во время испытаний на одном и том же испытываемом предмете при одних и тех же условиях.

Из имеющихся сведений о кавитации явствует, что возникновение кавитации при отсутствии сравнительно больших «ядер» требует очень низкого давления (значительно ниже давления упругости насыщенного пара). В то же время возникновение кавитации при давлении, близком к давлению упругости насыщенного пара, указывает на присутствие этих ядер.

Необработанная вода, содержащая ядра, также может выдерживать растягивающие напряжения.

Таким образом, по «ядерной» теории разрыв сплошности потока воды при различных давлениях зависит от размера и количества «ядер», а также от скорости прохождения их через область с низким давлением. Следовательно, исходя из «ядерной» концепции можно сказать, что не существует определенного давления, при котором появляется кавитация; ее зарождение и дальнейшее развитие тесно связано с молекулярными явлениями на поверхности соприкосновения.

Другая концепция заключается в том, что на зарождение и развитие кавитации оказывает влияние объем воздуха или газа, растворенного в перекачиваемой среде.

§ 36. Механизм кавитационного износа материалов и мероприятия по уменьшению кавитации

В практике гидромашиностроения постоянно возникает необходимость более надежной защиты деталей гидромашин, подверженных действию кавитации.

С экономической точки зрения иногда целесообразно, например, допускать работу в условиях кавитации умеренной интенсивности конденсатных и крупных осевых насосов. При этом дорогостоящий ремонт рассматривается как неизбежность.

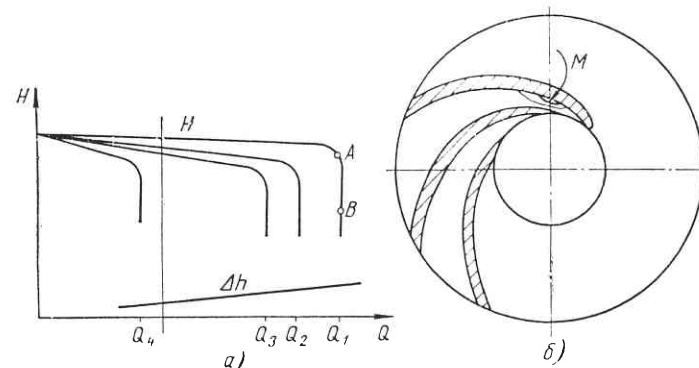


Рис. 99. Характеристика конденсатного насоса с различным подпором на всасывании

В настоящее время считают, что кавитационное разрушение материала происходит из-за механического воздействия кавитирующего потока на материал.

Кавитационные повреждения при наличии стационарных кавитационных полостей на обтекаемом теле можно объяснить разрушением отдельных передвигающихся пузырьков в хвосте каверны, где обнаружены максимальные повреждения (рис. 98).

Циклический процесс разрушения одних каверн и образования новых заставляет колебаться хвостовую точку каверны на обтекаемой поверхности. Эта концепция связывает степень повреждения с давлением и, таким образом, со скоростью обтекаемого потока. Степень кавитационного повреждения зависит главным образом от величины давления, при котором происходит разрушение каверн, причем от величины этого давления также зависит протяженность района каверны.

Продемонстрируем это на конденсатном насосе. Характеристика этого насоса изображена на рис. 99. Регулирование подачи автоматически осуществляется кавитацией в рабочем колесе. Кавитация возникает вследствие изменения подпора в насосе (степени его погружения).

При определенной степени погружения подача в насосе не изменяется, в то же время насос может работать при различных напорах. Если насос работает в течение сравнительно небольшого промежутка времени в «срывной» зоне, обозначенной на характеристике точкой *A* (рис. 99, *a*), то в районе *M*, обозначенном на рис. 99, *b*, могут иметь место значительные повреждения. Однако при работе в течение многих лет при низком напоре с характеристикой в точке *B* кавитационных повреждений не наблюдалось.

В обоих случаях скорости течения жидкости, проходящей через насос, были одинаковыми, но для точки *A* абсолютное давление, превышающее давление упругости паров, сравнительно более высокое, вследствие чего участки кавитации в этом случае более короткие. Со значительным разрушением, следовательно, величина давления при разрыве полостей влияет на степень повреждения.

Разрушение материалов под влиянием кавитационных ударов является процессом, связанным главным образом с усталостью этих материалов.

По опытным данным различных исследователей частота ударов при кавитации колеблется от 600—1000 *гц* до 25 000 *гц*, интенсивность ударов зависит от давления и скорости потока. Давления доходят до 300 *кГ/см²*, однако местные «точечные» давления могут иметь, очевидно, значительно бóльшие значения.

§ 37. Кавитационные испытания

Кавитационные испытания проводятся для получения характеристики, которая показывает зависимость подачи, напора и к. п. д. от вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вас}}$ или от антикавитационного запаса всасывания Δh . Так как для каждого насоса и режима его работы имеется максимальное значение $H_{\text{вас}}$, выше которого начинается кавитация, испытания заключаются в определении критической величины $H_{\text{вас}}$ или Δh_1 . В замкнутых установках изменение $H_{\text{вас}}$ осуществляется разрежением над верхним уровнем жидкости в резервуаре с помощью вакуум-насоса (рис. 100). В открытых установках изменение $H_{\text{вас}}$ достигается закрытием задвижки на всасывании, вследствие чего увеличивается разрежение перед входом в насос при сохранении геометрической высоты всасывания. Обработка результатов испытаний заканчивается построением кавитационных характеристик.

Кавитационная характеристика строится как зависимость напора, подачи, мощности и к. п. д. от величины Δh или от $H_{\text{вас}}$. Для этого на графике по оси абсцисс откладывают значения Δh , а по оси ординат последовательно, с соответствующими шкалами, H , Q , N и η в пределах измеренных величин (рис. 101). Затем по данным протокола наносят точки H , Q , N и η , полученные при

определенных значениях Δh . Так как измеренные и обработанные значения H , Q , N и η могут давать некоторые отклонения, кривые строят так, чтобы число точек, лежащих по обе стороны каждой

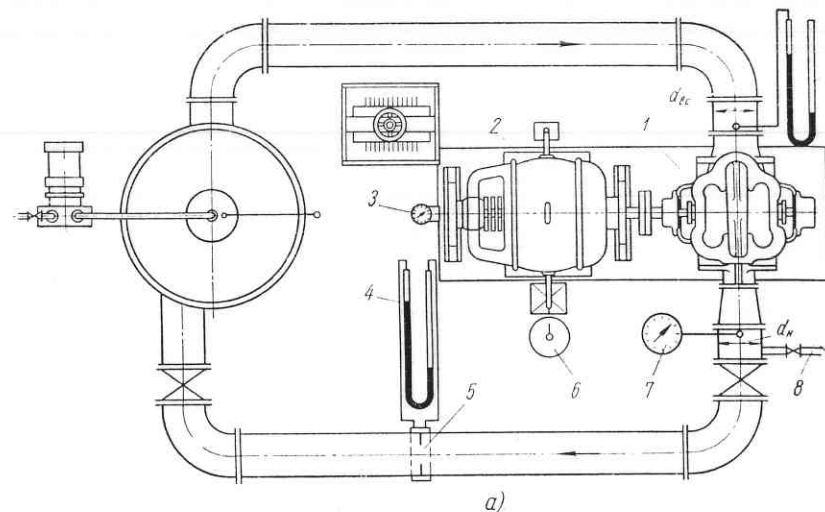
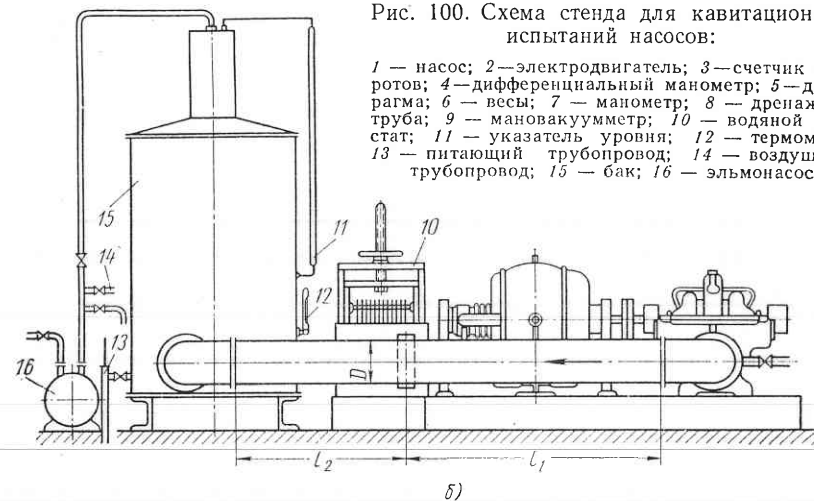


Рис. 100. Схема стенда для кавитационных испытаний насосов:

1 — насос; 2 — электродвигатель; 3 — счетчик оборотов; 4 — дифференциальный манометр; 5 — диафрагма; 6 — весы; 7 — манометр; 8 — дренажная труба; 9 — мановакуумметр; 10 — водяной реостат; 11 — указатель уровня; 12 — термометр; 13 — питающий трубопровод; 14 — воздушный трубопровод; 15 — бак; 16 — эльмонасос



кривой, и величины их отклонений были одинаковыми. Штриховой вертикальной линией отмечаются критические значения величин антикавитационного запаса всасывания Δh_1 и Δh_{11} .

Линией Δh_{11} отмечают значения, где горизонтальные участки кривых Q , H , N и η переходят в вертикальные, т. е. Q , H , N и η резко падают. Если снижение кривых H и N происходит постепенно, то за Δh_1 принимают значение, при котором напор или

мощность уменьшились на 1,5—2% от их первоначальных величин, соответствующих горизонтальным участкам кривых H , N . Построив несколько кавитационных характеристик при разных подачах $Q \lesssim Q_{\text{онт}}$ на стендовом числе оборотов и пересчитав

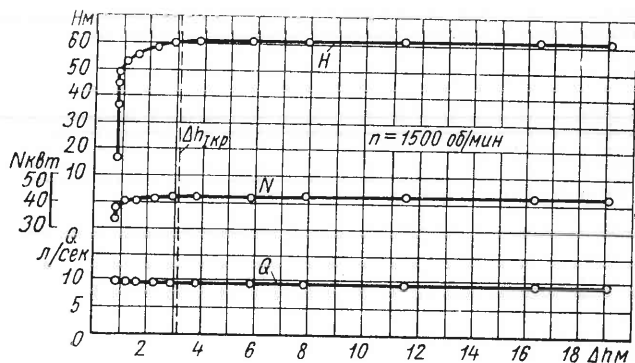


Рис. 101. Кавитационная характеристика насоса

полученные опытные характеристики на расчетное число оборотов (если оно не превышает в 2 раза стендовое число оборотов), строят кривую критических $\Delta h_{\text{кр I}}$ или $H_{\text{вак}}^{\text{кр}}$ и допустимых $\Delta h_{\text{дон}}$ или $H_{\text{вак}}^{\text{дон}}$

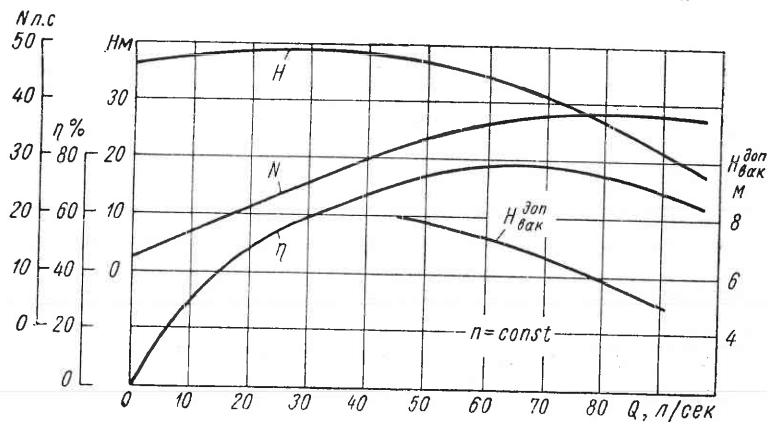


Рис. 102. Энергетическая характеристика насоса

напоров в зависимости от подач, величины которых определились испытаниями или пересчетом. Эту кривую обычно наносят на энергетическую характеристику насоса $H—Q$; $N—Q$; $\eta—Q$; $H_{\text{вак}}^{\text{дон}}—Q$ (рис. 102).

Характер снижения кривых $H—Q$ при кавитационных испытаниях зависит от форм рабочего колеса, т. е. от n_s . У лопастных колес с малыми значениями n_s (до 100) кривые $H—Q$, η и N почти

не изменяются с уменьшением давления на всасывании и резко падают при кавитационном срыве (рис. 101). У лопастных колес с более высокими значениями n_s (100—350) кривые $H—Q$ и η снижаются постепенно до тех пор, пока не будет достигнута точка кавитационного срыва. В осевых насосах с $n_s > 450$ нет отчетливо выраженной точки кавитационного срыва, имеется лишь постепенное снижение кривых $H—Q$ и η .

В насосах этого типа уменьшение η наблюдается еще до заметного снижения кривой $H—Q$. Поэтому уменьшение η является более надежным критерием оценки приближения к условиям кавитации, чем снижение кривой $H—Q$.

При этом кавитационный шум может не появиться, несмотря на то, что кавитация могла развиваться настолько, что из-за падения к. п. д. или возможности кавитационного износа работа насоса становится экономически невыгодной.

Различия в проявлениях кавитации у насосов с различными n_s вызваны особенностями конструкции их рабочих колес.

В колесах с малыми n_s лопасти образуют отчетливо выраженный радиальный канал, длина которого зависит от углов лопасти, их числа и отношения D_1 к D_2 .

После того как давление на входе в колесо (обычно с тыльной стороны входных кромок лопастей) станет равным давлению парообразования, при небольшом уменьшении напора и увеличении подачи область с давлением, равным давлению паров, очень быстро распространится по всей ширине канала.

При дальнейшем падении давления нагнетания подача не возрастает, так как разность давлений, которая заставляет воду двигаться ко входу в колесо, не может более увеличиться. Эта разность определяется давлением перед насосом и давлением паров по всей ширине канала между лопастями на входе в колесо.

В колесах с большими n_s канал между лопастями более широкий и короткий. Поэтому требуется большее падение напора и более значительное увеличение подачи, чтобы давление парообразования распространилось на всю ширину канала, вследствие чего снижение кривой $H—Q$ происходит на большом диапазоне подач, пока не наступит кавитационный срыв.

Лопастные осевого насоса не перекрывают друг друга. В связи с этим, несмотря на увеличение зоны низкого давления при снижении напора, всегда имеется часть сечения канала, в которой давление больше, чем давление парообразования, и подача непрерывно возрастает, даже если кавитация успела развиваться.

В малых насосах с малыми n_s член $\frac{c_0^2}{2g}$ имеет решающее значение при определении условий кавитации, а член $\frac{\omega_1^2}{2g}$ не имеет существенного значения. В отличие от этого в насосах

с большими n_s , приближающихся к осевому типу, член $\frac{\omega_1^2}{2g}$ является основным, а $\frac{c_0^2}{2g}$ имеет второстепенное значение. Член

$\frac{\omega_1^2}{2g}$ зависит от напора насоса (и, следовательно, от числа оборотов), а также от числа лопастей колеса. Он уменьшается при уменьшении напора (или числа оборотов) и увеличении числа лопастей. В насосах с малыми n_s максимальная подача при заданном подпоре на входе может быть увеличена путем удаления частей лопастей колеса со стороны входа и закругления кромок; при этом возрастает площадь входа, и скорость c_1 уменьшается.

Подача, соответствующая режиму кавитационного срыва многоступенчатого насоса, определяется 1-й ступенью. Так как у многоступенчатых насосов кавитация наблюдается обычно только в 1-й ступени, снижение кривых $H-Q$ и η у них выражено менее отчетливо, чем в одноступенчатых насосах. Как отмечалось, снижение кривых $H-Q$ и η может начаться до достижения давления парообразования на входе в колесо за счет выделения воздуха или легкокипящих фракций из перекачиваемой жидкости.

Решающее значение для появления кавитации в насосе имеет не абсолютная величина удельной гидравлической энергии потока перед насосом, а превышение ее над энергией насыщенного пара жидкости.

Превышение удельной энергии жидкости при входе в насос над давлением насыщенных паров этой жидкости, приведенное к оси насоса, называется антикавитационным запасом энергии всасывания. Он обозначается Δh и выражается в *м ст.* перекачиваемой жидкости.

Питательные и конденсатные насосы тепловых электростанций всасывают воду с температурой свыше 100°C из закрытых питательных емкостей, где имеется паровая подушка с минимальным давлением насыщенного пара при данной температуре питательной воды. В аналогичных условиях работают насосы, перекачивающие горячие нефтепродукты и сжиженные газы.

В этом случае для обеспечения бескавитационной работы необходимо иметь столб жидкости (подпор) над всасывающей воронкой насоса

$$\Delta h_{\min} \geq \Delta h_{\text{дон.}}$$

Допустимая величина антикавитационного запаса энергии всасывания

$$\Delta h_{\text{дон.}} = \varphi \Delta h_1,$$

где $\varphi = 1,15 \div 1,3$ — коэффициент запаса, устанавливаемый техническими условиями на изготовление насоса в зависимости от типа и условий его работы;

Δh_1 — величина антикавитационного запаса энергии всасывания, соответствующая первому критическому режиму кавитации (см. рис. 101).

Для вычисления величины антикавитационного запаса энергии всасывания необходимо определить абсолютное давление всасывания p_0 , барометрическое давление p_6 и установить давление насыщенных паров подаваемой жидкости p_n для данной температуры.

Антикавитационный запас энергии всасывания

$$\Delta h = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} - \frac{p_n}{\gamma},$$

где p_0 — абсолютное давление на входе в насос в кг/м^2 ;
 c_0 — средняя скорость на входе в насос, в сечении трубопровода, где измеряется давление, в *м/сек*;
 g — ускорение силы тяжести в *м/сек*².

Если p_0 больше атмосферного давления (подпор на входе в насос), то

$$\Delta h = \Delta H_1 + \frac{p_6 - p_n}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g},$$

где ΔH_1 — избыточное давление на входе в насос, выраженное в *м ст.* подаваемой жидкости и приведенное к оси насоса (колеса),

$$p_0 = \gamma \Delta H_1 + p_6.$$

Если p_0 меньше атмосферного давления (разрежение на входе в насос), то

$$\Delta h = \frac{p_6}{\gamma} - H_{\text{вак}} - \frac{p_n}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g},$$

где $H_{\text{вак}} = \frac{p_6 - p_n}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} - \Delta h$ — вакуумметрическая высота всасывания насоса (разрежение на входе в насос), выраженная в *м ст.* подаваемой жидкости и приведенная к оси насоса (без потерь во всасывающем трубопроводе).

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{\text{вак}}^{\text{дон.}} = \frac{p_6 - p_n}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} - \Delta h_{\text{дон.}}$$

§ 38. Условия подобия по кавитации. Кавитационный коэффициент быстроходности

Абсолютное давление на всасывании насоса p_0 выражается следующими слагающими:

$$\frac{p_0}{\gamma} = H_6 - \sum h_{n.с} - h_s - \frac{c_0^2}{2g},$$

где H_6 — барометрическое давление в m *ст.* жидкости;
 $\sum h_{n.a}$ — гидравлические потери всасывающей линии в m *ст.* жидкости.

Вместо абсолютного давления p_0 на входе в насос часто вводят высоту всасывания:

$$H_s = H_6 - \frac{p_0}{\gamma} - \frac{c_0^2}{2g} = H_{вак} - \frac{c_0^2}{2g},$$

где $H_s = h_s + \sum h_{n.a}$ — приведенная высота всасывания в отличие от h_s — геометрической высоты всасывания;

$$H_{вак} = H_6 - \frac{p_0}{\gamma} — вакуумметрическая высота всасывания.$$

Испытание модельного насоса часто производится при числе оборотов, отличном от числа оборотов натурального насоса, и модельный насос имеет размеры рабочих органов, отличные от размеров рабочих органов натурального насоса, что связано с пересчетом кавитационных характеристик модельного насоса и оценкой кавитационных качеств натурального насоса.

Воспользуемся кавитационным коэффициентом

$$\sigma_1 = \frac{\frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} - \frac{p_n}{\gamma}}{\frac{c_0^2}{2g}} = const.$$

Чтобы модель и натура находились в подобных кавитационных режимах, необходимо, чтобы коэффициент σ , подсчитанный для модели и натуре, был одинаков: $\sigma_{1M} = \sigma_{1N}$:

$$\sigma_1 = \frac{H_6 - \frac{p_{нм}}{\gamma} - H_{s1M}}{\left(\frac{c_0^2}{2g}\right)_M} = \frac{H_6 - \frac{p_{нн}}{\gamma} - H_{s1N}}{\left(\frac{c_0^2}{2g}\right)_N},$$

где $H_6 - \frac{p_n}{\gamma} = H_a$ — приведенное барометрическое давление;

$$H_a - H_{s1N} = (H_a - H_{s1M}) \left(\frac{c_{0N}}{c_{0M}}\right)^2,$$

где

$$\frac{c_{0N}^2}{c_{0M}^2} = \frac{n_N^2}{n_M^2} \cdot \frac{D_N^2}{D_M^2}.$$

Итак, пользуясь коэффициентом кавитации σ , можно найти высоту всасывания H_{s1N} и H_{s1M} модели и натуре.

Формула пересчета при моделировании с учетом кавитационного подобия

$$\frac{(H_a - H_s)_N}{(H_a - H_s)_M} = \frac{(n^2 D^2)_N}{(n^2 D^2)_M};$$

в этой формуле взято отношение квадратов окружных скоростей.

Формулы подобия нельзя использовать для определения величин, улучшающих качество насоса с кавитационной точки зрения.

Рассмотрим коэффициент кавитации

$$\sigma = \frac{(H_a - H_s)}{\frac{c^2}{2g}}. \quad (62)$$

Выбор в формуле (62) в качестве скорости c скорости входа в насос (во всасывающий патрубок) вызывает ряд неудобств.

Во-первых, для ее определения нужно знать диаметр всасывающего патрубка, во-вторых, изменение диаметра патрубка насоса как бы фиктивно изменяет кавитационные качества насоса, так как изменяется σ . Кроме того, по такому σ трудно проводить сравнения насосов разных конструкций (консольные, с проходным валом и др.). Для турбин был сделан ряд предположений по выбору скорости c по формуле для σ .

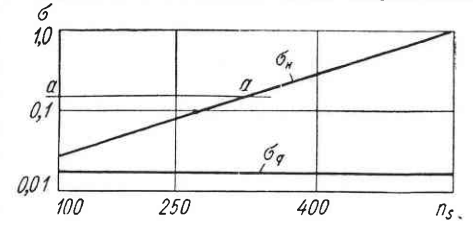


Рис. 103. Зависимость σ_n и σ_q от n_s

1. Феттингер предложил в качестве скорости принять окружную скорость u_1 на входе в колесо радиально-осевого типа. Формула по этому предложению принимает вид

$$\sigma_u = \frac{H_a - H_s}{\frac{u_1^2}{2g}}.$$

2. Тома предложил принять за скорость в формуле (62) выражение $c_1 = \sqrt{2gH}$, т. е. $\sigma_H = \frac{H_a - H_s}{H}$, где H — величина заданная, $H_a - H_s$ — характеристика, зависящая от расположения турбин по отношению к уровню нижнего бьефа. Эта формула широко распространена и применяется в практике турбостроения. Причиной ее широкого применения является то, что в формулу входят только внешние характеристики машины.

В результате широкого использования коэффициента Тома σ_H накоплен большой статистический материал по σ_H для разных машин (осевых насосов и турбин). Критическое значение σ_H сильно изменяется в зависимости от n_s машины. У быстроходных машин σ_H велик (так как мал напор H), у высоконапорных (тихоходных) машин σ_H мал. Таким образом, σ_H изменяется от сотых долей единицы до единиц, т. е. больше чем в 100 раз (рис. 103). По величине σ_H трудно судить о кавитационных качествах насоса.

Поэтому для насосов было предложено взять вместо скорости c относительную скорость на входе ω_1 . Оказалось, что для самых разных насосов коэффициент σ_m мало изменяется:

$$\sigma_m = \frac{H_a - H_s}{\frac{\omega_1^2}{2g}}$$

Однако определить скорость ω_1 труднее, так как для этого нужна профилировка колеса и учет скорости протекания и окружающей скорости. Неизвестно также, какой диаметр принять за расчетный, так как ω_1 изменяется по входной кромке. Вместо относительной скорости ω_1 можно взять величину, характеризующую скорость на входе в колесо. Диаметр входного сечения колеса $D_0 = k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$ из формул подобия. Скорость входа в колесо c_0 можно выразить по формуле подобия

$$c_0 = \frac{Q}{D_0^2} = \frac{1}{k_0^2} \sqrt[3]{Qn^2},$$

т. е. скорость на входе в колесо пропорциональна $\sqrt[3]{Qn^2}$. Поэтому возьмем в формуле σ за скорость выражение $\sqrt[3]{Qn^2}$:

$$\sigma_q = \frac{H_a - H_s}{\frac{(Qn^2)^{\frac{3}{2}}}{2g}}$$

Подсчет σ_q сложен, но зато в выражение для σ_q входят только параметрические данные технического задания. Критические значения σ_q постоянны и не зависят от типа насоса. Изобразим графики зависимости наиболее употребляемых коэффициентов кавитации σ_n и σ_q от n_s (рис. 103). Графики получены путем обработки критических значений σ для различных конструкций и размеров насосов. Если σ_n насоса выше статистической кривой σ_n , значит насос в кавитационном отношении хуже обычных конструкций, так как у него более высокое значение $(H_a - H_s)_{cp}$. Если σ_n насоса ниже статической кривой, то насос в кавитационном отношении лучше насосов среднего уровня. Не всегда повышенное значение σ_n означает, что насос плохо выполнен, так как бывают такие конструктивные требования (проходной вал, увеличение толщины лопасти на входе и др.), учет которых приводит к повышению σ_n . График зависимости σ_q от n_s представляет практически прямую линию. Для насосов средних кавитационных качеств $\sigma_q \approx 0,02$. Для определения n_s насоса при данных H и $H_a - H_s$ нужно найти σ_n для расчетного случая и нанести эту величину на график (рис. 103, линия $a-a$). Очевидно, что можно проекти-

ровать насос с n_s не менее той, что получается в точке пересечения прямой $a-a$ с графиком $\sigma_n = f(n_s)$. Таким образом, по значениям n_s и σ_n находим максимально допустимое по кавитации число оборотов насоса. Итак, когда заданы Q , H и нужно подобрать число оборотов n , удобно пользоваться графиком для σ_n .

Рассмотрим приведенную выше формулу критерия кавитации центробежного насоса применительно к колесу с радиальным входом. Ее можно получить из треугольника скоростей на входе (см. рис. 10). Подставим в формулу (62) в качестве скорости не скорость во входной воронке колеса c_0 , а меридианную скорость

$$c_{1m} = f(Q, n, \text{tg } \beta_1).$$

Решая уравнение $c_{1m} = f(Q, n, \text{tg } \beta_1)$ относительно D_1 с последующей перестановкой членов уравнения, получим

$$D_1 = \frac{60}{\pi} \cdot \frac{c_{1m}}{n \text{tg } \beta_1};$$

$$Q = \frac{(60)^2}{4\pi} \cdot \frac{c_{1m}^3}{n^2 (\text{tg } \beta_1)^2}$$

или

$$c_{1m} = \sqrt[3]{Qn^2} \sqrt[3]{\text{tg } \beta_1^2} \left(\frac{4\pi}{60^2} \right)^{\frac{1}{3}}.$$

Преобразуем формулу для коэффициента σ_q , введя коэффициент C :

$$n \sqrt{Q} \leq C \left(\frac{H_a - H_s}{10} \right)^{\frac{3}{4}}, \quad (63)$$

где

$$C = \left(\frac{2g \cdot 10}{\sigma_q} \right)^{\frac{3}{4}} = 1000$$

при $\sigma_q = 0,02$.

Коэффициент C' можно выразить через коэффициент кавитации σ'_q (у которого в качестве характерной выбрана скорость c_{1m} , а не c_0).

Путем преобразования формулы (63) получаем

$$C' = \left(\frac{60}{4\pi} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2g \cdot 10}{\sigma'_q} \right)^{\frac{3}{4}} \frac{1}{\text{tg } \beta_1}.$$

В настоящее время при оценке кавитационных качеств насосов пользуются кавитационным коэффициентом C .

Взаимосвязь коэффициентов σ_q и σ'_q следующая:

$$\sigma'_q = \frac{H_a - H_s}{\left(\frac{Qn^2}{2g}\right)^{\frac{2}{3}}} \cdot \left(\frac{60^2}{4\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \frac{1}{\text{tg } \beta_1^{\frac{4}{3}}};$$

$$\sigma'_q = \frac{k}{(\text{tg } \beta_1)^{\frac{4}{3}}} \sigma_q,$$

где $k = \text{const}$.

Структурно формула для σ'_q подобна формуле для σ_q , так как вместо характерной скорости c_0 взята c_{1m} . Известно, что в насосах различают два кавитационных режима: I и II критический. I критический режим относится к появлению первых признаков влияния кавитации на характеристику насоса. Практически кавитация наступает раньше, однако носит локальный характер и не влияет на характеристику насоса. Значение коэффициента кавитации C для I критического режима в насосах нормальной конструкции $C_1 = 900 \div 1100$. Есть сведения в литературе о достигнутых значениях $C_1 = 1300 \div 1500$. В технической литературе коэффициент C часто называют кавитационным коэффициентом быстрходности, так как

$$C = \frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{H_a - H_s}{10}\right)^{\frac{4}{3}}}$$

и выражение для C структурно похоже на выражение для n_s . Иногда допускают работу насоса во II критическом режиме. У тихоходных насосов трудно разделить I и II критические режимы.

Соответственно С. С. Рудневым предложена формула для определения минимального антикавитационного запаса энергии на всасывании:

$$\Delta h = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C_1} \right)^{\frac{4}{3}},$$

где Q в $\text{м}^3/\text{ч}$; n в $\text{об}/\text{мин}$.

При условии, что рабочее колесо насоса не имеет во всасывающей воронке проходного вала, т. е. практически у большинства центробежных насосов, получены следующие средние значения C_1 . У радиальных колес с цилиндрическими лопастями и с входной кромкой лопасти, параллельной оси, $C_1 = 800 \div 850$. Для рабочих колес с радиальными лопастями и с выдвинутыми пространственными участками лопастей во всасывающей воронке колеса $C_1 =$

$= 1000 \div 1300$. Коэффициент C_1 изменяется в зависимости от формы входной кромки лопастей, кривизны их и чистоты поверхности и размера насоса. В расчетах уменьшение C_1 иногда определяют в зависимости от изменения гидравлического к. п. д.:

$$C'_1 = C_1 \frac{\eta'_2}{\eta_2}.$$

В настоящее время для многоступенчатых насосов с $n_s = 80 \div 120$ во ВНИИГидромаше получены значения $C_{11} = 1500 \div 1700$. Для шнекоцентробежной конструкции 1-й ступени многоступенчатого насоса $C_{11} = 3000 \div 4000$.

§ 39. Расчет минимального антикавитационного запаса энергии на всасывании

Между I и II режимами по кавитационной характеристике работа насоса связана с явлениями вибрации и кавитационного разрушения рабочих органов. Отмечалось, что для конденсатных насосов допустима работа в области между I и II режимами. Вследствие малых скоростей и напоров эффект развитой кавитации и вибрации сказываются слабее. Обычно за расчетный кавитационный режим принимается режим I. Для расчета Δh_{min} воспользуемся определением полного динамического падения давления по уравнению Бернулли для относительного движения от входного сечения до точки x с минимумом давления (рис. 104, $a-b$). Точка x находится на входной кромке. Величина энергии на входе в колесо

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} = H_0 - h_{s0} - h_n. \quad (64)$$

Из уравнения (64) неправильно делать вывод, что для уменьшения кавитации необходимо уменьшать c_0 и тем самым автоматически повышать давление $\frac{p_0}{\gamma}$. В насосе имеется место, где давление еще меньше, чем p_0 . Обозначим точку с минимальным давлением через x . Составим уравнение Бернулли в относительном движении для участка $O-x$ (рис. 104):

$$\frac{p_x}{\gamma} + \frac{\omega_x^2}{2g} - \frac{u_x^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{\omega_0^2}{2g} - \frac{u_0^2}{2g};$$

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{\omega_0^2}{2g} - \frac{u_0}{2g} - \frac{\omega_x^2}{2g} + \frac{u_x^2}{2g}.$$

Для упрощения здесь не учтены потери и разность отметок на участке Ox :

$$\frac{p_x}{\gamma} = H_6 - H_s - \underbrace{\frac{c_0^2}{2g} + \frac{w_0^2}{2g}}_A - \frac{u_0^2}{2g} - \underbrace{\frac{w_x^2}{2g} + \frac{u_x^2}{2g}}_B, \quad (65)$$

где A — группа членов уравнения, не зависящих от положения точки x ;

B — группа членов уравнения, определяемых положением точки x .

Точка x должна лежать на входной кромке колеса, так как величина окружной скорости u_1 — наименьшая во входной

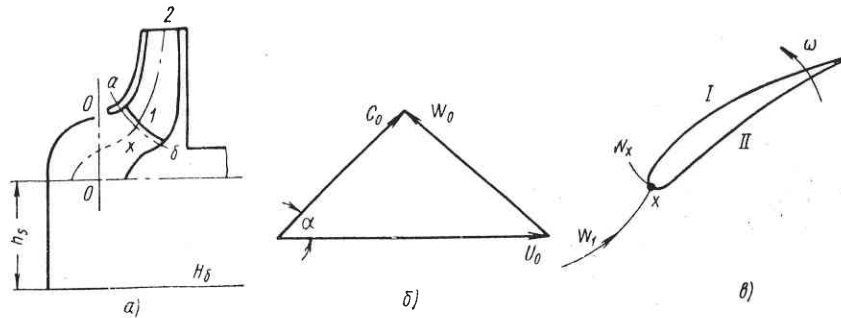


Рис. 104. К расчету Δh_{\min} :

a — схема работы центробежного колеса; b — входной треугольник скоростей; c — схема обтекания выходной кромки лопасти

воронке колеса, а величина скорости w на входной кромке лопасти в первом приближении постоянна. На рис. 104, b изображен входной треугольник скоростей.

По теореме косинусов

$$w_0^2 = c_0^2 + u_0^2 - 2 u_0 c_0 \cos \alpha, \quad (66)$$

где

$$\cos \alpha = \frac{c_{u0}}{c_0}.$$

Приближенно можно считать, что средний момент скорости остается постоянным на входе в колесо (участок $O-I$), т. е.

$$(rc_u)_0 = (rc_u)_1;$$

$$u_0 c_{u0} = u_1 c_{u1}.$$

После подстановки в уравнение (66) следует, что для участка $O-I$

$$\frac{c_0^2}{2g} - \frac{w_0^2}{2g} + \frac{u_0^2}{2g} = \frac{c_1^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}.$$

Если точку I считать совпадающей с точкой x , но лежащей не на лопасти, а вблизи нее, то после подстановки в уравнение (65)

$$\frac{p_x}{\gamma} = H_6 - H_s - \frac{c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_x^2}{2g}$$

или

$$\frac{p_x}{\gamma} = H_6 - H_s - \frac{c_1^2}{2g} - \frac{w_x^2 - w_1^2}{2g}.$$

Величина $\frac{w_x^2 - w_1^2}{2g}$ является дополнительным снижением давления за счет обтекания лопасти.

Обозначим

$$\frac{w_x^2 - w_1^2}{2g} = \lambda \frac{w_1^2}{2g}.$$

Безразмерный коэффициент λ характеризует величину снижения давления. Коэффициент λ зависит от: а) формы входной кромки и характера поверхности лопасти (лопасть должна быть гладкой, без острых углов, плавная); б) стеснения потока $\psi = 1 - \frac{\delta z}{\pi D \sin \beta}$; в) угла атаки потока $\Delta \beta$.

При отступлении от оптимальных углов атаки потока λ растет. Таким образом, минимальное давление в точке x

$$\frac{p_x}{\gamma} = H_6 - H_s - \frac{c_1^2}{2g} - \lambda \frac{w_1^2}{2g}. \quad (67)$$

Если обозначим

$$H_6 - H_s = H_1,$$

то

$$\frac{p_x}{\gamma} = H_1 - \frac{c_1^2}{2g} - \lambda \frac{w_1^2}{2g} \geq \frac{p_n}{\gamma},$$

где H_1 — удельная энергия потока на входе в колесо. Тогда уравнение (67) будет иметь вид

$$\frac{c_1^2}{2g} + \lambda \frac{w_1^2}{2g} \leq H_1 - \frac{p_n}{\gamma}. \quad (68)$$

Из уравнения (68) видно, какие составляющие скорости (c_1 и w_1) определяют расход энергии потока при поступлении на решетку колеса. Для определения наиболее опасной в кавитационном отношении точки на входной кромке рассмотрим две точки: наружную a с максимальной скоростью u и внутреннюю точку b с возможной максимальной скоростью w . Внутренняя точка b особенно опасна в случае, если подвод создает момент скорости перед колесом. Обычно более опасна в кавитационном отношении наружная точка a . При выполнении расчета проверяют обе точки.

В случае подводящего устройства насоса с моментом скорости расчет ведут по наружной точке *a* с дополнительной проверкой внутренней точки *b*.

Рассмотрим выбор размеров входной воронки колеса по формуле

$$c_0 = \frac{4Q}{D_1^2 - d_{от}^2},$$

где $c_0 \approx c_1$.

Обычно c_1 незначительно отличается от c_0 : а) за счет кривизны подвода; б) за счет того, что сечение *l* не совпадает с сечением *O*. Скорости в сечении *l*

$$u_1 \approx \frac{\pi n}{60} D_1; \quad \omega_1^2 = c_1^2 + u_1^2;$$

знак приближительного равенства стоит потому, что точка *a* кромки может быть на диаметре, отличном от D_1 . Вычисляем Δh :

$$\begin{aligned} 2g \Delta h &= (1 + \lambda) c_1^2 + \lambda u_1^2 = \\ &= (1 + \lambda) \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \frac{Q^2}{(D_1^2 - d_{от}^2)^2} + \\ &+ \lambda \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2 D_1^2. \end{aligned} \quad (69)$$

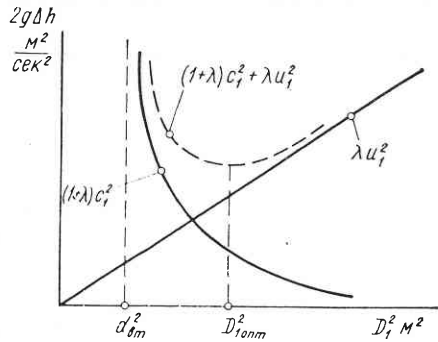


Рис. 105. График $2g \Delta h = f(D_1^2)$

Из формулы (69) вытекает, что надо стремиться располагать входную кромку на возможно меньшем диаметре, близком к D_1 . Построив график $\Delta h = f(c_1, u_1)$ для различных диаметров входной воронки колеса (рис. 105), приходим к выводу, что а) минимум Δh по диаметру входной воронки D_1 очень плавный, т. е. есть минимальная зона значений Δh по D_1 ; б) увеличение диаметра входной воронки D_1 ухудшает кавитационные качества насоса меньше, чем уменьшение диаметра входной воронки.

Оптимальное значение диаметра D_1 можно найти аналитически, по экстремальному значению функции $\Delta h = f(D_1^2)$, т. е.

$$\frac{d(\Delta h)}{d(D_1^2)} = 0;$$

$$\frac{d(2g \Delta h)}{d(D_1^2)} = -2(1 + \lambda) \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \frac{Q^2}{(D_1^2 - d_{от}^2)^3} - \lambda \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2;$$

$$(D_1^2 - d_{от}^2)^3 = D_0^6 = 2 \frac{1 - \lambda}{\lambda} \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(\frac{60}{\pi} \right)^2 \frac{Q^2}{n^2};$$

$$D_0 = k'_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (70)$$

где

$$k'_0 = \sqrt[6]{\frac{1 + \lambda}{\lambda}} \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 60}{\pi^2}} \sqrt{2}.$$

Формулу для k'_0 мы получали несколько раньше из соображений минимума скорости ω_1 . Так как входной диаметр

$$D_1^2 = D_0^2 + d_{от}^2,$$

подставим в уравнение (69)

$$2g \Delta h = (1 + \lambda) \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \frac{Q^2}{D_0^4} + \lambda \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2 D_0^2 + \lambda \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2 d_{от}^2;$$

$$2g \Delta h = \lambda \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2 D_1^2 \left[1 + \frac{1 + \lambda}{\lambda} \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(\frac{60}{\pi} \right)^2 \frac{Q^2}{n^2 D_0^6} \right] + \lambda u_{от}^2.$$

Обозначим

$$\left[1 + \frac{1 + \lambda}{\lambda} \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(\frac{60}{\pi} \right)^2 \frac{Q^2}{n^2 D_0^6} \right] = \lambda_2.$$

Если подставить в λ_2 оптимальное значение D_0 из формулы (70), то значение $\lambda_2 = 1 + \frac{1}{2}$.

Тогда минимальный запас энергии на входе в колесо равен

$$\Delta h = \frac{3}{2g} \lambda \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 n^2 D_0^2 + \lambda u_{от}^2.$$

Если использовать формулу (70) для D_0 , получим

$$(2g \Delta h)_{\min} = \lambda^{\frac{2}{3}} (1 + \lambda)^{\frac{1}{3}} \frac{\pi^{\frac{2}{3}}}{20 \cdot 15^{\frac{1}{3}}} (Qn^2)^{\frac{2}{3}} + \lambda u_{от}^2;$$

обозначим

$$S = \lambda^{\frac{2}{3}} (1 + \lambda)^{\frac{1}{3}} \frac{\pi^{\frac{2}{3}}}{20 \cdot 15^{\frac{1}{3}}}.$$

Формулу можно записать в виде

$$(\Delta h)_{\min} = S \frac{(Qn^2)^{\frac{2}{3}}}{2g} + \lambda \frac{u_{от}^2}{2g};$$

$$n \sqrt{Q} \leq C_1 \left(\frac{\Delta h}{10} \right)^{\frac{3}{4}}.$$

Произведем расчет антикавитационного коэффициента C_1 для ряда значений λ и k_0 (табл. 6).

Необходимо отметить, что значения λ и k_0 соответствуют I критическому режиму кавитации. Расчеты вполне согласуются

Таблица 6

λ	k_0	s	C_I
0,10	4,85	0,010	1700
0,15	4,57	0,013	1375
0,20	4,38	0,016	1176
0,25	4,25	0,019	1040
0,30	4,15	0,021	941

со статистическими данными по центробежным насосам. Выражение $S = \frac{2g \Delta h_{\min}}{(Qn^2)^3}$ не зависит от n_s , а следовательно, не зависит от

напора. Проходной вал ухудшает кавитационные качества насоса. Не обязательно выбирать коэффициенты входа $k_0 = 4,38 \div 4,25$. Некоторое увеличение k_0 до значения $k_0 = 4,5$ даже необходимо. При этом мы перемещаем зону использования насоса на большее значение подачи. Лопастные колеса, не рассчитываемые на антикавитационные условия, не должны иметь $k_0 \geq 4,3$. Принимаются значительно меньшие значения $k_0 = 3,7 \div 3,8$.

Расчет сделан для обычных колес и не относится к колесам, которые рано начинают кавитировать и для которых режим C_{II} по подачам сильно отличается от режима C_I .

Величину минимального антикавитационного запаса энергии на всасывании часто подсчитывают по формуле

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{c_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{w_1^2}{2g}.$$

Для насосов средние значения коэффициентов λ_1 и λ_2 принимаются равными $\lambda_1 = 1,2$; $\lambda_2 = 0,3$. Для малых n_s $\lambda_1 = 1,4$; $\lambda_2 = 0,085$.

§ 40. Термодинамический критерий кавитации

Кавитация в насосе является термодинамическим процессом. Поскольку кавитация сопровождается парообразованием, она зависит от свойств всасываемой жидкости — ее давления, температуры, скрытой теплоты, парообразования и теплоемкости.

Таким образом, условие возможности кавитации — передача количества тепла, равного скрытой теплоте парообразования, от всасываемой жидкости окружающей среде. Передача тепла от жидкости к окружающей среде возможна в том случае, если температура жидкости в рассматриваемом объеме выше температуры

насыщенных паров в этом объеме, т. е. давление в зоне кавитации ниже давления парообразования. На рис. 106 изображена характеристика насоса, работающего при различных давлениях всасывания.

Ограничимся рассмотрением режима Q_{opt} , соответствующего максимальному к. п. д. Участок Δh_f определяет минимальное значение антикавитационного запаса энергии всасывания, соответствующей начальной стадии кавитации. Снизим антикавитационный запас ниже минимально необходимого на величину Δh_{t1} , достаточную для ощутимого влияния на характеристику насоса (например, снижение напорной характеристики на величину ΔH или снижение к. п. д. на величину $\Delta \eta$). Напорной характеристикой теперь станет кривая

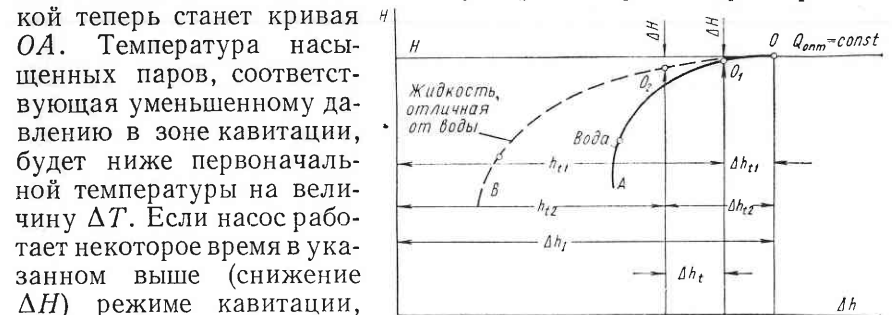


Рис. 106. Характеристика насоса с различным давлением всасывания

ОА. Температура насыщенных паров, соответствующая уменьшенному давлению в зоне кавитации, будет ниже первоначальной температуры на величину ΔT . Если насос работает некоторое время в указанном выше (снижение ΔH) режиме кавитации, то к каждому килограмму жидкости, протекающей через зону кавитации, будет подводиться Δh_f ккал. Величина Δh_f является разностью между теплосодержанием жидкости в первоначальных условиях термодинамического равновесия и в новых условиях при давлении, на Δh_{t1} меньшем первоначального. Таким образом, изменение теплосодержания выражается формулой

$$\Delta h_f = c_L \Delta T,$$

где c_L — теплоемкость жидкости.

Уравнение теплового баланса каждого килограмма жидкости, протекающего через зону кавитации при наличии термодинамического равновесия,

$$1 \cdot \Delta h_f = r_v L, \quad (71)$$

где $r_v < 1$ — вес пара, образующегося на каждый килограмм протекающей жидкости;

L — скрытая теплота парообразования.

Подставив в уравнение (71) значения $r_v = \frac{V_v}{v_v}$ и $1 = \frac{V_\theta}{v_\theta}$, получим

$$\frac{V_\theta \Delta h_f}{v_\theta} = \frac{V_v L}{v_v} \text{ и } \frac{V_v}{V_\theta} = \frac{v_v}{v_\theta} \cdot \frac{\Delta h_f}{L} = B,$$

где V — объем;

v — удельный объем (индексом v обозначена жидкость, а индексом v — пар).

Для данного насоса, работающего при постоянных значениях числа оборотов и подачи при перекачивании различных жидкостей, величина $\frac{V_v}{V_a} = B$ является параметром, определяющим степень развития кавитации; B определяется экспериментально и называется термодинамическим критерием кавитации. Абсолютная величина B зависит от принятой количественной оценки степени развития кавитации. Последнюю можно определять по уменьшению напора или к. п. д. Ее численное значение можно подсчитать при известных физических свойствах жидкости по величинам Δh_t и Δh_f . В ряде областей применения насосов может быть получена значительная экономия средств, если насосы будут работать при «регулируемой», т. е. ограниченной до известной степени кавитации. Выбор количественной величины антикавитационного запаса приводится в книге [53].

7 Силы, действующие на ротор насоса и их уравнивание

§ 41. Осевые силы в центробежных насосах

Осевая гидравлическая сила есть сумма неуравновешенных сил, действующих на ротор насоса в осевом направлении.

Рабочее колесо одностороннего входа с проходным валом или без него подвергается воздействию осевой силы, так как поверхность его основного диска, находящегося под давлением нагнетания, больше аналогичной поверхности покрывающего диска.

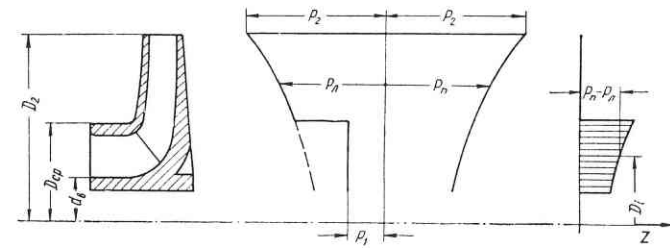


Рис. 107. Схема распределения давлений на внешней поверхности колеса центробежного насоса

Давление, действующее на оба диска рабочих колес центробежных насосов, неодинаково, потому что жидкость, заключенная между дисками рабочего колеса и стенками корпуса насоса, вращается, и давление, действующее на диаметре выхода рабочего колеса, значительно выше, чем давление у втулки рабочего колеса, как показано на рис. 107.

Для нормального состояния уплотнения, пренебрегая влиянием утечек, можно считать, что жидкость с обеих сторон колеса движется с угловой скоростью, равной половине угловой скорости вращения колеса. Исходя из принятых допущений осевая сила

$$P_1 = \frac{\pi (D_{cp}^2 - d_0^2)}{4} \gamma \left[H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left(1 - \frac{D_{cp}^2 - d_0^2}{2D_2^2} \right) \right]. \quad (72)$$

Действительная осевая сила несколько меньше, чем по приведенной формуле (72). Уменьшение осевой силы вызвано

изменением количества движения потока, который после поступления в радиальную часть рабочего колеса поворачивается на 90° .

Величина осевой силы, возникающей вследствие изменения направления потока,

$$P_{ос} = k \frac{\gamma}{g} Q c_0,$$

где $k < 1$ — опытный коэффициент.

Коэффициент k уменьшается с увеличением n_s и становится приблизительно равным единице для малых n_s . Осевая сила $P_{ос}$ действует в направлении, противоположном всасыванию. Для одноступенчатого центробежного насоса с проходным валом суммарная осевая сила

$$P = P_1 - P_{ос}.$$

Для колеса с односторонним всасыванием и проходным валом принимаем величину осевой силы, направленной в сторону всасывания,

$$P = \frac{\pi}{4} (D_{ср}^2 - d_a^2) H_3 \gamma,$$

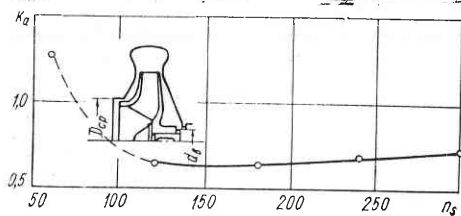


Рис. 108. k_a в одноступенчатых насосах с различными n_s

где H_3 — осредненный статический напор в м;

$$H_3 = 0,6H \text{ для } n_s \leq 60 \text{ и}$$

$$H_3 = 0,8H \text{ для } n_s \leq 200.$$

Осевую силу в консольных центробежных насосах рекомендуется определять на основании экспериментальных исследований, проведенных во ВНИИГидромаше. Ее величина для $n_s = 60 \div 300$ вычисляется по формуле

$$P = k_a \gamma H \frac{\pi}{4} (D_{ср}^2 - d_a^2).$$

Коэффициент осевой силы k_a зависит от n_s и определяется из графика (рис. 108).

Разгрузка осевой силы разгрузочными гидравлическими устройствами или восприятием механическим способом сопряжена с потерями.

В первом случае имеются потери на утечки, во втором — потери на трение в упорном подшипнике.

§ 42. Разгрузка осевых сил в одноступенчатых насосах

Осевая сила в одноступенчатом насосе может быть уравновешена следующим образом:

1. Применением рабочего колеса двустороннего всасывания (рис. 109, а).

2. Перепуском утечки, проходящей через уплотнительные кольца, обратно во всасывание. В этом случае площадь сечения разгрузочной трубки должна быть не менее, чем в 5 раз больше площади зазора между уплотнением колеса и корпусом насоса (рис. 109, б). Так как разгрузочная трубка присоединяется к всасывающей камере, то сальник на нагнетательной стороне находится под давлением всасывания.

3. Устройством отверстий во втулке рабочего колеса.

Отверстия выравнивают давление по обе стороны рабочего колеса. Площадь сечения всех отверстий должна быть не менее, чем в 5 раз больше площади сечения зазора между уплотнениями рабочего колеса и корпуса насоса (рис. 109, в). При этом уравно-

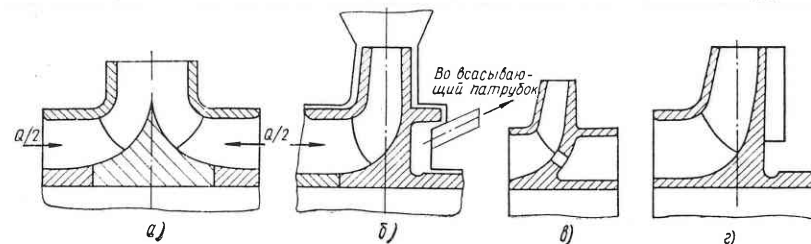


Рис. 109. Способы разгрузки осевой силы в одноступенчатых насосах

вешивании осевой силы к. п. д. насоса снижается на 4—6%. При разгрузке по пунктам б и в со стороны основного диска на том же диаметре, что и со стороны покрывающего, выполняется уплотнение.

4. Установкой радиальных ребер на основном диске колеса (рис. 109, г).

Такое устройство часто применяется в насосах, перекачивающих загрязненные жидкости, где основной задачей этих ребер является предотвращение проникновения взвешенных частиц в зазор между основным диском рабочего колеса и корпусом насоса.

Разгрузочные ребра могут быть сконструированы так, что колесо будет полностью или частично разгружено.

5. Восприятием осевой силы упорным подшипником.

Указанный метод с точки зрения к. п. д. насоса наилучший, так как затрата мощности в этом случае минимальна вследствие сравнительно малого коэффициента трения упорных подшипников.

Всякое устройство для снижения осевого давления колес с односторонним всасыванием сопровождается теми или иными потерями с соответствующим снижением к. п. д. насоса.

Мы рассматривали способы разгрузки осевой силы рабочих колес одностороннего входа с проходным валом, т. е. в случаях, когда насос имеет два сальника, расположенные по обеим сторонам рабочего колеса. В указанных случаях давление всасывания

не влияет на величину осевой силы. На рабочее колесо консольного насоса, укрепленное консольно на валу и имеющее один сальник, оказывает влияние давление всасывания. Кроме неуравновешенной силы, показанной на рис. 107, имеется еще осевая сила, равная произведению площади вала под сальником на разность между давлением на всасывании и атмосферным давлением. Следовательно, эта сила может действовать либо в направлении всасывания рабочего колеса, если давление всасывания больше атмосферного давления, либо в противоположном направлении, если давление всасывания меньше атмосферного.

§ 43. Разгрузка осевых сил в многоступенчатых насосах

Уравновешивание осевой силы многоступенчатых насосов производится в основном одним из трех методов:

1. Применение разгрузочного барабана, который представляет собой удлиненное уплотнение цилиндрической формы, вращающееся вместе с валом между рабочим колесом последней ступени и разгрузочной камерой (рис. 110, II). Разгрузочный барабан в этом случае выполняет две функции: уменьшает давление на сальник и уравновешивает осевую силу. Вал закрепляется в упорных подшипниках таким образом, чтобы препятствовать передвижению ротора в осевом направлении.

Для уменьшения утечки в разгрузочную камеру между вращающимся барабаном и неподвижной втулкой радиальный зазор делают возможно меньшим: 0,2—0,3 мм на сторону.

Уравновешивающая сила разгрузочного барабана равна разности сил давления на торцовые поверхности:

$$P = \frac{\pi}{4} (d_6^2 - d_{от}^2) p_1 - \frac{\pi}{4} (d_6^2 - d_2^2) p_0.$$

Обозначения соответствуют рис. 110, II.

Проходное сечение трубки, отводящей утечку из разгрузочной камеры на всасывание или в емкость низкого давления, должно быть в 5 раз больше площади зазора барабана F_6 , чтобы отводить жидкость без заметного повышения давления в разгрузочной камере. Подбором диаметров d_6 и $d_{от}$ можно снизить величину осевой силы до любого значения.

Полное уравновешивание осевой силы возможно только для нормального режима насоса. При уменьшении подачи $Q < Q_{онт}$ уравновешивание нарушается и возникает осевая сила в сторону всасывания, а при увеличении подачи $Q > Q_{онт}$ осевая сила может изменить направление и действовать в сторону, противоположную всасыванию.

Поскольку разгрузочный барабан не дает полного уравновешивания осевых сил для всех режимов работы насоса, необходимо установить радиально-упорный шарикоподшипник или упорный подшипник сегментного типа двойного действия.

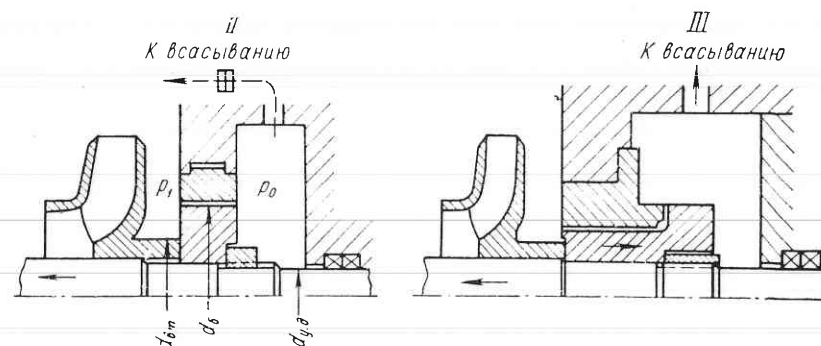
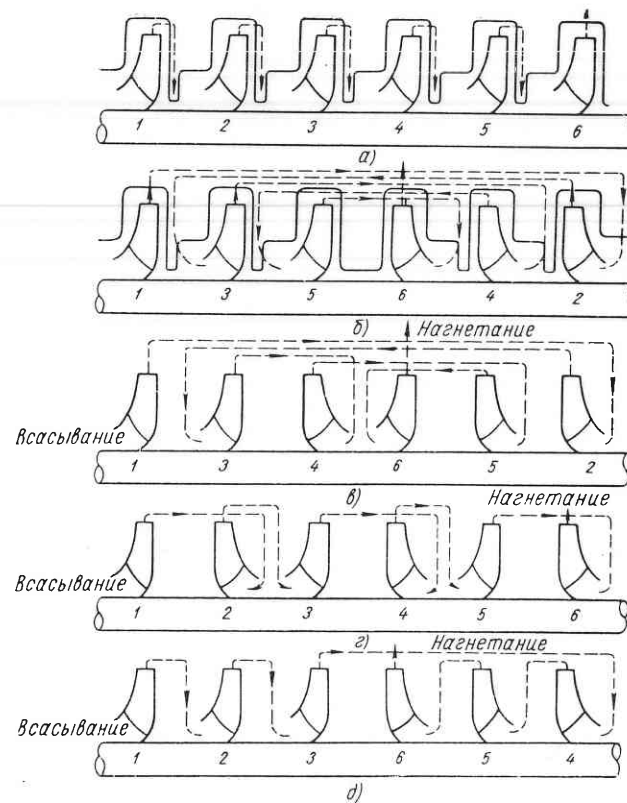


Рис. 110. Способы разгрузки осевых сил в многоступенчатых насосах

2. Применение гидравлической пяты (рис. 110, III). Между гидравлической пятой и подпятником (неподвижной втулкой корпуса насоса) имеется осевой зазор.

Если ротор насоса движется под влиянием осевой силы влево, осевой зазор уменьшается, что влечет за собой уменьшение давления в разгрузочной камере, и ротор прекращает дальнейшее передвижение.

Когда осевая сила ротора направлена вправо, осевой зазор начинает увеличиваться, в результате чего утечка в разгрузочную камеру увеличивается. Происходит перераспределение давления в камерах до и после пяты. Наступает новое состояние равновесия, и дальнейшее перемещение ротора прекращается.

3. Изменение расположения рабочих колес.

В конструкциях многоступенчатых насосов установку рабочих колес одностороннего входа выполняют двумя путями:

1. Рабочие колеса одностороннего входа насаживаются на вал, устанавливаются входными воронками в одном направлении и следуют друг за другом в порядке возрастания давления. Осевая сила в этом случае воспринимается различными гидравлическими уравновешивающими устройствами (рис. 110, I, а).

2. Рабочие колеса насаживаются на вал, причем одна группа колес направлена входными воронками противоположно направлению входных воронок другой группы.

Осевые силы обеих групп рабочих колес взаимно уравновешиваются (рис. 110, I, б, в, г, д) в результате так называемого симметричного расположения рабочих колес. Симметричное расположение может быть изменено с целью использования нечетного числа рабочих колес одностороннего входа.

Возникающая при этом осевая сила уравновешивается давлением жидкости, действующей на валы и промежуточные втулки, имеющие определенные расчетные диаметры.

На рис. 110 показаны типовые схемы многоступенчатых насосов с односторонним всасыванием рабочих колес.

Каждый тип конструкции имеет свои преимущества и недостатки, и от выбора того или иного расположения рабочих колес зависят величина утечки между ступенями насоса через радиальные зазоры уплотнений ротора и корпуса насоса, давление на сальники, сложность отливки корпуса насоса, габариты насоса и плавность переводных каналов насоса.

На рис. 110, I, б ступени насоса расположены так, что один сальник находится под давлением всасывания, а другой под давлением, равным сумме давлений 1-й ступени и давления всасывания.

Недостатком этой конструкции является то, что водопроводящие каналы между ступенями имеют большую длину и находятся один над другим. Такое расположение каналов усложняет отливку корпуса насоса и затрудняет очистку каналов от пригара и земли.

На рис. 110, I, г давление на напорном сальнике равно полному давлению, создаваемому насосом, уменьшенному на величину давления одной ступени. В этом случае для снижения давления на сальник необходимо применять разгрузочное устройство, которое может состоять из вращающегося барабана и неподвижной втулки.

В этой схеме назначение барабана состоит в разгрузке давления на сальник, а не в уравнивании осевого давления, поэтому барабан может иметь небольшой диаметр.

На рис. 110, I, д показано компромиссное между предыдущими схемами решение. Здесь осуществляется, с одной стороны, частичное снижение давления у напорного сальника, с другой стороны, упрощение конструкции переводных каналов корпуса насоса. Однако недостатком этой схемы является наличие перепада между 3-й и последней ступенями, а также необходимость применения разгрузочного устройства, так как давление на напорный сальник равно половине полного давления, создаваемого насосом.

§ 44. Радиальные силы в насосе

Давление в отводящем устройстве центробежного насоса распределено равномерно на выходе из рабочего колеса только на оптимальном режиме. На подачах менее оптимальных давление в спиральном отводе на периферии колеса становится неравно-

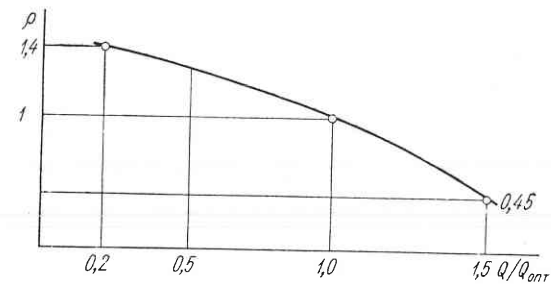


Рис. 111. Зависимость коэффициента реакции $\rho_{сп}$ от $\frac{Q}{Q_{опт}}$

мерным и возрастает от начального сечения до конечного. В этом случае спиральный отвод работает как диффузор. В случае, когда насос работает с подачей, большей оптимальной, давление в спиральном отводе уменьшается от начального к конечному сечению спирали. Спиральный отвод в этом случае работает как конфузор. На рис. 111 приведена зависимость коэффициента реакции спирального отвода от режима насоса, построенная по результатам испытаний.

Коэффициент реакции спирального отвода есть отношение среднего статического напора в горловине спирали к среднему статическому напору на выходе из колеса. Отсутствие симметрии в распределении давлений в спиральном отводе на режимах, отличных от оптимального, приводит к возникновению радиальной силы, действующей на лопастные колеса и вал насоса.

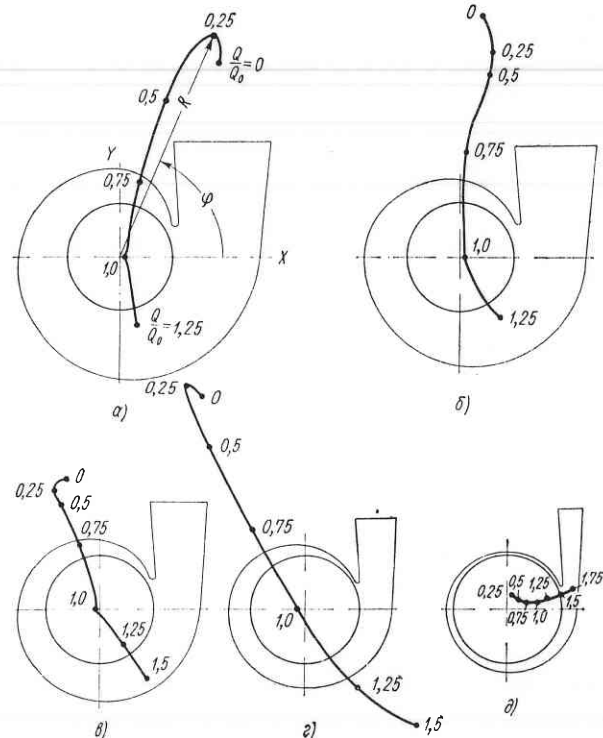


Рис. 112. Направление и величина радиальных сил в центробежных насосах спирального типа при различных

ных $\frac{Q}{Q_0}$:

а — 12К-30; $n_s = 300$; б — 12К-24, $n_s = 240$; в — 8К-18, $n_s = 180$; г — 8К-12, $n_s = 120$; д — 8К-6, $n_s = 60$

Величина радиальной силы в зависимости от режима насоса может быть выражена известной формулой

$$R = K_R \left[1 - \frac{Q}{Q_{opt}} \right]^2 \gamma H D_2 b_2 \kappa \Gamma,$$

где K_R — коэффициент радиальной силы.

Максимальное значение радиальная сила достигает вблизи подач, равных нулю. Вблизи оптимальной подачи радиальная сила равна нулю или очень мала.

Направление радиальной силы зависит от величины подачи.

При подаче менее оптимальной сила направлена в сторону узкой части спирали; при подачах, больших оптимальной, сила направлена в сторону широкой части спирали (рис. 112, а—г).

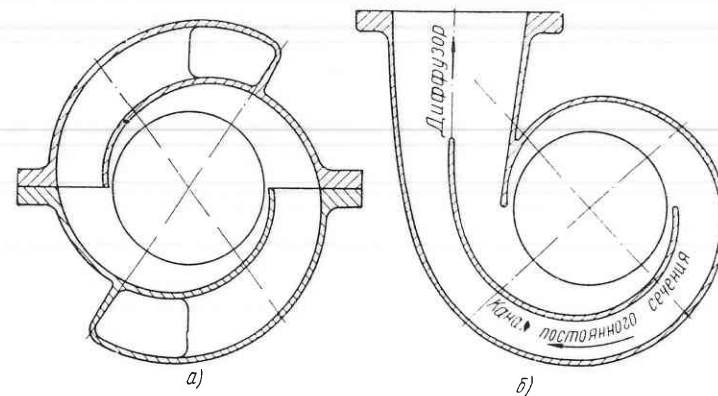


Рис. 113. Схемы двухвиткового спирального отвода:

а — для многоступенчатых насосов; б — с общим диффузором

Угол, характеризующий направление радиальной силы, несколько изменяется для различных n_s . Для насосов с $n_s = 120 \div 300$ при $Q < Q_{opt}$ угол φ (центральный угол, отсчитываемый от оси, перпендикулярной к оси диффузора) изменяется соответственно от 120 до 70° . При $Q > Q_{opt}$ угол φ изменяется от 310 до 280° . Для приближенного определения радиальной силы коэффициент K_R может быть принят равным $0,36$, а угол действия силы равным 100° при $Q < Q_{opt}$ и 300° при $Q > Q_{opt}$.

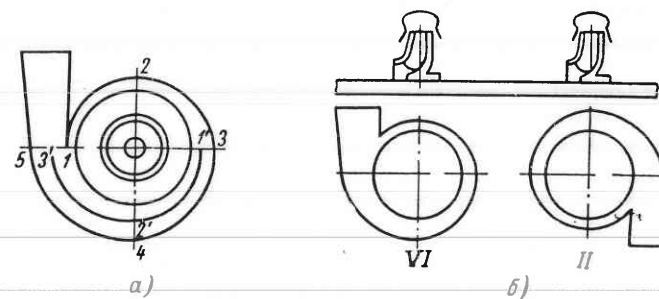


Рис. 114. Способы разгрузки радиальных сил в насосе:

а — одноступенчатом; б — многоступенчатом

При обрезке наружного диаметра рабочего колеса радиальная сила пересчитывается пропорционально кубу диаметра, а подача для пересчитанной силы пропорциональна квадрату диаметра:

$$R \sim D_2^3; Q \sim D_2^2.$$

У некоторых конструкций центробежных насосов (конденсатные, багерные и др.) в качестве отводящего устройства применяется цилиндрическая камера с постоянной площадью сечения. Как показывают результаты исследований, максимальная радиальная сила возникает в насосах с цилиндрической камерой на оптимальном режиме. При подаче более $0,5Q_{opt}$ радиальная сила направлена к центру под центральным углом около 40° , отсчитываемым от оси, перпендикулярной к оси диффузора. При подаче менее $0,5Q_{opt}$ угол уменьшается до значения $0-15^\circ$. Радиальная сила в насосах с цилиндрической камерой может быть выражена аналогичной формулой

$$R_u = K_R \frac{Q}{Q_{opt}} \gamma H D_2 b_2 \text{ кг.}$$

Радиальную силу, возникшую в одноступенчатом насосе, можно уравновесить, используя в качестве отводящего устройства лопастной отвод в виде направляющего аппарата или двухвитковый спиральный отвод с общим диффузором. Применяя двухвитковый спиральный отвод, мы удваиваем поток, поступающий из лопастного колеса (рис. 113, б). Двухвитковый спиральный отвод, применяемый в многоступенчатых насосах, изображен на рис. 113, а.

Язык второй полуспиралы смещается по отношению к языку первой полуспиралы на 180° . Применение двухвиткового спирального отвода с общим диффузором не дает 100%-ного уравновешивания радиальных сил вследствие того, что путь, проходимый жидкостью в канале 1—2—3—4—5 (рис. 114, а), имеет большую протяженность, чем путь по каналу 1'—2'—3' (следовательно, давление в первом канале несколько выше).

В многоступенчатом насосе спирального типа радиальные силы, действующие на ротор насоса, уравновешиваются поворотом спиралей смежных лопастных колес на 180° относительно друг друга (рис. 114, б) либо полностью разгруженным вариантом двухвиткового отвода (рис. 113, а).

В этом случае радиальные силы, действующие на каждые два колеса, дают равнодействующую, равную нулю, и приводятся к паре сил с плечом, равным расстоянию между осями колес. Вследствие значительного расстояния между подшипниками в сравнении с расстоянием между осями колес реакции опор уменьшаются пропорционально отношению этих расстояний.

8 Корпусные детали

Корпус является основным узлом насоса. Его конструкция определяется тремя основными факторами; давлением, температурой и свойствами перекачиваемой жидкости.

Для многоступенчатых центробежных насосов высокого давления преобладающее распространение нашли три типа конструкции корпуса: спиральный корпус с разъемом по оси, секционный и двойной корпус.

§ 45. Спиральный корпус

Спиральные корпуса (рис. 115, а) многоступенчатых насосов представляют собой отливки сложной коробчатой формы. Непосредственно в отливке выполняются каналы для подвода и отвода жидкости от рабочего колеса, переводные каналы для подвода жидкости от одной ступени к другой. Соединение ступеней между собой может осуществляться с помощью переводных труб, которые либо на фланцах подсоединяются к корпусу, либо привариваются. Переводные трубы более благоприятны в гидравлическом отношении по сравнению с переводными каналами, однако они вызывают увеличение габарита насоса.

При проектировании спирального корпуса необходимо обеспечить возможность получения в отливке достаточно высокой точности (обычно 2-й класс точности) и чистоты водопроводящих каналов. В труднодоступных для зачистки местах рекомендуется предусмотреть технологические отверстия, которые в собранном насосе глушатся. Одним из основных требований является также обеспечение надлежащей прочности и плотности отливки.

Спиральные корпуса, как правило, имеют горизонтальный разъем в плоскости, проходящей через ось насоса, что дает возможность разбирать, собирать и контролировать состояние внутренних водопроводящих каналов насоса без демонтажа трубопроводов на месте эксплуатации. Плоскость разъема уплотняется прокладкой толщиной $0,5-1$ мм или за счет металлического контакта тщательно обработанных плоскостей крышки 1 и корпуса 2. В последнем случае производится шабрение или притирка

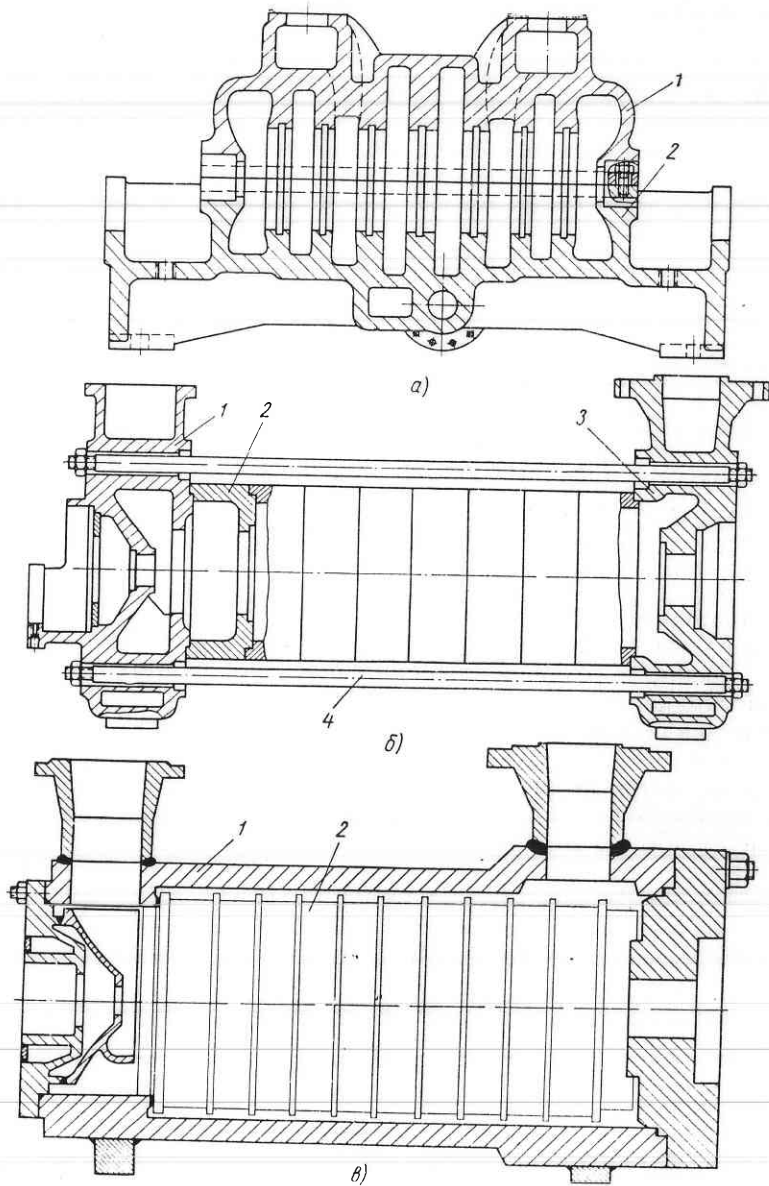


Рис. 115. Типы корпусов многоступенчатых насосов

соприкасающихся плоскостей. Необходимое уплотняющее усилие создается шпильками, установленными на плоскости разъема. В насосах высокого давления, особенно горячеводных, рекомендуется применять колпачковые гайки для шпилек плоскости разъема. Под колпачковыми гайками должны быть прокладки из мягкой стали.

При наличии разъема приемный и напорный патрубки насоса отливаются в корпусе насоса. К нему прилиты также опорные лапы и корытообразные кронштейны для крепления корпусов подшипников.

В корпусе предусматриваются отверстия для полного опорожнения насоса. В крышке корпуса должны быть аналогичные отверстия для выпуска воздуха. На крышке рекомендуется отлить стрелку, указывающую направление вращения ротора насоса.

Наиболее подходящим материалом для сложной отливки корпуса является серый чугун, обладающий жидкотекучестью. Однако при давлении нагнетания свыше 50 кг/см^2 чугунные корпуса применяются довольно редко, так как в этом случае толщина стенки корпуса достигает недопустимых значений. Практика показывает, что при увеличении толщины стенки свыше 40 мм образуется пористость металла. В таких случаях корпуса насосов отливаются из углеродистой стали. Изготовление корпусов из нержавеющей сталей или других материалов встречается редко, лишь для специальных насосов.

Расчет на прочность спирального корпуса. Корпус многоступенчатого насоса спирального типа представляет собой сложную деталь, состоящую из оболочек различной формы, целого ряда различным образом нагруженных и закрепленных пластин произвольной формы и т. п. Использовать готовые схемы расчета для всех случаев не представляется возможным. В каждом отдельном случае спиральный корпус приходится разбивать на отдельные элементы, которые с известным приближением могут быть рассчитаны.

Попытки использовать обычные формулы, применяемые для расчетов котельных сосудов, приводят к результатам, не соответствующим получаемым в действительности [46].

При расчете поперечных стенок корпуса, фланцев плоскости разъема и других элементов могут быть использованы решения, полученные А. Н. Духовным для кольцевых пластин, усиленных радиальными ребрами [17, 18, 19].

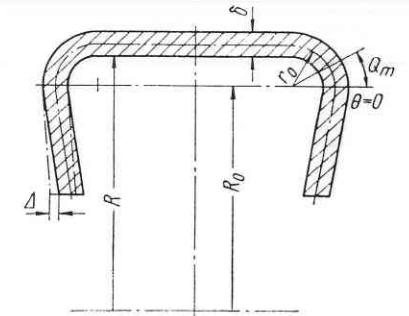


Рис. 116. Расчетное сечение спирального отвода

Наибольшую сложность представляет расчет на прочность спиральной отводящей камеры. Метод этого расчета довольно подробно разработан М. А. Рудисом [46]. Остановимся на основных положениях его (рис. 116).

Максимальные напряжения в спирали возникают в меридианном сечении с наибольшими размерами (расчетное сечение). Именно в этом сечении и проверяются напряжения. Максимум напряжений образуется в зоне торообразного участка при

$$\theta_m = -\frac{1,225}{(2K^2)^{\frac{1}{3}}}, \quad (73)$$

где

$$K = \sqrt[4]{12(1-\mu^2)} \cdot \sqrt{\frac{\alpha\beta}{2}};$$

$\alpha = \frac{r_0}{R_0}$; $\beta = \frac{r_0}{\delta}$ — параметры по рис. 116.

В этом сечении меридианные напряжения

$$\sigma_1 = \sigma_{1u} + \sigma_{1p}, \quad (74)$$

где

$$\sigma_{1u} = 1,52p \frac{\beta}{\alpha} \sqrt[3]{\frac{\beta^2}{\alpha}};$$

$$\sigma_{1p} = p \frac{\beta}{\alpha} \left(0,61 \sqrt[3]{\alpha\beta} + \frac{0,41}{\sqrt[3]{\alpha\beta}} + 1,5\alpha \right);$$

окружное напряжение

$$\sigma_2 = \sigma_{2u} + \sigma_{2p}, \quad (75)$$

где $\sigma_{2u} = \mu\sigma_{1u} - 0,652p \frac{\beta}{\alpha} \sqrt[3]{\alpha\beta}$;

$$\sigma_{2p} = p \frac{\beta}{\alpha} \left(0,237 \sqrt[3]{\frac{\beta^2}{\alpha}} - \frac{0,41}{\sqrt[3]{\alpha\beta}} \right);$$

радиальные напряжения

$$\sigma_3 = -p. \quad (76)$$

В сечении $\theta = 0$ формулы для определения напряжений:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{1u} &= -0,321p \frac{\beta}{\alpha} \sqrt[3]{\alpha\beta}; \quad \sigma_{1p} = 1,5p\beta; \\ \sigma_{2u} &= 1,31p \frac{\beta}{\alpha} \sqrt[3]{\alpha\beta}; \quad \sigma_{2p} = 1,04p \frac{\beta}{\alpha} \sqrt[3]{\frac{\beta^2}{\alpha}}. \end{aligned} \right\} \quad (77)$$

Эквивалентные напряжения для пластичных материалов определяются по теории «энергии формоизменения»:

$$\sigma_{экав} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (78)$$

Для хрупких материалов (чугун) эквивалентные напряжения определяются по теории предельных напряженных состояний

$$\sigma_{экав} = \sigma_1 - \nu\sigma_3, \quad (79)$$

где $\nu = \frac{\sigma_{бз}}{\sigma_{ад}}$ — отношение предела прочности при растяжении к пределу прочности при сжатии.

Формулы (73)—(79) получены для случая «чистой спирали» при постоянной толщине стенки. В насосах спирали обычно имеют ужесточения в виде ребер или утолщения стенки у корневого сечения. Поэтому действительные напряжения должны быть ниже расчетных.

Определение напряжений в спирали производится для максимального давления, соответствующего напорной характеристике. Определять напряжения в спирали при гидропробе нецелесообразно, так как система крепления заглушек нарушает условия нагружения корпуса.

Запас прочности по пределу текучести для корпусов из пластичных материалов рекомендуется принимать $n_T = 1,65 \div 1,9$. Для корпусов из хрупких материалов, работающих на растяжение и изгиб, действительный предел прочности можно определить по выражению

$$\sigma_в = \lambda_p \sigma_{в.p} - \beta \lambda_u \sigma_{в.u},$$

где

$$\lambda_p = \frac{\sigma_p}{\sigma_p + \sigma_u}; \quad \lambda_u = \frac{\sigma_u}{\sigma_p + \sigma_u}.$$

Запас прочности по действительному пределу прочности рекомендуется принимать $n_в = 1,85 \div 3,0$.

Осевая деформация спирали под действием давления может быть определена по выражению (рис. 116)

$$\Delta = \pi \sqrt{12(1-\mu^2)} \frac{\beta^2}{\alpha^2} \cdot \frac{p}{E} r_0.$$

Наряду с проверкой толщины корпуса необходимо осуществить проверку прочности шпилек по разъему корпуса.

Расчет шпилек по разъему корпуса. Шпильки, соединяющие верхнюю и нижнюю часть корпуса, воспринимают усилие от давления в насосе. Кроме того, на шпильки действует усилие, необходимое для обеспечения герметичности плоскости разъема.

Расчетное усилие на шпильки

$$P_{ш}^{расч} = P_1 + P_2,$$

где $P_1 = p_{\max} F$ — усилие, уравнивающее силу давления на верхнюю часть корпуса, в кг;

p_{\max} — максимальное рабочее давление в насосе (определяется по рабочей характеристике) в кг/см²;

F — площадь горизонтальной проекции верхней части корпуса, ограниченной контуром расположения шпилек, в $см^2$;

$P_2 = p_{упл} F_{ст}$ — усилие, обеспечивающее давление на площади контакта, необходимое для герметичности соединения, в $кГ$;

$p_{упл}$ — контактное давление, обеспечивающее герметичность, в $кГ/см^2$ [при уплотнении за счет металлического контакта $p_{упл} = (4 \div 5) p_{max}$; при уплотнении паронитовой прокладкой $p_{упл} = (2,5 \div 3) p_{max}$];

$F_{ст}$ — площадь стыка в $см^2$.

Задаваясь количеством и диаметром шпилек, производят проверочный расчет шпильки обычными методами. Прочность шпилек должна быть проверена при давлении гидробобы.

При высоких давлениях и температурах надежное уплотнение плоскости разъема часто бывает трудно осуществимым. Кроме того, технологические трудности получения в отливке точных размеров и высокой чистоты поверхности длинных водопроводящих каналов, характерных для высоконапорных насосов, во многих случаях делают целесообразным применение секционной конструкции корпуса с лопастными отводами, доступными для механической обработки.

§ 46. Секционный корпус

Корпус такой конструкции (рис. 115, б) представляет собой набор секций 2, крышек всасывания 1 и нагнетания 3, соединенных между собой стяжными шпильками 4.

Крышки всасывания и нагнетания являются базовыми деталями насоса. В крышках выполнены соответственно приемный и напорный патрубки. Совместно с крышками отлиты опорные лапы, которыми насос фиксируется на фундаментной плите, и корытообразные кронштейны для подшипников. К крышкам на шпильках подсоединяются корпуса концевых уплотнений.

Секции крышки центрируются на цилиндрических заточках. Уплотнение стыков может осуществляться либо за счет металлического контакта уплотняющих поясков, либо при помощи специальных уплотнительных устройств. Чаще всего применяются уплотнительные кольца из круглого резинового шнура. Для горячеводных насосов (до $200^\circ C$) уплотнительные кольца изготавливаются из термостойкой резины.

Конструкция стыка секций должна предупреждать возможность раскрытия его при действии внутреннего давления (рис. 117). Наиболее простым является соединение с внешней заточкой (рис. 117, а). Соединение с «зубом» (рис. 117, б) более устойчиво к раскрытию стыка, однако выполнение его затруднительно. При высоких давлениях в некоторых случаях применяют соединение с внутренней заточкой (рис. 117, в).

Для уменьшения расцентровки секций при сборках и разборках насоса соединение их производится обычно по напряженной посадке.

При уплотнении стыков секций за счет металлического контакта уплотняющие пояски должны быть строго перпендикулярными к оси насоса и иметь чистоту поверхности $\nabla 8$ — $\nabla 9$, которая, как правило, достигается притиркой специальными притирами вручную или на станках.

Необходимое уплотняющее усилие создается стяжными шпильками. В горячеводных насосах стяжные шпильки должны также воспринимать усилия от температурных деформаций корпуса. Стяжные шпильки должны равномерно располагаться по окружности на минимально возможном диаметре. Не рекомендуется пропускать их через водопроводящие каналы.

Крышки насоса изготавливаются либо литыми, либо сварнолитыми. Материал крышек выбирается в зависимости от внутреннего давления. Для давлений до $100 кГ/см^2$ крышки могут быть отлиты из серого чугуна, для более высоких давлений — из углеродистой или малолегированной стали. В местах уплотнений секций на крышках может быть предусмотрена наплавка нержавеющей электродами для предупреждения размыва при возникновении неплотности в стыке.

Секции изготавливаются литыми или коваными. Материал секций — чугун или углеродистая сталь. В особо ответственных насосах секции изготавливаются из поковок нержавеющей стали.

Иногда для высоконапорных насосов применяют бандажирование секций. Секция изготавливается из высококачественного материала с относительно небольшой толщиной стенки. Поверх секции насаживается бандаж из углеродистой стали. Применение бандажированных секций дает возможность экономить высококачественные материалы.

Внутри секции по напряженной или плотной посадке устанавливаются лопастные отводы, которые фиксируются от проворачивания штифтами или винтами.

В отечественной практике нашли распространение четыре разновидности лопастных отводов (рис. 118).

Лопастные отводы, в которых диффузорные отводящие каналы соединены переводными с обратными подводящими каналами (рис. 118, а), изготавливаются в виде одной литой детали.

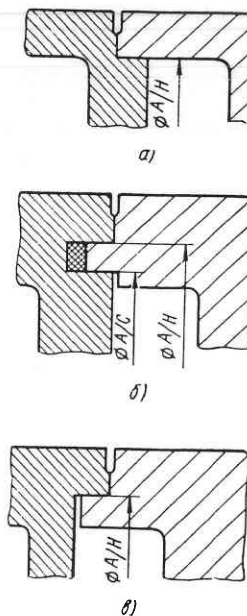


Рис. 117. Конструкция стыков секций корпуса

Обратные подводящие каналы могут быть разделены с отводящими каналами безлопастным кольцевым пространством (рис. 118, б).

Каналы диффузорных отводов могут быть выполнены в одной детали, а обратные подводящие каналы в другой сопрягаемой детали (рис. 118, в).

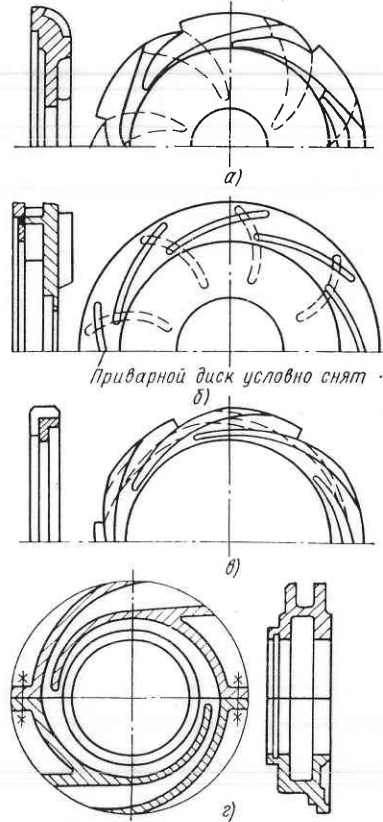


Рис. 118. Типы лопастных отводов

Изготавливаются они обычно из проката углеродистой стали 40 или 45. Сильно нагруженные шпильки могут изготавливаться из стали 40X или других легированных сталей (например, 30XMA). Коэффициент линейного расширения материала шпильки должен быть примерно равен коэффициенту линейного расширения материала корпуса. На шпильке рекомендуется предусмотреть направляющий поясок перед резьбой или среднюю часть ее выполнять большего диаметра по сравнению с диаметром резьбы. Это предохраняет резьбу от повреждений при затяжке длинных шпилек. Утолщенная средняя часть уменьшает также возможность скручивания шпильки при затяжке. Изготавливать

В некоторых конструкциях, чаще всего при неразборном роторе, приходится применять разъемные лопастные отводы (рис. 118, з). Обе половинки при сборке соединяются между собой с помощью стяжных шпилек или болтов. При разъемной конструкции лопастной отвод выполняется двух- или четырехканальным.

Для снижения потерь в лопастных отводах необходимо обеспечить высокую чистоту и точность диффузорных каналов, в которых скорости потока достигают максимальных величин.

Материал лопастных отводов выбирается из соображений прочности, литейных качеств, коррозионной и эрозионной стойкости. Для холодной нейтральной воды при средних скоростях потока применяется чугуновое или стальное литье. Лопастные отводы, работающие на горячей воде или при высоких скоростях потока, отливаются из нержавеющей стали 2Х13.

Стяжные шпильки являются одними из наиболее нагруженных

шпильки из проката без проточки поверху нельзя. Обработка необходима для удаления поверхностного слоя, в котором часто встречаются дефекты.

Расчет на прочность крышек секционных насосов производится по методике, аналогичной методике расчета спиральных корпусов. Остановимся на основных положениях расчета на прочность других важнейших корпусных деталей секционных насосов.

Проверочный расчет прочности секций многоступенчатых насосов. Секции корпуса многоступенчатого насоса подвержены действию внутреннего давления p (рис. 119, а). Наиболее нагру-

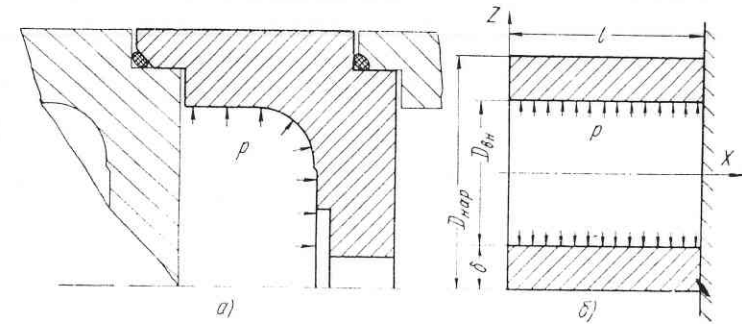


Рис. 119. Расчетная схема секции

женной является секция предпоследней ступени, внутри которой действует давление, соответствующее напору $i-1$ ступени.

Расчет секции производится по общей теории цилиндрической оболочки. В качестве расчетной схемы принимается короткий цилиндр, один край которого свободен, а другой жестко защемлен в месте сопряжения со стенкой секции (рис. 119, б).

Исходные данные для расчета:

$$a = \frac{D_{нар} + D_{вн}}{4} \text{ см}; \quad h = \delta;$$

$$p = \frac{H_{i-1}}{\gamma} \text{ — равномерно распределенная нагрузка от давления в } \kappa\Gamma/\text{см}^2;$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{a^2 h^2}} \text{ — параметр в } 1/\text{см}.$$

Наибольшие напряжения возникают в месте защемления цилиндра. Для этого сечения определяем:

интенсивность изгибающего момента в радиальном направлении в $\kappa\Gamma \cdot \text{см}/\text{см}$:

$$M_r = \frac{p}{2\beta^2} \cdot \frac{\sin^2 \beta l \cdot \text{ch}^2 \beta l + \cos^2 \beta l \cdot \text{sh}^2 \beta l}{\cos^2 \beta l + \text{ch}^2 \beta l};$$

интенсивность изгибающего момента в окружном направлении в $\kappa\Gamma \cdot \text{см}/\text{см}$:

$$M_t = \mu M_r;$$

интенсивность перерезывающей силы в радиальном направлении в $\kappa\Gamma/\text{см}$:

$$Q_r = \frac{p}{\beta} \cdot \frac{\sin \beta l \cdot \cos \beta l + \text{sh } \beta l \cdot \text{ch } \beta l}{\cos^2 \beta l + \text{ch}^2 \beta l}.$$

Максимальные напряжения в цилиндрической части секции в радиальном направлении в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$

$$\sigma_{\max} = \frac{6M_r}{h^2} + \frac{Q_r}{h}.$$

Запас прочности при растяжении должен находиться в пределах

$$n_p = \frac{\sigma_p}{\sigma_{\max}} = 1,8 \div 3,0.$$

За редким исключением все секции многоступенчатых насосов выполняются с постоянной толщиной стенки из одного материала.

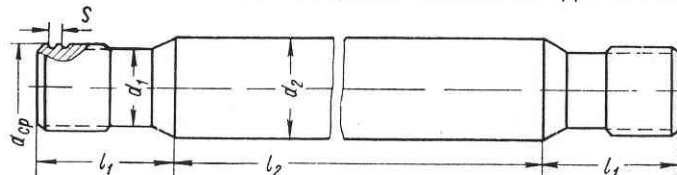


Рис. 120. Схема стяжной шпильки секционного корпуса

Однако существуют конструкции насосов, в которых секции первых ступеней выполнены либо из менее качественного материала, либо с меньшей толщиной цилиндрической части. В этом случае необходимо произвести проверочный расчет модификации секции, находящейся в более тяжелых условиях работы.

Если уплотнение секций осуществляется за счет металлического контакта, необходимо проверить секцию на допустимый угол раскрытия стыка, не нарушающий герметичности.

Расчет стяжных шпилек. Минимальное расчетное усилие, действующее на стяжные шпильки, выбирается из условия обеспечения герметичности уплотняющих стыков секций. В насосах, перекачивающих горячие жидкости, стяжные шпильки должны также воспринимать усилия от разности температурных расширений корпуса и шпилек и препятствовать перекосам корпуса при неравномерном прогреве.

Количество стяжных шпилек z , как правило, определяется в процессе конструктивной проработки насоса. При этом приближенно определяется также диаметр шпилек, после чего производится проверочный расчет шпилек на прочность. Схема шпильки приведена на рис. 120.

Минимальное усилие на шпильке, необходимое для сохранения герметичности между секциями, равно усилию, действующему на крышку нагнетания при давлении гидропробы:

$$P_{\min} = \frac{\pi}{4} (D_{cp}^2 - D_{вн}^2) p_{пр},$$

где D_{cp} — средний диаметр уплотнительного стыка крышки и секции;

$D_{вн}$ — диаметр центрального отверстия крышки нагнетания. Растягивающие напряжения в теле шпильки от усилия p_{\min} :

$$\sigma_p = \frac{P_{\min}}{z \cdot 0,785 d_1^2}.$$

Расчетное напряжение $\sigma_{расч}$ должно выбираться из условия

$$\sigma_p \leq \sigma_{расч} = \sigma_t + \sigma_{зам} \leq [\sigma]_{ш}.$$

Напряжение в шпильках σ_t от разности температурных расширений определяется следующим образом.

Относительное удлинение корпуса и шпилек

$$\varepsilon_k = \alpha_k (t_k - t_{cp});$$

$$\varepsilon_{ш} = \alpha_{ш} (t_{ш} - t_{cp}),$$

где t_{cp} — температура окружающей среды в $^{\circ}\text{C}$;
 t_k и $t_{ш}$ — температура корпуса и шпилек (определяется на основании опытных данных).

Тогда

$$\sigma_t = (\varepsilon_k - \varepsilon_{ш}) E_{ш}.$$

Напряжением от предварительной затяжки шпильки обычно задаются: $\sigma_{зам} = 350 \div 400 \kappa\Gamma/\text{см}^2$.

Основное допустимое напряжение $[\sigma]_{ш}$ принимается в зависимости от материала шпилек:

Сталь	40	40X	30XMA
$[\sigma]_{ш}$ в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$	2600	2800	3500

Усилие от предварительной затяжки шпильки

$$P_{зам} = \sigma_{зам} \cdot 0,785 d_1^2.$$

Крутящий момент для предварительной затяжки можно определить по выражению

$$M_{кр} = \frac{P_{зам} d_{cp}}{2} \cdot \frac{s + \mu' d_{cp} \pi}{d_{cp} \pi - \mu' s},$$

где $\mu' = 0,2$ — коэффициент трения.

Касательные напряжения в теле шпильки

$$\tau = \frac{16 M_{кр}}{\pi d_1^3}.$$

Приведенное напряжение в теле шпильки определяется по энергетической теории прочности

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_{расч}^2 + 3\tau^2}.$$

Запас прочности по пределу текучести должен лежать в пределах $n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{np}} = 5 \div 10$.

Угол закручивания шпильки

$$\varphi = \frac{M_{кр}}{G} \left(\frac{2l_1}{J_{p1}} + \frac{l_2}{J_{p2}} \right).$$

Угол закручивания шпильки на 1 пог. м

$$\varphi_0 = \frac{\varphi}{l_2 + 2l_1}$$

должен быть менее допустимого $[\varphi_0] = 2^\circ$.

Расчет резьбы стяжных шпилек производится обычными методами теории «Деталей машин».

§ 47. Двойной корпус

Конструктивное исполнение многоступенчатого насоса чисто секционного типа при давлении нагнетания выше 200 кг/см^2 и температуре перекачиваемой жидкости более 150°C связано с рядом трудностей. В этих случаях применяется двухкорпусная конструкция насоса (см. рис. 115, в). Двухкорпусная конструкция насоса встречается также в насосах, предназначенных для перекачивания сильно агрессивных или взрывоопасных жидкостей.

При этом корпус состоит из наружного 1 и внутреннего 2 корпуса.

Наружный корпус представляет собой кованный или литой полый цилиндр, внутри которого устанавливается внутренний корпус. К наружному корпусу приварены входной и напорный патрубки, опорные лапы. В литом наружном корпусе лапы и патрубки могут быть отлиты совместно с корпусом.

С обоих торцов наружный корпус закрывается крышками. Таким образом, под полным перепадом давления находятся всего два стыка в плоскости, перпендикулярной к оси насоса: внутренний — между внутренним и наружным корпусом и внешний — между наружным корпусом и крышкой нагнетания. Уплотнение этих стыков, как правило, осуществляется металлическими прокладками. Уплотняющее усилие на внутреннем стыке создается давлением насоса, на внешнем — шпильками крепления крышки нагнетания. В местах уплотнений корпусные детали обычно имеют пояски, наплавленные стойким к эрозии материалом. В отдельных случаях применяется азотирование или хромирование уплотняющих стыков.

В некоторых конструкциях насосов уплотнение стыков осуществляется без прокладки за счет металлического контакта. При этом наряду с металлизацией должны быть также обеспечены высокая точность и чистота обработки уплотняющих стыков.

Внутренний корпус, образующий проточную часть насоса, может иметь следующие конструктивные разновидности:

1. Внутренний корпус состоит из отдельных секций, в которых размещаются неразъемные лопастные отводы (см. рис. 151). Секции соединяются друг с другом шпильками и центрируются на заточках. Возможно соединение нескольких секций длинными соединительными шпильками. Уплотнение стыков секций осуществляется аналогично уплотнению стыков в секционных насосах. Уплотняющее усилие создается за счет давления насоса. Такая конструкция внутреннего корпуса наиболее приемлема для разборного ротора, в котором рабочие колеса посажены с подвижной посадкой. Секции внутреннего корпуса рассчитываются на прочность аналогично секциям секционных насосов с тем отличием, что сила давления на секцию действует снаружи. Проверочный расчет производится для секции первой ступени.

2. Внутренний корпус аналогичен предыдущему, но лопастные отводы состоят из двух половин и имеют разъем в плоскости оси насоса.

3. Внутренний корпус имеет разъем в плоскости оси насоса и состоит из двух отливок, в которых выполнены водопроводящие каналы (см. рис. 150). Обе половинки корпуса соединяются между собой с помощью болтов или шпилек. Уплотнение плоскости разъема осуществляется за счет металлического контакта или при помощи прокладки. Уплотняющее усилие создается давлением, развиваемым насосом.

4. Внутренний корпус сварнолитой (сварнокованный), состоящий из двух половинок с разъемом по оси насоса. Обе половинки получают сваркой литых или кованных заготовок, образующих межступенные диафрагмы, между которыми устанавливаются разъемные лопастные отводы.

Наряду с минимальным количеством наружных стыков, находящихся под высоким давлением, двухкорпусная конструкция обладает также тем преимуществом, что сборка и разборка насоса может производиться без демонтажа подсоединительных трубопроводов, что особенно важно для крупных насосов. Естественно, что двухкорпусная конструкция обладает большей металлоемкостью и трудоемкостью изготовления по сравнению с однокорпусной секционной. Однако соображения высокой надежности и техники безопасности в специальных случаях требуют применения двухкорпусных насосов.

Детали внутреннего корпуса, непосредственно соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, обычно изготавливают из более качественных материалов, чем наружный корпус. Для насосов,

перекачивающих горячую воду, внутренний корпус изготавливается из нержавеющей или углеродистой стали; для агрессивных жидкостей — из специальных легированных сталей. Материал для наружного корпуса — обычно сталь 20 или 30. В некоторых случаях наружные корпуса изготавливаются из серого чугуна.

Расчет на прочность наружного корпуса. В качестве расчетной схемы для наружного корпуса принимается длинный

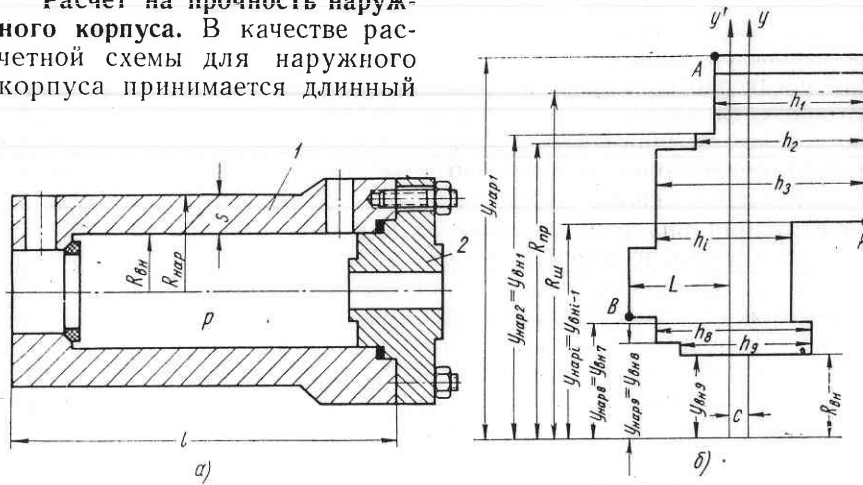


Рис. 121. Расчетные схемы наружного корпуса и крышки нагнетания:
а — конструкция корпуса и крышки; б — расчетная схема крышки

толстостенный цилиндр 1, находящийся под действием внутреннего давления p (рис. 121, а). Эта схема пригодна в случае

$$l > 5 \sqrt{R_{\text{вн}} s} \text{ и } s > 0,2 R_{\text{вн}}.$$

Определение напряжений в теле корпуса необходимо производить при рабочем давлении и давлении гидропробы.

Напряжение в стенке корпуса на внутреннем радиусе $R_{\text{вн}}$ состоит из окружного напряжения

$$\sigma_1 = p \frac{R_{\text{нар}}^2 + R_{\text{вн}}^2}{R_{\text{нар}}^2 - R_{\text{вн}}^2};$$

напряжения в осевом направлении от силы давления P_k , действующей на крышку нагнетания,

$$\sigma_2 = \frac{P_k}{\pi (R_{\text{нар}}^2 - R_{\text{вн}}^2)};$$

радиального напряжения, равного

$$\sigma_3 = -p.$$

Приведенное напряжение определяется по теории «энергии формоизменения»:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]}.$$

Напряжение в стенке корпуса на внешнем радиусе $R_{\text{нар}}$ определяется аналогичным образом: окружное напряжение

$$\sigma_1 = 2p \frac{R_{\text{вн}}^2}{R_{\text{нар}}^2 - R_{\text{вн}}^2}.$$

Напряжение в осевом направлении σ_2 равно напряжению на внутренней стенке корпуса; радиальное напряжение

$$\sigma_3 = p \frac{R_{\text{вн}}^2}{R_{\text{нар}}^2 - R_{\text{вн}}^2} \left(1 - \frac{R_{\text{нар}}}{\rho}\right) \text{ при } \rho = R_{\text{нар}}; \sigma_3 = 0.$$

Запас прочности по пределу текучести определяется из максимального приведенного напряжения и должен находиться в пределах $n_T = 1,3 \div 1,5$ при давлении гидропробы.

Большинство двухкорпусных насосов работает при высокой температуре перекачиваемой жидкости. Поэтому при прочностных расчетах необходимо учитывать температурные напряжения, возникающие из-за разности температур на внутренней и наружной поверхности корпуса.

Температура на внутренней поверхности корпуса $t_{\text{вн}}$ в рабочих условиях принимается равной температуре перекачиваемой жидкости. Температуру на наружной поверхности можно определить по выражению

$$t_{\text{нар}} = \frac{t_{\text{вн}} + t_{\text{ср}} \frac{\alpha}{\lambda} R_{\text{нар}} \ln \frac{R_{\text{нар}}}{R_{\text{вн}}}}{1 + \frac{\alpha}{\lambda} R_{\text{нар}} \ln \frac{R_{\text{нар}}}{R_{\text{вн}}}},$$

где $t_{\text{ср}}$ — температура окружающей среды в °С;

α — коэффициент теплоотдачи от стенки корпуса к окружающей среде в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}$;

λ — коэффициент теплопроводности стенки корпуса в $\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}$.

Температурные напряжения в стенке корпуса на внутреннем радиусе $R_{\text{вн}}$ состоят:

из окружного напряжения

$$\sigma_1^t = \frac{E \alpha (t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}})}{2(1 - \nu)} \left[\frac{1}{\ln \frac{R_{\text{нар}}}{R_{\text{вн}}}} - \frac{2R_{\text{нар}}^2}{R_{\text{нар}}^2 - R_{\text{вн}}^2} \right];$$

из осевого напряжения $\sigma_2^t = \sigma_1^t$;

из радиального напряжения $\sigma_3^t = 0$.

Наибольшее растягивающее напряжение в точке K

$$\sigma_p = \frac{M}{J_3} \cdot \frac{z_K}{y_K}.$$

Радиальное перемещение точки B

$$U_B = \varphi z_B.$$

Радиальное напряжение во фланце крышки

$$\sigma_r = \frac{3P_{ш} (R_{ш} - R_{np})}{\pi R_{np} h^2}.$$

Вычисляем значения σ_p , σ_r и U_B для рабочего давления и давления гидропробы. Рекомендуемые запасы прочности по пределу текучести: при давлении гидропробы 1,3—1,5, при рабочем давлении 2—3.

Допустимая величина радиального перемещения точки B определяется величиной зазора в цилиндрической дросселирующей щели перед гидропяткой. Перемещение точки B при давлении гидропробы не должно превышать $2/3$ радиального зазора в щели.

При расчете определяется также осевое перемещение крайней точки фланца (точка A)

$$u_A = \varphi (y_{н1} - y_{вн1}).$$

Допустимая величина осевого перемещения точки A не должна превышать гарантированной величины обжатия металлической уплотняющей прокладки между крышкой нагнетания и наружным корпусом.

§ 48. Фланцевые соединения и неподвижные уплотняющие стыки

Для подсоединения всасывающего и напорного трубопроводов в корпусе насоса предусмотрены соответствующие патрубки с литыми фланцами. Вспомогательные трубопроводы соединяются с насосом часто при помощи сварных фланцевых соединений.

Требования по обеспечению плотности фланцевых соединений могут быть распространены на неподвижные уплотняющие стыки корпусных деталей (стыки секций, плоскость разъема и др.).

Проверочный расчет фланцевых соединений может быть выполнен различными способами [43, 1]. В настоящее время в насосостроении наибольшее распространение получил метод предельных нагрузок, разработанный в ЦКТИ им. И. И. Ползунова. Расчет фланцевых соединений включает в себя:

а) определение несущей способности фланцев; б) проверку плотности фланцевого соединения.

Несущая способность фланцев

Рассмотрим вначале наиболее простой пример фланцев, нагруженных двумя усилиями (усилием затяжки болтов и реакцией опоры). Остановимся на трех наиболее распространенных типах фланцев: свободный (рис. 122, а), с цилиндрическим воротником (рис. 122, б) и с конической шейкой (рис. 122, в).

Предельная нагрузка (несущая способность) на фланец

$$P^* = 1,7\varphi K h^2 \sigma_T,$$

где φ — коэффициент прочности фланца, ослабленного отверстиями для болтов. Для свободных фланцев (рис. 122, а)

$$\varphi = 1 - \frac{2d}{D_{нар} - D};$$

для жестких фланцев (рис. 122, б, в)

$$\varphi = 0,9;$$

K — коэффициент, зависящий от размеров фланцев.

В действительных условиях на фланец действует ряд усилий, приложенных на различных радиусах (рис. 122, г):

P_1 — реакция прокладки;

P_6 — усилие от затяжки болтов;

P_2 и P_3 — составляющие усилия от гидростатического давления, причем P_2 приложено по среднему диаметру трубопровода, а P_3 — посередине между усилиями P_1 и P_2 .

Эти усилия могут быть приведены к одному с помощью несложных преобразований (в нашем случае они приведены к P_2):

$$P_{np} = P_2 + P_3 \frac{l_3}{l_2} + P_1 \frac{l_1}{l_2}.$$

Но так как

$$l_3 = 0,5 (l_1 + l_2),$$

получается, что

$$P_{np} = P_2 + 0,5 P_3 \left(1 + \frac{l_1}{l_2}\right) + P_1 \frac{l_1}{l_2}.$$

Усилия, действующие на жесткий фланец, определяются по выражениям:

$$P_2 = \pi D_2^2 p;$$

$$P_3 = \pi (D_1^2 - D_2^2) p;$$

$$P_1 = P_6 - \pi (1 - \eta) D_1^2 p,$$

где

$$P_6 = \frac{\pi}{4} z d_{вн}^2 [\sigma_6];$$

z — число болтов;
 $d_{вн}$ — внутренний диаметр резьбы в см;
 $[\sigma_б]$ — условное допускаемое напряжение в болтах в кг/см²;
 D — диаметры приложения соответствующих усилий в см;
 $\eta = 0,1$ — опытный коэффициент упругости фланцевого соединения.

После подстановки полученных значений и преобразований выражение приведенного усилия принимает вид

$$P_{np} = \frac{\pi D_1^2 p}{2} \psi + P_б \frac{l_1}{l_2},$$

где

$$\psi = \left(1 - \frac{l_1}{l_2}\right) \left[\left(\frac{D_б - 2l_2}{D_n}\right)^2 + 1\right] + 0,2 \frac{l_1}{l_2} \text{ для } D_1 = 0,5 D_n.$$

Величина приведенного усилия не должна превосходить допустимого, т. е. должно соблюдаться условие

$$P_{np} \leq 1,7 \varphi K h^2 [\sigma_\phi], \quad (80)$$

где $[\sigma_\phi]$ — условное допускаемое напряжение для фланца в кг/см².

Толщина жесткого фланца определяется из выражения (80) при сделанных выше допущениях:

$$h = 0,61 \frac{d_б}{\sqrt{K}} \sqrt{\frac{[\sigma_б]}{[\sigma_\phi]} \left(z \frac{l_1}{l_2} + 0,7 \psi \frac{D_n^2 p}{D_б^2 [\sigma_б]}\right)}.$$

Коэффициент K для жестких фланцев:
с воротником

$$K = 1 + \frac{D}{D_б - D - s} \left[\frac{D_{нар}}{D} \left(1 - \frac{D_б - D - s}{D_б}\right) + \frac{s^2}{h^2} - 1 \right];$$

с конической шейкой
при $i \geq i_0$

$$K = 1 + \frac{D}{D_б - D - s} \left[\frac{D_{нар}}{D} \left(1 - \frac{D_б - D - s}{D_б}\right) + \frac{\Delta^2}{h^2} - 1 \right];$$

при $i < i_0$

$$K = 1 + \frac{D}{D_б - D - s} \left\{ \left[\frac{D_{нар}}{D} \left(1 - \frac{D_б - D - s}{D_б}\right) + \frac{s^2}{h^2} - 1 \right] + \left(\frac{\Delta^2}{h^2} - \frac{s^2}{h^2} \right) \frac{2H_{ш}}{\sqrt{D}(\Delta - s)} \right\},$$

где $i = \frac{H_{ш}}{\Delta - s}$ — уклон конической шейки;

$$i_0 = 0,5 \sqrt{\frac{D}{\Delta - s}} \text{ — критическое значение уклона.}$$

Длина плеч

$$l_1 = 0,5 (D_б - D_n);$$

$$l_2 = 0,5 (D_б - D - s).$$

В качестве расчетного диаметра прокладки D_n рекомендуется принимать ее наружный диаметр.

Толщина свободного фланца

$$h_c = 0,58 d_б \sqrt{\frac{z [\sigma_б]}{\eta K [\sigma_\phi]}},$$

где

$$K = 1 + \frac{D_{нар} - D}{D_б - D_1}.$$

Рекомендуемые условные допускаемые напряжения в кг/см² для фланцев приведены в табл. 8, а для болтов (шпилек) — в табл. 9.

Таблица 8

Температура среды в °С	Серый чугун	Сталь 15, Ст.3	Сталь 20, Ст.4	Сталь 25	Сталь 30
20	650	1130	1280	1410	1530
100	600	1080	1220	1340	1400
200	520	1040	1160	1260	1350
300	—	970	1060	1120	1220
400	—	750	810	880	930

Таблица 9

Температура в °С	Сталь						
	15 Ст.3	20 Ст.4	25 Ст.5	30	35	40 40X	30ХМА
20	900	1020	1130	1200	1300	1400	2400
100	860	970	1070	1150	1260	1340	2250
200	830	930	1010	1100	1200	1300	2050
300	780	850	900	930	970	1010	1850
400	600	640	700	720	750	770	1600

Для фланцев с диаметром болтов меньше 24 мм величины $[\sigma_\phi]$ берутся с учетом поправочного коэффициента C :

Диаметр болтов в мм	12	14	16	18	20	22
Коэффициент C	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9

Допускаемые напряжения для литых фланцев принимаются равными 80% значений, приведенных в табл. 8. Для материалов, не указанных в табл. 8, можно принять

$$[\sigma_\phi] = \frac{\sigma_T}{1,6}.$$

Для материалов, не указанных в табл. 9, допускаемое напряжение

$$[\sigma_\delta] \leq \frac{\sigma_T}{2}.$$

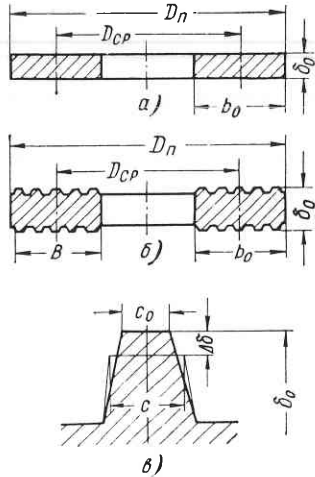


Рис. 123. Типы прокладок для фланцевых соединений

Плотность фланцевого соединения Уплотняющие стыки можно разбить на две группы:

- а) уплотнения, осуществляемые только за счет усилия затяжки болтов;
- б) уплотнения, в которых к усилию затяжки болтов добавляется усилие от давления рабочей среды.

Характерной особенностью уплотнений первой группы является то, что при затяжке болтов и отсутствии внутреннего давления на прокладку действует максимальное усилие.

Герметичность фланцевого соединения не будет нарушена, если выполняются условия:

$$P_0 \geq P_{nr}^*; P_{nr} \geq P_{nr}^{**}, P_\delta \geq P_r,$$

- где P_0 — усилие затяжки болтов;
- P_{nr}^* — усилие, необходимое для пластической деформации прокладки при затяжке болтов;
- P_{nr}^{**} — усилие, действующее на прокладку при работе;
- P_{nr} — уплотняющее усилие, необходимое для обеспечения герметичности при работе;
- P_δ — усилие в болтах при работе;
- P_r — усилие, создаваемое давлением рабочей среды.

Усилие, необходимое для пластической деформации прокладки, в основном зависит от типа и материала прокладки. В фланцевых соединениях высокого давления широко применяются металлические прокладки: плоские (рис. 123, а) и зубчатые (рис. 123, б). Часто применяются также прокладки из анизотропных материалов, например, паронита, клингерита и т. п.

Усилие, необходимое для пластической деформации прокладки,

$$P_{nr}^* = \pi b D_{cp} q_0.$$

Вследствие перекоса опорных поверхностей и изгиба фланца прокладка сжимается неравномерно по ширине. Поэтому вместо

действительной ширины прокладки b_0 в расчет вводится некоторая эффективная ширина b . Для определения b применяются следующие соотношения:

плоские прокладки:

$$\text{при } b_0 \leq 1 \text{ см } b = b_0;$$

$$\text{при } b_0 > 1 \text{ см } b = \sqrt{b_0};$$

зубчатые прокладки:

$$\text{при } b \leq 1 \text{ см } b = z c_0;$$

$$\text{при } b > 1 \text{ см } b = \frac{z c_0}{\sqrt{b}},$$

где z — число зубцов;

c_0 — начальная ширина зубцов до обжатия (рис. 123, в).

Удельное давление на прокладку q_0 , необходимое для обеспечения пластической деформации металлических прокладок: плоских

$$q_0 = \left(1 + 0,32 \frac{b}{\delta_0}\right) \sigma_T;$$

зубчатых

$$q_0 = 4\sigma_T.$$

Значения σ_T наиболее часто применяемых материалов для прокладок приведены ниже:

Материал	Свинец	Алюминий	Красная медь	Железо Армко	Сталь 10	Сталь 1Х13	Сталь 1Х18Н9Т
σ_T в кг/см ²	50	350	700	1500	1800	2400	3500

Для паронитовых прокладок q_0 может быть определена по эмпирической формуле

$$q_0 = 30e^{17,3 \frac{\Delta\delta}{\delta_0}}.$$

Численные значения q_0 приведены в табл. 10.

Таблица 10

δ_0 в мм	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	3
$\Delta\delta$ » »	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,13	0,16	0,20
q_0 в кг/см ²	400	340	300	210	170	140	120	100

Нарушение герметичности фланцевых соединений происходит в том случае, если под действием внутреннего давления усилие, действующее на прокладку, становится равным нулю. Минимальное усилие на прокладку, действующее в рабочих условиях, не должно быть меньше

$$P_{np}^{**} = \pi b D_{cp} q.$$

Удельное давление на поверхности контакта $q = \chi p$. Рекомендуемые значения коэффициента запаса χ приведены в табл. 11

Таблица 11

Тип прокладки	Фланцы	
	сосудов и крышки	трубопроводов
Плоская	1,0	1,5
Зубчатая	2,0	3,0

Увеличение значения коэффициента χ для фланцев трубопровода делается из-за возможного изгиба самих трубопроводов.

Для зубчатых прокладок

$$b \approx z c_0.$$

Усилие P_p , создаваемое давлением рабочей среды,

$$P_p = \frac{\pi}{4} D_{np}^2 p.$$

Усилие от затягивания болтов P_0 должно быть больше одного из значений:

$$P_0 \geq P_{np}^* = \pi D_{cp} b q_0;$$

$$P_0 \geq P_{np}^{**} + (0,9 + n) P_6.$$

Под действием высокой температуры может произойти ослабление герметичности соединения вследствие ползучести элементов. Для того чтобы учесть это явление, в расчет вводится дополнительное усилие $(0,9 + n) P_6$. Коэффициент n вычисляется на основании расчета релаксации фланцевого соединения при высокой температуре.

Ориентировочные значения n приведены ниже:

Температура среды в °С	<400	400	425	450	475	500	525
n	0	0,5	1,0	1,5	2,5	4,0	6,0

Расчетное усилие в болтах фланцевого соединения P_6 при рабочих условиях принимается равным наибольшему из двух следующих значений:

$$P_6 = P_{np}^{**} + (1 + 0,5n) P_p;$$

$$P_6 = P_0 - 0,5 (n - 0,2) P_p.$$

По полученному усилию обычным способом определяется диаметр или число болтов фланцевого соединения, необходимое для обеспечения герметичности при рабочих условиях.

Аналогичным способом могут быть рассчитаны прокладки стыков корпусов насосов, элементы уплотнения разъема и др.

В этих случаях приходится учитывать дополнительные нагрузки, к которым в первую очередь следует отнести силу давления.

§ 49. Фундаментная плита

Основные требования, предъявляемые к плитам: обеспечивать жесткость и правильность фиксации корпуса, не создавать препятствий при эксплуатации и уходе за насосом, прочно соединяться с фундаментом.

Насосы для холодной воды устанавливаются на корытообразных литых или сварных плитах (рис. 124, а, б). Обычно насосы и привод монтируются на общей фундаментной плите. Насос и электродвигатель устанавливаются на обработанные опорные поверхности плиты и крепятся к ней. Центровка насоса и электродвигателя и крепление их осуществляются на заводе-изготовителе. Как правило, электродвигатель подцентровывается к насосу с помощью прокладок.

При значительной разнице по высоте до опорных поверхностей лап насоса и привода на плите предусматриваются тумбы или сменные стойки.

В насосах, перекачивающих горячие жидкости, необходимо создать благоприятные условия для теплового расширения. С этой целью опорные поверхности лап корпуса максимально приближаются к горизонтальной плоскости, проходящей через ось насоса. Фундаментные плиты таких насосов имеют высокие тумбы, на которые устанавливается насос (рис. 124, в). Тумбы могут быть съемными.

Для уменьшения расцентровки агрегата при нагреве насоса лапы корпуса со стороны привода фиксируются поперечными шпонками с зазором 0,03—0,07 мм. Корпус насоса расширяется в сторону свободного конца вала.

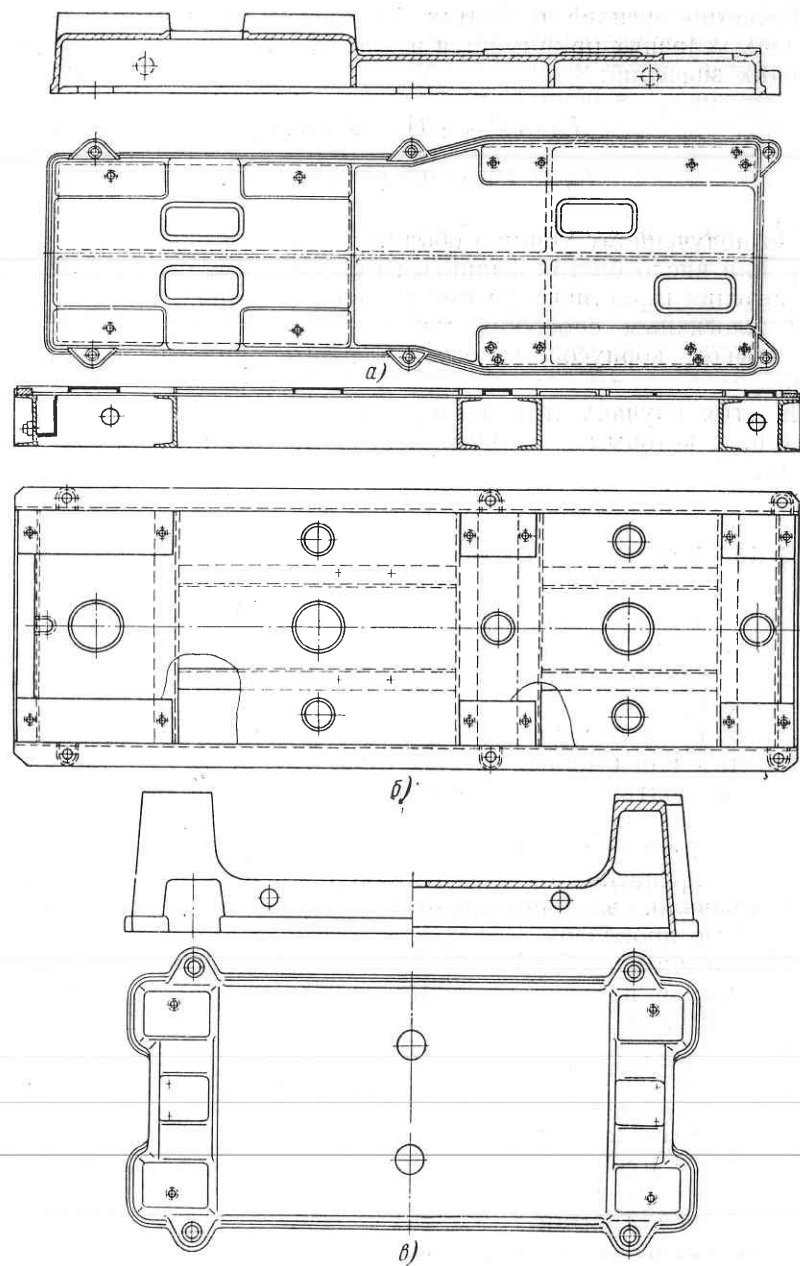


Рис. 124. Типы фундаментных плит

В тумбах плиты могут быть образованы полости для подвода охлаждающей воды.

В плитах для многоступенчатых насосов секционного типа рекомендуется предусмотреть обработанные направляющие пояски для облегчения сборки и разборки секций насоса.

Фундаментная плита с насосом, как правило, при монтаже устанавливается на закладную фундаментную раму. В нижней части плиты должны быть предусмотрены обработанные площадки для установки на клиновые прокладки и приливы с отверстиями для болтов крепления плиты с насосом к закладным частям.

При чрезмерно больших размерах насосных агрегатов стоимость общей плиты превышает затраты на установку и пригонку при монтаже индивидуальных плит под насос и привод. В таких случаях насос и электродвигатель устанавливаются каждый на своей раме. В практике отечественного насосостроения общие фундаментные плиты применяются для насосных агрегатов с электродвигателями мощностью до 500 квт.

9 Детали ротора

§ 50. Ротор в сборе

Ротор многоступенчатого насоса представляет собой отдельный комплектный узел, состоящий из вала 2, рабочих колес 3, защитных втулок 1, разгрузочного диска 4 и других мелких деталей, закрепленных на валу (рис. 125).

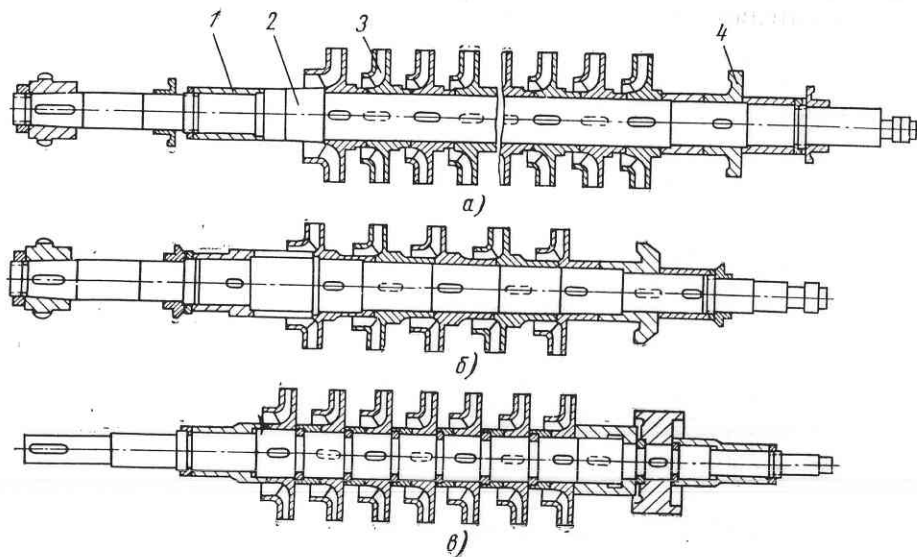


Рис. 125. Конструкция ротора насоса

От правильного выбора конструкции и технологии изготовления ротора и отдельных его деталей в значительной степени зависит надежная работа насоса. Отсутствие вибрации в насосе из-за неуравновешенности ротора при его вращении является одним из основных условий нормальной работы насоса. Выполнение этого требования осуществляется за счет тщательной статической балансировки отдельных деталей ротора и динамической балансировки собранного ротора. Динамическая балансировка ротора производится на специальных станках, обычно при пониженной скоро-

сти вращения. При этом может оказаться, что отбалансированный ротор при работе с более высоким числом оборотов из-за возникновения дополнительных динамических прогибов может оказаться разбалансированным. В связи с этим роторы крупных многоступенчатых насосов рекомендуется балансировать при числе оборотов, близком к рабочему, иногда в собственных опорах на месте эксплуатации. Допустимая центробежная сила от неуравновешенного ротора не должна превышать 1—2% веса ротора [1].

Наиболее благоприятные условия для обеспечения уравновешенности создает так называемая неразборная конструкция ротора, при которой рабочие колеса посажены на вал с натягом. Тип посадки зависит от числа оборотов и температуры перекачиваемой жидкости и выбирается с таким расчетом, чтобы при работе не образовался зазор между валом и ступицей рабочего колеса под действием центробежных сил и температурного расширения. Сборка и разборка такого ротора, как правило, производится с подогревом рабочих колес. Вал ротора имеет ступенчатое уменьшение диаметров посадочных поверхностей под колеса (рис. 125, б).

Неразборный ротор усложняет конструкцию, сборку и разборку многоступенчатого насоса. Поэтому он нашел распространение в насосах с числом оборотов более 3000 в минуту. При меньших оборотах преобладающее распространение получил разборный ротор, в котором рабочие колеса посажены на вал по скользящей или плотной посадке (рис. 125, а).

Рабочие колеса, разгрузочный диск и втулка насосов, работающих на холодной воде, в осевом направлении фиксируются на валу гайкой; в насосах, перекачивающих горячую воду, между комплектом рабочих колес и втулкой разгрузочного диска предусматривается торцовый зазор 0,5—1 мм для компенсации разности температурного расширения вала и рабочих колес.

При работе насоса через торцы ступиц рабочих колес на вал передается осевое усилие, достигающее десятков тонн. При неперпендикулярности торцов под действием осевого усилия вал может быть дополнительно изогнут, что может привести к разбалансировке ротора. Поэтому торцы рабочих колес обрабатываются с перпендикулярностью 0,01—0,02 мм при чистоте поверхности $\nabla 7$ — $\nabla 8$. За счет плотного прилегания торцов исключается возможность перетока перекачиваемой жидкости по валу.

При чрезмерно больших осевых усилиях для предупреждения смятия торцов ступиц приходится передавать его от нескольких рабочих колес или даже каждого в отдельности (рис. 125, в). На валу протачиваются кольцевые канавки, в которые устанавливаются разъемные упорные кольца. Для облегчения сборки обе половинки удерживаются стяжным кольцом. Упорные кольца входят в заточку ступицы рабочего колеса и фиксируются в ней.

Если рабочие колеса изготавливаются с короткими ступицами, то в собранном роторе между ними устанавливаются дистанционные втулки.

В собранном роторе должно быть проверено биение рабочих поверхностей, которые не должны превышать следующих величин в мм:

Уплотнения рабочих колес	0,05—0,08
Межступенные уплотнения	0,06—0,09
Втулки концевых уплотнений	0,03—0,04
Торцовая поверхность разгрузочного диска	0,02
Шейки вала под подшипники	0,01—0,02

Биевание проверяется при отпущенных и затянутых гайках ротора. Изменение величины биения свидетельствует о неправильно выполненных торцах деталей.

Изготовление роторов высокооборотных насосов требует большой точности и тщательности. Однако применение высоких чисел оборотов приводит к уменьшению диаметра рабочих колес и числа ступеней, что не только способствует повышению надежности работы насоса, но и облегчает обработку ротора.

§ 51. Вал

Вал является базовой деталью ротора, которая при работе насоса подвержена действию знакопеременной нагрузки. Максимальный диаметр вала выбирается в месте посадки рабочих колес, дальше к обоим концам происходит ступенчатое уменьшение диаметра для установки втулок и других деталей ротора. Посадочные размеры вала высоконапорных насосов выполняются по 2—3-му классу точности. Уступ вала для упора рабочих колес должен быть выполнен строго перпендикулярно оси насоса. Оси шпоночных пазов должны лежать в плоскости, проходящей через ось вала. В многоступенчатых насосах шпоночные пазы рекомендуется располагать поочередно с обеих сторон вала для уменьшения дисбаланса ротора.

Шейки вала под подшипники скольжения подвергаются поверхностной закалке. Для их обработки применяются доводочные операции: наружное хонингование или суперфинишная обработка.

В качестве заготовок для валов применяются прокат или поковки. Заготовки валов крупных насосов должны проходить дефектоскопию для выявления скрытых дефектов.

Для изготовления валов насоса, перекачивающих холодную воду, можно рекомендовать сталь 40, 45 или 40Х. Для горячеводных насосов материал вала должен сохранять свои механические свойства при температуре перекачиваемой жидкости и иметь коэффициент линейного расширения, мало отличающийся от коэффициента линейного расширения материала других деталей ротора. Для валов питательных насосов широко применяется сталь 40ХФА.

Валы насосов, перекачивающих агрессивные жидкости, могут изготавливаться из обычных материалов, но с защитой вала втулками из коррозионностойкого материала.

Определение критической скорости вращения ротора. Вал насоса должен быть рассчитан таким образом, чтобы обеспечить достаточную прочность его и гарантировать отсутствие недопустимых деформаций, нарушающих устойчивую работу ротора. Для высокооборотных многоступенчатых насосов второе требование часто является определяющим при выборе размера вала.

Под действием собственного веса и веса насаженных деталей ось вала имеет определенный статический прогиб. При вращении вала, даже при тщательной балансировке, всегда имеет место остаточный дисбаланс, вызывающий дополнительную нагрузку на вал от действия центробежной силы. Кроме того, при работе на ротор действует ряд гидромеханических сил в радиальном и осевом направлениях. Под действием этих сил ось вала получает дополнительный динамический прогиб, который зависит от скорости вращения вала.

При некотором значении скорости вращения динамический прогиб достигает таких величин, что вал становится динамически неустойчивым и начинает вибрировать. В этом случае обычно частота возмущающей силы совпадает с частотой собственных колебаний ротора; и наступает резонанс. Скорость вращения вала, соответствующая возникновению резонанса, называется критической скоростью вращения.

При вращении ротора могут возникать критические скорости высших порядков, вычисление которых связано с большими трудностями даже при использовании упрощающих предпосылок. Для приближенного определения второй критической скорости вращения можно воспользоваться рекомендацией А. И. Степанова [53].

Анализ расчетных данных показывает, что вторая критическая скорость примерно в 3—4 раза превышает первую.

Определение первой критической скорости вращения ротора может быть произведено различными методами, описанными как в специальной [44, 60, 53], так и общетехнической литературе.

Для простейших случаев нагрузки валов получены аналитические выражения для критической скорости вращения [53]. Более высокую точность определения критической скорости вращения роторов многоступенчатых насосов дают графо-аналитический и аналитический методы.

Графическое определение критической скорости вращения дает хорошие результаты при любой схеме нагрузок и опор вала путем использования нескольких последовательных приближений. В качестве критической скорости вращения принимается такая, при которой центробежные силы для принятой упругой линии вала уравновешиваются силами упругости и вал находится в равновесии.

В качестве первого приближения для упругой линии вала принимается кривая статических прогибов под действием весовых нагрузок. Для этого в масштабе длин M_L вычерчиваем схему вала (рис. 126, а). Веса деталей ротора заменяем сосредоточенными нагрузками. Точка приложения этих нагрузок совмещается с точкой приложения усилия от веса участка вала. Вес вала с консольной полумуфтой заменяют силой, направленной в сторону противоположную направлению действия основных грузов, так как точки с нулевыми прогибами при вычислении первой критической скорости могут быть только на опорах.

По методу Мора строится диаграмма моментов. На вертикальной линии откладываем действующие силы и реакции опор в масштабе сил M_P . Из точки P_1 (рис. 126, в), удаленной на величину выбранного полюсного расстояния H_1 , проводим лучи в начало каждой нагрузки. Величина полюсного расстояния выбирается из условия получения приемлемого масштаба моментов:

$$M_M = M_P M_L H_1.$$

Параллельно соответствующим лучам диаграммы сил проводим линии до пересечения с вертикалями через точки приложения соответствующих нагрузок. Между вертикальными линиями, проходящими через опоры, проводим отрезок прямой, параллельный замыкающему лучу диаграммы сил. Построенный таким образом веревочный многоугольник дает диаграмму моментов. На рис. 126, б она обозначена штриховой линией.

Полученную диаграмму приводим к одному, наиболее часто встречающемуся диаметру вала d_{np} . Для этого в точках, соответствующих изменению сечения вала, полученное значение момента должно быть умножено на отношение моментов инерции:

$$M_{npi} = M_i \frac{J_{np}}{J_i} = M_i \frac{d_{np}^2}{d_i^2}.$$

Эти значения приведенных моментов откладываем на соответствующих вертикалях. Соединив полученные точки отрезками прямых, получаем приведенную диаграмму моментов (рис. 126, б), которую можно рассматривать состоящей из отдельных трапеций.

Для построения упругой линии вала в центре тяжести каждой трапеции прикладываем условную нагрузку S_i , равную площади трапеции. Откладывая на вертикалях в соответствующем масштабе M_S величины условных нагрузок, строим новую диаграмму при выбранной величине полюсного расстояния H_2 . Вычерчивая по этой диаграмме новый веревочный многоугольник, получаем упругую линию вала (рис. 126, в). Прогиб в любой точке вала равен

$$y_i = z_i M_y,$$

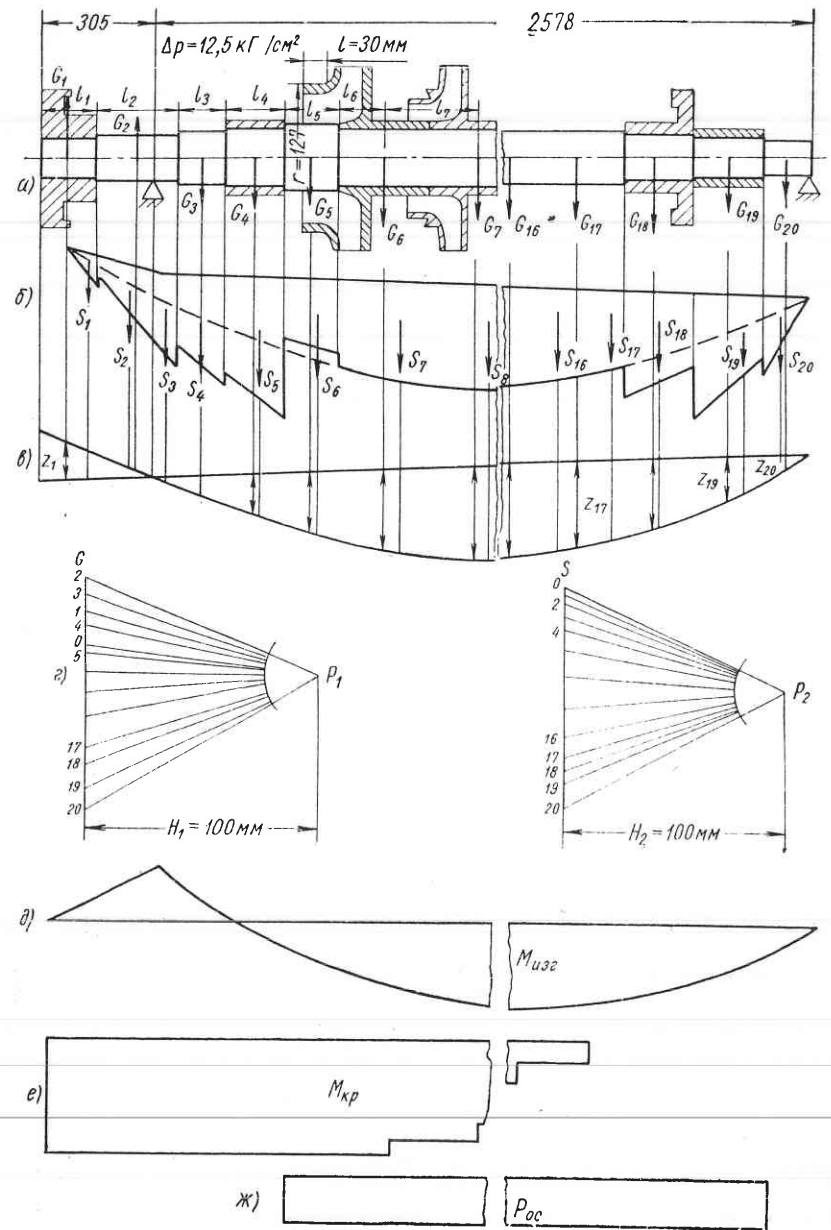


Рис. 126. Схема расчета вала

где

$$M_y = \frac{M_L^3 M_P M_S H_1 H_2}{E J_{np}} \text{ — масштаб прогибов.}$$

Вычисление критической скорости вращения при полученной упругой линии вала производится по табл. 12.

Таблица 12

<i>n</i>	1	2	...	19	20	Σ
<i>G</i> кг	68,4	13,2	...	11,4	4,7	—
<i>z</i> мм	25	3	...	16	5	—
<i>y</i> · 10 ⁴ см	150	18	...	96	30	—
<i>Gy</i> · 10 ² кгсм	102,6	2,4	...	10,9	1,4	2103,0
<i>Gy</i> ² · 10 ⁴ кгсм ²	153,9	0,4	...	10,5	0,42	8970,0

Отсюда

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{980 \frac{\Sigma Gy}{\Sigma Gy^2}} \text{ об/мин.}$$

Для двухпорных валов многоступенчатых насосов с консольным участком существуют аналитические методы определения критической скорости вращения [5].

Критическая скорость вращения с учетом упругих сил, возникающих в уплотнениях ротора. Вследствие статического прогиба вала, погрешностей изготовления, сборки и т. п. ротор многоступенчатого насоса располагается эксцентрично оси расточки уплотняющих колец. Возникающая неравномерность распределения давления в кольцевых щелях ротора при эксцентричном его расположении является причиной возникновения упругих сил в уплотнениях, которые, в свою очередь, можно рассматривать как ряд промежуточных опор жидкостного трения.

Естественно, что критическая скорость вращения такого многоопорного вала будет значительно выше расчетной, полученной по схеме расчета вала на двух жестких опорах.

Величина упругих сил в уплотнениях зависит от перепада давления на щели, размеров щели, формы уплотнения, эксцентриситета и ряда других факторов. Теоретическое определение упругих сил, приведенное в работах [3, 24], показало, что величина гидродинамических сил соизмерима с силами упругости вала.

Собственная частота колебаний ротора в воде

$$P^* = \sqrt{P^2 + \delta P^2},$$

где $P = \frac{\pi n_{кр}^{возд}}{30}$ — собственная частота колебаний в 1/сек ротора в воздухе, определяемая либо аналитически, либо приведенным выше графо-аналитическим способом;

$$\delta P^2 = \frac{g \int_0^n K \left(\frac{y_i}{y_1} \right)^2 dx}{q_{ср} \int_0^n \frac{q_i}{q_1} \left(\frac{y_i}{y_1} \right)^2 dx} \text{ — добавка при наличии гидродинамических сил в уплотнениях [3].}$$

Рассмотрим подробнее вычисление δP^2 . Исходными данными являются чертеж ротора и упругая линия вала, полученная при графо-аналитическом расчете вала на воздухе (рис. 126). Вычисление интегралов осуществляется табличным способом (табл. 13)

Таблица 13

№ участка	Участки вала	<i>d</i> в см	<i>l</i> в см	<i>G</i> в кг	$q = \frac{G}{l}$ в кг/см
	1	2	3	4	5
1	Вал, полумуфта	10,2	19,4	68,4	3,52
2	»	11,0	17,8	13,2	0,74
4	» передняя рубашка	11,5	14,4	16,6	1,15
5	»	14,0	32,4	39,1	1,21
6—17	» рабочие колеса	13,0	141,4	349,2	2,47
18	» гидروطа	12,5	11,5	50,8	4,42
19	» задняя рубашка	11,5	19,2	11,4	0,59
20	»	11,0	5,9	4,7	0,8

и 14). Разбиваем вал на участки с равными диаметрами. В графы 2, 3 и 4 (табл. 13) заносим соответственно диаметр, длину и вес каждого участка вала с деталями ротора, установленными на них (рис. 126, а). Разбиваем вал на равные участки (в нашем случае $n = 20$). В графах 2 и 3 (табл. 14) записываем граничные значения l и q для данного участка вала, взятые из граф 3 и 5 (табл. 13). Средняя нагрузка на участке

$$q_{ср} = \frac{q_1 l_1 + q_2 l_2 + \dots}{l_1 + l_2 + \dots}$$

В графе 6 (табл. 14) записаны статические прогибы для центра каждого участка (рис. 126, в):

$$y_i = z_i M_y,$$

где z_i — прогиб в центре участка, взятый из эпюры прогибов; M_y — масштаб прогибов из графического расчета.

Таблица 14

№ участка	l^* в см	q в кг/см	$q_{ср}$ в кг/см	$\frac{q_i}{q_1}$	$y \cdot 10^{-2}$ в см	$\left(\frac{y_i}{y_1}\right)^2$	$\frac{q_i}{q_1} \left(\frac{y_i}{y_1}\right)^2$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	14,4	3,52	3,52	1,00	1,68	1,00	1,0
2	5,0	3,52					
	9,4	0,74	2,13	0,6	0,6	0,1	0,1
3	8,4	0,74					
	6,0	0,86	0,79	0,22	0,54	0,2	0,0
4	7,5	0,86	1,0	0,28	1,38	0,7	0,2
	6,9	1,15					
17	8,5	2,47					
	5,9	4,42	3,44	0,93	3,24	3,7	3,4
18	5,6	4,42					
	8,8	0,86	2,64	0,64	2,4	2,0	1,3
19	10,4	0,86	0,87	0,25	1,5	0,8	0,2
	4,0	0,91					
20	8,5	0,91					
	5,9	0,80	0,86	0,24	0,54	0,1	0,0

Суммируя величины в графе 8, получаем приближенное значение интеграла:

$$\int_0^n \frac{q_i}{q_1} \left(\frac{y_i}{y_1}\right)^2 dx \approx 61,6.$$

По чертежу ротора определяем участки, которые попадают под щелевые уплотнения (например, участки № 7, 8 и 9).

Вычисление второго интеграла сведено в табл. 15.

В результате разбивки заполняем графы 2, 3 и 4. Длину щели l_n и радиус уплотнения r берем из чертежа ротора, перепад на уплотнении Δp определяется гидравлическим расчетом насоса. В нашем примере на участках № 1—6 нет уплотнений, на участке № 8 — три уплотнения. Если одно уплотнение попадает на два участка, то оно с небольшой погрешностью относится к участку, на котором расположена большая его часть. В графе 5 радиальный зазор в щели δ подставляется в см.

Экспериментально определено, что зависимость гидродинамической силы в щели от эксцентриситета представляет собой прямую линию. Наклон этой прямой зависит от величины радиального зазора и длины щели и определяется угловым коэффициентом α . При обычных применяемых в насосостроении соотношениях можно принять $\alpha = 0,13$ — для уплотнений рабочих колес; $\alpha = 0,11$ — для длинной щели во втулке гидротяты.

Таблица 15

№ участка	l_n в см	Δp в кг/см ²	r в см	$\frac{\alpha \pi}{\delta}$	$K_n = \frac{\alpha \pi}{\delta} r \Delta p$	$K_{ср} = \frac{K_{1,l_1} + K_{2,l_2} + \dots}{l_1 + l_2 + \dots}$	$\left(\frac{y_i}{y_1}\right)^2$	$K_{\phi} \left(\frac{y_i}{y_1}\right)^2$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	14,4	—	—	—	—	—	1,0	—
2	14,4	—	—	—	—	—	0,1	—
3	14,4	—	—	—	—	—	0,2	—
4	14,4	—	—	—	—	—	0,7	—
5	14,4	—	—	—	—	—	1,7	—
6	14,4	—	—	—	—	—	3,2	—
7	3,0	12,5	12,75	13,6	2160	450	4,9	2200
	11,4	—	—	—	—	—	—	—
8	4,5	7,4	7,5	13,6	750	—	—	—
	1,7	6,1	11,0	13,6	910	400	6,6	2640
	1,1	4,6	11,75	13,6	730	—	—	—
	7,1	—	—	—	—	—	—	—

Если на уплотняющих поверхностях нарезаны кольцевые или винтовые канавки, гидродинамические силы в уплотнениях уменьшаются. Коэффициент распределенной жесткости в этом случае

$$K_{n}^{кан} = 0,7 K_n.$$

Значения графы 3 заимствованы из табл. 14. Просуммировав значения графы 4, получаем приближенное значение интеграла:

$$\int_0^n K \left(\frac{y_i}{y_1}\right)^2 dx = 60\,200.$$

При вычислении δP^2 принимаем максимальное значение $q_{ср}$ (см. в табл. 14 графу 4).

Определив собственную частоту колебаний ротора в воде P^* , находим первую критическую скорость вращения:

$$n_{кр}^{вода} = \frac{30}{\pi} P^*.$$

Как показали расчеты и опытные исследования, в многоступенчатых насосах с напором на ступень в пределах 100—300 м гидродинамические силы существенно ужесточают ротор:

$$n_{кр}^{возд} = (2,5 \div 3,5) n_{кр}^{вод}.$$

Из этого следует, что гибкий вал по расчету критической скорости вращения может стать жестким при работе в насосе. Учет гидродинамических сил дает возможность добиться значительного уменьшения диаметра вала без нарушения нормальной устойчивой работы ротора, что ведет не только к снижению веса машины, но и к повышению к. п. д. за счет создания более благоприятных условий входа в рабочее колесо.

Факторы, влияющие на критическую скорость вращения ротора насоса. Основное влияние на критическую скорость вращения ротора многоступенчатого насоса оказывают гидродинамические силы в щелевых уплотнениях, которые можно рассматривать как промежуточные опоры.

Кроме того, существует еще целый ряд факторов, не учитываемых при расчете и влияющих в той или иной мере на величину критической скорости вращения.

Осевые силы, действующие на вал ротора, также способствуют повышению критической скорости. Причем это более отчетливо проявляется для валов с низкими критическими скоростями вращения. Как правило, это повышение незначительно.

Подшипники ротора также могут оказывать влияние на критическую скорость вращения. Шарикоподшипники более предпочтительны с точки зрения дополнительного возмущающего действия на вал. При использовании подшипников скольжения необходимо выполнять определенные условия [59] для предотвращения вибрации, связанной с вращением масляного клина.

Жесткость опор также является немаловажным фактором снижения вибрации вала.

При перекачивании горячих жидкостей необходимо учитывать уменьшение модуля упругости с повышением температуры. Это особенно заметно для углеродистых сталей.

t в °С	0—150	250	400	500
$E \cdot 10^6$ в кг/см ²	2,10	1,96	1,75	1,40

Уменьшение модуля упругости способствует увеличению прогиба и снижению критической скорости вращения вала.

Если в насосах концевые уплотнения выполнены с мягкой сальниковой набивкой, то их можно рассматривать как дополнительные опоры, уменьшающие прогиб вала и повышающие критическую скорость вращения.

Форма уплотнения рабочих колес также влияет на вибрационное состояние ротора. Анализ упругих сил, возникающих в уплотнениях, показывает, что при определенных условиях трехщелевое уплотнение способствует возникновению дополнительных возмущающих усилий, действующих на ротор [23]. Поэтому в высоконапорных насосах предпочтение следует отдать одно- или двухщелевым уплотнениям рабочих колес.

С учетом изложенных выше и целого ряда других факторов рабочую скорость вращения вала следует выбирать так:

$$\begin{array}{l} \text{для жесткого вала} \dots\dots\dots n < 0,8n_{кр I} \\ \text{» гибкого} \text{ »} \dots\dots\dots 1,3n_{кр I} < n < 0,7n_{кр II} \end{array}$$

Расчет валов насосов на статическую прочность и выносливость. Наряду с проверкой вала на динамическую устойчивость должен выполняться проверочный расчет вала на статическую прочность и выносливость под действием максимально возможных нагрузок даже при кратковременном их действии.

При этом принимаются во внимание следующие нагрузки:

1. Вес рабочих колес и других деталей, насаженных на вал.
2. Радиальные усилия, действующие на ротор вследствие неравномерности распределения давления по периферии рабочего колеса. Определение этих усилий описано в гл. 8.

3. Осевое усилие ротора, метод определения которого описан в гл. 8 (рис. 126, ж).

4. Центробежная сила, возникающая из-за остаточного дисбаланса рабочих колес после балансировки. Величина этой силы может быть приближенно определена по формуле

$$C = 1,11 \cdot 10^{-6} G n^2 e \text{ кг},$$

где G — вес рабочих колес в кг;

e — эксцентриситет рабочих колес в мм.

Эксцентриситет для расчета принимается равным половине радиального биения рабочего колеса по наружному диаметру. Допустимые значения e в зависимости от наружного диаметра рабочих колес приведены ниже:

D_2 в мм	До 300	300—500	500—1000	1000—2000
e в мм	0,075	0,10	0,15	0,20

5. Крутящий момент, передаваемый валом насоса,

$$M_{кр} = 973,6 \frac{N}{n};$$

он зависит от режима работы насоса, так как потребляемая мощность N зависит от подачи Q .

В связи с тем что величины крутящего момента, осевой и радиальной нагрузки зависят от режима работы насоса, расчет вала на прочность следует производить для двух случаев:

- а) нулевая подача;
- б) расчетный режим.

По вычисленным для этих случаев нагрузкам строим эпюры изгибающих моментов, причем вал рассматривается как балка на двух опорах, нагруженная расчетными нагрузками (рис. 126, д).

Опорные реакции и эпюры изгибающих моментов определяются отдельно для нагрузок, имеющих постоянное и переменное (усилие от дисбаланса) направление. Нагрузки с постоянным

направлением разлагаются по двум взаимно перпендикулярным направлениям x и y .

Максимальные значения

$$R_{\max} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} + R_C;$$

$$M_{\max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + M_C,$$

где R_C и M_C — составляющие реакции и изгибающего момента от действия неуравновешенной силы.

Эпюра крутящего момента для многоступенчатого насоса имеет ступенчатый характер (рис. 126, е).

В результате сопоставления чертежа вала с эпюрами моментов определяются наиболее опасные расчетные сечения.

Напряжения определяются по формулам:

$$\text{изгибающие} \dots \dots \dots \sigma_u = \frac{M_{\max}}{W}$$

$$\text{растягивающие (сжимающие)} \dots \dots \dots \sigma_p = \frac{A}{F}$$

$$\text{кручения} \dots \dots \dots \tau = \frac{M_{кр \max}}{W_k}$$

Момент сопротивления W и W_k следует определять с учетом ослабления сечения шпоночными пазами, отверстиями и т. п.

Эквивалентные напряжения определяются по энергетической теории прочности:

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_p)^2 + 3\tau^2},$$

а запас прочности — по пределу текучести:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{эkv}}.$$

Допустимые значения коэффициентов n_T приведены в табл. 16.

Если в результате расчета на прочность n_T получился больше значений, приведенных в табл. 16, расчет на выносливость таких валов производить нецелесообразно.

В противном случае вал рассчитывается на выносливость по максимальной нагрузке при 1000 циклах изменения. Расчет ведется также для двух режимов: $Q = 0$ и $Q = Q_{расч}$.

Переменная составляющая цикла изменения нормальных напряжений σ_a равна суммарному напряжению от изгиба:

$$\sigma_a = \frac{M_a}{W} = + \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{W}.$$

Постоянная составляющая σ_m нормальных напряжений

$$\sigma_m = \frac{A}{F} + \frac{M_C}{W}.$$

Таблица 16

Материал вала	$\frac{\sigma_T}{\sigma_{-1}}$	Посадка рабочих колес на вал		Наличие на валу			Гладкий вал
		неподвижная	подвижная	шпонок	галтели, выточки $r/d = 0,02$ или отверстия	галтели или выточки $r/d > 0,1$	
Углеродистая сталь	1,2	8	7	8	11	8	5
	1,5	12	11	12	15	10	6
Легированная сталь	1,5	13	12	13	16	10	7
	1,8	19	16	17	20	14	8
	2,1	24	21	22	23	16	9

С учетом пульсации давления на выходе из рабочего колеса насоса, а также опытных данных для касательных напряжений, переменная составляющая

$$\tau_a = 0,25\tau_m,$$

где $\tau_m = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}$ — постоянная составляющая касательных напряжений (определяется при расчете вала на прочность).

Запасы прочности вала по усталости

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m};$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}.$$

Запас прочности при совместном действии нормальных и касательных напряжений

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

Допустимый запас прочности должен быть в пределах $n = 1,8 \div 2,5$.

Коэффициенты концентрации напряжений k_σ и k_τ , влияние абсолютных размеров вала ε_σ и ε_τ , коэффициенты, характеризующие влияние состояния поверхности вала β и асимметрии цикла ψ_σ и ψ_τ , заимствуются из справочной литературы [50, 43, 52] для каждого конкретного случая расчета.

§ 52. Рабочие колеса

Рабочее колесо является основным органом насоса, в котором происходит преобразование механической энергии привода в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости. Проточная часть рабочего колеса определяется гидродинамическим расчетом, а высокие точность изготовления и чистота поверхностей являются важнейшим условием получения требуемых параметров.

В высоконапорных насосах применяются рабочие колеса закрытого типа с покрывающим диском (рис. 127, а). В большинстве случаев рабочие колеса литые.

В отдельных случаях применяют сварнолитые или сварнофрезерованные рабочие колеса (рис. 127, б).

Рабочие колеса многоступенчатых насосов изготавливаются с удлиненной ступицей, что дает возможность избежать применения дистанционных втулок. Ступица отливается совместно с рабочим колесом, являясь одновременно прибыльной частью, либо приваривается к колесу. Для уменьшения переток перекачиваемой жидкости по валу шпоночный паз в ступице рабочего колеса выполняется не на всю длину.

Неперпендикулярность торцов ступицы рабочего колеса не должна превышать 0,01—0,02 мм. Растачивание посадочного отверстия в ступице колеса выполняется по 2-му классу точности.

Чистота водопроводящих каналов рабочего колеса оказывает большое влияние на величину гидравлических потерь. Экспериментально проверено, что уменьшение шероховатости каналов рабочих колес с $\nabla 2$ — $\nabla 3$ до $\nabla 4$ — $\nabla 5$ класса без каких-либо конструктивных изменений приводит к повышению к. п. д. на 3—4%. Повышение чистоты поверхности криволинейных каналов рабочих колес осуществляется либо слесарной обработкой изогнутыми напильниками, пневматическими машинками с гибким валом либо гидроабразивной обработкой [4].

Ориентировочные значения допустимых отклонений размеров рабочих колес не должны превышать следующих значений:

Размер	Допустимые отклонения в долях наружного диаметра колеса
Наружный диаметр	0,002—0,004
Диаметр входного отверстия	0,005—0,010
» ступицы	0,005—0,010
Ширина на входе	0,001—0,002
Шаг лопасти:	
на входе	0,003—0,005
» выходе	0,005—0,008
Толщина лопасти	0,002—0,003

Выбор материала рабочих колес должен производиться с учетом целого ряда требований. Механические свойства материала должны обеспечивать требуемую прочность рабочего колеса с учетом температурных напряжений. Коэффициенты линейного расширения материалов сопрягаемых деталей должны быть приблизительно одинаковыми.

Не менее важной характеристикой является стойкость материала против коррозии в перекачиваемой жидкости. Часто для определения коррозионных свойств воды используют показатель рН, характеризующий концентрацию ионов водорода [27]. С повышением температуры воды показатель рН уменьшается.

Перекачиваемая жидкость движется в каналах рабочего колеса с высокими скоростями. Поэтому материал колес должен обладать хорошей стойкостью против эрозии.

Наиболее часто рабочие колеса высоконапорных насосов изготавливаются из нержавеющей стали 2Х13Л, углеродистой стали 25Л и чугуна марки СЧ18-36. Из бронзы чаще всего встречаются марки Бр.ОЦ 10-2, Бр.ОФ 10-1 и Бр.АЖН 10-4-4.

Основные напряжения в рабочем колесе создаются под действием центробежных сил. Для ориентировочного определения напряжений может быть использовано выражение из работы [1]

$$\sigma \approx 2\gamma \cdot 10^{-4} H \text{ кг/см}^2.$$

Более подробно методы расчета рабочих колес на прочность изложены в книгах М. И. Яновского [59] и В. Ф. Риса [45]. В обоих случаях напряжения в теле основного диска определяются с учетом усилий, создаваемых массой лопастей. При этом В. Ф. Рис применяет непрерывный закон изменения приведенной толщины боковой нагрузки от лопастей. М. И. Яновский основной диск рабочего колеса переменной толщины заменяет ступенчатым (k — число ступеней) с постоянной толщиной ступени y_k (рис. 128, а). Действие массы лопастей заменяем действием присоединенной к диску массы.

Для пространственной лопасти с переменной толщиной толщину присоединенной массы n_i в мм на участке $r_i - r_{i-1}$ приближенно определяем по выражению

$$n_i = \frac{z b l h}{\pi (r_i^2 - r_{i-1}^2)},$$

где b — нормальная толщина лопасти;
 l, h — длина и высота участка лопасти.

Вспомогательные величины для расчета сводятся в табл. 17.

Таблица 17

№ участков	r_i в см	r_i^2 в см ²	$\lambda_i = \left(\frac{r_i}{r_{i-1}}\right)^2$	$d_i' = r_i^2 - r_{i-1}^2$ в см ²	$a_i = \frac{\omega^2 d_i' (1-\mu) \gamma}{4g}$ в кг/см ²	$b_i = \frac{\omega^2 d_i' (1-\mu) \gamma}{4g} (1 + \lambda_i)$ в кг/см ²	n_i в мм	y_i в мм	$c_i = 1 + \frac{n_i}{y_i}$
0	6,50	42,35	—	—	—	—	—	—	—
1	7,25	52,56	1,244	10,31	5,258	3,177	—	130	1
2	8,00	64,00	1,218	11,44	5,834	3,487	0,754	79	1,009
...
k	19,75	390,10	1,171	57,00	29,070	17,000	1,313	4,5	1,292

Для упрощения в расчет введены суммы и разности напряжений:

$$s_i = \sigma_{it} + \sigma_{ri};$$

$$D_i = \sigma_{it} - \sigma_{ri}.$$

Начиная расчет для внутренней расточки ступицы при $\omega = \omega_{\text{раб}}$, примем

$$\sigma'_{r0} = 0 \text{ и } \sigma'_{t0} = 100 \text{ кг/см}^2.$$

Тогда $s'_0 = 100$ и $D'_0 = 100$.

Определим суммы и разности напряжений на границе 1-й ступени:

$$\left. \begin{aligned} s_1 &= s'_0 - a_1 c_1; & D_1 &= -\frac{D'_0 + b_1 c_1}{\lambda_1}; & \sigma_1 &= \frac{s_1 - D_1}{2}; \\ \delta_1 &= \frac{y_1}{y_2} - 1; & \Delta \sigma_1 &= \delta_1 \sigma_1; & \Delta s_1 &= 1,3 \Delta \sigma_1; \\ \Delta D_1 &= -0,7 \Delta \sigma_1; & s'_1 &= s_1 + \Delta s_1; & D'_1 &= D_1 + \Delta D_1. \end{aligned} \right\} \quad (81)$$

Пользуясь зависимостями (81) и последовательно переходя от одной ступени к другой, получаем напряжения на внешнем ободе диска при заданных напряжениях на ступице.

Аналогичным образом проводим расчет для неподвижного диска ($\omega = 0$). Эти расчеты удобно производить, пользуясь табл. 18.

Таблица 18

№ ступени	s_{i-1}	D_{i-1}	s_i	D_i	σ_i	δ_i	$\Delta \sigma_i$	Δs_i	ΔD_i
1	100,00	100,00	100,00	86,21	6,89	0	0	0	0
2	100,00	87,21	100,00	74,00	13,00	0,704	9,15	11,9	-6,4
...
k	324,34	-50,61	324,34	-37,77	181,05	—	—	—	—

Из граничных условий на внешнем диаметре диска

$$K = \frac{\sigma_n - \sigma_{n1}}{\sigma_{n11}},$$

где σ_n — заданное напряжение на ободе (в нашем случае $\sigma_n = 0$);
 σ_{n1} — напряжение на ободе при первом расчете ($\omega = \omega_{\text{раб}}$);
 σ_{n11} — напряжение на ободе при втором расчете ($\omega = 0$).

По коэффициенту K определяем величину окружного напряжения на ступице диска:

$$\sigma_{t0} = \sigma'_{t0} + K \sigma'_{r0}.$$

По формулам (81) рассчитываем диск при условиях

$$\omega \neq 0, \quad \sigma'_{r0} = 0, \quad \sigma_{t0}$$

и

$$\omega \neq 0, \quad \sigma'_{r0} = 100, \quad \sigma_{t0}.$$

Для расчета необходимо определить действительные радиальные напряжения на ступице рабочего колеса. Для этого строим график зависимости радиального напряжения от величины деформации (рис. 128, б).

Величина деформации рабочего колеса и вала

$$\Delta = \xi' - \xi'',$$

где $\xi' = \frac{\sigma'_{t0} + \mu p}{E_{p.k}} r_0$ — расширение ступицы при номинальной скорости вращения;

$\xi'' = \frac{(1-\mu) r_0}{E_s} \left(\frac{\gamma \omega^2 r_0^2}{4g} - p \right)$ — радиальное перемещение волокон сплошного вала.

Деформации вала и диска определяем для значений напряжений, полученных в предыдущих двух расчетах. По этим данным строим график зависимости контактного напряжения от натяга.

При скользящей посадке $\Delta = 0$.

Температурные деформации от перепада температур между колесом и валом Δt (определяется опытным путем) дают величину натяга в см:

$$\Delta_l = (\alpha_{p.k} - \alpha_a) \cdot \Delta t r_0.$$

Действительное напряжение в этом случае определяем из графика рис. 128, б ($\sigma'_{r0} = -132 \text{ кг/см}^2$).

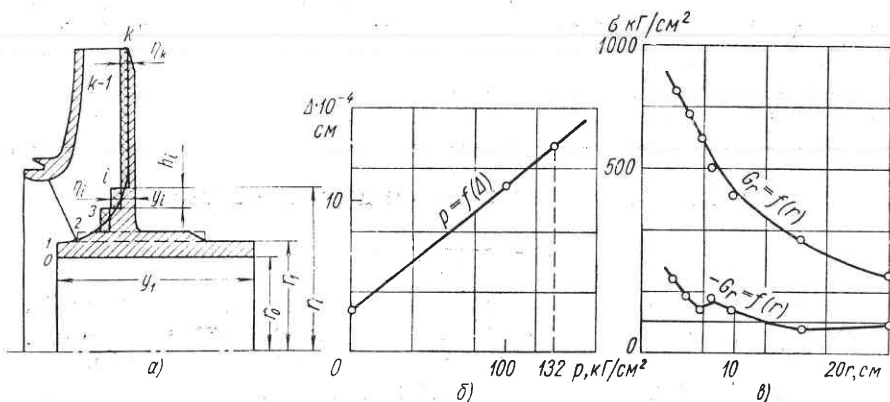


Рис. 128. Схема расчета рабочего колеса на прочность

Если рабочие колеса посажены на вал с предварительным натягом Δ' , то общая величина натяга

$$\Delta = \Delta' + \Delta_l,$$

и по ней определяется σ'_{r0} .

По формулам (81) рассчитывается диск при вращении для действительного значения радиального напряжения и произвольного значения окружного напряжения на ступице диска рабочего колеса:

$$\sigma'_{r0} = -132 \text{ кг/см}^2; \quad \sigma'_{t0} = 500 \text{ кг/см}^2.$$

При этом определяется действительное значение окружного напряжения, а затем опять по формулам (81) рассчитывается диск для действительных радиального и окружного напряжений. Эти расчеты также проводятся в табличной форме.

По данным окончательной таблицы и таблицы вспомогательных величин строим график распределения напряжений в диске рабочего колеса (рис. 128, в).

Экспериментальные данные [45] свидетельствуют о том, что на основной диск передается около 50% нагрузки от массы лопастей, 30% ее передается на покрывающий диск, а 10—20% компенсируется возникающими потенциальными напряжениями в са-

мих лопастях. Эти данные необходимо принимать во внимание при определении приведенной величины боковой нагрузки.

Максимальное приведенное напряжение определяется по теории «энергии формоизменения». Запас прочности по пределу текучести обычно принимается равным $n_T = 2,0 \div 3,0$.

§ 53. Разгрузочный диск

Разгрузочный диск служит для восприятия осевого усилия ротора. Различают две разновидности дисков: собственно разгрузочный диск (рис. 129, а) и разгрузочный диск с цилиндрической втулкой (рис. 129, б).

Разгрузочный диск имеет собственный упор на валу, к которому он прижимается гайкой. Для предотвращения перетока жидкости под диском на внешнем торце его предусматривается специальное уплотнение. С той же целью шпоночный паз в диске выполняют обычно не на всю длину ступицы. В канавках для выхода долбяка должны быть предусмотрены необходимые радиусы закруглений, так как наличие острых углов вызывало появление усталостных трещин и полное разрушение диска.

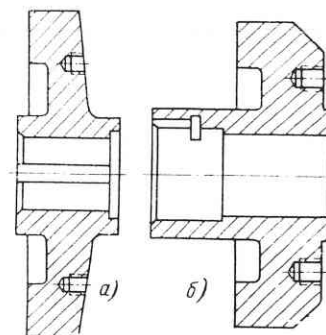


Рис. 129. Конструкция разгрузочного диска

Рабочая торцовая поверхность диска должна быть строго перпендикулярна оси. Допустимая неперпендикулярность 0,02—0,03 мм, а чистота поверхности $\nabla 7$ — $\nabla 8$.

Рабочая поверхность подвергается термообработке, твердость должна быть не менее чем на 50 единиц по Бринелю больше твердости рабочей поверхности подушки пяты для уменьшения возможности задиранья при металлическом контакте этих деталей в процессе работы.

Перед сборкой ротора разгрузочный диск рекомендуется статически отбалансировать [31].

При работе на диск действует пульсирующая нагрузка из-за пульсации давления в торцовой щели и вращения диска.

Рассчитать прочность диска с учетом этих условий крайне затруднительно. Поэтому на практике выполняют статический расчет разгрузочного диска, а влияние пульсации и ряда других факторов учитывается введением соответствующих запасов прочности.

Для расчета рассматриваем разгрузочный диск (рис. 130, а) как деталь, состоящую из двух частей: собственно диска 1 и цилиндрической втулки 2 (рис. 130, б). Диск рассматривают как

круглую пластинку, опертую по внутреннему контуру и находящуюся под действием поперечных сил. Влияние цилиндрической втулки учитывается моментом M_0 , величину которого находим из условия совместности деформаций диска и втулки. Втулка рассматривается как полубесконечная труба.

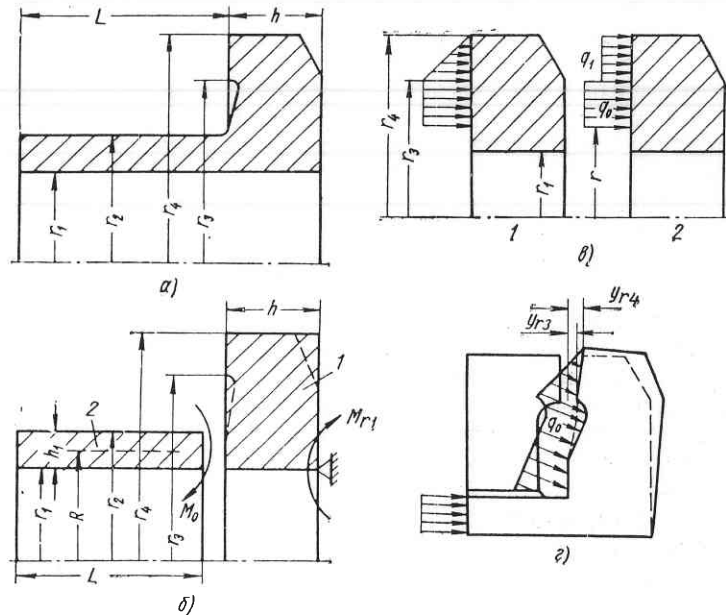


Рис. 130. Схема расчета разгрузочного диска

Схема поперечных нагрузок, действующих на диск, приведена на рис. 130, в. Величина приведенной нагрузки

$$q_1 = \frac{1}{3} q_0 \frac{\rho^2 + \rho - 2}{\rho^2 - 1},$$

где q_0 — давление перед торцевой щелью при минимальном значении ее (определяется из гидравлического расчета разгрузочного устройства) в кГ/см^2 ;

$\rho = \frac{r_4}{r_3}$ — отношение радиусов.

Расчет диска обычно производится по методике, изложенной в работе [43], согласно которой расчетные формулы имеют следующий вид: угол поворота нормали элемента диска и его производная

$$\vartheta = C_1 r + \frac{C_2}{r} + \Phi'(r);$$

$$\vartheta' = C_1 - \frac{C_2}{r^2} + \Phi''(r),$$

где

$$\Phi'(r) = -\frac{q_0 r^3}{16D} \left[k' \left(\frac{r}{r_q} \right) + \frac{q_1 - q_0}{q_0} k' \left(\frac{r}{r_3} \right) \right];$$

$$\Phi''(r) = -\frac{3q_0 r^2}{16D} \left[k'' \left(\frac{r}{r_q} \right) + \frac{q_1 - q_0}{q_0} k'' \left(\frac{r}{r_3} \right) \right];$$

прогиб диска

$$W = C_3 + C_1 \frac{r^2}{2} + C_2 \ln r + \Phi(r),$$

где

$$\Phi(r) = -\frac{q_0 r^4}{64D} \left[k \left(\frac{r}{r_q} \right) + \frac{q_1 - q_0}{q_0} k \left(\frac{r}{r_3} \right) \right];$$

интенсивность изгибающих моментов

$$M_r = D \left(\vartheta' + \mu \frac{\vartheta}{r} \right);$$

$$M_t = D \left(\frac{\vartheta}{r} + \mu \vartheta' \right).$$

Коэффициенты k , k' и k'' в этих формулах можно определить по графику, приведенному в работе [43].

Цилиндрическая жесткость диска

$$D = \frac{Eh}{12(1-\mu^2)}.$$

Рассмотрим примерный ход расчета.

Постоянные C_1 и C_2 можно определить из граничных условий.

На наружном радиусе ($r = r_4$) диск можно считать свободным, следовательно,

$$M_{r=r_4} = D \left[\vartheta' + \mu \frac{\vartheta}{r} \right].$$

На внутреннем радиусе $M_{r=r_1} = 0$. Из этого условия

$$C_1 = f(M_0);$$

$$M_{r=r_1} = D \left[\vartheta' + \mu \frac{\vartheta}{r} \right],$$

причем

$$k = k' = k'' = 0.$$

Подставляя значения ϑ и ϑ' и решая совместно уравнения интенсивности изгибающих моментов в радиальном направлении, получаем

$$C_1 = f(M_0) \text{ и } C_2 = f(M_0).$$

Для определения момента M_0 вычислим углы поворота нормали на внешнем и внутреннем радиусе втулки.

Внешний радиус втулки (внутренний радиус диска)

$$\vartheta_{r=r_1} = C_1 r_1 + \frac{C_2}{r_1} = F(M_0).$$

Внутренний радиус втулки

$$\vartheta_{\text{вн}} = -\frac{M_0}{\beta D_1},$$

где $D_1 = \frac{Eh_1^3}{12(1-\mu^2)}$ — цилиндрическая жесткость втулки;

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{h_1^2 R^2}}$$
 — параметр.

Эти выражения справедливы для расчета втулки как полубесконечной трубы, т. е. при условии, что

$$L \geq 2,45 \sqrt{h_1 R}.$$

Размеры, входящие в данные выражения, приведены на рис. 130, а, б.

Приравняв значения углов поворота нормали на внешнем и внутреннем радиусе втулки $\vartheta_{\text{вн}} = \vartheta_{r=r_1}$, определяем M_0 , а по нему — постоянные C_1 и C_2 .

Прогиб диска на любом радиусе r

$$y = C_3 + C_1 \frac{r^2}{2} + C_2 \ln r + \Phi(r).$$

Постоянная C_3 определяется из условий закрепления диска. Диск опирается на втулку по внутреннему контуру ($r = r_1$), следовательно,

$$y_{r=r_1} = 0;$$

отсюда

$$C_3 = -\left(C_1 \frac{r_1^2}{2} + C_2 \ln r_1\right).$$

Определив прогибы на радиусах r_4 и r_3 , проверяем диффузорность торцевой щели (рис. 130, в):

$$\Delta y = y_{r_4} - y_{r_3}.$$

Диффузорность порядка 0,01—0,03 мм считается допустимой. Максимальные напряжения во втулке

$$\sigma_r = \pm \frac{6M_0}{h_1^2}.$$

Напряжения в диске по внутреннему контуру ($r = r_1$) от изгиба

$$\sigma_r^{\text{в}} = \pm \frac{6M_0}{h^2}; \quad \sigma_t^{\text{в}} = \pm \frac{6M_t}{h^2}.$$

Напряжение в диске постоянной толщины по внутреннему контуру от действия центробежных сил при вращении

$$\sigma_t^{\text{д}} = \frac{3+\mu}{8} \cdot \frac{\gamma \omega^2}{g} \left(2r_2^2 - r_1^2 - \frac{1+3\mu}{3+\mu} r_1^2\right).$$

Эквивалентное напряжение определяется по теории «энергии формоизменения»:

$$\sigma_{\text{нр}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1 \sigma_2}.$$

В нашем случае

$$\sigma_1 = \sigma_t^{\text{д}} + \sigma_t^{\text{в}}; \quad \sigma_2 = \sigma_r^{\text{в}}.$$

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести рекомендуется принимать

$$n_r = 3 \div 5.$$

§ 54. Втулки

Основное назначение втулок — предохранять вал от коррозии, эрозии и износа. Существует большое разнообразие втулок по назначению и конструктивным признакам. Наиболее ответственными являются втулки вала в зоне концевых уплотнений насоса. В зависимости от типа уплотнения меняется и назначение втулок.

При мягких сальниковых уплотнениях втулки служат для предупреждения износа вала набивкой. Выполняются такие втулки с гладкой цилиндрической поверхностью, обработанной с высокой степенью чистоты поверхности ($\nabla 7$ — $\nabla 8$). Для повышения износостойкости втулок рабочая поверхность их должна иметь высокую твердость.

Втулки вала под концевыми уплотнениями щелевого типа служат для создания дросселирующей щели. Наружная цилиндрическая поверхность втулок может быть либо гладкая, либо иметь кольцевые канавки для увеличения сопротивления щели. Рекомендуемые размеры канавок 1,6 × 1,6 мм с шагом 3,2 мм.

Втулки на валу фиксируются шпонками. В осевом направлении они зажимаются гайками вала. Для предотвращения протечек жидкости под втулкой предусматриваются специальные уплотнения. Если конструкцией ротора предусматривается передача осевого усилия от разгрузочного диска на втулку, то размеры контактирующего стыка должны выбираться таким образом, чтобы предотвратить смятие торца втулки. Размеры собственно втулки выбираются из условий обеспечения жесткости под действием полного осевого усилия ротора.

Для облегчения изготовления и установки втулки с обоих концов ее выполняются посадочные пояски длиной 15—25 мм. Внутренняя расточка втулки на оставшейся длине выполняется с диаметром, на 0,5—1 мм превышающим диаметр вала. Втулки на вал, как правило, посажены по скользящей посадке.

Материал втулок выбирается в зависимости от их назначения. Хорошую износостойкость имеют втулки из термообработанной нержавеющей стали. Для повышения износостойкости втулок из обычных материалов применяется поверхностная металлизация (азотирование, борирование и т. д.), упрочнение (накатка роликом и др.) или наплавка твердым сплавом (стеллитом, сормайтотом).

Одним из простых способов является хромирование гальваническим способом с нанесением слоя толщиной 0,2 мм [29].

§ 55. Соединительные муфты

В насосостроении наибольшее распространение получили два типа соединительных муфт: упруго-пальцевые и зубчатые.

Указанные типы соединительных муфт обладают важным для эксплуатации качеством — в известных пределах допускают расцентровку спариваемых валов. Кроме того, они допускают осевое перемещение одного из валов.

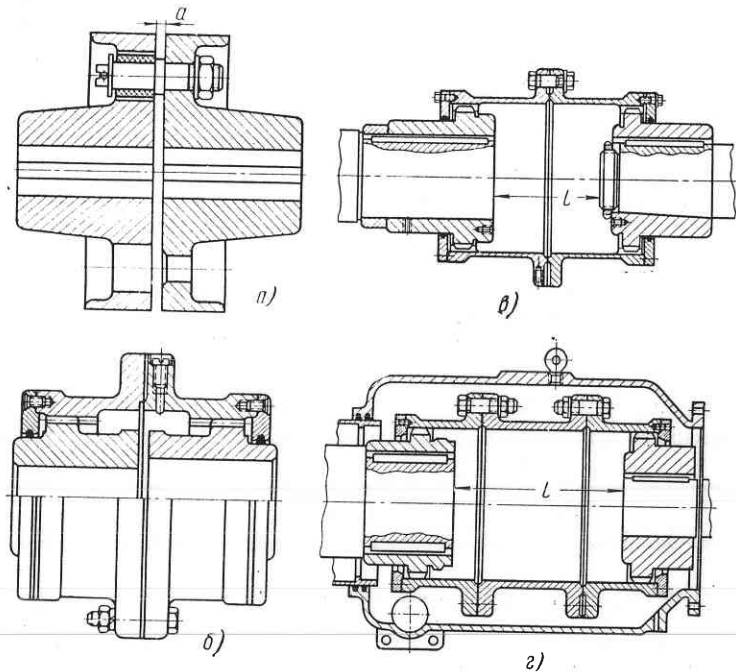


Рис. 131. Соединительные муфты

Упруго-пальцевые муфты (рис. 131, а) состоят из двух полумуфт, насаживаемых на спариваемые валы. В одной из полумуфт крепятся пальцы с эластичными буферами. Буфера изготавливаются из набора резиновых колец или в виде цельной резиновой втулки. Резиновые буфера устанавливаются в отверстия другой полумуфты.

Между торцами полумуфты имеется зазор a , который выбирается в зависимости от величины возможных осевых перемещений валов.

Размеры упруго-пальцевых муфт выбираются по ГОСТу.

Полумуфты фиксируются на валу шпонками. В осевом направлении полумуфты могут быть зафиксированы гайками.

Буфера имеют возможность скользя в отверстиях полумуфты, благодаря чему гасятся небольшие продольные колебания полумуфты. Погрешность центрования в определенных пределах компенсируется эластичностью буферов.

Упруго-пальцевые муфты в насосах, как правило, применяются для мощности до 500 квт. Для соединения валов крупных насосов применяются зубчатые муфты. Зубчатые муфты применяются также для малых мощностей, когда применение упруго-пальцевой муфты нежелательно (например, для нефтяных насосов).

Зубчатая муфта (рис. 131, б) состоит из двух зубчатых втулок, насаженных на валы, и двух зубчатых обойм. Обойма и втулка соединяются между собой внутренним цилиндрическим зубчатым зацеплением с нормальным модулем. Геометрические размеры муфт выбираются по ГОСТу 5006—55. Обе обоймы соединяются призонными болтами. С торцов обоймы закрываются крышками с уплотнением.

Вращение от одного вала к другому передается через зубчатые зацепления, которые допускают небольшие радиальные и осевые перемещения обойм. Для предотвращения защемления зубчатой пары внутренняя полость муфты заполняется консистентной смазкой.

В крупных насосных агрегатах в некоторых случаях для возможности снятия полумуфт без демонтажа насоса между торцами валов выдерживается определенное расстояние L . В этом случае применяются муфты с удлиненными обоймами (рис. 131, в). Иногда между обоймами устанавливается промежуточная втулка (рис. 131, г).

Зубчатые муфты обычно балансируются динамически. В связи с этим должны быть обозначены взаимное положение деталей муфты и нумерация болтов по отверстиям.

Соединительные муфты в насосном агрегате закрываются защитным кожухом. Если зубчатая муфта смазывается жидкой смазкой, в этом случае предусматривается специальный защитный кожух, который крепится к подшипнику насоса (рис. 131, г). Слив масла из кожуха осуществляется по сливной трубе.

§ 56. Момент сопротивления и выбор электродвигателя

Пусковые характеристики насоса тесно связаны с конструкцией ротора. Ниже приводятся основные положения по определению момента сопротивления насоса и выбору привода.

Электродвигатель для привода насоса выбирается по максимальной потребляемой мощности, которая может быть определена по формуле

$$N_n = \frac{\alpha Q \gamma H}{102 \cdot 3600 \eta_{\min}} \text{ кВт},$$

где $\alpha = 1,05 \div 1,1$ — коэффициент запаса;
 η_{\min} — минимально допустимое значение к. п. д.

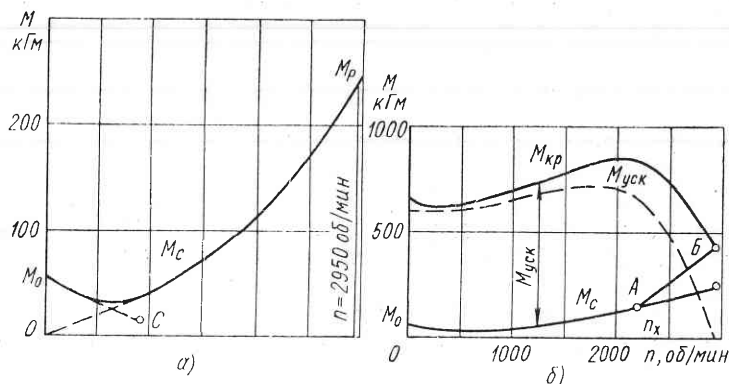


Рис. 132. Схема расчета момента сопротивления ротора (маховой момент ротора насоса, заполненного водой, $GD^2 \approx 20 \text{ кг/см}^2$ электродвигателем АТД-800)

После выбора электродвигателя проверяются его пусковые характеристики, для чего строится график зависимости момента сопротивления агрегата от скорости вращения ротора (рис. 132, а).

Расчетным путем построить кривую $M_c = f(n)$ чрезвычайно трудно. Поэтому на основании полученных экспериментальных данных строят приближенные графические зависимости, позволяющие с достаточной точностью получить картину изменения сопротивления насосного агрегата в период пуска.

Центробежный насос может быть пущен в работу лишь в том случае, если крутящий момент привода во время разгона агрегата будет больше момента сопротивления насосного агрегата, равного сумме моментов трения рабочих колес, подшипников, сальников, момента, передаваемого рабочими колесами насоса, и момента, расходуемого на ускорение массы жидкости в системе трубопроводов.

Для построения графика принимаются узловые точки, соответствующие:

а) начальному моменту пуска агрегата (трогание с места, $n = 0$);

б) номинальному числу оборотов двигателя $n = n_{\text{ном}}$.

Момент, необходимый для сообщения ускорения массе жидкости в трубопроводе, пока не будем принимать во внимание.

На основании опытных данных начальный момент трогания агрегата

$$M_0 = 0,21 M_{\text{ном}},$$

где $M_{\text{ном}} = 973,6 \frac{N_{\text{э.д}}}{n}$ — номинальный момент на валу электродвигателя.

Момент сопротивления агрегата при рабочем числе оборотов определяется по потребляемой мощности

$$M_c = 973,6 \frac{N_n}{n} \text{ кгм}.$$

Из начала координат строится парабола $M \approx |n|^2$, которая должна проходить через полученную точку с координатами n, M_p , так как составляющие момента сопротивления пропорциональны квадрату числа оборотов.

Измерения показали, что в начальный момент кривая момента сопротивления резко отклоняется от параболы. Наиболее близко к действительной приближается форма кривой на этом участке, построенной следующим способом.

На график наносится дополнительная точка с с координатами

$$n_c = 0,3n;$$

$$M_c = 0,03 M_{\text{ном}}.$$

Точки M_0 и M_c соединяются кривой, форма которой должна быть подобна форме кривой, изображенной на рис. 132, а. В месте пересечения осуществляется плавное сопряжение двух кривых.

На пусковой моментной характеристике указываются значения махового момента ротора насоса, заполненного водой, тип и параметры электродвигателя.

Если в состав насосного агрегата включены гидромфуты, редуктор или другие агрегаты, при построении пусковых характеристик они должны быть учтены.

Нанесем на общий график (рис. 132, б) кривые момента сопротивления и крутящего момента привода. Рассмотрим случай работы насоса при открытой напорной задвижке и закрытом обратном клапане, на который действует статическое давление в системе $H_{\text{ст}}$.

Число оборотов, при котором происходит открытие обратного клапана,

$$n_x = \frac{n}{\sqrt{\frac{H_{Q=0}}{H_{\text{ст}}}}},$$

где $H_{Q=0}$ — напор насоса при нулевой подаче, определяемый по рабочей характеристике.

Следовательно, в точке А начинается подача жидкости. Пока жидкость в системе жидкость получает ускорение. Необходимый

ускоряющий момент зависит от длины, диаметра трубопровода и времени пуска. Приближенное изменение ускоряющего момента можно получить, соединив отрезком прямой точку *A* с точкой *B*, которая соответствует номинальному крутящему моменту привода.

На основании полученных данных можно определить время пуска насосного агрегата. Для этого строим график изменения ускоряющего момента $M_{уск}$ (рис. 132, б), который, в свою очередь, зависит от ускорения вала, рабочих колес, муфты и ротора привода,

Ускоряющий момент точки, вращающейся вокруг оси,

$$M_{уск} = J\varepsilon,$$

где $J = \frac{GD^2}{4g}$ — момент инерции в $кг \cdot сек^2 \cdot м$;

$\varepsilon = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{dn}{dt}$ — угловое ускорение в $1 сек^2$.

Тогда

$$M_{уск} = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dn}{dt} \text{ кгМ.}$$

Интегрированием можно получить время, необходимое для достижения насосным агрегатом любого числа оборотов:

$$t_x = \frac{GD^2}{375} \int_{n=0}^{n_x} \frac{dn}{M_{уск}}.$$

Числовые значения t_x легко получаются методом графического интегрирования, описанным в работе [61].

Для использования этого выражения необходимо определить маховой момент агрегата:

$$GD^2 = GD_0^2 + iGD_{р.к}^2 + GD_m^2 + GD_{прив}^2,$$

где

$$GD_0^2 = J_z \cdot 4g = \frac{1}{2} \rho \pi r^4 L \cdot 4g \text{ кгМ}^2,$$

где ρ — плотность вала в $\frac{кгсек^2}{м^4}$;

r, L — радиус и длина вала в $м$.

$$GD_{р.к}^2 = J_z \cdot 4g = \frac{G}{g} r_i^2 \cdot 4g = GD_0^2 \text{ кгМ}^2,$$

где G — вес рабочего колеса, заполненного водой, в $кг$;

$r_i = \frac{D_0}{2}$ — радиус инерции (принимается по опытным данным) в $м$.

Маховые моменты муфты и привода определяются по каталожным данным.

Рассмотрение пусковых характеристик показывает, что наиболее благоприятные условия для пуска насоса имеют место при закрытой напорной задвижке или обратном клапане.

10 Уплотнения и опоры

§ 57. Концевые уплотнения

Для уплотнения вала насоса в местах выхода его из корпуса предусматриваются концевые уплотнения, основное назначение которых состоит в:

- а) предотвращении утечек перекачиваемой жидкости из насоса;
- б) недопущении попадания воздуха в насос при работе последнего с разрежением на входе;
- в) обеспечении охлаждения вала при перекачивании горячих жидкостей для предупреждения нагрева шеек вала в подшипниках.

Концевые уплотнения могут быть разделены на 3 группы:

- 1) уплотнения с мягкой сальниковой набивкой;
- 2) уплотнения щелевого типа;
- 3) торцовые уплотнения.

Выбор того или иного типа уплотнения основывается на детальном изучении возможных условий работы, конструкции насоса, доступности для обслуживания и т. п.

В насосах с гидравлической разгрузкой осевого усилия оба концевых уплотнения работают примерно при одинаковых давлениях, что дает возможность выполнить их с обеих сторон насоса одинаковыми. Такие условия могут быть обеспечены также в насосах с симметричным расположением рабочих колес. Если невозможно использовать одинаковые уплотнения, конструкция их должна быть таковой, чтобы обеспечить максимальную унификацию деталей.

Уплотнения с мягкой сальниковой набивкой (сальниковые уплотнения). Они являются наиболее простыми с точки зрения конструктивного исполнения и обслуживания. Сальниковые уплотнения являются самым распространенным типом уплотнения в насосах общего назначения. Эти уплотнения хорошо работают при давлении перед сальником до $10 кг/см^2$ и окружной скорости вращения втулки вала до $20 м/сек$.

Некоторые конструктивные схемы сальниковых уплотнений приведены на рис. 133.

В корпусе сальника 1 устанавливаются кольца из мягкой сальниковой набивки 2. В осевом направлении кольца сальника

поджимаются нажимной втулкой 3, при этом набивка прижимается к валу, уплотняя его. Для обеспечения лучшего прилегания набивки к втулке вала 4 опорные поверхности нажимной втулки и корпуса сальника выполнены со скосом под углом 5—10° к вертикали (рис. 133, а).

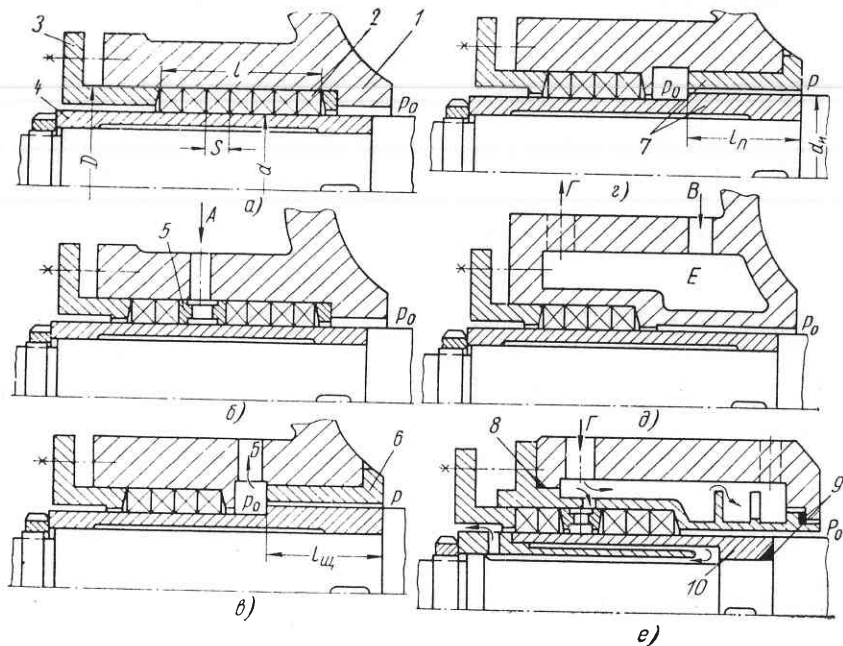


Рис. 133. Типы конструкций сальниковых уплотнений:
 А — подвод запирающей жидкости; Б — отвод воды разгрузки; В — подвод охлаждающей воды; Г — отвод охлаждающей воды

Подробно принцип работы сальникового уплотнения рассмотрен в работе [27]. Величина нажимного усилия на сальник должна быть минимальной исходя из условий обеспечения требуемой герметичности.

При правильной работе сальникового уплотнения через него должно протекать наружу некоторое количество жидкости, которая служит для смазки колец набивки и отвода части тепла, выделяющегося при трении. Как правило, через сальник должна просачиваться жидкость тонкой струйкой. Допустимые протечки через оба сальника не должны превышать 1% подачи насоса. Протекающая жидкость попадает в корыта сальника, оттуда через специальные отверстия отводится в дренаж.

Мощность трения в сальнике может быть определена по выражению [27]

$$N_c = \omega \frac{\pi d^2 s}{408} \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} p_0 \left(e^{2\mu_2 \frac{l}{s}} - 1 \right) \text{ кет},$$

где μ_1 — коэффициент трения движения (при высокой чистоте поверхности втулки и новой набивке $\mu_1 = 0,02 \div 0,1$);

$\mu_2 = 0,05$ — коэффициент трения покоя;

d, l, s — величины по рис. 133, а в м.

При давлении перед сальником до 5 кг/см^2 для уплотнения достаточно четырех колец набивки. При возрастании давления количество колец набивки необходимо увеличить. Не рекомендуется принимать число колец более семи, так как в этом случае возрастает неравномерность распределения давления между отдельными кольцами, что приводит к интенсивному износу втулки вала и набивки на участке, прилегающем к нажимной втулке сальника.

Толщина кольца набивки s выбирается в зависимости от диаметра втулки вала d по выражениям [61]:

$$s = \sqrt{d} \text{ — для валов с диаметром до } 100 \text{ мм}; s = \frac{2}{3} \sqrt{d} \text{ —}$$

для валов с диаметром свыше 100 мм, где s и d — в мм.

Полученный размер сечения набивки округляется до ближайшего стандартного размера.

Усилие затяжки сальника [1]

$$T = K \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p_0 \text{ кг},$$

где $K = 1,4 \div 2,0$ — коэффициент, учитывающий неравномерность затяжки отдельных колец.

Рабочая длина нажимной втулки сальника принимается равной 2,5—3,0 ширины кольца набивки. Зазор между нажимной втулкой и вращающимся валом не должен превышать 0,7—1 мм на диаметр с тем, чтобы предотвратить продавливание набивки.

Если насос работает с разрежением на входе, то между кольцами набивки устанавливается подпорное кольцо 5 (рис. 133, б). По сверлению запорная жидкость под избыточным давлением подводится к кольцу. Таким образом создается гидравлический затвор, препятствующий проникновению воздуха снаружи в насос. Запорная жидкость может подаваться либо от постороннего источника, либо отбираться от первой ступени насоса. Между кольцом и нажимной втулкой устанавливается 2—3 кольца набивки. Подпорные кольца устанавливаются также в уплотнениях, которые должны предотвращать попадание наружу перекачиваемой среды. В этом случае к кольцу от постороннего источника подводится жидкость, по физическим свойствам подобная перекачиваемой с давлением $p = (1,25 - 1,3) p_0$. При этом часть запорной жидкости проходит в насос, а часть просачивается наружу. Между кольцом и запираемой полостью устанавливаются два кольца набивки. При изменяющейся величине p_0 на линии подвода

запирающей жидкости целесообразно установить регулирующий клапан.

Если давление перед сальником превышает 10 кг/см^2 , необходимо предусмотреть разгрузку. В отдельных случаях разгрузка выполняется и при более низких давлениях. Наиболее распространены следующие две схемы разгрузки:

1. Перед сальником устанавливается дросселирующая втулка 6. В цилиндрической щели с зазором $0,2\text{--}0,3 \text{ мм}$ происходит дросселирование протекающей жидкости до давления в полости, куда отводится жидкость перед сальником (рис. 133, в);

2. Перед сальником устанавливается винтовой импеллер 7, который при вращении отгоняет жидкость от сальника, снижая давление перед последним (рис. 133, г). Уплотнение с импеллером является более экономичным, так как отсутствуют потери жидкости на разгрузку.

Снижение давления перед сальником при работе импеллера

$$\Delta p = \frac{K \gamma z l_u v^2}{4g \rho d_u} \text{ кг/см}^2,$$

где $K = 1,2$ — коэффициент напора;

z — число заходов нарезки импеллера;

l_u, d_u — длина и диаметр импеллера (рис. 133, г);

v — окружная скорость на диаметре d_u .

Существенно усложняется конструкция сальникового уплотнения насосов, предназначенных для перекачивания горячих жидкостей. Часть перекачиваемой жидкости испаряется и в виде пара легко проникает наружу через сальниковое уплотнение. Происходит также интенсивное выщелачивание набивки. Для предупреждения этих явлений производится охлаждение сальникового уплотнения. Охлаждение способствует также ограничению теплового потока от корпуса насоса к корпусу сальника, препятствует распространению тепла по валу.

Наиболее распространенным и простым является наружное охлаждение сальника (рис. 133, д). Охлаждающая вода, омывая снаружи корпус сальника, отводит часть тепла от него. Для лучшей теплоотдачи рекомендуется выполнять ребра на корпусе сальника.

Интенсификация охлаждения достигается путем применения комбинированного охлаждения (рис. 133, е). Втулка 10 вала изготавливается из двух частей. В ней предусмотрены отверстия для подвода и отвода охлаждающей жидкости, часть которой омывает снаружи корпус сальника и отводится через специальное отверстие, а другая часть через отверстия в корпусе и втулке в зоне гидравлического кольца попадает под втулку, омывает ее изнутри и отводится в сливное корыто. При такой конструкции необходимо обратить внимание на обеспечение достаточной жесткости втулки вала.

В связи с тем, что для охлаждения сальников чаще всего используется холодная вода технического водопровода, охлаждаемые полости должны быть надежно уплотнены с тем, чтобы предот-

вратить попадание ее в рабочую полость насоса. Довольно надежно работают уплотнительные кольца 8 из круглой резины. Кольца 9, соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, должны быть выполнены из резины специальных марок: термостойкой, маслостойкой и т. п.

Для лучшего отвода тепла от втулки вала к охлаждаемому корпусу сальника между кольцами набивки иногда устанавливаются латунные, бронзовые или алюминиевые кольца.

Охлаждаемые сальниковые уплотнения надежно работают при температуре перекачиваемой жидкости $150\text{--}180^\circ \text{C}$.

Тип сальниковой набивки определяется условиями работы уплотнений. Для холодной воды (температура до 80°C) применяются хлопчатобумажные шнуры, пропитанные техническими маслами или графитом. Однако графитовая пропитка в паре с перекачиваемой водой может вызывать электролитическую коррозию [1]. Для горячей воды наиболее подходящими являются асбесто-графитовые шнуры. Применяются также шнуры с асбестовыми смесями, содержащими, кроме асбеста, графит, свинец и другие вещества. Для горячей воды можно рекомендовать набивку АГ-1 по СТ У49-2568—63 [7]. Набивка получена из комбинации асбестовой нити, резинового клея и графита. Набивка рекомендуется для насосов, перекачивающих воду с температурой до 260°C . Хорошие эксплуатационные качества при работе на горячей воде имеет просаленная и прографиченная асбестовая набивка, имеющая вплетенную в пряди медную или латунную проволоку (тип «Рациональ»).

В некоторых случаях хорошо работает комбинированная набивка с резиновым сердечником.

Для насосов, перекачивающих горячие нефтепродукты, применяются сальниковые кольца из алюминиевой фольги с мягким сердечником или спрессованной фольги без сердечника. Широко применяются сальниковые кольца из асбеста, пропитанного при плетении суспензией фторопласта, и наполнителей — талька или дисульфида молибдена.

Пропитка сальниковой набивки при работе образует смазывающую пленку, которая уменьшает износ втулки и сальниковых колец. Содержание пропитки не должно превышать 30% веса набивки, так как в противном случае снижается ее работоспособность. В процессе работы графитированных набивок частицы графита проникают в мельчайшие поры и неровности втулки, образуя на поверхности тонкий слой графита, который уменьшает коэффициент трения. Графит сохраняет свои смазывающие свойства в диапазоне температур от 40 до 540°C .

Набивка обычно производится отдельными кольцами со смещением разрезов на 90° . Шнур набивки в несложном приспособлении разрезается на отрезки, обеспечивающие полный охват втулки вала. Кольца набивки для уплотнений, работающих при высоких давлениях и температуре, перед установкой рекомендуется предварительно обжечь.

Сальниковое уплотнение может быть выполнено и в виде пакета набивки. Разрезанные и спрессованные кольца сшиваются вместе в пакет. Сшивать можно как на валу, так и на специально изготовленной втулке. После установки пакет нажимной втулкой сильно сжимается и выдерживается в течение $20\text{--}30 \text{ мин}$. Затем втулка отпускается и без перекосов подтягивается вручную.

Уплотнения щелевого типа. Главным недостатком сальниковых уплотнений является малый срок службы, необходимость постоянного ухода (подтяжка, перенабивка), непригодность для работы при окружных скоростях выше $25\text{--}30 \text{ м/сек}$. В связи с этим в высокооборотных насосах нашли применение уплотнения щелевого типа, одна из конструкций которого для горячей воды приведена на рис. 134.

Принцип работы уплотнений заключается в дросселировании давления в цилиндрических щелях, промежуточном отборе и подводе запирающей жидкости. Уплотнения такого типа удовлетво-

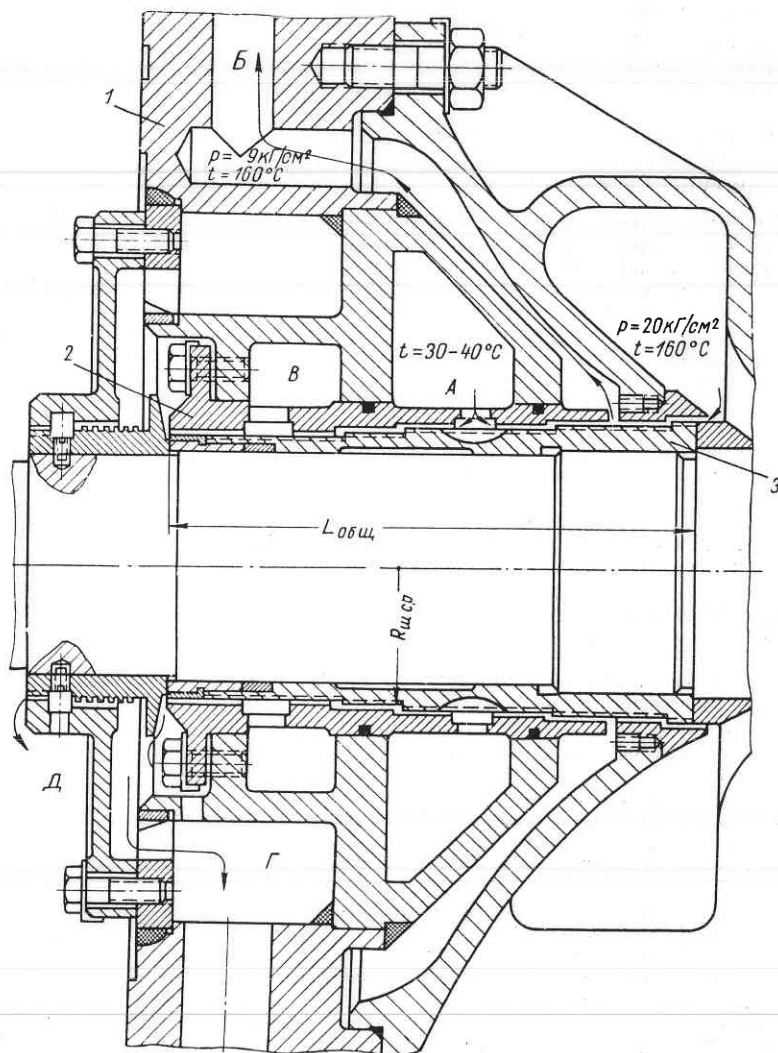


Рис. 134. Концевое уплотнение щелевого типа

рительно работают при давлении до 50 кг/см^2 и температуре перекачиваемой жидкости до 250°C .

В корпусе 1 концевой уплотнения выполнены изолированные камеры промежуточных отборов. В камеру А подводится холодный конденсат с давлением, на $0,5\text{--}1,0 \text{ кг/см}^2$ превышающим

давление в камере В, благодаря чему исключается возможность выхода горячей воды из уплотнения. Часть холодного конденсата, пройдя через ступенчатую щель, смешивается с горячей водой, прошедшей через разгрузочную щель, и отводится в деаэратор. Другая часть холодного конденсата проходит через длинную ступенчатую щель и отводится в камеру В, соединенную с конденсатором. Незначительная часть конденсата, прошедшая через короткую наружную щель, отводится в безнапорную емкость. Для предотвращения протечек воды по валу предусмотрено водоотбойное кольцо.

В уплотнениях подобного типа отсутствует соприкосновение вращающихся деталей. Долговечность работы уплотнения определяется эрозионным износом уплотняющих втулок: неподвижной 2 и вращающейся 3. Соответствующим подбором материала этих деталей долговечность работы уплотнения может быть доведена до долговечности основных деталей насоса.

Величина радиального зазора в щели выбирается равной $0,25\text{--}0,3 \text{ мм}$, что дает возможность предотвратить соприкосновение неподвижных и вращающихся деталей вследствие статического прогиба вала и обеспечить минимальный расход через щель. Необходимая длина щели определяется расчетом по перепаду давления.

Для увеличения сопротивления щели на вращающейся втулке можно нарезать кольцевые канавки $1,6 \times 1,6 \text{ мм}$ с шагом $3,2 \text{ мм}$, что уменьшает утечки примерно на 30%. Однако кольцевые канавки могут служить причиной возникновения дополнительных возмущающих гидродинамических сил, способствующих повышению вибрации ротора.

Механические потери в уплотнениях щелевого типа существенно ниже потерь в сальниках. Они определяются трением вращающейся втулки о воду:

$$N_{\text{щ. у}} = \frac{6,1 \cdot 10^{-4}}{4 \sqrt{\text{Re}}} \rho L_{\text{общ}} R_{\text{щ. ср}}^4 \omega^3 \text{ кВт},$$

где $\text{Re} = \frac{R_{\text{щ}} \omega b}{\nu}$ — число Рейнольдса;

b — зазор в щели в м.

Для надежной работы щелевых уплотнений необходимо обеспечить concentricность зазора, минимальную величину биения (не более $0,04 \text{ мм}$), отсутствие абразивных частиц в жидкости.

Основным недостатком уплотнений щелевого типа является наличие постоянных утечек перекачиваемой и запирающей жидкости. Стремление уменьшить утечки привело к созданию уплотнения с плавающими кольцами (рис. 156). При соответствующем подборе материала пары подвижное кольцо — втулка вала уплотнение надежно работает при окружных скоростях до 40 м/сек .

Расчет щелевого уплотнения сводится к определению протечек при заданных размерах щели и перепаде давления. Для

расчета может быть использована номограмма, построенная на основании уравнений движения жидкости в кольцевой щели.

Торцовые уплотнения. Торцовые уплотнения представляют большую группу с многочисленными конструктивными разновидностями. [27, 44, 10, 56].

В торцовых уплотнениях уплотняющая поверхность располагается в плоскости, перпендикулярной к оси вращения насоса. Уплотнение осуществляется между неподвижной 2 и вращающейся 1 деталями, которые прижимаются друг к другу пружи-

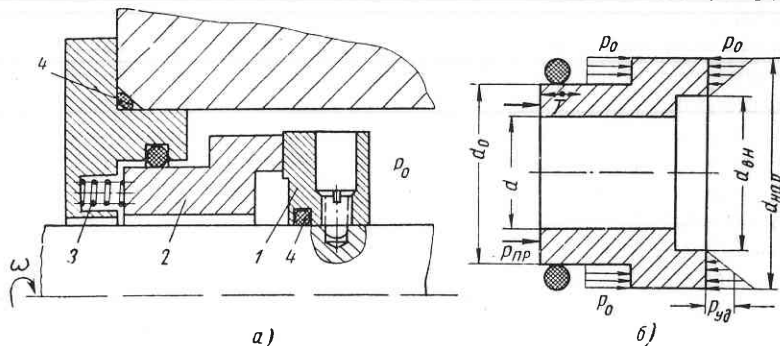


Рис. 135. Схема торцового уплотнения

ной 3 (рис. 135, а). В некоторых конструкциях уплотнений для сжатия колец используется также сила давления уплотняющей жидкости.

Вращающееся кольцо закрепляется на валу насоса, а неподвижное имеет возможность перемещения в осевом направлении. Существуют также конструкции с подвижным в осевом направлении вращающимся кольцом.

Уплотнение неподвижных относительно друг друга деталей осуществляется кольцами 4 из резины или пластмассы. Подвижный в осевом направлении элемент центрируется в корпусе по резиновому кольцу круглого сечения, благодаря чему получает некоторую свободу ориентации по поверхности жесткого элемента.

Рассмотрим действие осевых сил на подвижный в осевом направлении элемент торцового уплотнения, выполненного с гидравлической разгрузкой (рис. 135, б).

Уравнение равновесия:

$$p_0 f - p_{уд} F + P_{пр} \pm T = 0.$$

На практике сила трения об уплотняющий элемент T и сила от пружин $P_{пр}$ малы по сравнению с силами гидростатического давления. Тогда уравнение равновесия принимает вид

$$p_0 f = p_{уд} F.$$

Важнейшей характеристикой торцового уплотнения является коэффициент уравнивания

$$K = \frac{p_{уд}}{p_0} = \frac{f}{F},$$

где $f = \frac{\pi}{4} (d_{нар}^2 - d_0^2)$ — площадь, на которой действует давление p_0 ;

$F = \frac{\pi}{4} (d_{нар}^2 - d_{вн}^2)$ — площадь контакта в уплотнении.

В зависимости от абсолютного значения p_0 и требований, предъявляемых к степени герметичности, применяются два вида уплотнений:

- а) гидравлически разгруженные ($K < 1$);
- б) гидравлически неразгруженные ($K \geq 1$).

Изменение коэффициента уравнивания легко достигается изменением диаметра d_0 (рис. 135, б). Опыт показывает, что величина контактного давления должна быть больше или равна $p_0/2$. В противном случае, как правило, имеет место полная потеря герметичности уплотнения.

Размеры уплотнительной щели при известных d_0 , K и b с достаточной для практических целей точностью можно принять

$$d_{нар} = 2bK + d_0; \quad d_{вн} = d_{нар} - 2b,$$

где b — ширина уплотнительного пояска (обычно задается в зависимости от диаметра вала). Для диаметров не менее 80—100 мм ширина пояска принимается 6—8 мм, для диаметров до 50 мм — 2,5—3 мм.

Принимая приближенную эпюру распределения давления в щели и воспользовавшись уравнением равновесия, можно написать выражение для удельного давления

$$p_{уд} = \frac{P_{пр} - T - \frac{\pi}{12} p_0 (d_{нар}^2 + d_{нар} d_{вн} + d_{вн}^2 - 3d_0^2)}{\frac{\pi}{4} (d_{нар}^2 - d_{вн}^2)}.$$

В разгруженных уплотнениях между контактирующими поверхностями образуется жидкостная пленка толщиной 1—7 мк. При таких тонких пленках трение существенно отличается от гидродинамического и приближается к граничному трению, т. е. трению граничных слоев адсорбированных молекул жидкости. Это может служить объяснением того, что даже при наличии жидкостной пленки обеспечивается герметичность уплотнения.

Учитывая возможные технологические погрешности при изготовлении и сборке уплотнений, коэффициент уравнивания принимают с некоторым запасом по отношению к критическому. Для давлений выше 8—10 кг/см² принимают $K = 0,55 \div 0,65$, а для давлений меньше 6—8 кг/см² $K = 0,65 \div 0,75$.

Работу торцовых уплотнений для обычных целей можно считать удовлетворительной, если утечка не превышает капельной ($0,2—10 \text{ см}^3/\text{ч}$).

Торцовые уплотнения чувствительны к твердым частицам, содержащимся в перекачиваемой жидкости. Попаданию твердых частиц в уплотнительную щель можно воспрепятствовать подачей чистой запирающей жидкости от постороннего источника в зону уплотнения. Запирающая жидкость одновременно служит для охлаждения уплотнения, что особенно важно для горячеводных

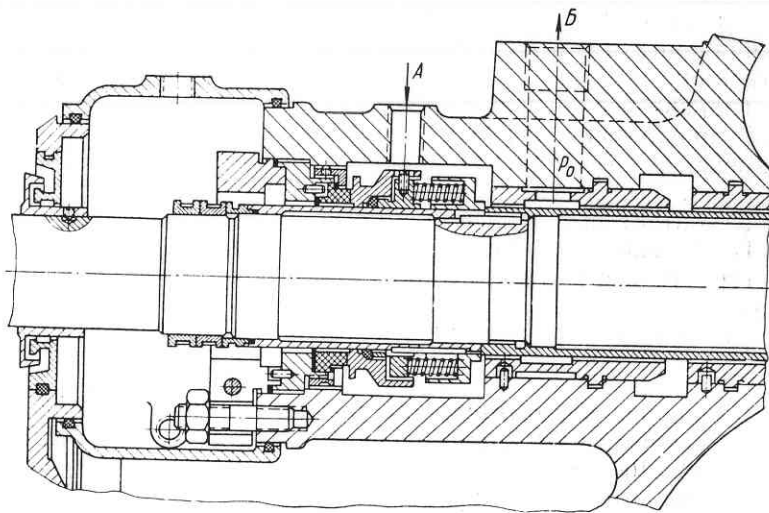


Рис. 136. Торцовое уплотнение

насосов. Конструкция такого уплотнения приведена на рис. 136. В цилиндрической щели перед торцовым уплотнением происходит дросселирование давления до p_0 . Жидкость, прошедшая через щель по сверлению в корпусе, попадает в трубопровод разгрузки. В зону уплотнения подводится запирающая жидкость A с давлением, на $0,5—1,0 \text{ кг/см}^2$ превышающим p_0 . Часть B запирающей жидкости через короткую щель попадает в трубопровод разгрузки. С ней отводится тепло, выделяющееся при работе уплотнения. Для обеспечения полной внешней герметичности пространство между уплотнением и корпусом подшипника закрывается разъемным корпусом. К корпусу подсоединяются трубопроводы для отвода утечек и паров запирающей жидкости.

В некоторых конструкциях, например при невозможности выполнить разгрузку с помощью щели, применяются двойные торцовые уплотнения. Пример такого уплотнения приведен на рис. 137.

Одно уплотнение разъединяет полости насоса и запирающей жидкости, второе препятствует выходу наружу запирающей жидко-

сти. В такой конструкции утечки запирающей жидкости практически отсутствуют. Для отвода тепла предусмотрены специальные трубчатые холодильники.

Двойное торцовое уплотнение более компактно в осевом направлении по сравнению с уплотнениями с дроссельной щелью. В то же время недостатками его являются большая сложность конструкции и повышенные требования к сборке и эксплуатации.

Приведем некоторые рекомендации для конструирования торцовых уплотнений.

Подвод жидкости к щели со стороны большего диаметра является более предпочтительным, так как в этом случае уменьшается протечка через уплотнение и происходит отбрасывание твердых частиц, находящихся в перекачиваемой жидкости, от уплотняющих поверхностей.

Жесткий неподвижный элемент уплотнения выполняется, как правило, из твердого материала. Подвижный в осевом направлении элемент изготавливается из твердого металла и имеет вклейку из более мягкого материала (графита, бронзы). Это позволяет увеличить его прочность и сократить расход дорогостоящих материалов. Вклейка осуществляется эпоксидной смолой с добавкой отвердителя.

Подвижный в осевом направлении элемент центрируется в корпусе по эластичному статическому уплотнению, благодаря чему он получает некоторую свободу ориентации по поверхности жесткого элемента. Рекомендуется $0,1—1,0\%$ -ный радиальный натяг упругого кольца, что соответствует осевому давлению $0,3—0,8 \text{ кг/см}^2$. Если подвижный в осевом направлении элемент уплотняется сильфонами, мембранами или диафрагмами, то сила трения практически отсутствует, однако при расчете нагрузок на уплотнение должны быть учтены упругие характеристики этих элементов.

Герметизация неподвижной части уплотнения осуществляется обычным способом, посредством резиновых уплотняющих колец, прокладок из эластичных материалов и мягких металлов.

Прижатие подвижного элемента уплотнения к неподвижному осуществляется цилиндрической или пластинчатой пружиной. При больших размерах уплотнения для равномерного распределения прижимного усилия рекомендуется применять $6—8$ небольших пружин. Суммарное усилие от пружин должно на небольшую величину превышать силу трения подвижного элемента об уплотняющее кольцо. Пружины, работающие в нейтральных жидкостях, изготавливаются из углеродистых и малолегированных сталей. Для химически активных жидкостей применяются пружины из углеродистой стали с покрытием резиной, фторопластом, пластмассой или пружины без покрытия из сталей X18H9T, X17H13M3T, OX23H28M3Д3T. Допускаемые напряжения кручения для пружин рекомендуется принимать не более 3000 кг/см^2 . В специальных конструкциях прижимное усилие создается

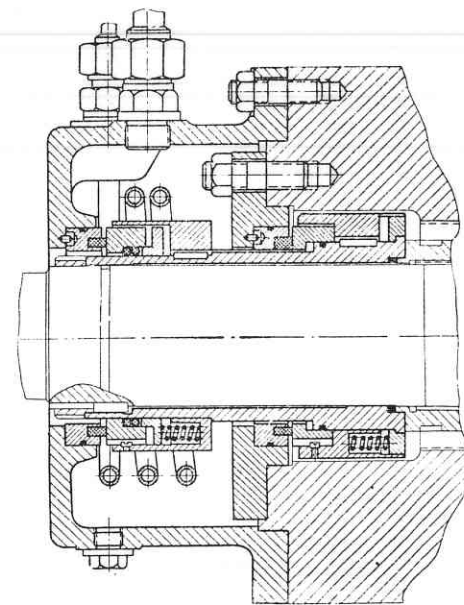


Рис. 137. Двойное торцовое уплотнение

упругими силами эластичного элемента мембраны, сильфона, диафрагмы и т. п. [7].

Для предотвращения проворачивания подвижные элементы фиксируются шпонками, поводками, пружинами и другими устройствами, обеспечивающими свободу осевых перемещений.

Наиболее ответственным моментом при конструировании торцового уплотнения является выбор материала пары трения. В зависимости от условий работы насоса в уплотнении может иметь место жидкостное, полусухое и сухое трение. Материал пары трения должен обеспечивать надежную работу во всех этих случаях. Материалы пар трения можно разделить исходя из химической активности смазывающих свойств среды. На основании экспериментальных данных в обычной холодной воде хорошо работает пара трения сталь 2Х13 (HRC 50) — графит 2П-100.

При конструировании и изготовлении пар трения необходимо учитывать ряд основных положений:

1. Материал должен обладать достаточной стойкостью по отношению к среде, иметь хорошие фрикционные и прочностные характеристики, обладать достаточной термостойкостью.

2. Диаметр уплотняющих поверхностей необходимо выполнять минимально возможным.

3. Кольцо из более твердого материала выполняется с большей радиальной шириной рабочей поверхности, чем кольцо из мягкого материала. Радиальная ширина кольца из мягкого материала выбирается в зависимости от диаметра уплотнения:

Диаметр уплотнения в мм	20—60	60—100	100—200
Ширина кольца в мм	2—4	3—5	4—7

4. Удельные давления в паре трения должны быть меньше допустимых. Гидравлическая разгрузка уплотнений выполняется обычно при давлении жидкости более 5—10 кг/см².

5. Чистота поверхностей должна находиться в пределах 9—11 классов. Отклонение от плоскостности не должно превышать 0,3—0,6 мк. Как правило, поверхности пары трения притираются либо вручную на плитах, либо на специальных притирочных станках [49].

Торцовые уплотнения обладают целым рядом преимуществ перед сальниковыми уплотнениями:

1. Минимальные утечки и потери мощности. Момент трения

$$M_{тр} = \frac{2}{3} \pi \left(\frac{r_{нар}^3 - r_{вн}^3}{r_{нар}^2 - r_{вн}^2} \right) f b P_D,$$

где $f = 0,05 \div 0,3$ — коэффициент трения;

b — ширина пояса;

P_D — сила от контактных напряжений.

2. Автоматическая работа, не требующая специального ухода и регулировки в течение всего периода эксплуатации.

3. Малая чувствительность к смещениям и биениям вала, работоспособность при высоких окружных скоростях.

4. Меньшие габариты, особенно при высоких давлениях.

5. Возможность работы в любой среде при высоких термических и механических нагрузках.

§ 58. Уплотнения рабочих колес

Каждая ступень многоступенчатого насоса имеет в своем составе два уплотнения: переднее уплотнение рабочего колеса и межступенное уплотнение. В корпусных деталях насоса устанавливаются неподвижные уплотнительные кольца. Между уплотнительными поясками рабочих колес и кольцами образуется цилиндрическая кольцевая щель, в которой происходит дросселирование давления протекающей жидкости. Уплотнительные кольца, как правило, винтами крепятся к корпусным деталям. При этом необходимо принимать меры к предотвращению самоотвинчивания

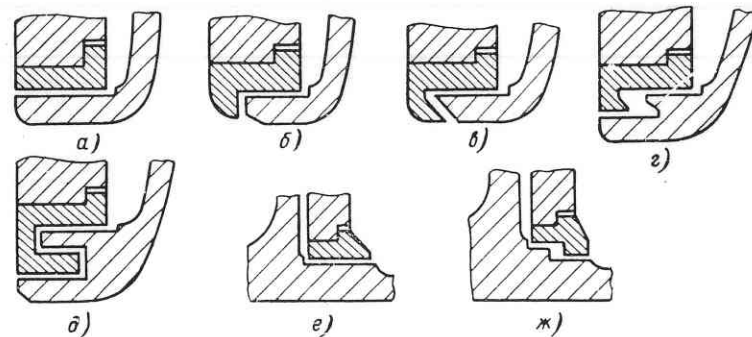


Рис. 138. Конструктивные схемы уплотнения ступени:

$a-d$ — уплотнение рабочего колеса; $e, ж$ — межступенные уплотнения

винтов в процессе работы. Во избежание изгиба фланца уплотняющего кольца по внешнему диаметру его рекомендуется выполнить упорный бурт шириной 2—4 мм.

Если уплотнительные кольца устанавливаются без крепления винтами, то вместо фланца выполняется небольшой буртик. Кольцо устанавливается в корпусе по неподвижной посадке и фиксируется винтами от проворачивания. Аналогичным образом устанавливаются кольца межступенных уплотнений.

Длина щели в уплотнениях зависит от ряда факторов: геометрии проточной части ступени, межступенного расстояния, технологических возможностей изготовления и т. д.

Наиболее простым является однощелевое уплотнение (рис. 138, a). В насосах высокого давления для уменьшения объемных потерь приходится применять более сложные конструкции уплотнений.

Однощелевое уплотнение с козырьком (рис. 138, b) повышает коэффициент сопротивления щели и обеспечивает меньшее возмущение основному потоку на входе в рабочее колесо. Более благоприятные условия для основного потока обеспечивает уплотнение с наклонным козырьком (рис. 138, $в$).

Двухщелевое уплотнение с внезапным расширением щели (рис. 138, *г*) примерно на 20—30% снижает протечки по сравнению с однощелевым уплотнением. Несмотря на более высокую сложность изготовления, в насосах широко применяются трехщелевые уплотнения (рис. 138, *д*), которые обеспечивают более высокий коэффициент сопротивления. Однако трехщелевые уплотнения при определенных условиях могут служить источником дополнительной вибрации ротора вследствие возникновения значительных гидродинамических сил в щелях уплотнений [23]. В таких случаях для уменьшения вибрации рекомендуется увеличить радиальный размер средней щели до 0,75—1,0 мм.

Межступенные уплотнения, за редким исключением, выполняются либо однощелевыми (рис. 138, *е*), либо двухщелевыми с уступом (рис. 138, *ж*).

Материал уплотнительных колец должен обладать хорошей эрозионной и коррозионной стойкостью и стойкостью против задира в паре с материалом рабочего колеса при соприкосновении вращающихся и неподвижных деталей или попадании в щель металлических включений.

Для чугунных и стальных рабочих колес уплотнительные кольца могут быть изготовлены из чугуна СЧ 18-36. Для рабочих колес из стали 2Х13 уплотнительные кольца часто изготавливаются из термообработанной стали 3Х13. Разность твердости сопрягаемых деталей должна быть порядка НВ 50.

Уплотнительные кольца из стали 1Х18Н9Т имеют хорошую эрозионную стойкость, но плохо сопротивляются задиранью. Бронзовые кольца, наоборот, при хорошей сопротивляемости задиранью имеют малую долговечность работы из-за эрозионного размыва. Хорошо сопротивляется задиранью сталь Х17Н2 при достаточно высокой долговечности.

Для повышения эрозионной стойкости уплотнительных колец из углеродистой и нержавеющей сталей может быть рекомендовано сульфидирование их жидким или твердым способом.

Чугунные уплотнительные кольца рекомендуется изготавливать из низколегированного хромом чугуна с шаровидным графитом, который обладает большей кавитационно-эрозионной стойкостью, чем обычный серый чугун.

§ 59. Подшипники

В большинстве насосов применяются выносные подшипниковые опоры. К корытообразным кронштейнам корпуса насоса крепятся корпуса подшипников, в которых устанавливаются подшипники. При сборке насоса корпуса подшипников регулировочными винтами могут перемещаться в плоскости, перпендикулярной к оси насоса. После того как ротор займет нужное положение, корпуса подшипников фиксируются штифтами. В некоторых кон-

струкциях насосов корпуса подшипников фиксируются в корпусе по цилиндрической расточке.

Для малых и средних насосов в качестве радиальных опор применяются шарико- и роликоподшипники. Основным их преимуществом являются минимальные потери на трение, небольшие размеры, легкая смена и способность многих подшипников качения воспринимать не только радиальные, но и осевые усилия.

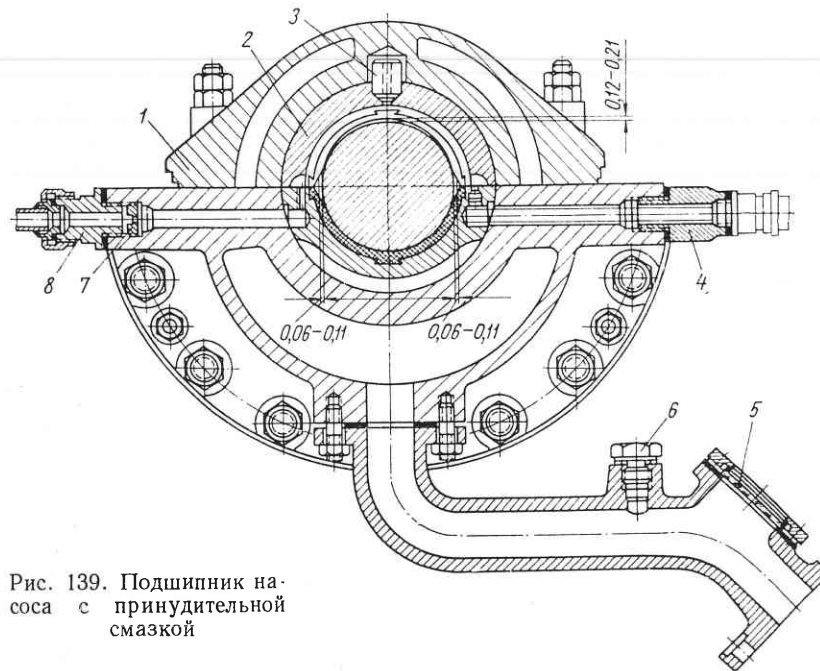


Рис. 139. Подшипник насоса с принудительной смазкой

Смазка подшипников качения применяется как консистентная, так и жидкая с помощью смазочных колец.

При больших окружных скоростях работоспособность шарикоподшипников резко снижается. Кроме того, при разрушении подшипника, как правило, происходит разрушение ротора насоса. Поэтому для ответственных насосов в качестве радиальных опор часто применяются подшипники скольжения (рис. 139), которые при правильной установке и эксплуатации имеют практически неограниченное время эксплуатации.

В разъемном корпусе 1 подшипника устанавливается вкладыш 2 из двух половин. От проворачивания вкладыш фиксируется в корпусе цилиндрическим штифтом 3. Масло от маслосистемы подводится к штуцеру 8 и поступает к вкладышу. Для регулирования количества масла предусмотрены специальные дроссельные шайбы 7. Контроль за работой подшипников осуществляется через

смотровое окно 5 на сливном трубопроводе. Замер температуры вкладыша производится термометром сопротивления 4. Для замера температуры масла в отверстие на сливном трубопроводе, закрытое пробкой 6, может быть установлен ртутный термометр.

Вкладыши подшипников, залитые баббитом Б-83 или Б-16, могут устанавливаться в разъемном корпусе как по цилиндрической, так и по сферической расточке с натягом. Для лучшего сцепления баббита с вкладышем в последнем выполняют продольные или поперечные пазы «ласточкин хвост». Изготавливаются вкладыши, как правило, из углеродистой стали. Чугунные вкладыши обладают способностью поглощать вибрацию, однако заливка их значительно сложнее, чем стальных.

Длина подшипников скольжения

$$L = (1 \div 1,5) d.$$

Встречаются подшипники с отношением $\frac{L}{d} > 3$, но в этом случае трудно обеспечить равномерную нагрузку подшипника вследствие прогиба вала. При $\frac{L}{d} < 1$ нарушается непрерывность масляной пленки из-за утечки масла.

Величина диаметрального зазора в подшипнике выбирается в зависимости от диаметра вала и приведена в табл. 19.

Таблица 19

Диаметр вала в мм	Зазор на сторону в мм	
	верхний	боковой
50—80	0,10—0,18	0,5—0,09
80—120	0,16—0,24	0,08—0,12
120—180	0,24—0,36	0,12—0,18

Смазка подшипников скольжения осуществляется жидким маслом принудительно от маслососа или с помощью смазочных колец. В последнем случае для охлаждения масла в корпусе подшипника предусматриваются специальные камеры либо трубчатые холодильники. Кольцевая смазка применяется для окружных скоростей шейки вала до 8 м/сек. Принудительная смазка может осуществляться маслососом, установленным на валу насоса, либо с самостоятельным приводом.

В многоступенчатых насосах с симметричным расположением рабочих колес из-за неравномерного износа уплотнений возникает неуравновешенная осевая сила, для восприятия которой должен быть предусмотрен упорный подшипник. В некоторых обычных конструкциях многоступенчатых насосов гидравлическая пята рассчитывается не на полное уравнивание осевой силы. Остав-

шаяся часть ее воспринимается упорным подшипником. При перекачивании жидкостей с недостаточными смазывающими свойствами или с абразивными включениями для восприятия осевых усилий часто используется разгрузочный барабан, не обеспечивающий полного самоуравнивания. Остаточное осевое усилие также должно восприниматься упорным подшипником.

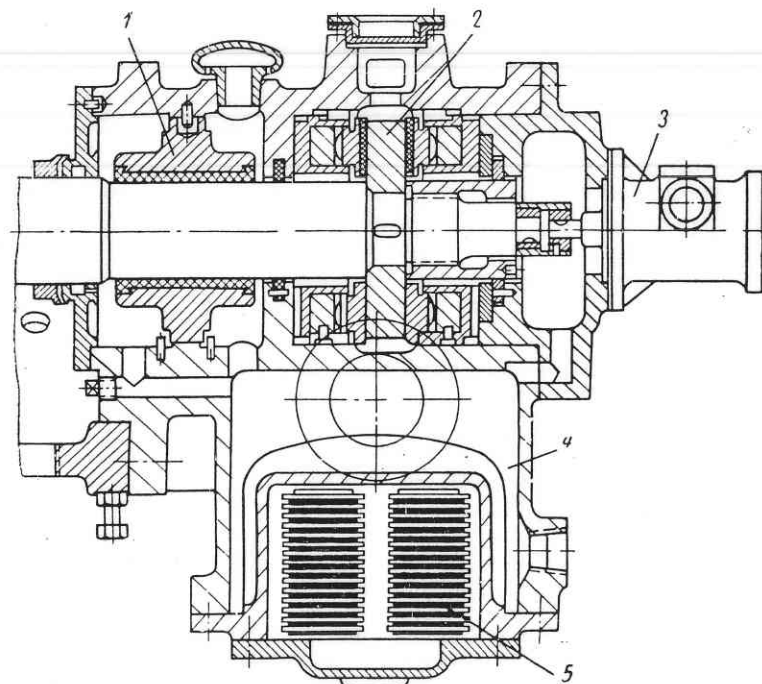


Рис. 140. Конструкция упорного подшипника питательного насоса фирмы Вортингтон

Наиболее надежной при правильном изготовлении и сборке является упорная пята с самоустанавливающимися сегментами.

Упорная пята должна смазываться маслом под давлением. Суммарный зазор в подшипнике принимается равным 0,25—0,35 мм. Упорные сегменты изготавливаются из стали или бронзы с баббитовой заливкой.

Толщину заливки рекомендуется принимать меньше минимального осевого зазора в проточной части. В этом случае при выплавлении заливки диск пяты упрется в сегменты, что предотвратит задираание деталей проточной части.

На рис. 140 приведена конструктивная схема подшипникового узла питательного насоса фирмы Вортингтон. В данной конструкции объединены в один узел опорный 1, упорный 2 подшипники и маслоснабжение. Маслосос 3 соединительной муфтой соеди-

няется с валом насоса. В корпусе подшипника предусмотрено пространство для масла 4. К нему подсоединяется маслоохладитель 5 пластинчатого типа. В большинстве конструкций многоступенчатых насосов для восприятия неуравновешенного осевого усилия применяются два радиально-упорных, один двухрядный радиально-упорный или два упорных шарикоподшипника, обеспечивающих восприятие неуравновешенного усилия в двух направлениях. Упорный подшипник рассчитывается на величину осевого усилия, которое может возникнуть при максимально допустимом износе уплотнений группы рабочих колес, направленных в одну сторону.

Расчет подшипников скольжения и упорных пят довольно подробно изложен в книге Яновского М. И. [59] и др.

В некоторых конструкциях многоступенчатых насосов преимущественно вертикального типа применяются подшипники скольжения, смазываемые консистентной смазкой или перекачиваемой жидкостью. Как правило, такие подшипники располагаются внутри насоса.

Консистентная смазка применяется при окружных скоростях до 7 м/сек, если по условиям эксплуатации допускается попадание смазки в перекачиваемую жидкость. Подача смазки производится от масленок автоматически или вручную. Отношение длины вкладыша к диаметру для подшипников с консистентной смазкой выбирается в пределах 1,8—2,5 [39]. Суммарный радиальный зазор принимается в пределах 0,08—0,12 мм.

В подшипниках, смазываемых перекачиваемой жидкостью, применяются резино-металлические, металло-графитные, лигно-фолевые, текстолитовые и другие вкладыши. Конструкция подшипника должна обеспечивать надежную смазку. Для этого во вкладышах выполняют специальные, чаще всего спиральные, канавки. Необходимо предусматривать специальные устройства по дополнительной очистке воды, предназначенной для смазки, используя силы инерции при резком изменении направления потока и центробежные силы.

Для холодной воды наиболее приемлемыми являются резино-металлические вкладыши, которые имеют низкий коэффициент трения, демпфируют вибрационные возмущения при работе, допускают небольшие неточности в центровке. В зависимости от условий работы и конструкции подшипника в резино-металлическом вкладыше может выполняться либо зазор, либо небольшой натяг.

В насосах, перекачивающих горячую воду с температурой выше 100° С, применение резино-металлических вкладышей встречает целый ряд трудностей из-за плохой теплопроводности и быстрого старения резины.

Для таких условий сопрягаемые поверхности подшипников лучше всего изготавливать из разнородных материалов, например металла и пластмассы. Сопрягаемые поверхности должны иметь

различную твердость для уменьшения сопротивления пластической деформации в зоне местного контакта. Модуль упругости должен быть по возможности высоким, что достигается легированием стали и соответствующей химико-термической обработкой. Хорошие результаты дает азотирование металлического элемента пары. В качестве подшипникового материала рекомендуется применять графиты с наполнителями, пластмассы и т. п. Для уменьшения из-

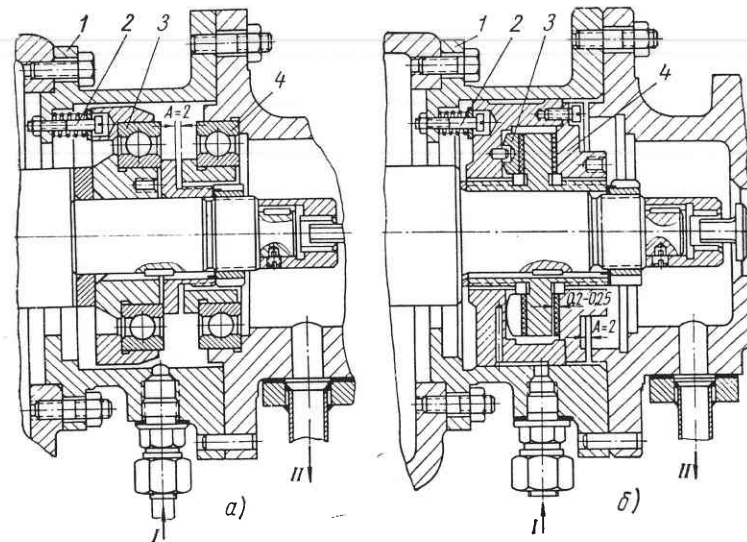


Рис. 141. Отжимное устройство:

I — подвод масла; II — отвод масла

носа подшипниковый материал целесообразно размещать на вращающемся валу, а для этого он должен иметь прочную основу.

В ряде конструкций применяются специальные отжимные устройства, которые до определенного числа оборотов воспринимают осевое усилие ротора и отодвигают разгрузочный диск от подушки. На рис. 141 приведены два типа такого устройства. В одном случае (рис. 141, а) отжимающее усилие передается на ротор через радиально-упорные шарикоподшипники, во втором (рис. 141, б) — через упорный подшипник скольжения.

Отжимное устройство работает следующим образом.

При малых числах оборотов усилие от пружин 2 превышает осевое усилие ротора и отодвигает ротор через шарикоподшипник (сегментный) 3 в сторону нагнетания. В неработающем насосе ротор прижат к подшипнику 4, зазор А выбран полностью. При возрастании числа оборотов и осевого усилия происходит перемещение ротора в сторону всасывания до тех пор, пока не начнет нормально работать гидروطя. Подшипник (подшипниковый диск)

4 служит для ограничения перемещения ротора в сторону нагнетания под действием случайных усилий.

Корпус 1 отжимного устройства подсоединяется к корпусу подшипника. С другого торца к нему подсоединяется корпус маслонасоса или крышка. Отжимное устройство смазывается маслом под давлением.

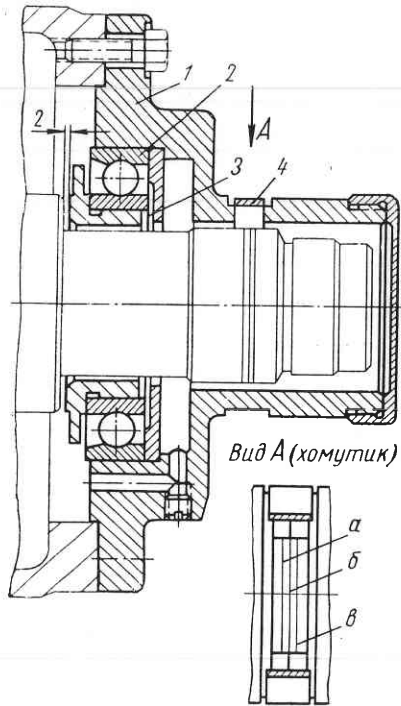


Рис. 142. Упор ротора с указателем осевого сдвига

Отжимное устройство рекомендуется применять в насосах, которые по условиям эксплуатации предназначены для частых пусков и остановок, либо в насосах турбопривода, где они должны длительное время работать при пониженном числе оборотов.

В обычных конструкциях насосов без отжимного устройства для ограничения перемещения ротора в сторону нагнетания под действием случайных усилий применяют упор ротора с указателем осевого сдвига (рис. 142).

К торцу корпуса подшипника подсоединяется корпус 1 упора ротора с радиально-упорным шарикоподшипником 2, во внутреннюю обойму которого запрессована упорная втулка 3, ограничивающая перемещение ротора. При работе насоса между торцами вала и втулки образуется зазор порядка 2 мм.

С упором ротора совмещен указатель осевого сдвига. В корпусе

1 выфрезеровано окно, закрываемое хомутом 4. По краям окна нанесены две риски. На валу при сборке насоса наносятся три кольцевые риски.

Средняя риска б указывает положение ротора при упоре разгрузочного диска в подушку пяты. При отсутствии износа пяты эта риска должна совпадать с рисками на корпусе.

Риска а соответствует положению ротора при упоре вала в упорную втулку.

Риска в определяет положение ротора при допустимом износе гидропята, равном 1,5—2 мм.

Торец корпуса закрывается съемной крышкой, которая снимается при измерении числа оборотов насоса тахометром. Для смазки упорного подшипника достаточно капель масла, которые при работе попадают на него от основного подшипника.

§ 60. Узел гидравлической разгрузки осевого усилия

Одна из конструкций гидропята представлена на рис. 143, а. Между вращающимся разгрузочным диском 3 и неподвижной подушкой гидропята 2 при работе насоса образуется торцовый зазор, в котором уменьшается давление. Часть полного напора расходуется в кольцевой цилиндрической щели, которая образуется между двумя втулками гидропята: неподвижной 5 и вращающейся 6. Разгрузочный диск и вращающаяся втулка фиксируются

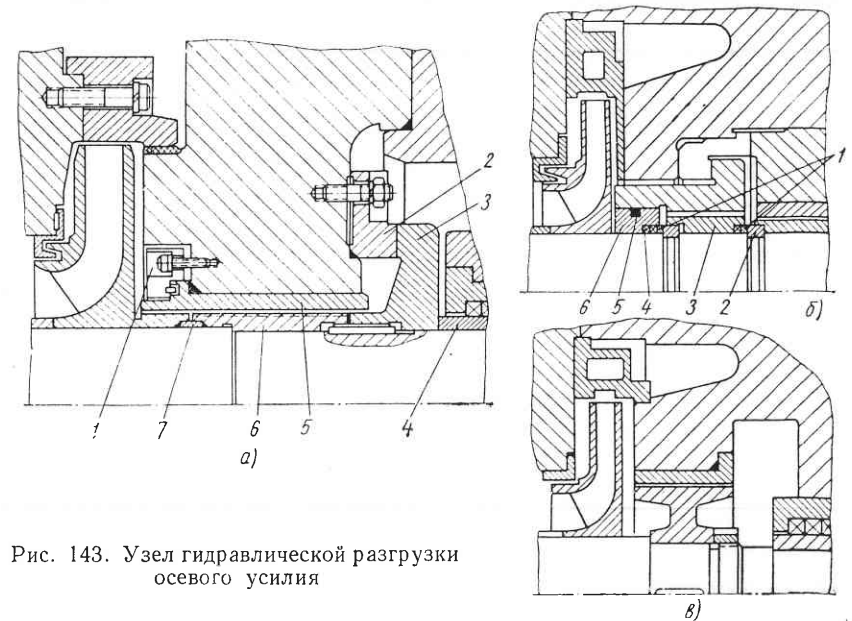


Рис. 143. Узел гидравлической разгрузки осевого усилия

на валу общей шпонкой. Круглой гайкой через втулку сальника 4 диск и вращающаяся втулка прижимаются к уступу вала. Между торцами ступицы рабочего колеса последней ступени и вращающейся втулки предусмотрен зазор для компенсации температурных расширений деталей ротора. Для предотвращения протекания жидкости по валу имеется двустороннее уплотнение резиновыми кольцами 7. Неподвижная втулка по цилиндрической расточке устанавливается в напорной крышке и фиксируется накладным фланцем 1. Течение жидкости по посадочной поверхности предупреждается резиновым уплотнительным кольцом.

Подушка гидропята 2 центрируется на напорной крышке и фиксируется шпильками. Во избежание перекоса подушка опирается на крышку двумя кольцевыми буртиками, выполненными по внешнему и внутреннему диаметру.

Существуют конструктивные разновидности гидропаты, в которых разгрузочный диск и вращающаяся втулка выполнены в виде одной детали. Реже встречаются конструкции, где подушка гидропаты и неподвижная втулка выполнены как одна деталь. Иногда разгрузочный диск упирается не во втулку сальника 4, а в разрезное закладное кольцо, как это показано на рис. 143, б. Площадь торца втулки должна быть выбрана с таким условием, чтобы не происходило смятия его под действием осевого усилия.

В некоторых насосах цилиндрическая дросселирующая щель располагается после торцевой (см. рис. 153). Такая конструкция более надежна с точки зрения исключения парообразования в зоне гидропаты при падении давления на входе в насос.

Конструкция гидропаты с постоянным сопротивлением в виде цилиндрической кольцевой щели после торцевой щели (см. рис. 153) уменьшает протечки на 10—15% по сравнению с обычной конструкцией гидропаты (рис. 143, а).

Для увеличения сопротивления цилиндрической дросселирующей щели на вращающейся втулке могут быть нанесены кольцевые канавки с размерами $1,6 \times 1,6$ мм и шагом 3,2 мм. Такие канавки уменьшают утечки через цилиндрическую щель примерно на 30% по сравнению с гладкой щелью [57]. Величина радиального зазора в цилиндрической кольцевой щели гидропаты 0,25—0,3 мм.

Наиболее нагруженной деталью гидропаты является разгрузочный диск. Методика расчета его на прочность приведена в гл. 9.

При очень больших значениях осевого усилия его стараются разделить и передать с вала на разгрузочный диск двумя упорными кольцами 2 (рис. 143, б). Уравновешивающий диск разделен на разгрузочные втулку 6 и диск 3. Часть осевого усилия, действующая на втулку, передается через внутреннее упорное кольцо, а часть усилия, действующего на разгрузочный диск, передается на вал через внешнее кольцо. Упорные кольца выполняются разъемными из двух половин. Торцевые поверхности уравновешивающей втулки и диска выбираются такого размера, чтобы действующие на них осевые усилия были примерно равными. Для гарантии разделения осевого усилия в разгрузочном диске выполнено осевое сверление, благодаря чему разгрузочная втулка и диск находятся под одним и тем же перепадом давления.

Уплотнение между разгрузочной втулкой и диском осуществляется уплотняющим кольцом 5 из резинового шнура круглого сечения между втулкой и валом — специальным профильным уплотнением 4. В осевом направлении диск и втулка фиксируются дистанционными кольцами.

В некоторых специальных конструкциях уравновешивание осевого усилия осуществляется разгрузочным барабаном (рис. 143, в). Барабан посажен на вал на шпонке и фиксируется в осевом направлении гайками вала. Между барабаном и неподвижной втулкой образуется кольцевая щель с зазором 0,25—0,3 мм на сторону, в которой уменьшается давление. Полное

уравновешивание осевого усилия возможно только для номинального режима работы насоса. При других режимах возникает неуравновешенное осевое усилие, которое воспринимается упорным подшипником насоса.

Разгрузочный диск изготавливается из стали 2Х13, подушка пята — из стали 3Х13. Эти стали подвергаются термообработке и обладают высокой эрозионной стойкостью. Твердость этих деталей должна отличаться не менее чем на $HV 50$.

Иногда на разгрузочном диске и подушке пята предусматривают сменные кольца из высококачественного материала.

Некоторые конструктивные разновидности узла гидропаты видны из разрезов насосов, описанных в гл. 11.

§ 61. Основные конструктивные схемы насосов

Центробежные насосы высокого давления, как правило, выполняются многоступенчатыми.

Существенным отличием рабочих органов многоступенчатых насосов является наличие проходного вала. Так как входной диаметр рабочего колеса зависит от величины подачи, то число ступеней определяется не только величиной напора, но и подачей. Для обеспечения благоприятных условий входа при одинаковом напоре насоса число ступеней должно быть тем больше, чем меньше подача. Максимальное число ступеней горизонтальных насосов 15—16, в вертикальных насосах достигает 25.

В отечественном и зарубежном насосостроении наибольшее распространение получили два типа конструкции центробежных насосов: спиральный и секционный. При сравнении обоих типов насосов необходимо учитывать ряд факторов, основными из которых являются: экономичность, надежность в работе, технологичность изготовления, весовые и габаритные характеристики, трудоемкость монтажа, ремонта, эксплуатации и др.

Наиболее распространенным многоступенчатым насосом в отечественной практике является насос секционного типа.

Между крышками всасывания и нагнетания располагается набор секций с лопастными отводами. В целом ряде насосов лопастные отводы и секции выполнены в виде одной отливки. Крышки насоса и секции соединяются между собой стяжными шпильками. В связи с тем, что в большинстве конструкций часто не удается расположить стяжные шпильки вне подводящего и напорного патрубков, целесообразно уменьшить их диаметр за счет увеличения количества с тем, чтобы обеспечить минимальное стеснение входного патрубка насоса.

Секции корпуса центрируются друг с другом на цилиндрических кольцевых поясах (см. гл. 8).

К крышкам насоса на заточках подсоединяются корпуса концевых уплотнений, конструкции которых описаны в гл. 10, и корпуса подшипников.

Наиболее распространенным способом уравнивания осевого усилия ротора является применение гидравлического само-

регулирующего разгрузочного устройства. В некоторых конструкциях секционных насосов применяется индивидуальная разгрузка рабочих колес с помощью двустороннего кольцевого зазора и отверстий в основных дисках рабочих колес так, как в одноступенчатых насосах консольного типа. Остаточное осевое усилие, как правило, воспринимается упорным шарикоподшипником. При напоре насоса свыше 150—200 м целесообразность этого вида разгрузки вызывает сомнения и предпочтение отдается разгрузочному диску.

Секционная конструкция насоса почти полностью исключает возможность применения неразборного ротора. Рабочие колеса обычно установлены на валу по подвижной посадке $\frac{A}{C}$.

Многоступенчатые насосы спирального типа менее распространены в отечественной практике, чем секционные. Применяются они главным образом для больших подач.

В насосах спирального типа уравнивание осевого усилия достигается, как правило, симметричным расположением воронок рабочих колес в противоположные стороны, вследствие чего предпочтительно четное число ступеней. В случае нечетного числа ступеней рабочее колесо 1-й ступени выполняется с двусторонним входом, что наряду с уравниванием осевого усилия дает возможность увеличить высоту всасывания насоса. При выборе схемы расположения рабочих колес стремятся обеспечить минимальное давление перед концевым уплотнением. В большинстве конструкций уплотнение находится под давлением одной ступени. Если в силу ряда обстоятельств концевое уплотнение должно работать под давлением, величина которого превышает допустимые значения (см. гл. 10), необходимо предусмотреть разгрузку уплотнения.

Движение жидкости между ступенями осуществляется либо по переводным каналам, отлитым в корпусе насоса, либо по переводным трубам. Отвод жидкости от рабочих колес осуществляется спиральными отводами. Для уменьшения радиальных сил, возникающих вследствие неравномерности распределения давления по окружности рабочих колес, «языки» спиралей отдельных ступеней должны быть смещены относительно друг друга в окружном направлении. Смещение спиралей следует выбирать таким образом, чтобы обеспечить минимальную величину неуравновешенного момента от радиальных сил, действующих на вал.

Двухзаходные спирали для уменьшения радиальных сил в многоступенчатых насосах нашли ограниченное применение из-за чрезмерного усложнения отливки корпуса.

Одним из важнейших преимуществ насосов спирального типа является наличие горизонтального разъема корпуса, позволяющего производить осмотр и ремонт насоса без демонтажа трубопроводов. Уплотнение плоскости разъема осуществляется парони-

товой прокладкой толщиной 0,5—1 мм. В отдельных случаях, например для горячеводных насосов, уплотнение осуществляется за счет металлического контакта без прокладки. В этом случае плоскости разъема шабруют или притирают. Уплотняющее усилие создается шпильками, расположенными по плоскости разъема.

Корпуса подшипников крепятся к фланцам корпуса. Для восприятия остаточных осевых усилий, возникающих из-за неидентичности условий входа в симметрично расположенные рабочие колеса, неравномерности износа уплотнений, неточности изготовления рабочих органов и т. д., предусматривается двусторонний радиально-упорный шарикоподшипник либо упорный подшипник сегментного типа.

Ротор многоступенчатого насоса спирального типа обычно выполняется в виде самостоятельного узла.

В качестве примера на рис. 144 приведен продольный разрез четырехступенчатого насоса общего назначения ЗВ200 × 4, предназначенного для перекачивания чистой воды с температурой до 80° С.

Чугунный корпус 7 состоит из двух частей, соединенных между собой шпильками. Плоскость разъема уплотняется паронитовой прокладкой.

Всасывающий и напорный патрубки расположены в нижней части корпуса и направлены горизонтально в разные стороны. Опорные лапы также отлиты заодно с нижней частью корпуса.

В корпусе насоса предусмотрены специальные отверстия, предназначенные для слива воды и выпуска воздуха из насоса. При работе эти отверстия заглушены пробками.

В корпусе насоса отлиты полуспиральные подводящие и спиральные отводящие каналы. Между отдельными ступенями жидкость проходит по переводным каналам, отлитым заодно с корпусом.

Ротор 2 насоса является отдельным сборочным узлом. Рабочие колеса посажены на вал по скользящей посадке и фиксируются на нем разрезными кольцами. На вал навинчиваются сальниковые втулки.

Сальниковые уплотнения 3 ротора имеют хлопчатобумажную набивку. В уплотнении перед 1-й ступенью предусмотрен гидравлический затвор, вода к которому подводится от 1-й ступени. Подтяжка сальников осуществляется нажимной разъемной втулкой 8.

Уплотнения рабочих колес осуществляются цельными уплотняющими кольцами и разъемными диафрагмами 4, установленными в корпусе. Уплотняющие кольца 3-й и 4-й ступени 5 также выполнены разъемными.

Опорами ротора насоса служат два подшипника качения 1 и 9. Корпуса подшипников крепятся к фланцам нижней части корпуса насоса. Для восприятия неуравновешенного осевого

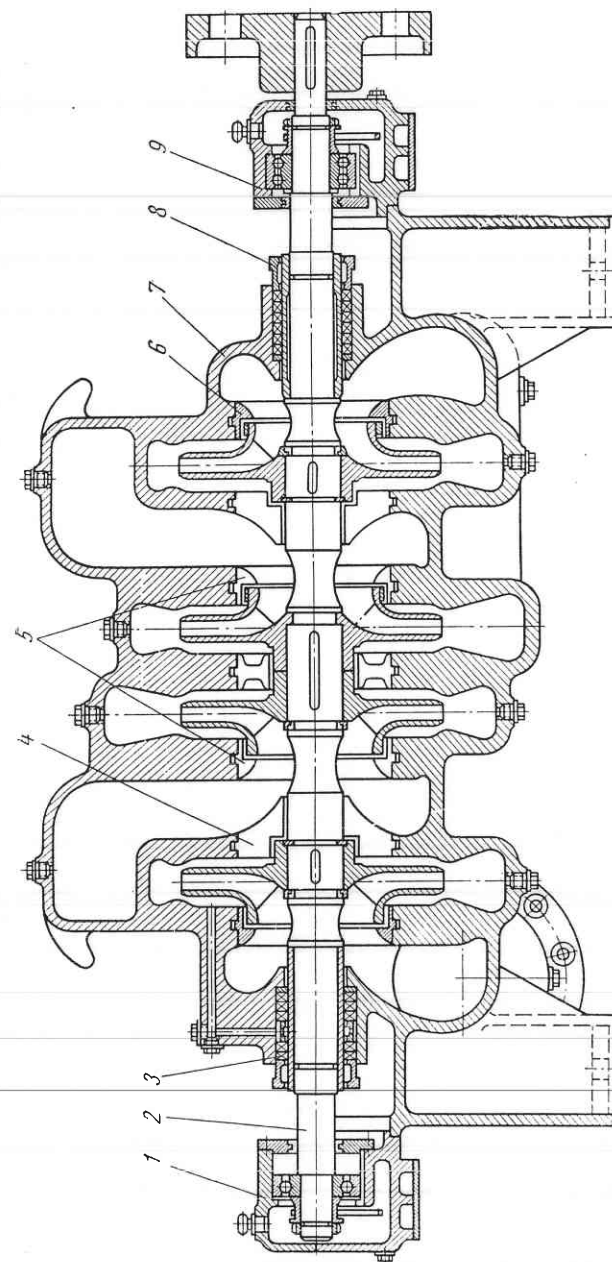
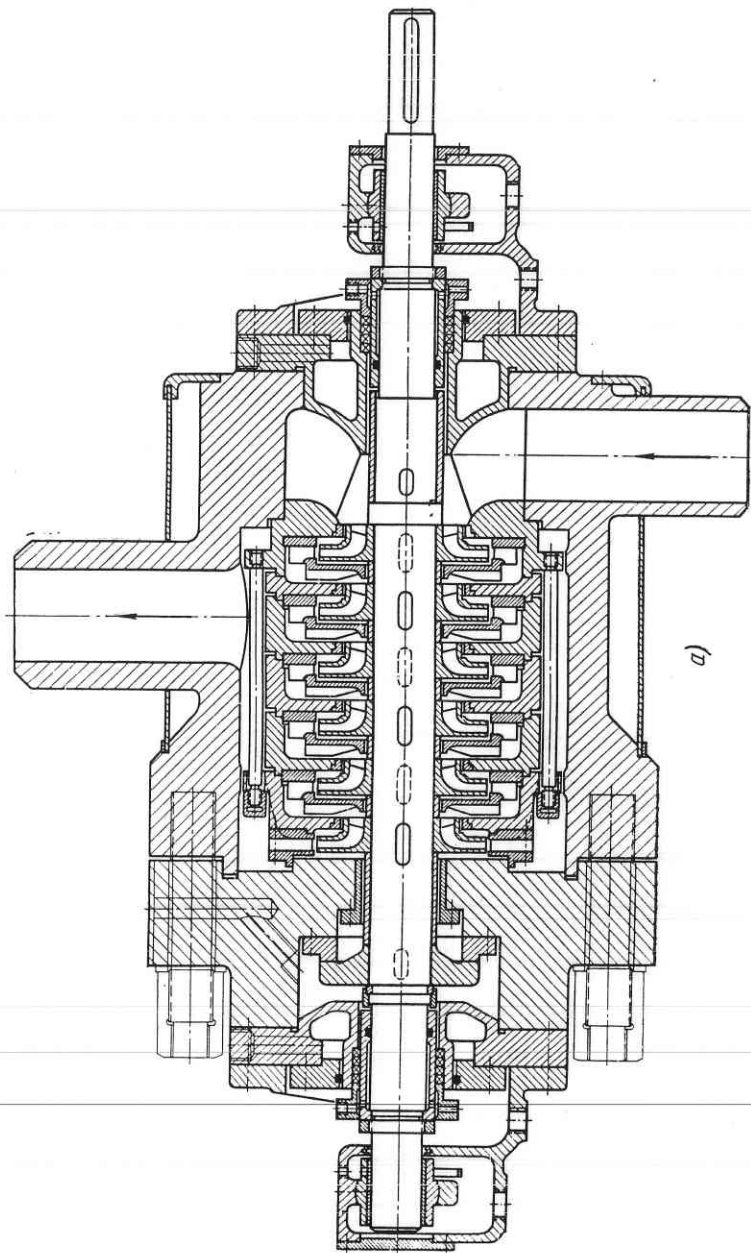
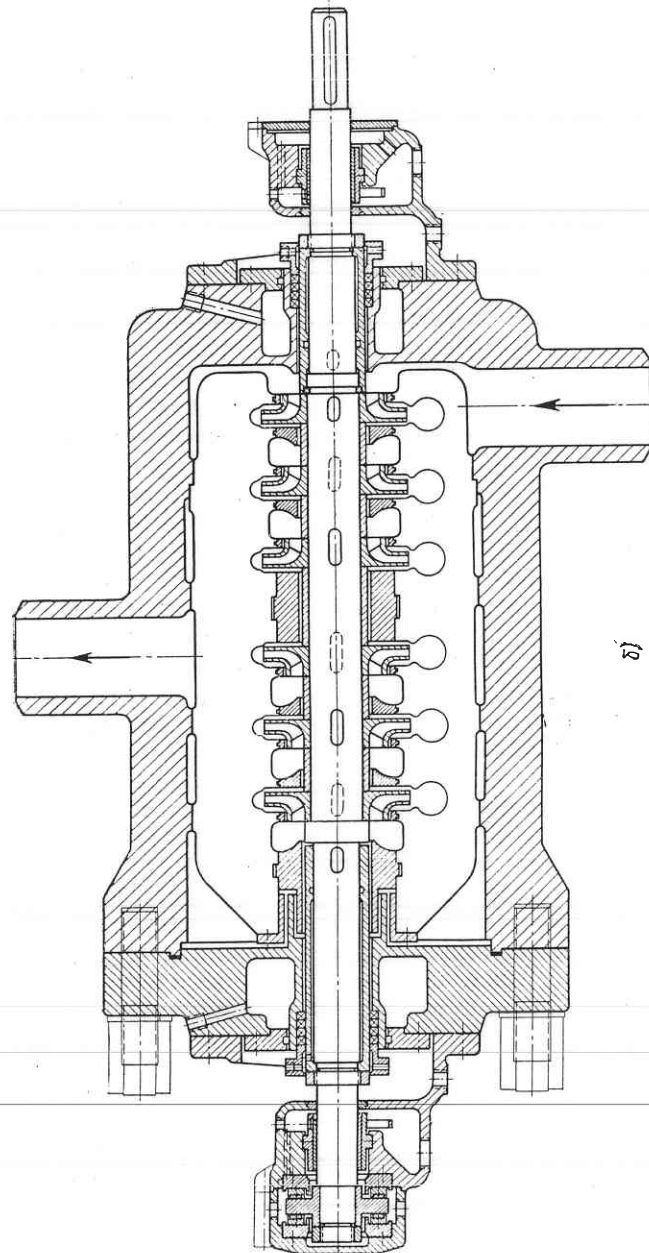


Рис. 144. Многоступенчатый насос ЗВ200×4 спирального типа



a)



b)

Рис. 145. Двухкорпусная конструкция насоса

усилия ротора на одном конце вала предусмотрен радиально-упорный шарикоподшипник 9. Подшипники имеют водяное охлаждение и кольцевую смазку.

При повышении параметров насоса при нормальном конструктивном исполнении часто бывает трудно обеспечить плотность уплотняющих поверхностей. Так, например, в насосах спирального типа, перекачивающих холодную воду, уже при давлении порядка 100 кг/см^2 плотность плоскости разъема достигается с большим трудом. Секционные насосы надежно работают при более высоких давлениях.

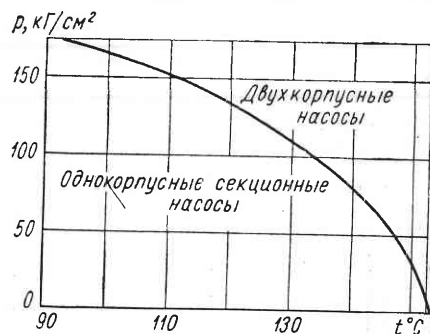


Рис. 146. Зоны применения одно- и двухкорпусных насосов

Для некоторых отраслей народного хозяйства, в частности энергетики, необходимы насосы, развивающие давление порядка 300 кг/см^2 при температуре 150°C . В этих случаях применяют двухкорпусные насосы (рис. 145).

В цилиндрическом ковном или литом наружном корпусе устанавливается внутренний корпус с ротором. С торцов наружный корпус закрывается крышками, в которых распола-

гаются узел гидравлической разгрузки, концевые уплотнения.

Внутренний корпус может быть либо секционного (рис. 145, а), либо спирального типа (рис. 145, б). Уплотняющее усилие по стыкам секции или плоскости разъема внутреннего корпуса создается за счет давления, создаваемого насосом. Сила давления используется также для создания необходимого усилия в уплотняющем стыке между внутренним и наружным корпусами.

На рис. 146 показаны зоны применения одно- и двухкорпусных насосов общего назначения в зависимости от рабочего давления насоса и температуры перекачиваемой жидкости. Для специальных насосов эти зоны могут быть расширены. Так, например, известно, что за рубежом питательные насосы секционного типа в однокорпусном исполнении выпускаются на давления до $250\text{—}300 \text{ кг/см}^2$ при температуре перекачиваемой жидкости $140\text{—}160^\circ\text{C}$.

В однокорпусном насосе все стыки секций являются внешними и находятся под полным перепадом давления соответствующего количества ступеней. В двухкорпусном насосе имеется один внешний стык, находящийся под полным перепадом давления, между наружным корпусом и крышкой нагнетания, что повышает надежность и безопасность эксплуатации таких насосов.

Для ликвидации температурных перекосов, вызванных неравномерным прогревом однокорпусных насосов, приходится увеличивать диаметр стяжных шпилек, толщину стенок секций и т. д.

Основным недостатком двухкорпусных насосов является то, что металлоемкость и трудоемкость изготовления их на $25\text{—}30\%$ выше, чем однокорпусных насосов тех же параметров. Кроме того, при одинаковом числе ступеней длина вала у двухкорпусного насоса на $10\text{—}15\%$ больше, чем у однокорпусного.

В настоящее время в отечественном и зарубежном насосостроении существует тенденция к дальнейшему распространению однокорпусных насосов для сверхвысоких параметров. Двухкорпусные насосы применяются для специальных условий эксплуатации при крайней необходимости.

§ 62. Насосы для горнодобывающей промышленности

Высоконапорные центробежные насосы в горнодобывающей промышленности применяются главным образом в системах шахтного водоотлива и гидродобычи. Современные схемы водоотлива требуют применения насосов на различные подачи с напором до 1000 м .

Из-за наличия в перекачиваемой воде довольно большого количества твердых частиц предпочтительным является спиральный тип насосов без узла гидравлической разгрузки, который также более приспособлен к эксплуатации в условиях шахт. Однако требования создания высоконапорных насосов с высоким к. п. д., технологические условия изготовления привели к тому, что секционные насосы получили преобладающее распространение в горнодобывающей промышленности.

Параметры и типы насосов для шахтного водоотлива и гидродобычи определены ГОСТом 10407—63 (табл. 20).

В обычном исполнении основные детали насосов изготавливаются из серого чугуна. Если насосы предназначены для перекачивания кислой шахтной воды, то основные детали их изготавливаются из высоколегированного хромоникелевого литья.

Насосы типа МС условно разделены на две группы: нормальную и высокооборотную. При разделении учитывались два фактора: число оборотов и высота всасывания насосов.

Пример горизонтального насоса секционного типа высокооборотной группы приведен на рис. 147. По данной схеме выполнены насосы типа 3МС-10, 4МС-10, 5МС-10 и 6МС-10.

Между всасывающей и напорной крышкой располагается комплект секций. Секция представляет собой отливку, в которой выполнены каналы лопастного отвода. Секции центрируются промежуточными дисками. Стыки секций уплотняются кольцами из резинового шнура круглого сечения средней твердости. Детали корпуса соединяются восемью стяжными шпильками.

Ротор состоит из вала, комплекта рабочих колес, деталей гидравлической разгрузки, защитных втулок. Все эти детали стягиваются на валу круглой гайкой. Рабочие колеса посажены

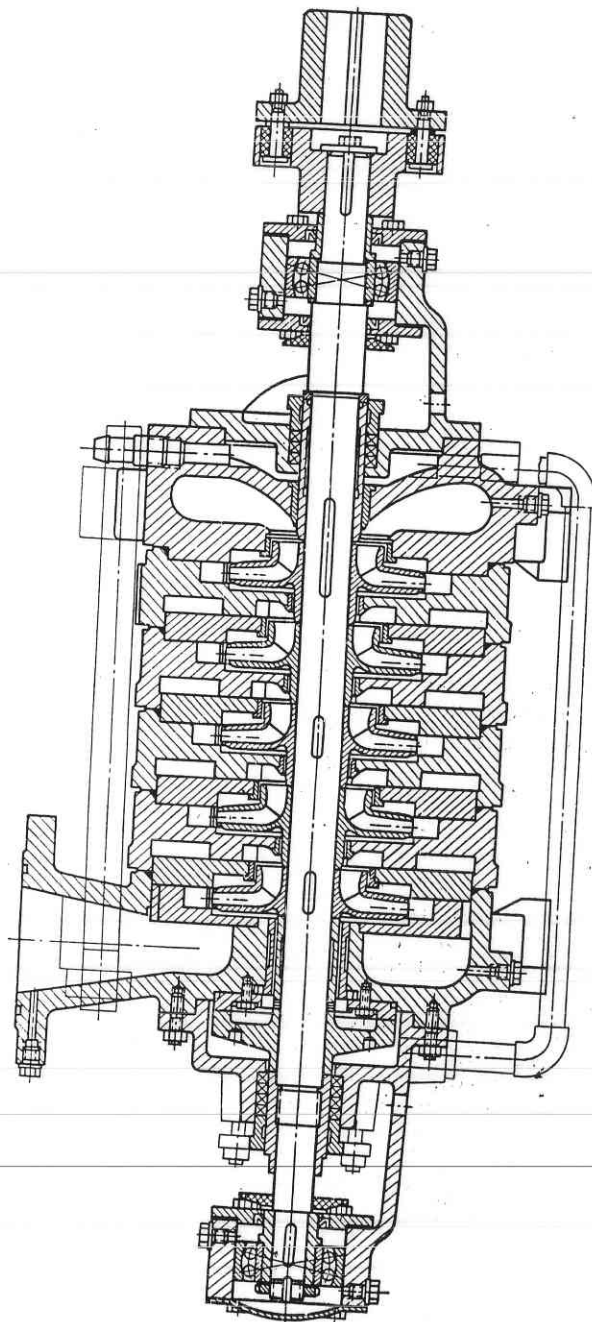


Рис. 147. Разрез насоса 5MC-10

Тип насоса	Подача Q в м ³ /ч	Напор H в м	Число оборотов n в минуту	К. п. д. η в % не менее	Допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{доп. в. вак}}$ в м
Нормальная группа					
2MC-10	10	20—100	2950	57	5
2,5MC-10	19	30—150	2950	60	5
3MC-10	34	46—230	2950	62	5
4MC-10	60	66—330	2950	65	5
5MC-10	105	98—490	2950	68	4,5
6MC-7	175	86—430	1450	70	5
8MC-7	290	120—600	2950	71	5
10MC-7	480	168—840	2950	72	4
12MC-7	790	136—680	970	73	5
16MC-7	1300	130—650	730	74	5
Высоконапорная группа					
6MC-10	175	136—680	2950	72	2
8MC-10	290	192—960	2950	74	—2
10MC-10	480	270—1350	2950	76	—6
12MC-10	790	144—720	1450	77	1,5
14MC-10	1300	200—1000	2950	78	—2

Примечание. Число ступеней 2—10.

на вал по скользящей посадке. Уплотнения рабочих колес однощелевые, гладкие. Уплотнительные кольца устанавливаются в промежуточных дисках и секциях по прессовой посадке.

В напорной крышке крепятся неподвижные детали гидравлической разгрузки. Вода разгрузки по специальному трубопроводу отводится в камеру перед сальником стороны всасывания. Концевые уплотнения насоса имеют мягкую сальниковую набивку.

Ротор опирается на два двухрядных радиальных сферических шарикоподшипника, которые установлены в кронштейнах по скользящей посадке. Внутренние обоймы подшипников жестко крепятся на валу. Смазка подшипников консистентная. Места выхода вала из подшипника уплотняются резиновыми манжетами. Перед подшипниками установлены резиновые водоотбойные кольца.

Насос и электродвигатель соединяются упруго-пальцевой муфтой и устанавливаются на общей фундаментной плите.

Аналогичные насосы выпускаются для перекачивания жидкостей с температурой до 105° С. Такие насосы имеют обозначение МСГ. В них предусмотрено охлаждение сальников и подшипников водой технического водопровода.

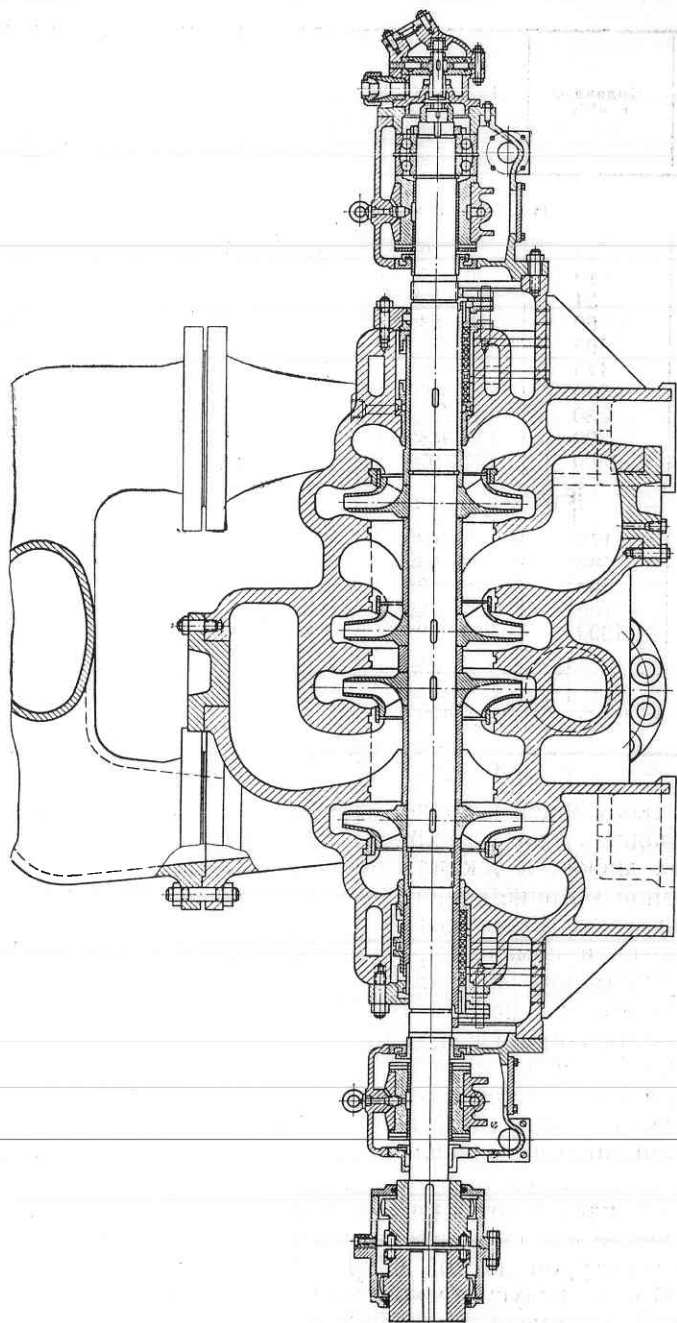


Рис. 148. Разрез насоса 10H8×4

Наряду с секционными насосами в горнодобывающей промышленности эксплуатируется довольно многочисленный парк насосов спирального типа. В качестве примера на рис. 148 показан разрез насоса 10H8 × 4 с подачей 500 м³/ч и напором 760 м. Число оборотов насоса 2900 в минуту.

Корпус насоса имеет разъем по оси в горизонтальной плоскости. Напорный и всасывающий патрубки отлиты в нижней части корпуса. Вода из всасывающего патрубка по полуспиральному подводу подается к крайнему левому рабочему колесу, от которого по спиральному отводу к переводной трубе подается к крайнему правому рабочему колесу. Далее по переводным каналам вода последовательно поступает к рабочим колесам 3-й и 4-й ступени. Из последней ступени вода поступает в напорный патрубок насоса. При такой схеме осевое усилие должно быть уравновешено. Остаточное неуравновешенное усилие воспринимается двумя радиально-упорными шарикоподшипниками. Корпус в зоне переводных каналов имеет технологические окна, которые в рабочем состоянии закрыты заглушками. Через эти окна производится контроль и зачистка внутренних водопроводящих каналов. В заглушках выполнены отверстия для опорожнения насоса.

Комплект деталей ротора в осевом направлении на валу фиксируется двумя защитными резьбовыми втулками. Этими втулками устанавливается требуемое положение рабочих колес относительно водопроводящих каналов корпуса. Рабочие колеса посажены на вал по скользящей посадке. Уплотнения рабочих колес лабиринтные межступенные, однощелевые. Уплотнительные кольца 3-й и 4-й ступени, а также межступенные диафрагмы выполнены разъемными.

Конструкция насосов допускает применение двух типов концевых уплотнений: с мягкой сальниковой набивкой и механического торцового уплотнения. Перед концевым уплотнением со стороны 2-й ступени предусмотрена разгрузка дросселирующей кольцевой щелью. Вода разгрузки отводится к 1-й ступени. В корпусе выполнены камеры для охлаждения уплотнений.

Опорами ротора служат два подшипника скольжения с принудительной смазкой. Для смазки на конце вала насоса смонтирован самовсасывающий маслонасос.

Насос соединяется с приводным электродвигателем зубчатой муфтой.

В связи с тем, что в горнодобывающей промышленности часто используются насосы общего назначения, предназначенные для перекачивания чистой воды, моторесурс их работы в этих условиях мал. Поэтому необходимо создать специальные насосы, быстроизнашивающиеся детали которых должны быть изготовлены из эрозионно-, коррозионностойких материалов. Для удобства эксплуатации желательно применение подшипников, смазываемых перекачиваемой жидкостью. Для концевых уплотнений

следует применять специальные типы износостойчивой сальниковой набивки с повышенной долговечностью либо торцовые уплотнения.

§ 63. Насосы для нефтяной промышленности

Для нефтяной промышленности в настоящее время выпускается серия специальных насосов типа ЦН150 для законтурного заводнения с подачей $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ и давлением нагнетания 100, 125, 150, 175 и 200 кг/см^2 . Вся серия хорошо унифицирована, изменение параметров достигается за счет простого изменения числа ступеней.

Конструкция горизонтального однокорпусного насоса секционного типа с односторонним расположением рабочих колес и гидропята, воспринимающей осевое усилие, показана на рис. 149.

Опорами ротора служат подшипники скольжения с принудительной смазкой. Вкладыши фиксируются в корпусе подшипников по сферической расточке. Насос имеет отжимное устройство, выполненное по образцу, приведенному на рис. 141, а. На свободном конце вала насоса крепится самовсасывающий масляный насос.

Корпус насоса состоит из набора секций, крышек всасывания и нагнетания, соединяемых с помощью восьми стяжных шпилек. Крышки отлиты из углеродистой стали 25Л, секции выполнены из поковок стали 2Х13. Уплотнение стыков секций осуществляется за счет металлического контакта уплотняющих поясков секций. В качестве дополнительных уплотнений в стыках предусмотрены резиновые уплотнительные кольца.

В секциях по напряженной посадке вставлены лопастные отводы из хромистой стали, которые фиксируются от проворачивания цилиндрическими штифтами.

Детали ротора посажены на вал по скользящей посадке. Рабочие колеса и разгрузочный диск изготовлены из стали 2Х13. Торцы ступиц рабочих колес притерты друг к другу во избежание перетоков воды по валу. Рабочее колесо 1-й ступени имеет повышенную всасывающую способность, остальные рабочие колеса имеют одинаковую проточную часть.

Концевые уплотнения насоса комбинированного типа состоят из щелевого уплотнения, предназначенного для разгрузки, и мягкой сальниковой набивки марки АГ-1. Щелевое уплотнение предназначено для разгрузки сальника с отводом воды в безнапорную емкость при давлении на входе в насос $25\text{--}30 \text{ кг/см}^2$. При нормальном режиме работы (давление на входе $1\text{--}6 \text{ кг/см}^2$) разгрузка может быть отключена. При работе насоса с разрежением на входе предусматривается подача воды на сальники для предотвращения подсоса воздуха в насос.

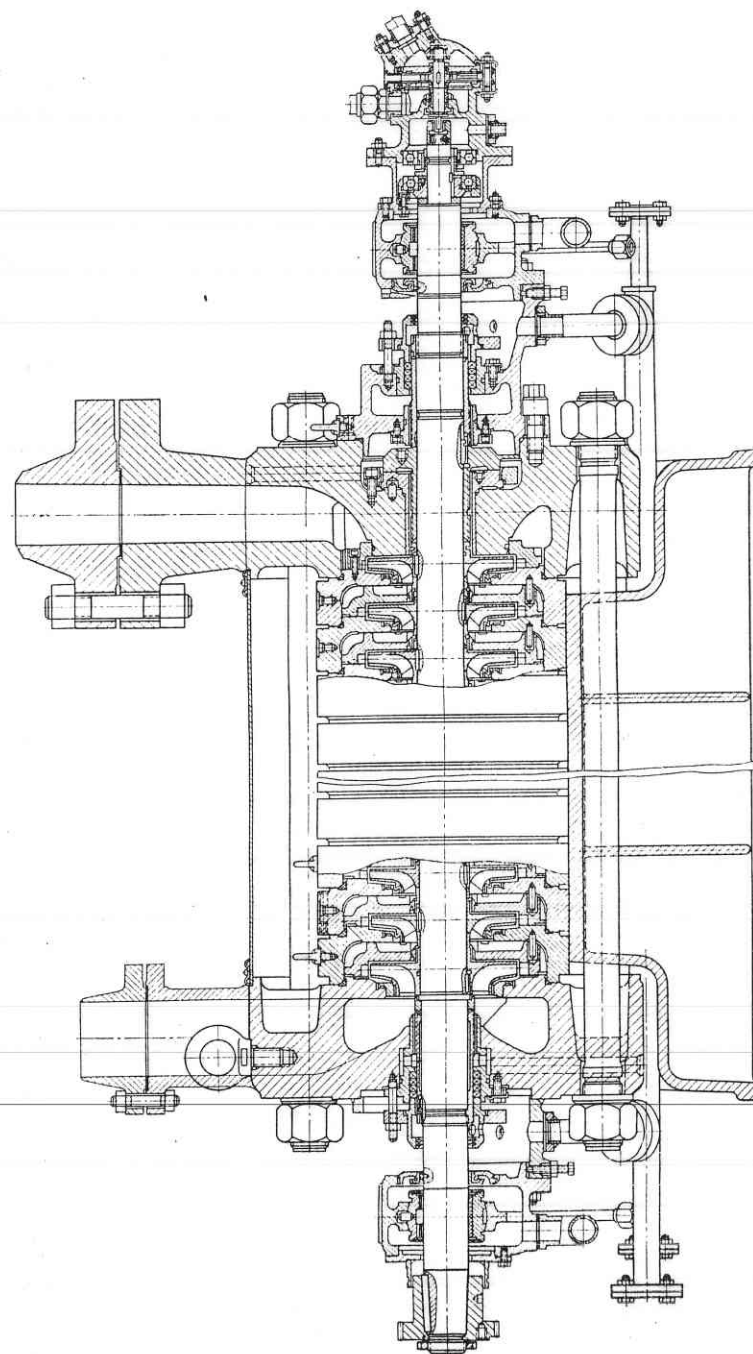


Рис. 149. Разрез насоса ЦН150-200

В насосе может быть установлено и торцовое уплотнение (см. рис. 136). В этом случае исключаются потери, связанные с разгрузкой сальника.

Насос с электродвигателем соединяется зубчатой муфтой. Муфта смазывается жидким маслом от общей маслосистемы.

Насос лапами, отлитыми вместе с крышками всасывания и нагнетания, опирается на фундаментную плиту. Корпус на плите фиксируется двумя цилиндрическими поперечными штифтами, устанавливаемыми в лапах крышки всасывания.

Входной патрубок насоса направлен горизонтально, напорный — вертикально вверх.

На заднем подшипнике насоса имеется визуальный указатель осевого положения ротора.

Маслоустановка агрегата состоит из рабочего маслонасоса, устанавливаемого на свободном конце вала, маслобака с встроенным пусковым масляным электронасосом, маслоохладителя МХ-4, двойного масляного фильтра ФДМ-32, предохранительного клапана, трубопроводов с запорной арматурой.

По специальному заказу насосы типа ЦН150 могут комплектоваться синхронными электродвигателями.

Особую группу высоконапорных насосов представляют насосы, предназначенные для перекачивания нефтепродуктов с температурой 350—400° С, в первую очередь крекинг-насосы. Для этих условий насос должен иметь полную внешнюю герметичность, быть малочувствительным к большим температурным расширениям, требовать мало времени на осмотр и ремонт. Наиболее полно этим требованиям соответствует двухкорпусная конструкция, которая нашла наибольшее распространение для насосов такого типа. Принципиальное отличие этих насосов заключается в конструкции внутреннего корпуса. Различные типы внутреннего корпуса подробно описаны в работе [1]. Мы остановимся в качестве примера на двух наиболее распространенных конструкциях.

Насос 5Н5 × 8 предназначен для перекачивания нефтепродуктов с температурой до 325° С. Параметры насоса: подача 70 м³/ч, напор 680 м, число оборотов 2950 в минуту, подпор на входном патрубке (сверх упругости паров) 6 м.

Двухкорпусной восьмиступенчатый насос 5Н5 × 8 (рис. 150) имеет внутренний корпус спирального типа. Наружный корпус 3 представляет собой кованный или литой цилиндр из углеродистой стали. В литом корпусе опорные лапы и патрубки отлиты вместе с корпусом, в кованом они приварные. Опорные поверхности лап расположены в горизонтальной плоскости, проходящей через ось насоса. Фиксация корпуса на плите осуществляется двумя поперечными цилиндрическими штифтами, установленными в лапах со стороны привода. Возможность расширения корпуса в осевом направлении создается двумя продольными шпонками в нижней части корпуса. Входной и напорный патрубки направлены

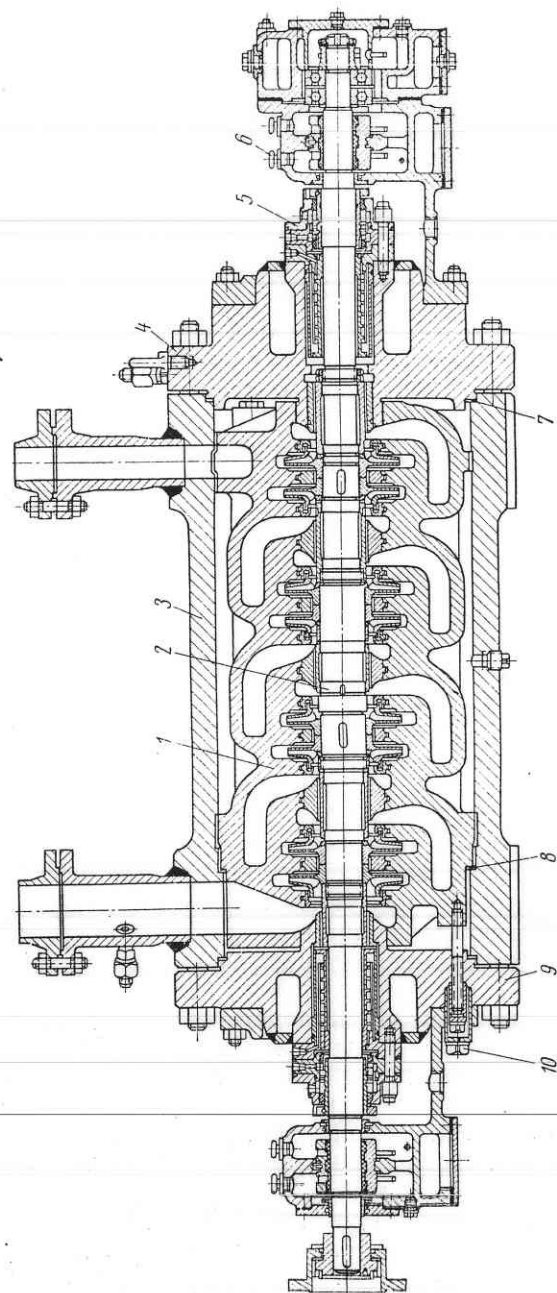


Рис. 150. Разрез насоса 5Н5×8

вертикально вверх, что создает благоприятные условия для выхода газов из насоса. В нижней части корпуса имеется отверстие для опорожнения насоса, закрытое конической пробкой.

С торцов наружный корпус закрывается крышками всасывания 9 и нагнетания 4. Уплотнение стыков осуществляется металлическими прокладками 7. Уплотняющее усилие создается шпильками крепления крышек к наружному корпусу. В крышках располагаются концевые уплотнения, к ним же крепятся кронштейны корпусов подшипников.

Литой чугунный внутренний корпус 1 состоит из двух половин, соединенных между собой шпильками. Внутренний корпус центрируется на заточках крышек всасывания и нагнетания. При работе насоса внутренний корпус находится под действием наружного давления, создаваемого насосом. Сила давления создает необходимое уплотняющее усилие по плоскости разъема. За счет силы давления уплотняется также стык между внутренним и наружным корпусом, где расположена металлическая прокладка 8. Предварительное обжатие прокладки 8 осуществляется шпильками, которые установлены по торцу внутреннего корпуса и проходят через крышку всасывания. Места выхода шпилек из крышки всасывания уплотняются колпачковыми гайками 10. Для уравнивания радиальных усилий спиральные отводы в каждой паре ступеней повернуты на 180° относительно друг друга.

Ротор 2 насоса представляет собой самостоятельный узел. Рабочие колеса посажены на вал попарно, всасывающие воронки направлены в противоположные стороны. Рабочие колеса изготовлены из стали 2Х13 и отлиты по выплавляемым моделям. На защитные втулки вала наплавлен стеллит. Рабочее колесо 1-й ступени имеет повышенную всасывающую способность, остальные колеса имеют одинаковую проточную часть.

Концевые уплотнения насоса в серийном исполнении имеют мягкую сальниковую набивку. Кольца набивки изготавливаются из асбестового шнура в алюминиевой фольге. Для охлаждения сальников в крышках предусмотрены камеры для охлаждающей жидкости. Между кольцами набивки устанавливается подпорное кольцо, к которому подводится холодная уплотняющая жидкость. Она подается от специальной маслоустановки с давлением, превышающим давление перед сальником на 0,5 кг/см². Перед сальником со стороны нагнетания предусмотрена цилиндрическая разгрузочная щель. Жидкость из камеры разгрузки по трубопроводу отводится во входной патрубок. Площадь сечения трубы примерно в 5 раз больше площади кольцевой щели для того, чтобы при увеличении щели из-за износа деталей давление перед сальником изменялось незначительно.

На рис. 150 показаны торцовые уплотнения 5 двойного типа с подводом уплотнительной жидкости, установленные вместо мягкой сальниковой набивки. Трущиеся пары охлаждаются за

счет циркуляции уплотнительной жидкости. Кроме того, в расточку корпуса под сальники помещают цилиндрическую камеру с ребристыми стенками, в которой циркулирует охлаждающая вода.

Опорами ротора служат подшипники скольжения 6 с кольцевой смазкой. Остаточное неуравновешенное осевое усилие воспринимается двумя радиально-упорными шарикоподшипниками. В корпусах подшипников выполнены камеры для охлаждающей воды.

При перекачивании сернистых нефтепродуктов внутреннюю поверхность наружного корпуса рекомендуется покрыть нержавеющей сталью, содержащей 18% хрома и 8% никеля. Такой же стальной надо покрыть и плоскость разъема внутреннего корпуса.

Металлические прокладки изготавливаются из отожженного алюминия, мягкой углеродистой или нержавеющей стали. Твердость прокладки должна быть менее HB 100.

На нефтеперерабатывающих заводах для печей термического крекинга используются крекинг-насосы типа КВН, перекачивающие соляр, мазут при температуре 400° С. Модификации насосов этой серии используются в химической промышленности для перекачивания сжиженных газов и пропана с температурой до 100° С. Насосы этой серии хорошо унифицированы между собой. Параметры насосов приведены в табл. 21.

Таблица 21

Параметры насосов	Марка насоса				
	КВН55-70	КВН55-120	КВН55-180	КВН55-70 с. г.	КВН55-180 с. г.
Подача в м ³ /ч	70	120	180	70	160
Напор в м	660	743	743	660	545
Давление во входном патрубке в кг/см ²	3—12	4—6	3—12	1—14	17—21
Минимальный подпор сверх упругости паров в м	3,6	3,6	6,0	3,6	6,0
Температура перекачиваемой жидкости в °С:					
номинальная	400	400	400	100	45
минимальная	70	70	70	—	—35
Число оборотов в минуту	2970	2975	2960	2960	2960
Потребляемая мощность в квт:					
номинальная	170	300	400	170	165
при запуске	240	424	555	—	—
(Q = 20 м ³ /ч, t = 70° С)					
Число ступеней	8	7	7	8	6

Насосы комплектуются асинхронными электродвигателями во взрывобезопасном исполнении.

Насос устанавливается на сварной фундаментной раме, в которой предусмотрены полости для водяного охлаждения.

В связи с тем, что требование надежности является определяющим для насосов данного типа, для уменьшения числа ступеней в крекинг-насосах типа КВН использованы рабочие органы с $n_s = 55 \div 75$.

На рис. 151 в качестве примера приведена конструкция двухкорпусного восьмиступенчатого насоса КВН-55-180 с. г. с гидропятай.

Наружный корпус кованый с приварными патрубками, направленными вертикально вверх, и опорными лапами. В нижней части корпуса приварены направляющие для двух продольных шпонок. Торец стороны нагнетания закрывается напорной крышкой, в которой расположены детали гидропятай. Стык напорной крышки и наружного корпуса уплотняется металлической прокладкой. К напорной крышке подсоединяются кронштейн подшипника и корпус концевого уплотнения.

Внутренний корпус является самостоятельным узлом, состоящим из ротора, набора секций с запрессованными лопастными отводами и соединенными между собой стяжными шпильками. Стыки секций уплотняются за счет металлического контакта в уплотняющих поясах так же, как и стык между внутренним и наружным корпусом. Уплотняющее усилие создается силой давления, развиваемого насосом.

Лопастные отводы цельнолитые. На выходе из обратных подводящих каналов предусмотрены лопасти для ликвидации закрутки жидкости на входе в рабочее колесо последующей ступени.

Рабочие колеса посажены на вал по тугой посадке. Для снятия колес необходимо осуществлять их подогрев. Рабочее колесо 1-й ступени имеет расширенную входную воронку, в которой устанавливается осевое предвключенное колесо для улучшения всасывающей способности насоса. Остальные рабочие колеса имеют одинаковую проточную часть. В местах уплотнений на рабочих колесах предусмотрены защитные кольца. Осевое усилие каждой пары колес передается на вал через свои упорные кольца. Между торцом ступицы предыдущего колеса и упорным кольцом последующего предусмотрен зазор 0,1—0,15 мм.

Концевые уплотнения насоса двойные, торцового типа с подводом уплотняющей жидкости. В крекинг-насосах применяется мягкое сальниковое уплотнение с подводом уплотняющей холодной (температура 70—100° С) жидкости от постороннего источника. К нажимной втулке сальника подводится вода для охлаждения и смыва протечек нефтепродуктов в дренаж.

Опорами ротора являются два подшипника скольжения с кольцевой смазкой. Вкладыши установлены в разъемном корпусе

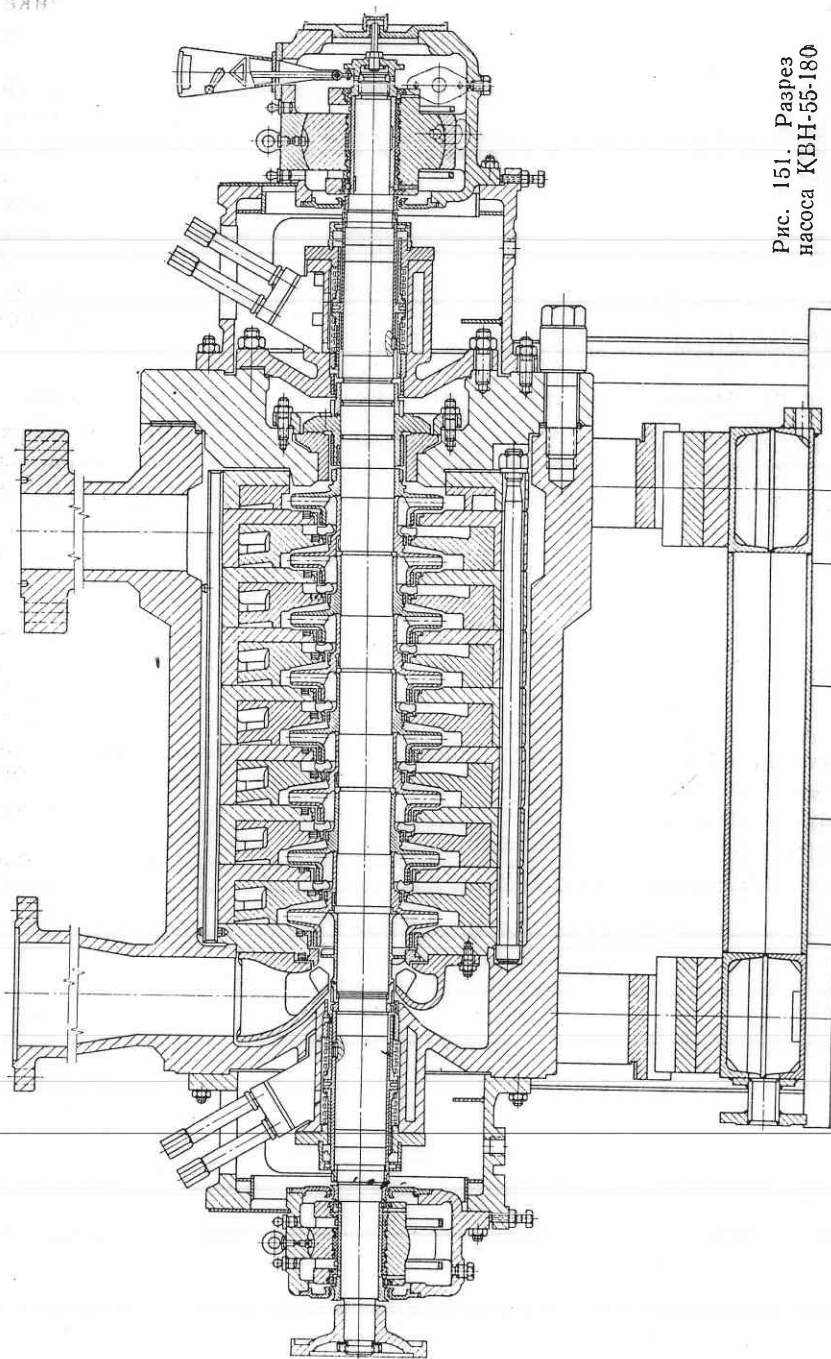


Рис. 151. Разрез насоса КВН-55-180

подшипника по сферической расточке. На корпусе подшипника со стороны свободного конца вала смонтирован механический указатель осевого положения ротора.

Насос с электродвигателем соединяются упруго-пальцевой муфтой. Муфта имеет промежуточную втулку, что дает возможность снять полумуфту без демонтажа насоса.

Насосы для горячих нефтепродуктов относятся к числу специальных типов насосов, при проектировании которых в каждом конкретном случае необходимо учитывать ряд специфических требований и условий. Одним из важнейших требований к насосам для горячих нефтепродуктов является то, что в подвижных соединениях насосов, соприкасающихся с перекачиваемой средой, не должно быть искрения.

§ 64. Насосы для теплоэнергетики

Из всего многообразия центробежных насосов, применяемых на ТЭС, многоступенчатые насосы наиболее полно представлены в двух группах: питательных и конденсатных насосов. Дадим краткое описание насосов этих групп. Более подробные сведения по насосам для теплоэнергетики приведены в литературе [27, 53, 31, 37].

Питательные насосы. Питательные насосы предназначены для питания паровых котлов ТЭС. Как правило, эти насосы перекачивают относительно небольшие количества воды при высоких давлениях и температуре. С ростом мощности турбоагрегатов возрастают также мощность привода и параметры питательных насосов, усложняется их конструкция. Мощность привода питательных насосов достигает десятков тысяч киловатт. Поэтому питательные насосные агрегаты часто относят к числу основного энергетического оборудования ТЭС.

К конструкции питательного насоса предъявляются следующие основные требования:

1. Полная внешняя герметичность и отсутствие перетоков во внутренних уплотнительных стыках.
2. Удобство сборки-разборки, эксплуатации и ремонта.
3. Обеспечение свободного температурного расширения насоса без нарушения центрования и динамическая устойчивость ротора во всем диапазоне работы.
4. Длительная эксплуатация (не менее 10 000 ч) без замены основных деталей и заметного снижения параметров.
5. Высокие антикавитационные качества рабочих органов 1-й ступени для уменьшения требуемого геометрического подпора.
6. Возможность отбора определенного количества воды от промежуточной ступени.

В связи с тем, что питательные насосы часто работают параллельно в общую сеть, напорная характеристика их должна быть стабильной во всем диапазоне работы.

Конструкция насоса мало зависит от типа привода. В книге [27] приведены достаточно подробные сведения об отечественных турбонасосах. Рассмотрим некоторые типы питательных электронасосов и основные тенденции в конструировании их.

Параметры питательных электронасосов определяются ГОСТом 7353—65 и приведены в табл. 22.

Эти параметры приведены для синхронной скорости вращения 3000 об/мин.

Насосы обеспечивают надежную работу при закрытой напорной задвижке и перепуске воды до 30% оптимальной подачи через линию рециркуляции. Крутизна напорной характеристики в рабочем диапазоне подач не превышает 18%. Конструкция насосов предусматривает возможность автоматического контроля, управления, защиты и сигнализации.

Для котлоагрегатов с давлением пара 140 кг/см² и выше в СССР общепринятой является двухкорпусная конструкция питательных насосов. Из всех типов насосов по ГОСТу 7353—65 лишь насос ПЭ250-180 выполнен однокорпусным. Для котлоагрегатов с давлением пара 100 кг/см² и ниже применяются питательные насосы обычной секционной конструкции в однокорпусном исполнении. Питательные насосы имеют однотипную, в значительной мере унифицированную конструкцию.

В качестве примера на рис. 152 приведен разрез питательного насоса ПЭ580-185.

Таблица 22

Тип насоса	Подача Q в м ³ /ч	Напор H в м	Геометрический подпор $H_{г\text{еом}}$ в м (не более)	Потребляемая мощность N в кВт	Температура воды t в °С	К. п. д. насоса η в % (не более)
ПЭ720-200/180	720	2190/2030	15	4900/4540	160	80
ПЭ580-200/185	580	2190/2030	15	4050/3740	160	78
ПЭ500-180	500	1975	15	3150	160	78
ПЭ380-200/185	380	2190/2030	12	2690/2600	160	77
ПЭ250-180	250	1975	12	1640	160	75
ПЭ270-145	270	1580	11	1440	160	74
ПЭ150-145	150	1580	8	845	160	70
ПЭ150-56	150	580	5	328	100; 160	70
ПЭ100-56	100	580	4	232	100; 160	66
ПЭ65-56	65	580	4	158	100; 160	63
ПЭ35-56	35	580	3	107	100; 160	50

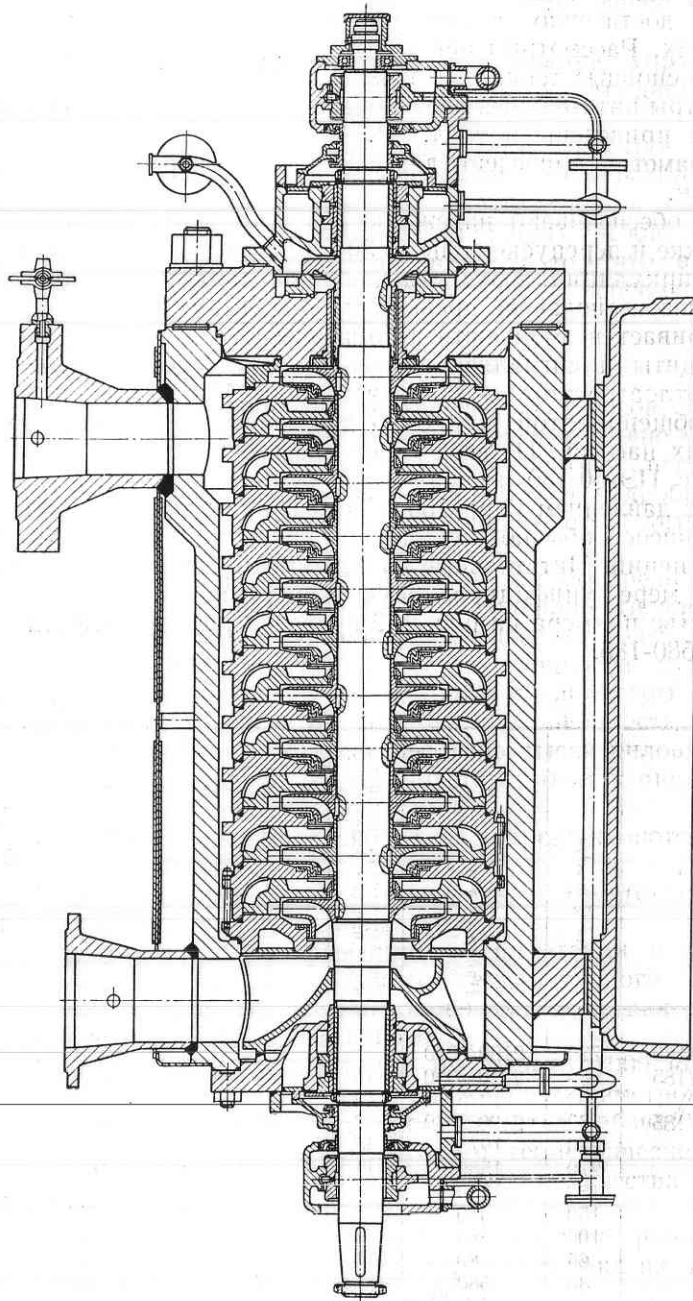


Рис. 152. Питательный насос ПЭ580-185

В ковном цилиндрическом наружном корпусе из углеродистой стали, к которому приварены патрубки, опорные лапы и направляющие шпонки, располагается внутренний корпус с ротором. Детали этого самостоятельного узла изготовлены из хромистой нержавеющей стали. Стык между внутренним и наружным корпусом уплотняется зубчатой металлической прокладкой. Стык между наружным корпусом и крышкой нагнетания уплотняется плоской металлической прокладкой.

Подвод воды к рабочему колесу 1-й ступени осуществляется полуспиральным подводом. Рабочее колесо 1-й ступени имеет повышенную всасывающую способность, остальные колеса имеют одинаковую проточную часть. Колеса посажены на вал по скользящей посадке. Между торцом рабочего колеса последней ступени и торцом втулки гидропаты предусмотрен температурный зазор. Уплотнения рабочих колес двухщелевые с внезапным расширением. Для 1-й ступени применено однощелевое уплотнение. Осевое усилие насоса воспринимается гидропатой обычной конструкции.

Концевое уплотнение насоса щелевого типа с промежуточным подводом запирающей жидкости. В некоторых типах питательных насосов серии ПЭ применяются уплотнения с мягкой сальниковой набивкой.

Опорами ротора служат подшипники скольжения с принудительной смазкой. Корпуса подшипников регулировочными винтами могут перемещаться в плоскости, перпендикулярной к оси насоса, для центрования ротора и статора.

В зарубежной практике большинство питательных насосов с давлением до 200 кг/см^2 выполняется однокорпусным. При этом число ступеней таких насосов достигает 16—18. На рис. 153 показана конструкция насоса такого типа.

Секционная конструкция существенно упрощает конструкцию узла отбора жидкости от любой ступени. Корпус насоса соединяется мощными стяжными шпильками, создающими требуемое уплотняющее давление в стыках и воспринимающими температурные усилия. Секции центрируются между собой по внутренним заточкам. Стыки уплотняются только за счет металлического контакта. Узел гидропаты имеет цилиндрическую щель после торцевой дросселирующей щели. Такая конструкция менее чувствительна к падению давления на всасывании насоса. Разгрузочный диск упирается в закладное кольцо вала.

При числе ступеней более 9—10 некоторые фирмы применяют дополнительную гидростатическую опору в середине насоса. Принципиальная схема такой опоры приведена на рис. 154. При пуске насоса опора является обычным подшипником скольжения на водяной смазке. При работе насоса под действием напора одной ступени опора начинает работать как гидростатический подшипник, благодаря чему повышается критическое число оборотов ротора.

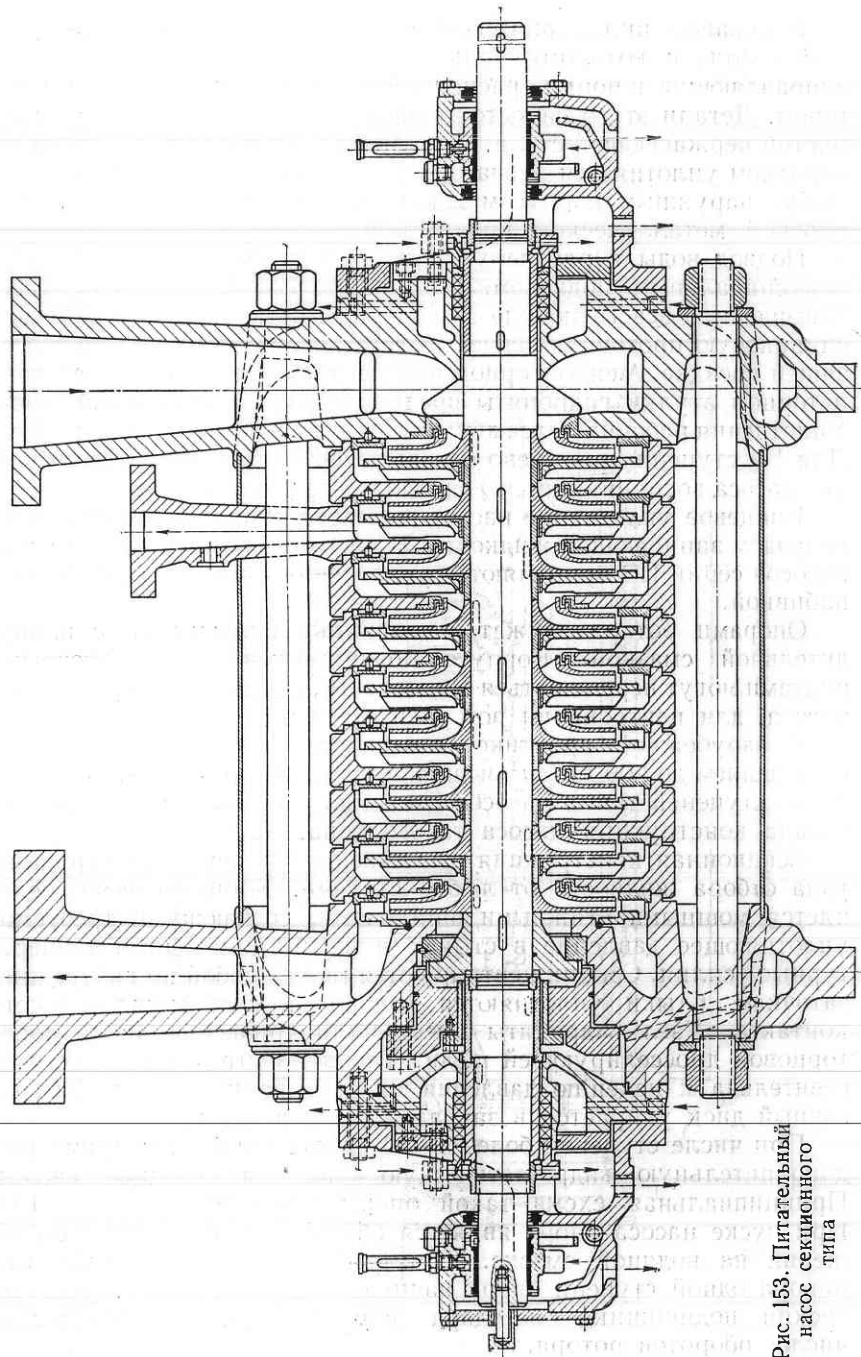


Рис. 153. Питательный насос секционного типа

Концевые уплотнения насоса — сальникового типа с развитыми камерами для охлаждения. Опорами ротора являются подшипники скольжения с принудительной смазкой. Для смазки вала при пусках и остановках имеются дополнительные смазочные кольца.

Насосостроительные фирмы ФРГ выпускают питательные насосы в однокорпусном исполнении с давлением нагнетания порядка 400 кг/см^2 . Естественно, в этом случае для уменьшения числа ступеней приходится применять более высокие числа оборотов порядка $4000\text{—}6000 \text{ об/мин}$. Продольный разрез подобного насоса фирмы KSB приведен на рис. 155.

Отлитые из хромистой стали крышки всасывания и нагнетания и комплект секций соединяются между собой стяжными шпильками. Стыки уплотняются за счет металлического контакта. Секции из хромистой стали имеют наружные бандажы из углеродистой стали. Насос имеет два промежуточных отбора жидкости. Вода к 1-й ступени подводится с помощью кольцевого подвода. Каждое рабочее колесо имеет индивидуальное упорное кольцо на валу. Рабочие колеса имеют приварные уплотняющие кольца. В насосе применено комбинированное разгрузочное устройство, состоящее из двух барабанов. Причем торец второго барабана и подушка пяты образуют торцовую дросселирующую щель (зазор $0,15\text{—}0,17 \text{ мм}$). Размер торцевой щели устанавливается упорной пятой, которая воспринимает также остаточное осевое усилие. Такая конструкция узла разгрузки надежно работает на всех режимах насоса. В ней исключена возможность металлического контакта в торцевой щели. Остаточное осевое усилие задается конструктором. Для контроля его величины при эксплуатации насоса предусмотрено специальное тензометрическое кольцо, встроенное в корпус подшипника. В первой цилиндрической щели дросселируется примерно 70% , в торцевой — 10% и во второй цилиндрической щели 20% полного перепада давления на разгрузочном устройстве. В корпусе подшипника, на валу, со стороны приводного конца вала, установлен специальный диск для балансировки ротора на месте эксплуатации. Концевые

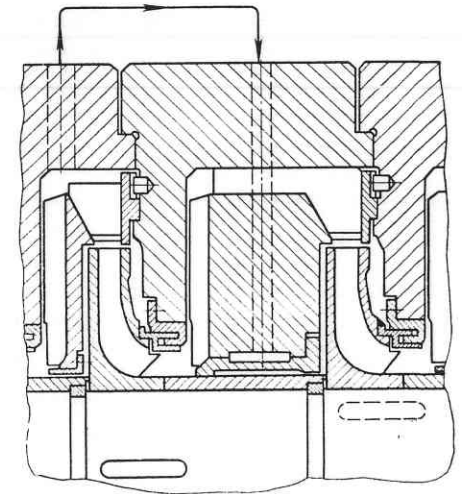


Рис. 154. Схема гидростатического подшипника

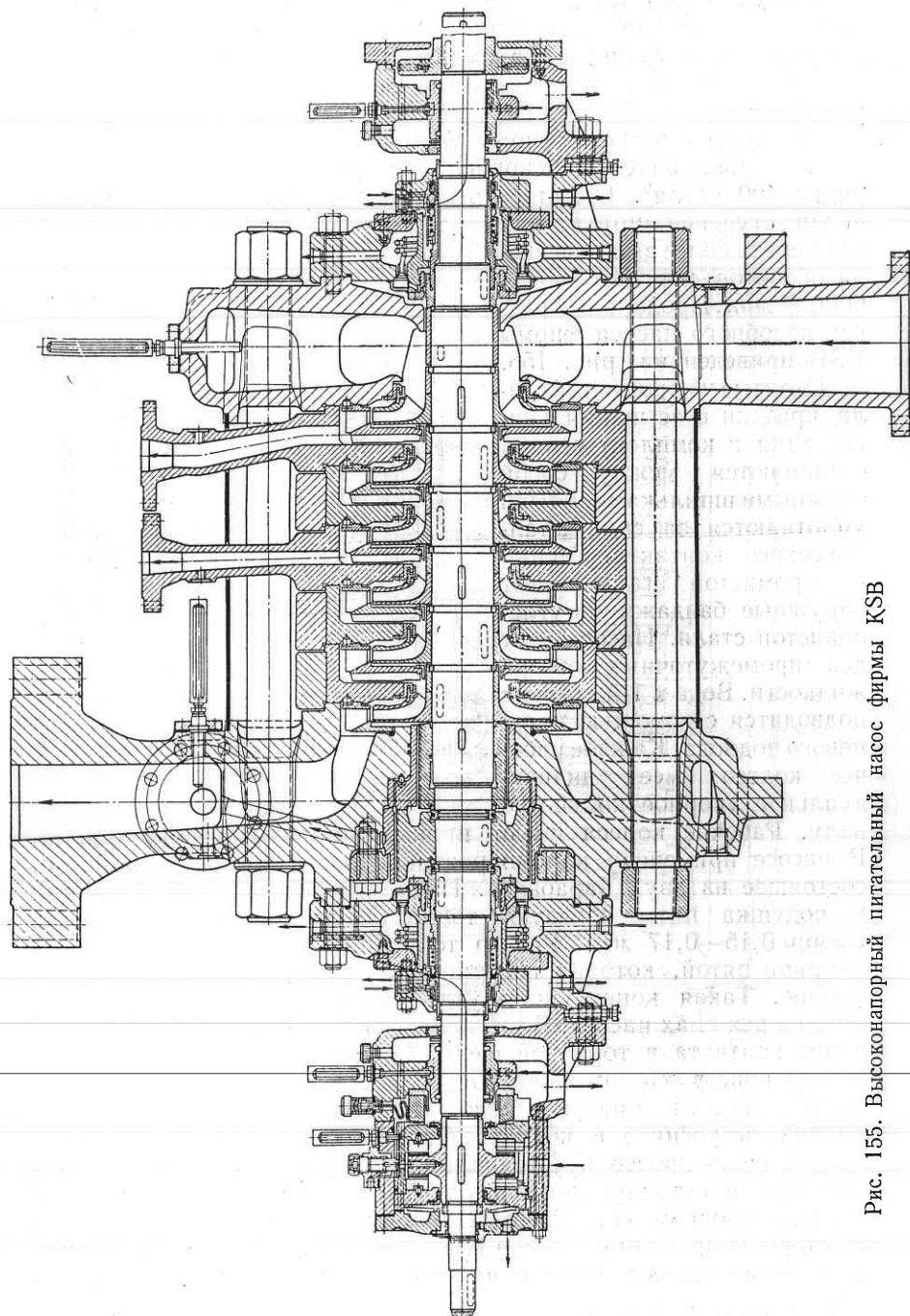


Рис. 155. Высоконапорный питательный насос фирмы KSB

уплотнения ротора — торцового типа. Фирма использует их на давления до 43 кг/см^2 . При меньших давлениях применяются сальниковые уплотнения, при больших — уплотнения с плавающими кольцами. Перед уплотнением установлен лабиринтный насос, который обеспечивает циркуляцию жидкости по трубе холодильника. Таким образом, на уплотнение поступает охлажденная перекачиваемая жидкость. Опорами ротора являются подшипники скольжения с принудительной смазкой. Вкладыши посажены в корпус по сферической расточке.

Существенно усложняется конструкция питательного насоса при включении подогревателей «в рассечку». В этом случае питательный насосный агрегат состоит, как правило, из двух насосов: предвключенного и главного. Главный насос устанавливается за подогревателями и работает с давлением на входе $70\text{--}130 \text{ кг/см}^2$ при температуре порядка $400\text{--}500^\circ \text{C}$. Естественно, для таких условий важнейшим требованием является обеспечение внешней герметичности. Поэтому такие насосы выполняются двухкорпусными. Особо сложными получаются концевые уплотнения. Широко распространены для таких насосов уплотнения с плавающими кольцами, в которых предусмотрены отвод жидкости и циркуляция охлаждающей воды. Пример конструктивного исполнения насоса такого типа приведен на рис. 156.

Для предупреждения выхода перекачиваемой жидкости из уплотнений наружу предусмотрен ряд водоотбойных колец. Пространство за уплотнениями закрыто крышками.

В отечественной практике насосы такого типа широкого распространения еще не получили.

Конденсатные насосы. Они предназначены для откачивания конденсата из конденсатосборника с температурой до 60°C и подачи его в деаэрактор. В некоторых случаях эти насосы могут применяться в качестве конденсатно-бойлерных и перекачивать конденсат с температурой до 120°C . Вследствие глубокого вакуума в конденсаторе даже при относительно низкой температуре конденсат находится в состоянии, близком к кипению. Поэтому конденсатный насос располагается ниже уровня конденсата в конденсатосборнике, так как создается определенный геометрический подпор. Учитывая расположение конденсатора в нижней части турбоустановки и стремление снизить строительные затраты при заглублении конденсатных насосов, величину геометрического подпора принимают равной $0,5\text{--}2,5 \text{ м}$.

К конденсатным насосам предъявляются следующие основные требования:

1. Обеспечение надежной и долговечной работы при частичной кавитации на входе в насос.
2. Отсутствие подсоса воздуха в систему через неработающий насос.

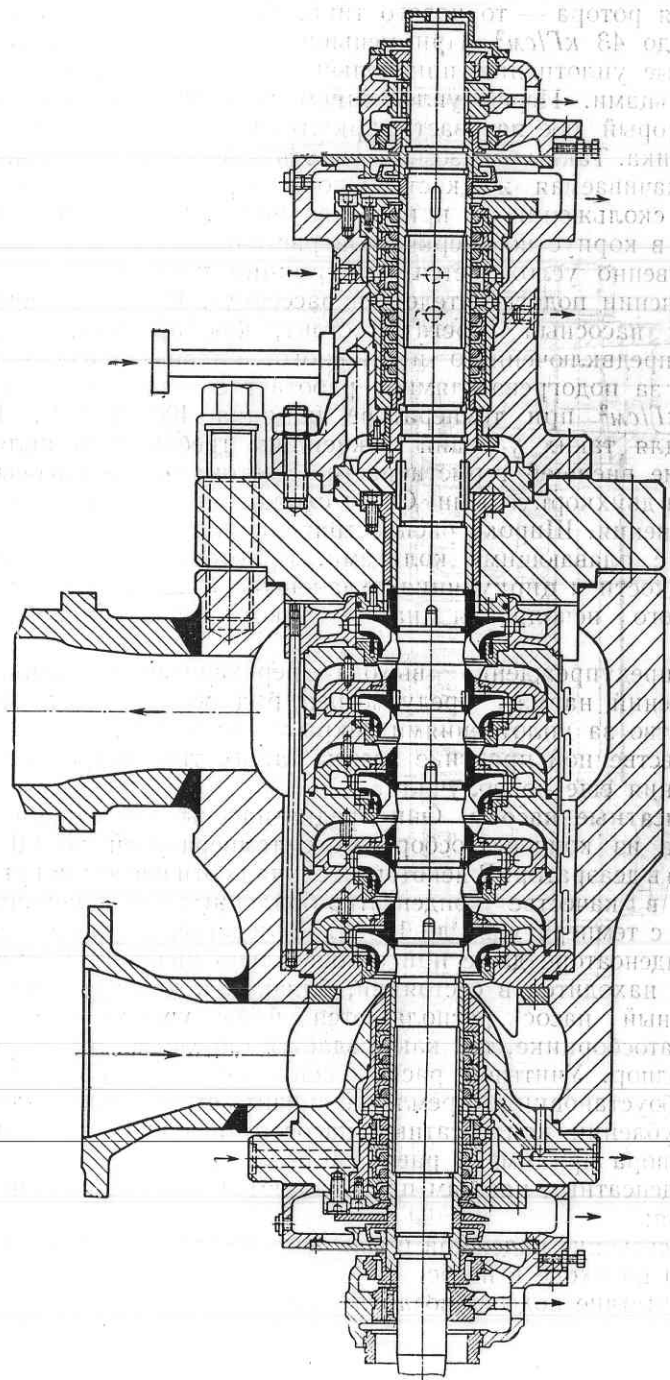


Рис. 156. Питательный насос фирмы Sulzer

3. Надежная параллельная работа в общую сеть, простота регулирования.

Параметры конденсатных насосов определяет ГОСТ 6000—64. Основные параметры крупных вертикальных насосов приведены в табл. 23.

Таблица 23

Тип насоса	Подача Q в м ³ /ч	Напор H в м	Подпор H_p в м (не менее)	Температура конденсата t в °С (не более)	К. п. д. насоса η в % (не менее)
КсВ200-210/6	200	210	2,5	120	68
КсВ300-160/4	300	160	2,7	80; 120	68
КсВ475-245/5	475	245	2,4	80; 120	70
КсВ475-160/4	475	160	2,4	80	70

Примечание. Число оборотов для всех насосов 1450 в минуту.

Для турбоустановок мощностью до 100 Мвт применяются относительно небольшие конденсатные насосы с горизонтальным разъемом. Конструктивное исполнение некоторых типов таких насосов описано в работе [27].

Для удобства компоновки и уменьшения площади, занимаемой крупными конденсатными насосами, применяется вертикальное исполнение, причем рабочее колесо 1-й ступени располагается в нижней части насоса, чем наиболее полно используется величина располагаемого геометрического подпора. Для облегчения доступа к 1-й ступени в нижней части насоса иногда предусматривают отъемные крышки.

Насосный агрегат состоит из насоса и электродвигателя, который крепится на «фонаре» насоса. Соединение валов насоса и электродвигателя осуществляется упруго-пальцевой муфтой.

В качестве примера конструктивного исполнения на рис. 157 приведен разрез конденсатного двухкорпусного вертикального насоса КсВ475—160/4 спирального типа.

Наружный сварной корпус 1 является базовой деталью насоса. В верхней части наружного корпуса имеются опорные лапы, в средней части приварен напорный патрубок. В нижней части к торцу наружного корпуса подсоединяется литая крышка 4 всасывания, в которой выполнены полуспиральный подвод, всасывающий патрубок и гнездо для нижнего подшипника.

В наружном корпусе крепится внутренний литой спиральный корпус 2, состоящий из двух половин. Плоскость разъема уплотняется паронитовой прокладкой. Обе половины внутреннего корпуса соединяются шпильками. Кольцевые стыки между внутренним и наружным корпусом уплотняются круглыми резиновыми кольцами.

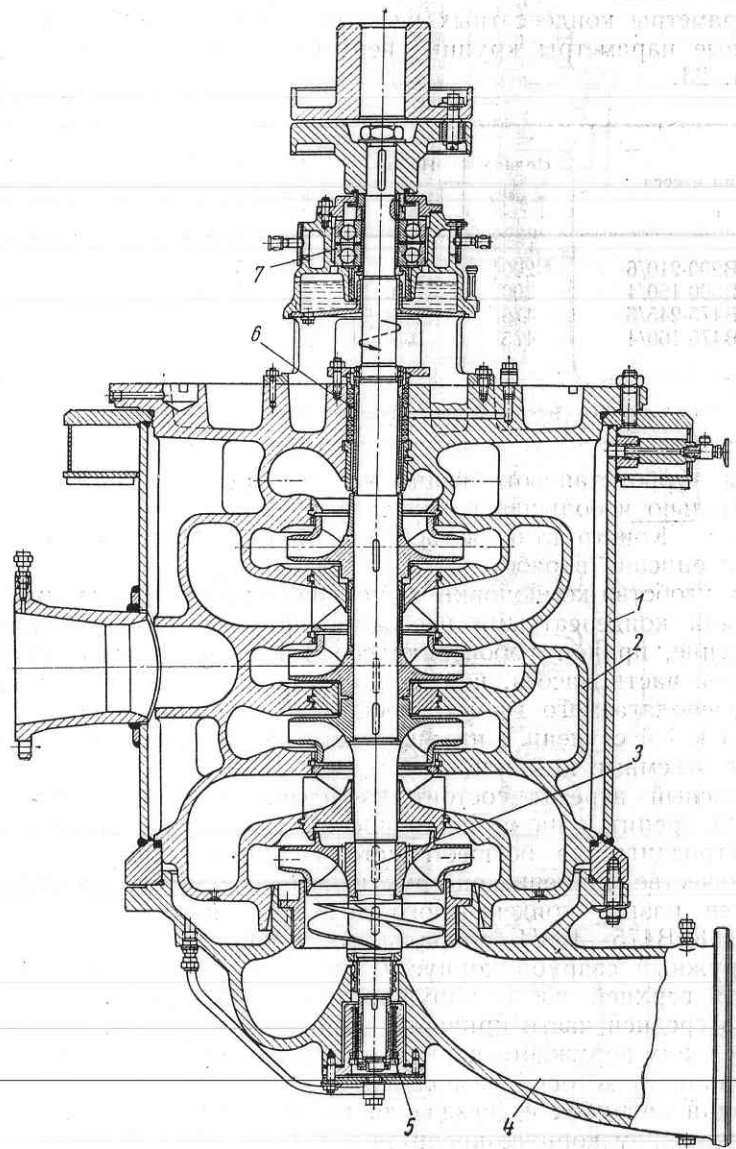


Рис. 157. Конденсатный вертикальный насос КсВ475-160/4

Ротор 3 насоса представляет собой отдельный сборочный элемент. Рабочие колеса посажены на вал на шпонках, попарно входными воронками в противоположные стороны для уравновешивания осевого усилия. На входе в рабочее колесо 1-й ступени устанавливается предвключенное осевое колесо для повышения всасывающей способности насоса. Рабочие колеса 1-й ступени изготавливаются из специально термообработанной стали 2Х13. Рабочие колеса промежуточных ступеней чугунные.

Опорами ротора служат два подшипника: верхний — опорно-упорный 7 и нижний — опорный 5. Сдвоенные радиально-упорные шарикоподшипники для восприятия остаточных осевых усилий и веса ротора установлены в корпусе подшипника и фиксируются в нем торцевой крышкой. В корпусе расположены также масляная ванна и полости для охлаждающей воды. Вращающаяся втулка с винтовой нарезкой подает масло из ванны к подшипникам. Нижний резино-металлический подшипник смазывается перекачиваемым конденсатом, который подается от 1-й ступени насоса.

Уплотнение ротора 6 осуществляется мягкой сальниковой набивкой. На неработающем насосе к гидравлическому кольцу сальника подводится конденсат от постороннего источника для создания гидрозатвора проникающему снаружи воздуху. В насосах, перекачивающих горячий конденсат, в сальниках предусмотрено специальное охлаждение.

Удаление воздуха из внутренних полостей насоса осуществляется в воздушное пространство конденсатора по специальной трубке с вентиляем.

Широко применяется также «горшкообразная» конструкция для конденсатных насосов. Наружный корпус представляет собой деталь, в которой располагается внутренний корпус. Всасывающий патрубок выполняется совместно с наружным корпусом. «Горшкообразная» конструкция обеспечивает более благоприятные условия для герметичности насоса.

Технико-экономическое сравнение многоступенчатых насосов. Технико-экономический уровень насосов характеризуется целым рядом факторов: экономичность, стоимость, надежность и долговечность работы, ремонтпригодность, удобство в эксплуатации и т. д.

С учетом этих показателей произведем сравнение основных групп насосов отечественного производства с зарубежными.

Насосы для горнодобывающей промышленности по экономичности несколько уступают лучшим зарубежным образцам. Так, например, насосы типа МС по к. п. д. на 3—4% уступают аналогичным по конструкции насосам фирмы Halberg ФРГ. Высота всасывания также меньше, чем у зарубежных насосов. Это определяется главным образом тем, что в насосах типа МС рабочее колесо 1-й ступени выполнено обычным, как для всех остальных ступеней. В настоящее время разрабатывается новый ГОСТ «На-

сосы центробежные секционные» (взамен ГОСТа 10407—63), в котором основные параметры отечественных насосов будут приведены в соответствие с параметрами, достигнутыми в мировой практике.

Для горнодобывающей промышленности европейские фирмы выпускают, за редким исключением, насосы секционного типа. Для этих условий широко используется конструкция с симметричным расположением рабочих колес (ГДР).

В зарубежных секционных насосах с односторонним расположением рабочих колес при напорах до 150—200 м осевое усилие часто разгружается за счет выполнения передних и межступенных уплотнений рабочих колес одного диаметра и специальных разгрузочных отверстий в основных дисках рабочих колес. Несмотря на такой малоэкономичный способ разгрузки, к. п. д. насосов остается на высоком уровне за счет применения высокоэкономичной проточной части.

Насосы типа ЦН150 для нефтедобывающей промышленности по своим технико-экономическим показателям не уступают лучшим зарубежным образцам насосов, предназначенных для этих целей.

На насосы, предназначенные для работы в технологических установках нефтеперерабатывающей промышленности, разработан ГОСТ 12878—67, содержащий параметры, конструктивные схемы, технические требования на изготовление, испытание и поставку насосов.

Основные параметры по ГОСТу 12878—67 на высоконапорные насосы для нефти, нефтепродуктов, сжиженных газов и других сходных по вязкости и воздействию на детали насосов жидкостей приведены в табл. 24 (температура перекачиваемой жидкости от —30 до +400 °С).

Таблица 24

Тип насоса	Подача Q в м ³ /ч	Напор H в м	Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп}$ в м	К. п. д. насоса η в % (не менее)
НТС65-500	65	500	3,5	63
НПС65-500			2,8	55
НТС120-750	120	750	4,4	65
НПС120-750			3,5	58
НТС200-700	200	700	5,4	72
НПС200-700			6,1	500
НТ560-500	76			
НП560-500				

Примечание. Параметры насосов приведены для скорости вращения 2950 об/мин и вязкости перекачиваемой жидкости 0,01 см²/сек. В зависимости от параметров насосов (давления нагнетания, температуры перекачиваемой жидкости и т. п.) ГОСТом оговариваются тип конструкции и материал основных деталей насосов.

В результате выполнения больших экспериментально-исследовательских работ и совершенствования технологии изготовления удалось резко повысить экономичность отечественных питательных насосов. Значения к. п. д. выполненных насосов, полученные при промышленных испытаниях, на 2—3% превышают значения к. п. д., установленные ГОСТом 7363—65. Экономичность почти всех типов выпускаемых питательных насосов находится на уровне лучших зарубежных образцов. Долговечность работы отечественных насосов также приближается к требуемому уровню. Недостатком насосов является более высокая металлоемкость и трудоемкость изготовления. Это обусловлено двухкорпусной конструкцией насоса.

В настоящее время основным направлением опытно-конструкторских работ по питательным насосам является стремление применить однокорпусную конструкцию секционного типа для более высоких параметров, используя при этом имеющийся опыт зарубежных насосостроительных фирм, главным образом ФРГ.

Для повышения надежности работы питательных насосов необходимо создать новые материалы для проточной части, которые обладали бы высокими эрозионными и коррозионными качествами и были бы стойкими против задиранья при соприкосновении вращающихся деталей с неподвижными. Применение таких материалов позволило бы уменьшить зазоры в уплотнениях, что привело бы к повышению экономичности насоса.

Конденсатные насосы по всасывающей способности и экономичности, как и питательные насосы, не уступают лучшим зарубежным образцам. Применение предвключенных осевых колес позволило повысить долговечность работы рабочих органов 1-й ступени в условиях частичной кавитации до 5000—6000 ч. Однако в ряде случаев наблюдаются механические разрушения осевых колес, причиной которых, по-видимому, являются усталостные разрушения из-за пульсации давления. Повышение долговечности рабочих органов 1-й ступени — один из основных путей повышения долговечности всего насоса.

Внутренний корпус спирального типа у вертикальных насосов увеличивает весовые и габаритные характеристики насосов. Переход к секционной конструкции внутреннего корпуса позволит снизить металлоемкость на 20—25%. Одновременно может быть увеличен к. п. д. насосов.

Литература

1. Айзенштейн М. Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности. М., Гостоптехиздат, 1957.
2. Басалаев Г. И., Синельников В. П. Проектирование и результаты экспериментальных исследований предвключенного осевого колеса с малым втулочным отношением. Труды ЛПИ, № 231, «Гидромашиностроение», М.—Л., «Машиностроение», 1964.
3. Бедчер Ф. С., Ломакин А. А. Определение критического числа оборотов ротора насоса с учетом сил, возникающих в уплотнениях. Сб. «Паротурбостроение и газотурбостроение». Вып. 5. М., Машгиз, 1957.
4. Белецкий Д. Г. и др. Некоторые вопросы теории, технология и оборудование гидроабразивной шлифовки рабочих органов центробежных насосов. Труды ВНИИГидромаш. Вып. XXXVI. М., ВНИИГидромаш, 1967.
5. Биргер Д. Г., Шорр Б. Ф. и Шнейдерович Р. М. Расчеты на прочность деталей и машин. М., «Машиностроение», 1966.
6. Богачев И. Н., Минц Р. И. Повышение кавитационно-эрозионной стойкости деталей машин. М., «Машиностроение», 1964.
7. Борохов А. М., Ганшин А. С., Додонов Н. Т. Волокнистые и комбинированные сальниковые уплотнения. Изд. 2-е. М., «Машиностроение», 1966.
8. Войташевский Д. А. О гидравлических потерях энергии в решетке лопастей рабочего колеса пропеллерной турбины. Труды ВИГМ. Вып. 24. М., Машгиз, 1959.
9. Глинка Л. А. Коррозионно-механическая прочность металлов. М.—Л., Машгиз, 1955.
10. Голубев А. И. Современные уплотнения вращающихся валов. М., Машгиз, 1963.
11. Голубев Г. А., Кукин Г. М. Уплотнения вращающихся валов. М., «Наука», 1966.
12. Горгиджаниян С. А., Дягилев А. И. Некоторые вопросы расчета и проектирования погружных электронасосов. Труды ЛПИ, № 231. «Гидромашиностроение». М.—Л., «Машиностроение», 1964.
13. Давыдов И. В. Измерение скоростей и давлений в канале направляющего аппарата насоса. «Исследование гидромашин». Труды ВИГМ. Вып. 24. М., Машгиз, 1959.
14. Долгин И. В. и др. Нормальный ряд типоразмеров установок погружных лопастных насосов для подъема воды. В сб. «Погружные насосы для народного хозяйства. Серия V. М., ЦБТИ, 1962.
15. Думов В. И. Расчет центробежных ступеней насосов с предвключенными осевыми колесами, обладающими высокими антикавитационными качествами. «Теплоэнергетика», 1959, № 6.
16. Думов В. И., Пешкин М. А. Некоторые результаты исследования работы осевых винтовых колес. «Энергомашиностроение», 1962, № 2.
17. Духовный А. Н. Расчет на прочность круглых кольцевых пластин, подкрепленных радиальными ребрами. Труды ВИГМ. Вып. XXIX. М., ВИГМ, 1961.
18. Духовный А. Н. Об определении частоты собственных колебаний круглых и кольцевых пластин, усиленных радиальными ребрами. Труды ВИГМ. Вып. XXXIII. М., ВИГМ, 1963.
19. Духовный А. Н. Растяжение круглых и кольцевых пластин, усиленных радиальными ребрами. Труды ВНИИГидромаш. Вып. XXXV. М., ВНИИГидромаш, 1965.
20. Дьячков А. К. Результаты исследований в области применения воды (холодной и горячей) в качестве смазки подшипников скольжения насосов. Сб. «Опыт конструирования, изготовления и эксплуатации многоступенчатых центробежных насосов». М., ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1968.
21. Елисеев Б. М. Влияние насаженных деталей на жесткость вала. Труды ВИГМ. Вып. XXIX. М., ВИГМ, 1961.
22. Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. М., Машгиз, 1963.
23. Ломакин А. А. Питательные насосы типа СВП-220-280 турбоустановки сверхвысоких параметров. «Энергомашиностроение», 1955, № 2.
24. Ломакин А. А. Расчет критического числа оборотов и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высоконапорных гидравлических машин с учетом сил, возникающих в уплотнениях. «Энергомашиностроение», 1958, № 4.
25. Ломакин А. А. Условия подобия при исследованиях процессов кавитаций на моделях гидравлических машин. Труды ЛПИ, № 215. «Гидромашиностроение». М.—Л., Машгиз, 1961.
26. Ломакин А. А., Горгиджаниян С. А. Исследование и отработка ступени питательного насоса сверхвысокого давления к турбоустановке К-300-249 ЛМЗ. Труды ЛПИ, № 215. «Гидромашиностроение». М.—Л., Машгиз, 1961.
27. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. М., «Машиностроение», 1966.
28. Макаров Г. В. Уплотнительные устройства. М., «Машиностроение», 1965.
29. Малышкин Е. В., Горбенко С. С. Реконструкция сальниковых камер питательных насосов. «Энергетик», 1963, № 2.
30. Малюшенко В. В. Влияние подрезки рабочего колеса питательного насоса секционного типа. «Энергетик», 1964, № 4.
31. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Основное насосное оборудование тепловых электростанций. М., «Энергия», 1969.
32. Марцинковский В. А., Сериков С. С., Тартаковский И. И. Расчет гидравлических уравновешивающих устройств. Сб. «Энергетическое машиностроение». Вып. 2. М., ЦИНТИАМ, 1964.
33. Михайлов А. К. К вопросу распределения потерь в ступени спирального многоступенчатого насоса низкой быстроходности. Труды ВИГМ. Вып. 24. М., Машгиз, 1959.
34. Михайлов А. К. Влияние формы входной кромки лопаток колеса на характеристику центробежного насоса. Труды ВИГМ. Вып. XXV. М., ВИГМ, 1960.
35. Михайлов А. К. О влиянии отвода центробежного насоса на структуру потока, выходящего из лопастного колеса. Труды ВИГМ. Вып. XXX. М., ВИГМ, 1962.
36. Михайлов А. К. Питательные насосы для тепловых электростанций большой мощности. М., ЦИНТИАМ, 1963.
37. Михайлов А. К. Питательные насосы зарубежных тепловых электростанций. М., ЦИНТИАМ, 1964.
38. Ощеров С. Я., Борисов В. П., Каплун А. В. Преимущества турбинных приводов к питательным насосам электрических станций «Энергомашиностроение», 1957, № 9.

39. Певзнер Б. М. Судовые центробежные и осевые насосы. Л., Судпромгиз, 1958.
40. Перник А. Д. Проблемы кавитации. Л., Судпромгиз, 1962.
41. Петрина Н. П. Судовые насосы. Л., Судпромгиз, 1962.
42. Погружные насосы для народного хозяйства. Серия V. М., ЦБТИ, 1962.
43. Пономарев С. С. и др. Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении. М., Машгиз, 1952.
44. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. М., Машгиз, 1960.
45. Рис В. Ф. Расчет дисков турбомашин. Изд. 2-е. М., Машгиз, 1959.
46. Рудис М. А. Некоторые вопросы расчета на прочность спиральных отводов центробежных насосов. Труды ВИГМ. Вып. XXV. М., М, ВИГМ, 1960.
47. Руднев С. С. Баланс энергии в центробежном насосе. «Химическое машиностроение», 1938, № 3.
48. Руднев С. С., Матвеев И. В. Некоторые соображения по проблеме увеличения оборотности лопатных насосов. Труды ВИГМ. Вып. XXXII. М., ВИГМ, 1963.
49. Селихов В. Л., Буяновский А. М. Торцовые уплотнения нефтяных насосов. М., «Недра», 1965.
50. Серенсен С. В. и др. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., Машгиз, 1954.
51. Синенко Ю. И. К вопросу снижения потерь в рабочем колесе ступени низкой быстроходности. Труды ВИГМ. Вып. XXXII. М., ВИГМ, 1963.
52. Справочник машиностроителя. Т. III. М., Машгиз, 1955.
53. Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы. М., Машгиз, 1960.
54. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М., Физматгиз, 1962.
55. Гартаковский И. И. Расчет гидравлических уравнивающих устройств. Сб. «Энергетическое машиностроение». Вып. II. М., НИИИН-ФОРМТЯЖМАШ, 1967.
56. Харитонов В. К. Торцовые уплотнения вращающихся валов в химическом машиностроении. М., ЦИИНТИМАШ, 1961.
57. Чегурко Л. Е., Туркин А. Н. Эффективность нанесения кольцевых канавок на зеркале гидравлической пяты питательного насоса. «Теплоэнергетика», 1965, № 2.
58. Этингер С. М. Опыт наладки и освоения в эксплуатации питательных насосов сверхвысокого давления типа СВП-220-280 на Череповецкой ГРЭС. Труды ЛМЗ. Вып. 5. «Паротурбостроение и газотурбостроение». М.—Л., Машгиз, 1957.
59. Яновский М. И. Конструирование и расчет на прочность деталей паровых турбин. М., изд. АН СССР, 1947.
60. Fuchslöcher Schulz H. Die Pumpen. Springer—Verlag, 1963.
61. Neimaier R. Handbuch neuerzeitlicher Pumpenanlagen. Freiburg, 1966.

Оглавление

Предисловие	3
Глава 1. Назначение, параметры и основные сведения о насосах, применяемых в теплоэнергетике, горно-шахтной и нефтяной промышленности	4
§ 1. Принцип действия, классификация и области применения насосов	4
§ 2. Основные технические параметры насосов	6
§ 3. Формы лопатных колес различной удельной быстроходности	8
§ 4. Выбор насоса для эксплуатации	13
§ 5. Требования, предъявляемые к насосу оборудованию высокого давления	15
§ 6. Факторы, определяющие конструкцию и влияющие на работу насоса	17
Глава 2. Основные положения теории и гидравлический расчет рабочих колес насосов	19
§ 7. Теоретический напор лопатных насосов	19
§ 8. Теоретическая схема бесконечного числа лопастей (струйная теория Эйлера)	23
§ 9. Влияние конечного числа лопастей на напор насоса	24
§ 10. Выбор и расчет основных размеров центробежного колеса	32
§ 11. Проектирование меридианного сечения колеса	46
§ 12. Профилирование колес с цилиндрическими лопастями	48
§ 13. Профилирование колес с пространственными лопастями	49
§ 14. Объемные потери в насосе	63
§ 15. Расчет гидравлического разгрузочного устройства	70
§ 16. Механические потери в насосе	74
§ 17. Гидравлические потери в насосе	83
Глава 3. Гидравлический расчет отводящих устройств насосов	86
§ 18. Конструкции и назначение отводящих устройств	86
§ 19. Влияние отвода на рабочую характеристику насоса	87
§ 20. Расчет спиральных отводов	95

§ 21. Расчет лопастных отводов	101
§ 22. Лопастные отводы с кольцевым пространством между лопастями диффузоров и подводных каналов	106
§ 23. Лопастной отвод с безлопастным диффузорным пространством	108
Глава 4. Гидравлический расчет всасывающих устройств насосов	110
§ 24. Конструктивные схемы и назначение всасывающих устройств	110
§ 25. Анализ работы полуспирального подвода и выбор его размеров	114
§ 26. Схема расчета полуспирального подвода	116
§ 27. Влияние всасывающего устройства на работу центробежного насоса	117
Глава 5. Моделирование и немодельная корректировка рабочих органов насоса	122
§ 28. Условия геометрического и кинематического подобия	123
§ 29. Условие силового подобия в насосах	125
§ 30. Условие подобия по кавитации	126
§ 31. Объемные и механические потери при моделировании	127
§ 32. Влияние относительной шероховатости и размера на гидравлический к. п. д.	130
§ 33. Систематизация и нормативные данные для гидравлического расчета насоса	133
§ 34. Немодельные изменения рабочих органов насосов и их характеристики	138
Глава 6. Высота всасывания и кавитация в насосах	153
§ 35. Физическая природа кавитации	153
§ 36. Механизм кавитационного износа материалов и мероприятия по уменьшению кавитации	155
§ 37. Кавитационные испытания	156
§ 38. Условия подобия по кавитации. Кавитационный коэффициент быстроходности	161
§ 39. Расчет минимального антикавитационного запаса энергии на всасывании	167
§ 40. Термодинамический критерий кавитации	172
Глава 7. Силы, действующие на ротор насоса и их уравнивание	175
§ 41. Осевые силы в центробежных насосах	175
§ 42. Разгрузка осевых сил в одноступенчатых насосах	176
§ 43. Разгрузка осевых сил в многоступенчатых насосах	178
§ 44. Радиальные силы в насосе	181
Глава 8. Корпусные детали	185
§ 45. Спиральный корпус	185
§ 46. Секционный корпус	190
§ 47. Двойной корпус	196

§ 48. Фланцевые соединения и неподвижные уплотняющие стыки	202
§ 49. Фундаментная плита	209
Глава 9. Детали ротора	212
§ 50. Ротор в сборе	212
§ 51. Вал	214
§ 52. Рабочие колеса	226
§ 53. Разгрузочный диск	231
§ 54. Втулки	235
§ 55. Соединительные муфты	236
§ 56. Момент сопротивления и выбор электродвигателя	237
Глава 10. Уплотнения и опоры	241
§ 57. Концевые уплотнения	241
§ 58. Уплотнения рабочих колес	253
§ 59. Подшипники	254
§ 60. Узел гидравлической разгрузки осевого усилия	261
Глава 11. Конструкции насосов высокого давления	264
§ 61. Основные конструктивные схемы насосов	264
§ 62. Насосы для горнодобывающей промышленности	271
§ 63. Насосы для нефтяной промышленности	276
§ 64. Насосы для теплоэнергетики	284
Литература	298