

Г. И. КРИВЧЕНКО

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

ТУРБИНЫ И НАСОСЫ

Издание второе, переработанное и допол-
ненное

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве учеб-
ника для студентов гидротехнических специаль-
ностей вузов



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1983

Рецензент канд. техн. наук, доцент Н. Т. Назаров

Кривченко Г. И.

К82

Гидравлические машины: Турбины и насосы. Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 320 с., ил.

В пер.: 95 к.

Рассматриваются гидравлические турбины, насосы и обратимые гидромашины, используемые в гидротехническом строительстве. Основное внимание уделяется принципу действия, конструкциям и характеристикам гидромашин, методам их подбора, определению параметров и технико-экономических показателей, необходимых при проектировании ГЭС, ГАЭС и крупных насосных станций. Освещены вопросы монтажа и эксплуатации гидромашин. Первое издание вышло в 1978 г. Предназначена для студентов-гидротехников и гидроэнергетиков.

К $\frac{23\ 05020000-416}{051(01)-83}$ 67-83

ББК 31.56.я7
6П2.3

Григорий Израилевич Кривченко

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Редактор Т. П. Готман

Технический редактор О. Д. Кузнецова

Корректор Г. А. Полонская

ИБ № 362

Сдано в набор 25.10.82. Подписано в печать 14.03.83. Т-06928.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 20,0. Усл. кр.-отт. 20,0. Уч.-изд. л. 21,28.
Тираж 18 000 экз. Заказ 328. Цена 95 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

© Издательство «Энергия», 1978

© Энергоатомиздат, 1983, с изменениями

Гидравлические машины: гидравлические турбины, насосы и обратимые гидромашины (насосотурбины) — применяются для постоянной эксплуатации на гидроэлектрических, насосных и гидроаккумулирующих станциях, а насосы, кроме того, широко используются и в процессе возведения гидротехнических сооружений: плотин, каналов, гидроэлектростанций, речных и морских портов, ирригационных систем и других сооружений. В связи с этим выполнение грандиозных планов гидротехнического строительства, определенных принятыми XXVI съездом КПСС «Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года», — «строительство крупных гидроэлектростанций на реках Сибири, Дальнего Востока и Средней Азии с учетом комплексного использования гидроресурсов, а также гидроаккумулирующих электростанций в европейской части СССР», требует дальнейшего расширения и совершенствования гидромашиностроения, особенно производства гидротурбин, обратимых гидромашин и крупных насосов.

Одной из особенностей гидротехнического строительства является его уникальность. Компоновки, параметры и конструкции каждого объекта индивидуальны и в основном определяются местными природными условиями. Это накладывает специфические особенности и на гидромашиностроение. Гидравлические турбины, обратимые гидромашины и крупные насосы, как правило, разрабатываются и выпускаются применительно к требованиям данного объекта, а не подбираются из готовых образцов, как это обычно практикуется в других случаях. В то же время принимаемые типы и параметры гидравлических машин оказывают существенное воздействие и на строительную часть гидроэнергетических сооружений, на объемы работ, стоимость и технико-экономические показатели гидроэнергетических объектов, включая насосные станции, т. е. на их эффективность.

Отмеченные факторы показывают, что специалистам в области гидротехнического и гидроэнергетического строительства в их практической деятельности приходится решать задачи, связанные с использованием гидромашин, и поэтому изучение курса «Гидравлические машины», включающего турбины, насосы и обратимые гидромашины, представляет важную часть в подготовке инженера-гидротехника.

В данном учебнике, который ориентирован на задачи гидротехнического строительства, дается описание устройства и конструкций гидравлических турбин, насосов и обратимых гидромашин,

наиболее широко используемых в гидротехническом строительстве. Теория рабочего процесса, т. е. кинематика и динамика жидкости в гидравлических машинах, рассматривается лишь в объеме, необходимом для понимания условий их работы и обоснования основных расчетных зависимостей. Больше внимание уделяется номенклатурам турбин, насосов и обратимых гидромашин, их характеристикам, способам подбора, определению их основных параметров, выявлению эффективности и технико-экономических показателей. Кратко освещаются вопросы монтажа и условий эксплуатации гидромашин. С учетом перспектив более широкого использования энергии крупных водотоков рассматривается гидросиловое оборудование для малых гидроэлектростанций.

Учебник состоит из четырех разделов: общего и посвященных турбинам, насосам и обратимым гидромашинам, причем разделы, в которых рассматриваются турбины и насосы, практически автономны, т. е. могут изучаться раздельно. Такое построение обеспечивает большее удобство при использовании книги учащимися различных специальностей и специализаций.

Книга содержит значительное количество чертежей и графиков, в нее включены наиболее важные количественные данные, а также отдельные числовые примеры. Это способствует углубленному изучению курса, облегчает курсовое и дипломное проектирование и делает ее полезной для специалистов.

При подготовке настоящего издания учтен опыт использования в МИСИ имени В. В. Куйбышева и в других вузах, а также в практике проектирования первого издания учебника, вышедшего в 1978 г. Во второе издание внесены изменения и дополнения, отражающие прогресс в гидромашиностроении и в гидротехническом строительстве за прошедшее пятилетие.

Автор выражает глубокую благодарность заведующему кафедрой использования водной энергии и гидравлических машин Украинского института инженеров водного хозяйства, канд. техн. наук, доценту Н. Т. Назарову за внимательный просмотр рукописи и полезные замечания и рекомендации.

Все пожелания по книге просьба направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Автор

Раздел первый

ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Глава 1

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЭНЕРГИЯ

1.1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Гидравлическая машина — это устройство, в котором осуществляется передача механической энергии от протекающей через нее жидкости рабочему органу гидромашин (рабочее колесо, поршень и другие) или от рабочего органа гидромашин к протекающей через нее жидкости. Гидравлические машины, в которых рабочий орган получает энергию от протекающей жидкости и энергия жидкости на входе в гидравлическую машину больше, чем на выходе, представляют собой гидравлические двигатели (гидравлические турбины). Гидравлические машины, в которых энергия от рабочего органа передается протекающей жидкости и энергия жидкости на входе в гидравлическую машину меньше, чем на выходе, представляют собой насосы.

Гидравлические турбины¹ предназначаются для установки на гидроэлектрических станциях (ГЭС), где они служат для привода электрических генераторов. Принципиальная схема ГЭС показана на рис. 1.1, а. Вода из верхнего бьефа (ВБ) по напорному водоводу подводится к турбине и из нее выпускается в нижний бьеф (НБ). В турбине энергия воды преобразуется в механическую энергию вращения вала, от которого приводится во вращение ротор электрического генератора (гидрогенератора), где механическая энергия преобразуется в электрическую. Электрическая энергия по линиям высокого напряжения передается в районы потребления, иногда на расстоянии 1000 км и более. Турбина, соединенная с генератором, называется агрегатом ГЭС, или гидроагрегатом. Характерными его параметрами являются напор (он определяется в основном разностью отметок ВБ и НБ) и мощность. Напоры на различных ГЭС изменяются в широком пределе — от нескольких метров (низконапорные ГЭС) до 700—1000 м и более (высоконапорные). Мощность гидроагрегата может составлять не-

¹ Поскольку в настоящем учебнике рассматриваются только гидравлические турбины, то в дальнейшем слово «гидравлические» опускается.

сколько сотен киловатт (малые агрегаты, малые ГЭС) и достигать 600–700 тыс. кВт и даже более (крупные, сверхмощные гидроагрегаты) (подробнее см. [8, 9, 14, 44]).

На рис. 1.2 показан гидроагрегат с низконапорной турбиной при вертикальной компоновке (вертикальное положение вала, оси вращения). Подобные агрегаты установлены на каскаде волжских ГЭС (Рыбинская, Горьковская, Волжская имени В. И. Ленина, Саратовская и др.), днепровских ГЭС (Каховская, Днепродзержинская, Кременчугская). При очень низких напорах (10–15 м) в последние годы широко применяются горизонтальные, капсульные агрегаты (рис. 1.3), которые установлены на Киевской, Каневской и других ГЭС.

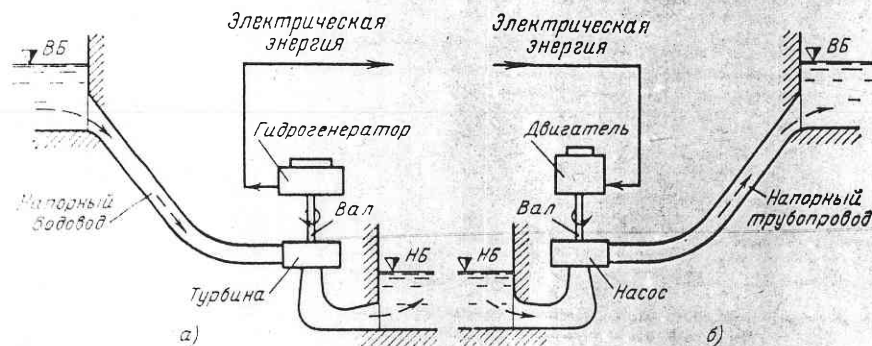


Рис. 1.1. Принципиальные схемы турбинной (а) и насосной (б) установок

На рис. 1.4 приведен гидроагрегат с высоконапорной турбиной, которая, как видно из сравнения с рис. 1.2, существенно отличается от низконапорной. Такие гидроагрегаты установлены на многих крупных ГЭС — Братской, Красноярской, Нурекской, Усть-Илимской, Саяно-Шушенской, будут установлены на Рогунской, Богучанской и других ГЭС.

Основным определяющим размером турбины считается диаметр рабочего колеса D_1 . К малым относятся турбины, у которых D_1 не превышает 1,5–2,5 м. У крупных турбин D_1 достигает 7,5–10,5 м.

Гидротурбостроение является весьма сложной отраслью тяжелого машиностроения. В СССР гидротурбины разрабатываются и выпускаются производственными объединениями (ПО) Ленинградский металлический завод (ЛМЗ) и Харьковский турбинный завод имени С. М. Кирова (ХТГЗ).

Эти энергомашиностроительные объединения имеют необходимое, уникальное по размерам станочное оборудование, специальные конструкторские бюро и исследовательские лаборатории.

Высокий уровень отечественного гидротурбостроения позволяет поставлять турбины не только на все гидроэлектростанции, строящиеся в СССР, но и за рубежом. Так, турбины советского производства

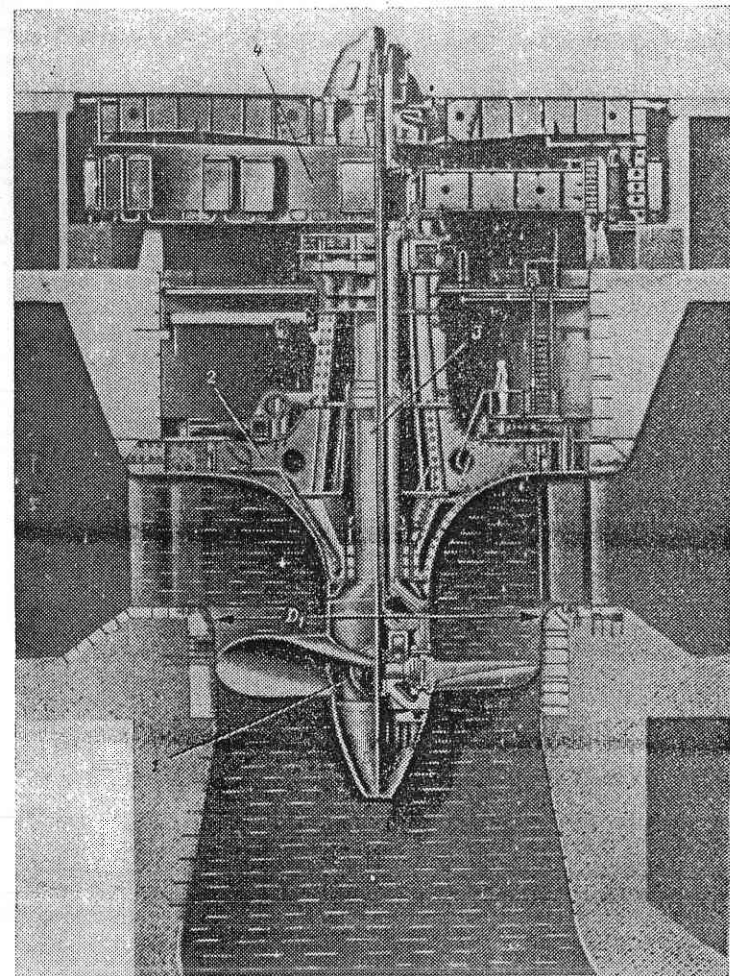


Рис. 1.2. Вертикальный гидроагрегат с низконапорной турбиной:

1 — рабочее колесо турбины; 2 — крышка турбины; 3 — вал;
4 — гидрогенератор

установлены на ГЭС Джердап (Югославия), Асуанской (АРЕ), Евфратской (Сирия), Капивара (Бразилия), Жанпег (Канада), Клостерфосс (Норвегия), Сальто Гранде (Аргентина) и др.

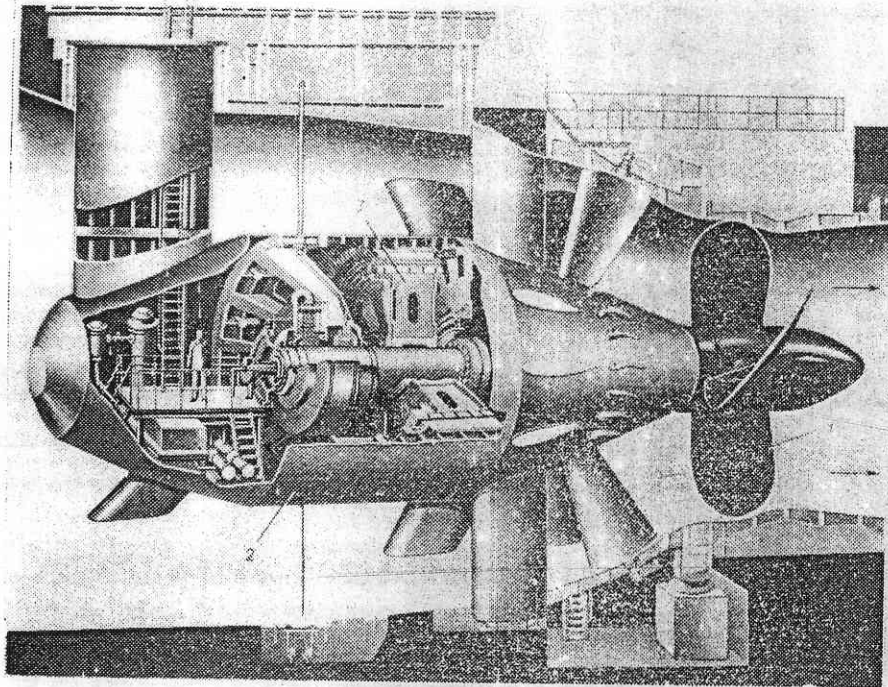


Рис. 1.3. Горизонтальный низконапорный капсульный гидроагрегат:
1 — рабочее колесо турбины; 2 — стальная капсула; 3 — гидрогенератор

Следует отметить, что в дореволюционной России изготавливалось лишь небольшое число мелких турбин, да и особой потребности в них не было. Лишь после Великой Октябрьской социалистической революции, когда по инициативе В. И. Ленина был разработан, а в декабре 1920 г. на VIII Всероссийском съезде Советов принят план ГОЭЛРО — государственный план электрификации России, предусматривающий строительство ряда крупных по тому времени ГЭС, возникла острая необходимость в создании собственного гидротурбиностроения. Начало было положено на ЛМЗ, где в 1924 г. была выпущена первая гидротурбина мощностью 55 кВт. С тех пор эта отрасль непрерывно развивалась и достигла современного высокого уровня.

Н а с о с ы служат для перекачки жидкостей¹ и устанавливаются на насосных станциях или насосных установках, принципиальная

¹ Машины, служащие для перекачки жидкостей, имеют в своем составе: насосы, воздуходувки, вентиляторы.

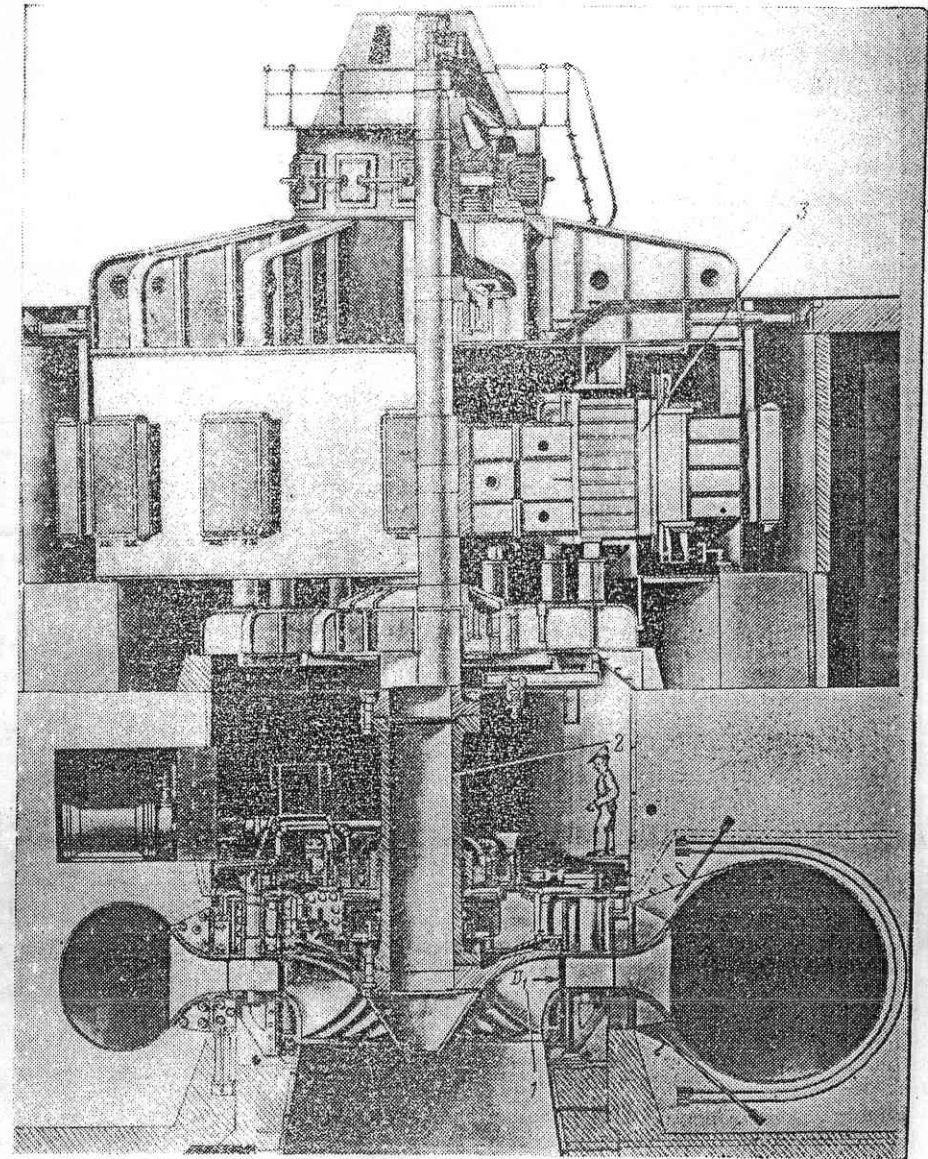


Рис. 1.4. Гидроагрегат с вертикальной турбиной:
1 — рабочее колесо турбины; 2 — вал; 3 — гидрогенератор



схема которых дана на рис. 1.1, б. Для привода насосов применяются электродвигатели, но иногда, особенно для передвижных установок, используются и двигатели внутреннего сгорания.

Вода забирается, засасывается насосом из нижнего бассейна (НБ) и по напорному трубопроводу подается в верхний бассейн (ВБ). При этом подводимая к насосу механическая энергия двигателя преобразуется в энергию жидкости, что и заставляет ее двигаться вверх по трубопроводу.

В гидротехническом строительстве насосы используются очень широко. Они устанавливаются на насосных станциях для переброски стока в системах ирригации и водоснабжения. Например, на канале Иртыш — Караганда длиной около 450 км сооружены 22 насосные станции мощностью 350 тыс. кВт, которые способны поднимать около 2 млрд. м³ воды в год на высоту около 420 м. Четыре насосные станции Каршинского канала подают до 200 м³/с воды на высоту до 100 м.

Большое число сверхмощных насосов потребуется для осуществления намечаемой переброски части стока северных рек в южные районы. Мощные насосные станции сооружены и на судоходных каналах имени Москвы, на канале Волга — Дон. Крупные насосные станции и насосные установки необходимы для систем охлаждения тепловых и атомных электростанций.

Широко используются насосы в процессе возведения гидротехнических сооружений, где они обеспечивают водоснабжение, водоотлив из котлованов, понижение уровня грунтовых вод. Специальные грунтовые насосы, служащие для перекачки смеси воды с грунтом — пульпы, применяются для разработки и транспорта грунта методом гидромеханизации.

Обратимые гидромашины (насосотурбины) получают все большее развитие в связи с интенсивным строительством гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС), предназначенных для выравнивания графика нагрузки энергосистем. В ночные часы, когда в энергосистеме имеется избыток мощности, агрегаты ГАЭС работают в насосном режиме и аккумулируют энергию, перекачивая воду из нижнего бассейна в верхний (рис. 1.1, б). В часы максимума нагрузки — пика они включаются в турбинный режим и выдают электроэнергию в энергосистему (рис. 1.1, а). Таким образом, обратимая гидромашинка может использоваться и как насос, и как турбина.

Технический прогресс в гидромашиностроении обеспечивается широкими научными исследованиями, которые проводятся в заводских и в специализированных научно-исследовательских лабораториях и институтах. Ведущим в области насосостроения является Всесоюзный научно-исследовательский институт гидромашиностроения (ВНИИГидромаш). Исследованиями гидротурбин занимается Центральный котлотурбинный институт имени И. И. Ползунова (ЦКТИ). Значительный объем важных исследований, направленных

на совершенствование турбин и насосов, проводится в Ленинградском политехническом институте имени М. И. Калинина (ЛПИ), Московском энергетическом институте (МЭИ), Московском высшем техническом училище имени Н. Э. Баумана (МВТУ), Московском инженерно-строительном институте имени В. В. Куйбышева (МИСИ), Харьковском политехническом институте (ХПИ) и в других вузах.

Для становления и развития гидромашиностроения, так же как и для авиации, огромное значение имели теоретические работы проф. Н. Е. Жуковского и исследования проф. С. А. Чаплыгина. Большой вклад в развитие отечественного гидромашиностроения внесли академик И. Н. Вознесенский, профессора И. И. Куколевский, Н. М. Щапов, А. А. Ломакин, Г. Ф. Проскура, В. С. Квятковский. Важное значение для современного гидромашиностроения имеют работы чл.-корр. АН СССР Н. Н. Ковалева, проф. С. С. Руднева, проф. Г. С. Щеголева.

Дальнейшее совершенствование гидромашин должно быть направлено на улучшение энергетических показателей турбин и насосов, повышение надежности их работы, снижение стоимости оборудования и сооружений, уменьшение эксплуатационных расходов, совершенствование систем автоматизации и управления.

1.2. ЭНЕРГИЯ ЖИДКОСТИ

Рассмотренные выше условия работы гидравлических машин — турбин на ГЭС и насосов на насосных станциях и установках — показывают, что и в тех и в других осуществляется преобразование энергии жидкости, причем в турбинах энергия жидкости преобразуется в энергию вращения, передаваемую генератору, а в насосах энергия, получаемая от двигателя, преобразуется в энергию жидкости. В связи с этим необходимо определить гидравлические показатели, характеризующие движение жидкости и ее энергию.

Давление жидкости в различных местах проточного тракта гидравлических машин имеет большое значение при оценке энергетических и других показателей их работы. Поэтому на определении давления следует остановиться подробнее. Прежде всего нужно иметь в виду, что различают абсолютное давление p_a и избыточное давление p , причем

$$p_a = p_{\text{атм}} + p, \quad (1.1)$$

где $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление, зависящее от отметки местности. На уровне моря $p_{\text{атм}} = 100\,000 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа}$.

$p_{\text{атм}}/\rho g$ измеряется пьезометрической высотой в метрах столба жидкости; ρ — плотность жидкости, кг/м³, для воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;

g — ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$. Зависимость атмосферного давления в м вод. ст. от абсолютной отметки дана на рис. 1.5; приближенно атмосферное давление можно представить формулой

$$\frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} = 10,3 - \frac{\nabla}{900}, \quad (1.2)$$

в которой ∇ — абсолютная отметка.

Избыточное давление связано с пьезометрической высотой зависимостью $H_{\text{п}} = p/\rho g$ (рис. 1.6, а), т. е.

$$p = \rho g H_{\text{п}}.$$

Здесь p — давление, Па; $H_{\text{п}}$ — пьезометрическая высота, м. Если абсолютное давление в точке ниже атмосферного, то высота пьезометрического уровня отрицательна ($H_{\text{п}} = p/\rho g < 0$) или равна вакуумметрической высоте $H_{\text{в}}$ (рис. 1.6, б), т. е. соответствует значению вакуума — дефициту давления до атмосферного. В этом случае абсолютное давление определяется по формуле

$$p_{\text{а}} = p_{\text{атм}} - \rho g H_{\text{в}}. \quad (1.3)$$

Удельная энергия потока e в данном его сечении обычно относится к массе протекающей жидкости, соответствующей силе веса в 1 Н. В этом случае e может быть представлена трехчленом (рис. 1.7)

$$e = \frac{p}{\rho g} + z + \frac{\alpha v^2}{2g}, \quad (1.4)$$

в котором каждый из членов выражается в Дж/Н, или в Н·м/Н = м, т. е. в единице напора. Это позволяет дать геометрическую интерпретацию закономерностей движения потока, что особенно удобно. Напор является одним из основных показателей работы гидравлических машин¹.

Из выражения (1.4) следует, что полная удельная энергия потока e складывается из трех составных частей: $p/\rho g$ — пьезометрическая

¹ Если удельную энергию жидкости относят к 1 кг массы протекающей жидкости, то формула удельной энергии E имеет вид:

$$E = \frac{p}{\rho} + gz + \frac{\alpha v^2}{2}.$$

Здесь каждый из членов выражается в Дж/кг или в $\text{м}^2/\text{с}^2$; E называют удельной работой, а иногда массовым напором.

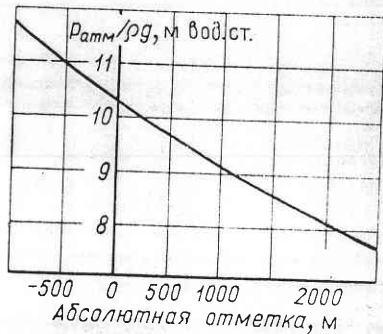


Рис. 1.5. Зависимость атмосферного давления от абсолютной отметки

высота (энергия давления); z — геометрическая высота над плоскостью сравнения 0-0 (потенциальная энергия или энергия положения); $\alpha v^2/2g$ — скоростная высота, или скоростной напор (кинетическая энергия); v — средняя скорость в данном сечении, $v = Q/F$ (Q — расход через сечение 1-1 (рис. 1.7), а F — его площадь); α — коэффициент Кориолиса, учитывает неравномерность распределения скоростей по сечению,

$$\alpha = \frac{1}{v^3 F} \int v_i^3 dF, \quad (1.5)$$

где v_i — местная скорость в данной точке сечения.

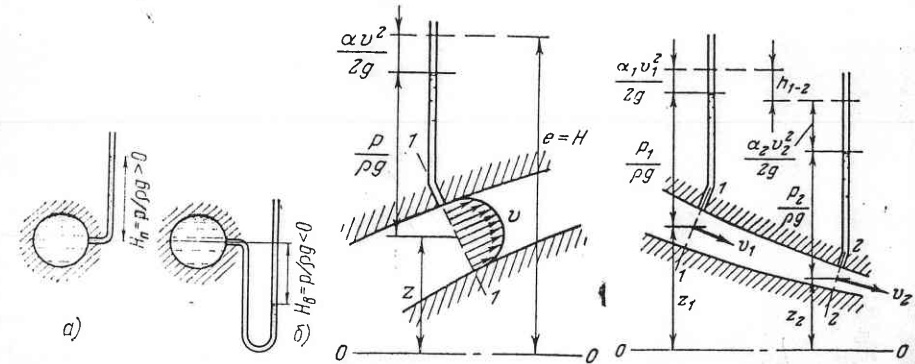


Рис. 1.6. К определению давления

Рис. 1.7. К определению удельной энергии жидкости

Рис. 1.8. Геометрическое представление уравнения Бернулли

Следует подчеркнуть, что удельная энергия потока в записи (1.4) предполагает, что давление по сечению распределено по гидростатическому закону, т. е. $p/\rho g + z = \text{const}$. В связи с этим (1.4) можно применять только к сечениям с плавно изменяющимся движением, где кривизна линий тока мала.

Мощность потока жидкости $N_{\text{ж}}$ относительно плоскости сравнения 0-0 можно найти, используя выражение удельной энергии (1.4), приняв $e = H$. Если объемный расход Q , $\text{м}^3/\text{с}$, то весовой расход $\rho g Q$, Н/с. Следовательно,

$$N_{\text{ж}} = \rho g Q H. \quad (1.6)$$

Здесь $N_{\text{ж}}$ дано в Дж/с или Вт.

Если учесть, что для чистой воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, и принять $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, то выражение $N_{\text{ж}}$, кВт, будет иметь вид:

$$N_{\text{ж}} = 9,81 Q H. \quad (1.7)$$

Уравнение Бернулли для установившегося движения несжимаемой жидкости (рис. 1.8) имеет вид:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{1-2}. \quad (1.8)$$

Здесь p_1, p_2 и v_1, v_2 — соответственно давления и средние скорости в сечениях 1-1 и 2-2; h_{1-2} — гидравлические потери на трение (по длине) и местные (резкий поворот потока, изменение размеров сечения и др.) на участке между сечениями 1-1 и 2-2. Эти потери для турбулентного течения можно найти по известной формуле гидравлики

$$h_{1-2} = \zeta_{1-2} \frac{v^2}{2g},$$

где ζ_{1-2} — суммарный коэффициент потерь; v — средняя скорость в некотором сечении, которое принимается за расчетное.

Раздел второй

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТУРБИНЫ

Глава 2

ПАРАМЕТРЫ И ВИДЫ ТУРБИН

2.1. НАПОР И МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ

Принципиальная схема установки турбины на ГЭС показана на рис. 2.1, а. Из верхнего бьефа вода через водоприемник и напорный водовод подводится к турбине (сеч. 1-1) и, пройдя через нее, выпускается из отсасывающей трубы (сеч. В-В) в нижний бьеф или в отводящий водовод. Разность отметок бьефов называется статическим напором ГЭС $H_{ст}$, м,

$$H_{ст} = z_{вб} - z_{нб}. \quad (2.1)$$

Напор турбины H , м, представляет собой разность удельных энергий e_1 на входе в турбину и $e_{вых}$ на выходе из нее:

$$H = e_1 - e_{вых}. \quad (2.2)$$

Согласно (1.4)

$$e_1 = \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g},$$

где v_1 — средняя скорость в сечении 1-1. Для нахождения $p_1/\rho g$ составим уравнение Бернулли (1.8) для сечений 0-0 — в верхнем бьефе и 1-1 — у входа в турбину (рис. 2.1, а) относительно отметки уровня нижнего бьефа:

$$\frac{p_0}{\rho g} + z_0 + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} = \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + h_{пот},$$

где $p_0/\rho g = h_0$; $h_{пот}$ — гидравлические потери в подводящем водоводе по длине и местные (на вход в водоприемник, на повороты и др.). Учитывая, что $h_0 + z_0 = H_{ст}$, из уравнения определяем пьезометрическую высоту $p_1/\rho g$ (рис. 2.1, а):

$$\frac{p_1}{\rho g} = H_{ст} - z_1 + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - h_{пот}. \quad (2.3)$$

Если отнести выходное сечение турбины к нижнему бьефу (сеч. 2-2), то удельная энергия $e_{\text{вых}}$ относительно уровня нижнего бьефа по (1.4) будет равна:

$$e_{\text{вых}} = e_2 = \frac{\alpha_{\text{нб}} v_{\text{нб}}^2}{2g}.$$

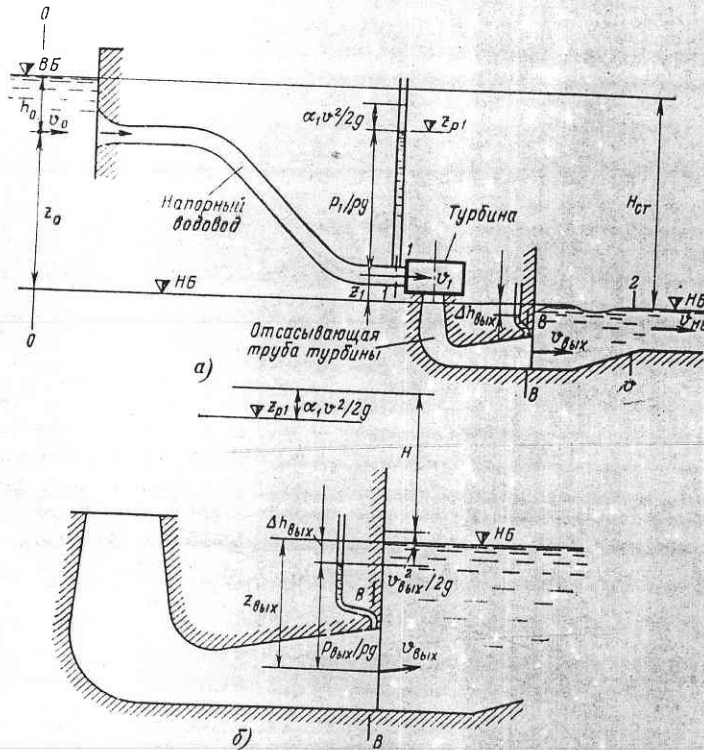


Рис. 2.1. Схема установки турбины на гидроэлектростанции

В итоге напор турбины согласно (2.2) представляется соотношением

$$H = H_{\text{ст}} - h_{\text{пот}} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} - \frac{\alpha_{\text{нб}} v_{\text{нб}}^2}{2g}. \quad (2.4)$$

Этот напор называется **напором турбинной установки нетто**¹.

¹ Разность удельных энергий верхнего и нижнего бьефов называется **напором брутто** $H_0 = e_0 - e_2$, или

$$H_0 = H_{\text{ст}} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} - \frac{\alpha_{\text{нб}} v_{\text{нб}}^2}{2g},$$

т.е. он отличается от напора нетто на размер потерь.

Поскольку разность скоростных напоров в (2.4) мала, ее можно не учитывать. Тогда получаем выражение для напора турбины

$$H = H_{\text{ст}} - h_{\text{пот}}, \quad (2.5)$$

которое широко используется при расчетах. Следует иметь в виду, что $h_{\text{пот}}$ представляет сумму всех гидравлических потерь в водоводах, подводящих воду к турбине из верхнего бьефа и отводящих ее от турбины в нижний бьеф.

При точных расчетах, например когда проверяются гарантии на мощность и КПД турбин, напор определяют в соответствии с принятыми международными правилами (кодом). В этом случае выходная энергия берется по выходному сечению отсасывающей трубы В-В (рис. 2.1, а и б), причем давление находится по показанию установленных здесь пьезометров. Часто уровень в этих пьезометрах оказывается ниже уровня нижнего бьефа на $\Delta h_{\text{вых}}$ (рис. 2.1, б). Эта величина называется перепадом восстановления и является результатом восстановления части кинетической энергии воды на выходе из отсасывающей трубы $\alpha_{\text{вых}} v_{\text{вых}}^2 / 2g$ *

$$e_{\text{вых}} = -\Delta h_{\text{вых}} + \frac{\alpha_{\text{вых}} v_{\text{вых}}^2}{2g}.$$

При расчетах принимают наиболее благоприятные условия, когда $\alpha_{\text{вых}} = 1$ и напор турбины выражается формулой

$$H = H_{\text{ст}} - h_{\text{пот}} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} + \Delta h_{\text{вых}} - \frac{v_{\text{вых}}^2}{2g}. \quad (2.6)$$

Пример 2.1. Произвести сопоставление напоров по различным формулам для следующих условий: $H_{\text{ст}} = 18,0$ м; $v_0 = 0,2$ м/с; $v_{\text{нб}} = 1,6$ м/с; $v_{\text{вых}} = 2,8$ м/с; $h_{\text{пот}} = 0,6$ м; $\Delta h_{\text{вых}} = 0,16$ м (принимаются $\alpha_0 = 1$ и $\alpha_{\text{нб}} = 1$).

Решение. По (2.4) $H = 18,0 - 0,6 + \frac{0,2^2}{19,6} - \frac{1,6^2}{19,6} = 18,0 - 0,6 +$

$+ 0,002 - 0,13 = 17,27$ м;

по (2.5) $H = 18,0 - 0,6 = 17,4$ м;

$$\begin{aligned} \text{по (2.6) } H &= 18,0 - 0,6 + \frac{0,2^2}{19,6} + 0,16 - \frac{2,8^2}{19,6} = \\ &= 18,0 - 0,6 + 0,002 + 0,16 - 0,4 = 17,16 \text{ м.} \end{aligned}$$

Полученные результаты показывают, что все формулы дают очень близкие значения напора. Наибольшее расхождение — 0,24 м получилось между формулами (2.5) и (2.6), которое, однако, менее 1,5%. С увеличением напора относительное расхождение уменьшается.

* Если уровень в пьезометрах в сеч. В-В стоит выше нижнего бьефа, то при выходе не только не происходит восстановления кинетической энергии, но и имеются дополнительные потери. Тогда $\Delta h_{\text{вых}} < 0$ и напор снижается.

Мощность турбины. Напор H по (2.2) показывает, насколько уменьшается удельная энергия воды, Дж/Н, при прохождении через турбину. Поскольку расход, пропускаемый турбиной Q , м³/с, а весовой расход ρgQ , Н/с, то энергия, теряемая жидкостью в 1 с при прохождении через турбину, т. е. мощность $N_{ж}$, отбираемая турбиной от протекающей жидкости, составляет:

$$N_{ж} = \rho gQH. \quad (2.7)$$

Однако не вся эта мощность передается валу и полезно используется, так как имеются потери энергии в самой турбине, что учитывает коэффициент полезного действия (КПД) турбины η :

$$\eta = N/N_{ж}, \quad (2.8)$$

где N — полезная мощность на валу. Из (2.7) и (2.8) находим формулу для определения полезной мощности турбины:

$$N = \rho gQH\eta. \quad (2.9)$$

Здесь N — в Вт. В подавляющем большинстве случаев турбины работают на чистой пресной воде, у которой $\rho = 1000$ кг/м³. Для этих условий при $g = 9,81$ м/с², учитывая, что 1000 Вт = 1 кВт, получаем:

$$N = 9,81QH\eta. \quad (2.10)$$

В (2.10) Q — в м³/с, H — в м, при этом N — в кВт. Эта формула широко используется при проектировании ГЭС и расчетах турбин.

КПД турбин достигает достаточно высоких значений и при наиболее благоприятном режиме работы составляет 0,94—0,95, или 94—95%; в условиях максимальной нагрузки 0,88—0,93, или 88—93%.

Пример 2.2. Определить расход турбины Красноярской ГЭС, имеющей мощность 508 МВт при напоре 93 м.

Решение. Для максимальной нагрузки принимаем КПД равным 92% ($\eta = 0,92$). По (2.10)

$$Q = \frac{N}{9,81H\eta} = \frac{508\,000}{9,81 \cdot 93 \cdot 0,92} = 607 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2.2. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ТУРБИН

Турбина предназначена для преобразования механической энергии протекающей через нее воды в полезную энергию на вращающемся валу. В связи с этим главным показателем, характеризующим вид (систему) турбины, является форма и устройство ее проточного тракта, состоящего из трех основных элементов: рабочего колеса (рабочий орган турбины), устройств, подводящих воду к рабочему колесу, устройств, отводящих воду от рабочего колеса.

Существует большое число различных видов турбин, однако в практике гидроэнергетического строительства широко используются лишь четыре вида турбин: осевые, диагональные, радиально-осевые и ковшовые. Рассмотрим схемы их устройства и принцип действия.

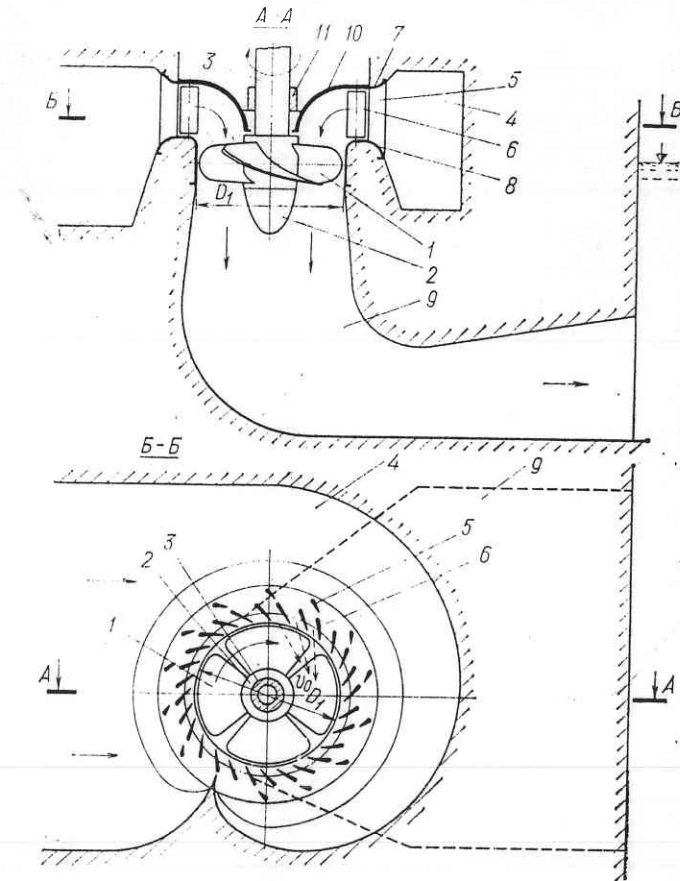


Рис. 2.2. Схема осевой турбины

Осевые турбины (за рубежом их обычно называют турбины Каплана) являются низконапорными турбинами, они используются при малых напорах — от 1—3 до 60—70 м. Схема осевой турбины показана на рис. 2.2.

Рабочее колесо осевой турбины, состоящее из лопастей рабочего колеса 1, укрепленных в корпусе 2 с обтекателем, соединено с валом 3. Количество лопастей рабочего колеса может быть различным — от 4 до 8. Чем больше напор, тем больше количество лопастей.

Лопастей могут быть укреплены жестко, с каким-то некоторым углом наклона. В этом случае турбина называется пропеллерная. Однако обычно лопасти делают поворотными, т. е. на ходу в зависимости от условий работы (нагрузка, напор) угол установки лопастей может изменяться. Такие турбины называются поворотными лопастными. Поворотные лопастные турбины сложнее пропеллерных, но у них выше энергетические показатели.

Рабочее колесо с валом представляют собой вращающуюся часть турбины. Диаметр рабочего колеса D_1 является параметром, характеризующим размер турбин.

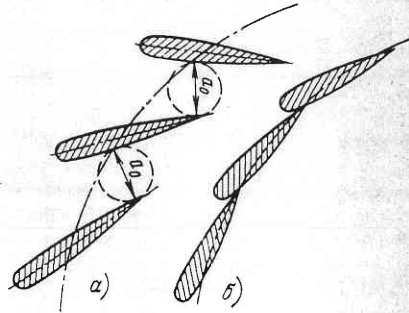


Рис. 2.3. Регулирование расхода турбины направляющим аппаратом

Как видно на сеч. А-А (меридианное), поток входит на рабочее колесо и выходит в осевом направлении. Это и послужило основанием назвать этот вид турбин «осевые». Подвод воды к рабочему колесу осуществляется по турбинной камере 4, через статор 5 и направляющий аппарат 6.

Турбинная камера в подавляющем большинстве случаев делается бетонной и имеет трапециевидное поперечное сечение. Долько при относительно высоких напорах (более 50 м) применяются стальные турбинные камеры круглого поперечного сечения.

Колонны статора 5 предназначены для передачи нагрузки от верхнего опорного пояса статора 7 к нижнему 8, т. е. статор обеспечивает прочность конструкции. С целью уменьшения гидравлических потерь колонны статора имеют удобообтекаемую форму.

Направляющий аппарат состоит из 24—32 направляющих лопаток 6, которые образуют кольцевую решетку лопастей, создающую закрутку потока перед его входом на лопасти рабочего колеса. Эта закрутка проявляется в том, что вектор скорости v_0 на выходе из направляющего аппарата направлен под некоторым углом к радиусу (рис. 2.2, сеч. Б-Б). Кроме того, лопатки направляющего аппарата используются для регулирования мощности, развиваемой турбиной. С этой целью каждая лопатка может поворачиваться на оси, и при синхронном повороте всех лопаток на некоторый угол изменяется открытие α_0 от некоторого максимального значения (рис. 2.3, а) до нуля (рис. 2.3, б). Соответственно изменяется пропускаемый расход и мощность согласно (2.10).

Отвод воды от рабочего колеса осуществляется с помощью отсасывающей трубы 9 (рис. 2.2), представляющей собой расширяющийся водовод (диффузор), обеспечивающий плавное снижение скорости до выхода потока в нижний бьеф. Такое снижение скорости позволяет уменьшить кинетическую энергию потока при выходе из

турбины и за счет этого повысить ее КПД. Отсасывающая труба крупных турбин всегда выполняется из бетона.

Важным конструктивным элементом осевой турбины является крышка 10, воспринимающая нагрузку от давления воды. Кроме того, на крышке крепятся оси лопаток 6 направляющего аппарата

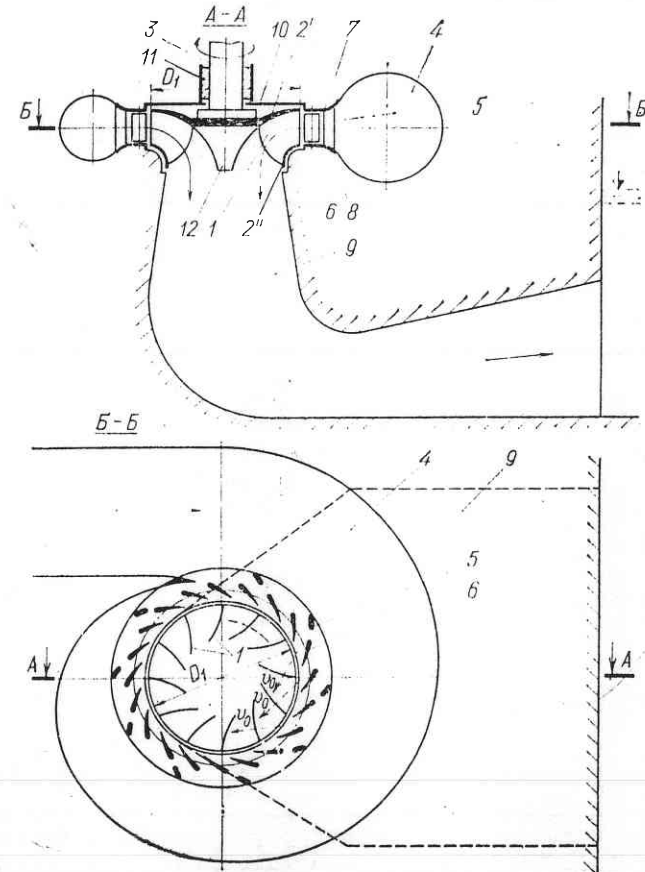


Рис. 2.4. Схема радиально-осевой турбины.

и на крышке установлен направляющий подшипник 11 турбины, ограничивающий радиальные перемещения вала и рабочего колеса.

Общий вид гидроагрегата с осевой турбиной показан на рис. 1.2 и 1.3.

Диагональные турбины, разработанные в последние десятилетия, отличаются от осевых турбин тем, что лопасти рабочего колеса установлены с наклоном к оси вращения (угол 45—60°).

Радиально-осевые турбины (за рубежом их обычно называют турбины Френсиса) являются средненапорными

турбинами. Они используются при напорах в диапазоне от 40—60 до 500—700 м. Схема радиально-осевой турбины показана на рис. 2.4.

Рабочее колесо радиально-осевой турбины состоит из 12—17 лопастей рабочего колеса 1, образующих круговую решетку лопастей. Лопасти 1 жестко заделаны в ступицу 2' и обод 2'', благодаря чему все рабочее колесо получает необходимую прочность и жесткость. Рабочее колесо соединено с фланцем вала 3. С целью улучшения условий выхода воды с лопастей рабочего колеса оно снабжено обтекателем 12. Рабочее колесо с валом представляет собой вращающуюся часть турбины. Диаметр рабочего колеса D_1 по входным кромкам лопастей является параметром, характеризующим размер турбины.

Из меридианного сечения А-А (рис. 2.4) видно, что поток входит в рабочее колесо в радиальном направлении, а выходит из него в осевом. Это и послужило основанием назвать этот вид турбин «радиально-осевые».

Подвод воды к рабочему колесу осуществляется по турбинной спиральной камере 4, через статор 5 и направляющий аппарат 6.

Турбинная камера, как правило, делается стальной, причем с целью лучшего восприятия нагрузки стенками камеры от значительного внутреннего давления воды поперечное сечение принимается круглым.

Колонны статора 5 предназначены для передачи нагрузки от верхнего опорного кольца статора 7 к нижнему 8. Таким образом, основная функция статора — обеспечение прочности конструкции. С целью снижения гидравлических потерь сечение статорных колонн делается удобообтекаемым и они ставятся по направлению потока.

Направляющий аппарат состоит из 20—24 направляющих лопаток 6. Он предназначен для создания требуемого направления скорости перед входом на рабочее колесо (закрутка потока) (рис. 2.4, сеч. Б-Б) и для регулирования расхода и мощности турбины за счет поворота лопаток и изменения открытия α_0 (см. рис. 2.3).

Отвод воды от рабочего колеса производится с помощью диффузорной отсасывающей трубы 9, обеспечивающей плавное снижение скорости и уменьшение кинетической энергии потока при выходе из турбины.

Ответственным элементом радиально-осевой турбины является крышка 10, в которой укреплен направляющий подшипник турбины 11, а также оси направляющих лопаток 6 и механизмы их привода. Крышка турбины воспринимает большие гидравлические нагрузки и должна обладать высокой прочностью и жесткостью.

Внешний вид рабочего колеса радиально-осевой турбины показан на рис. 2.5.

К о в ш о в ы е т у р б и н ы (за рубежом их называют турбины Пельтона, иногда «свободоструйные») — это высоконапорные турбины, используемые при напорах более 400—600 м. Схема ковшовой турбины показана на рис. 2.6.

Основными ее элементами являются сопло 1, к которому вода подводится по трубопроводу 2, и рабочее колесо 3, укрепленное на валу 4. Сопло и рабочее колесо установлены выше уровня воды, так что рабочее колесо вращается в воздухе.

Струя воды под действием напора H выбрасывается из сопла со скоростью v_c , которая определяется зависимостью

$$v_c = \varphi \sqrt{2gH}. \quad (2.11)$$

Коэффициент скорости $\varphi = 0,98 \div 0,99$. Если учесть напоры, при которых используются ковшовые турбины, то видно, что скорость v_c получается очень большой: так, при $H = 600$ м скорость $v_c = 105$ м/с, а при $H = 1500$ м скорость $v_c = 165$ м/с.

При истечении из сопла проявляется эффект сжатия струи, в результате чего диаметр струи d_c меньше диаметра сопла.

Рабочее колесо 3 состоит из диска с рабочими лопастями 5, похожими на ковши по форме (отсюда название «ковшовая»). Общее число лопастей 12—40. Каждая лопасть выполнена в виде двух криволинейных поверхностей, разделенных ножом 6 (сеч. А-А и Б-Б). Рабочее колесо устанавливается таким образом, что ножи совпадают с осью струи. При натекании струи на лопасть она де-

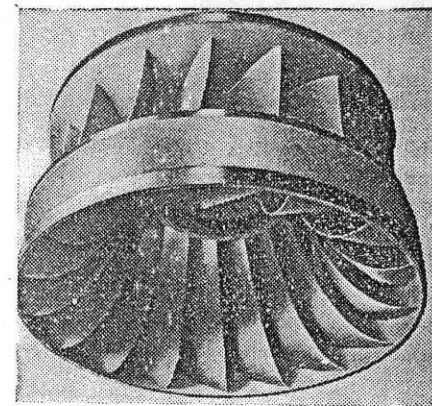


Рис. 2.5. Рабочее колесо радиально-осевой турбины

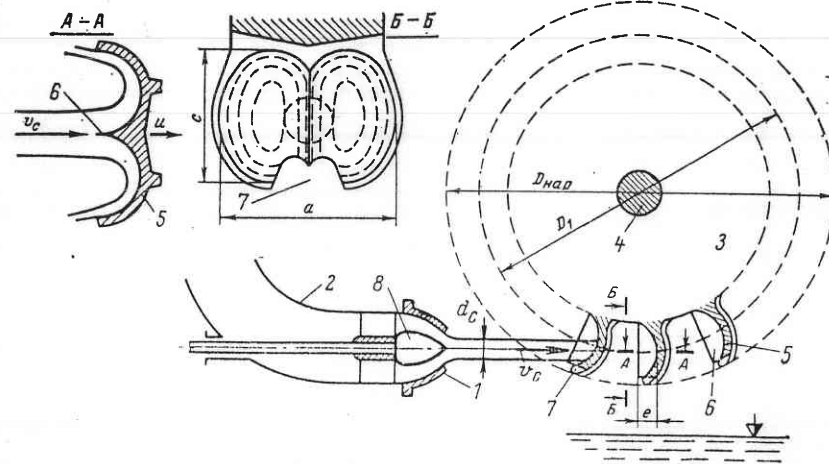


Рис. 2.6. Схема ковшовой турбины

лится ножом на две равные части и каждая обтекает криволинейную поверхность (сеч. А-А), за счет изменения как направления скорости воды, так и ее значения создается давление на лопасть и образуется момент рабочего колеса, вращающий его вместе с валом. Поскольку вода натекает на лопасти (ковши) с огромной скоростью, то предъявляются очень высокие требования к точности и чистоте обработки их поверхности. Чтобы устранить при вращении удар тыльной стороны лопасти о струю, в лопасти предусматривается специальная прорезь 7.

Мощность, развиваемую ковшовой турбиной, регулируют за счет изменения расхода. Для этого служит игла 8. Когда игла вдвинута

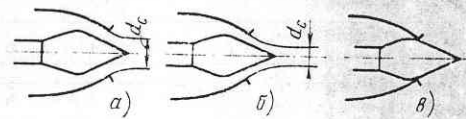
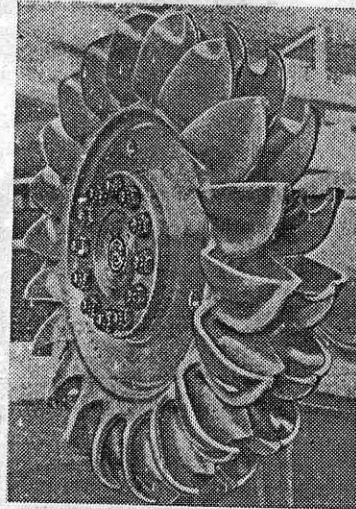


Рис. 2.7. Регулирование расхода иглой

Рис. 2.8. Рабочее колесо ковшовой турбины



внутрь (рис. 2.7, а), сопло работает полным сечением и пропускает наибольший расход (диаметр струи d_c — наибольший). По мере выдвигания иглы проходное сечение сопла сокращается, уменьшается диаметр струи и соответственно уменьшается пропускаемый расход (рис. 2.7, б). Игла может полностью перекрыть сопло, и тогда расход будет равен нулю (рис. 2.7, в).

Внешний вид рабочего колеса ковшовой турбины показан на рис. 2.8.

Размеры лопастей рабочего колеса ковшовой турбины (см. рис. 2.6) обычно составляют: $a = (2,8 \div 3,6) d_c$, $c = (2,5 \div 2,8) d_c$ и $e = (0,9 \div 1,0) d_c$.

Для опирания всех частей ковшовой турбины служит корпус, а для защиты от разбрызгивания воды — кожух, которые на рис. 2.6 не показаны.

2.3. ОБЛАСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПО НАПОРУ ТУРБИН РАЗЛИЧНЫХ КЛАССОВ И ВИДОВ

Осевые и радиально-осевые турбины, как было показано выше, коренным образом отличаются от ковшовых.

В осевых и радиально-осевых турбинах по всей длине проточного тракта поток сплошной, напорный, рабочее колесо вращается в воде

и все его лопасти постоянно обтекаются потоком. Эти особенности осевых и радиально-осевых турбин делают возможным использование рабочим колесом всех компонентов энергии протекающей жидкости: энергии давления, энергии положения (потенциальной) и кинетической энергии (1.4). В связи с этим скорость потока перед входом

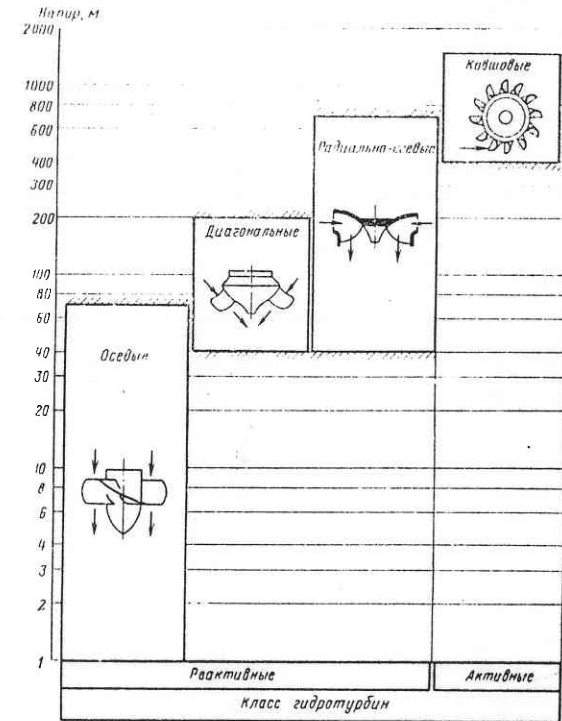


Рис. 2.9. Области применения турбин различного вида по напору

на рабочее колесо даже при высоких напорах может быть сравнительно небольшой.

В ковшовых турбинах рабочее колесо вращается в воздухе и только часть лопастей в данный момент времени находится во взаимодействии с водой. Рабочее колесо ковшовых турбин может использовать только кинетическую энергию жидкости, т. е. перед входом на рабочее колесо вся ее энергия должна быть преобразована в кинетическую, что осуществляется с помощью сопла. В связи с этим скорость воды (струи) перед рабочим колесом должна быть очень большой (2.11).

Принципиальные различия указанных турбин послужили основанием отнести их к различным классам. Осевые, радиально-осевые и подобные турбины относят к классу реактивных тур-

б и н, ковшовые и другие подобные турбины — к классу активных турбин.

Области использования турбин различных классов и видов по напорам даны на рис. 2.9. Осевые, поворотнo-лопастные и пропеллерные турбины применяются при низких напорах — до 70 м. В области напоров 40—200 м могут использоваться диагональные поворотнo-лопастные или пропеллерные турбины. Радиально-осевые турбины используются в области напоров от 40 до 700 м, ковшовые турбины — при напорах более 400 м.

Таким образом, крупные по мощности реактивные турбины покрывают широкую область напоров — от 1—2 до 600—700 м, а активные применяются при более высоких напорах.

Следует иметь в виду, что для турбин малой мощности (100—3000 кВт) границы использования турбин каждого вида по напору сближаются. Например, радиально-осевые турбины могут оказаться целесообразными и при напорах 20—25 м, а ковшовые — при напорах 150—200 м.

Области применения турбин некоторых видов перекрываются. Так, при напорах 50—70 м могут быть приняты и осевые, и диагональные, и радиально-осевые турбины. Выбор оптимального решения производится на основании технико-экономических сопоставлений различных возможных вариантов.

Глава 3

КОНСТРУКЦИИ ТУРБИН РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ

3.1. ОСЕВЫЕ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫЕ ТУРБИНЫ

Конструкцию осевых поворотнo-лопастных турбин рассмотрим на примере турбины Кременчугской ГЭС, показанной на рис. 3.1 (диапазон напоров 9,6—16,9 м, мощность 58 МВт, диаметр рабочего колеса $D_1 = 8,0$ м).

Подводящая часть турбины состоит из турбинной камеры, статора и направляющего аппарата. Следует отметить, что устройство этих элементов у всех реактивных турбин имеет много общего.

Статор турбины представляет собой ряд колонн 1 с вытянутой удобоотъемлемой формой поперечного сечения. Колонны статора могут крепиться посредством анкеров в железобетон каждая отдельно (рис. 3.2, а) или с целью большей жесткости и прочности объединяться стальными кольцевыми поясами — верхним и нижним (рис. 3.2, б). Отдельные колонны применяются при сравнительно малых напорах и больших диаметрах турбины, а статор с поясами используется при более высоких напорах и обязательно, когда турбинная камера делается из стали или имеет стальную облицовку (рис. 3.7).

§ 3.1

Направляющий аппарат состоит из направляющих лопаток 2 (рис. 3.1), укрепленных в нижнем кольце 3 и в крышке турбины 4 посредством осей (цапф), что обеспечивает возможность их поворота.

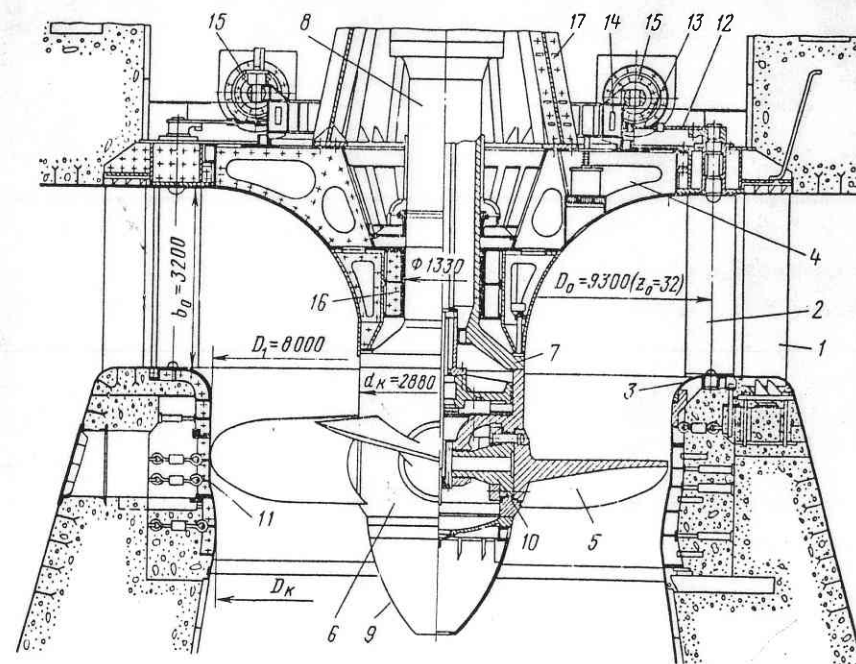


Рис. 3.1. Осевая поворотнo-лопастная турбина Кременчугской ГЭС:

1 — колонны статора; 2 — направляющие лопатки; 3 — нижнее кольцо; 4 — крышка турбины; 5 — лопасти рабочего колеса; 6 — корпус рабочего колеса; 7 — фланец вала; 8 — вал; 9 — обтекатель рабочего колеса; 10 — камера рабочего колеса; 11 — выдвижной сегмент; 12 — рычаг направляющей лопатки; 13 — серьга; 14 — регулирующее кольцо; 15 — сервомоторы; 16 — подшипник; 17 — опорная конструкция подпятника генератора

Характерными параметрами направляющего аппарата являются следующие:

1) число направляющих лопаток z_0 . У крупных осевых турбин при небольшом напоре оно равно 32, при более высоком напоре их ставят 24, а иногда и 20;

2) высота направляющего аппарата b_0 (на рис. 3.1 $b_0 = 3,2$ м). Часто используют безразмерные величины, отнесенные к диаметру, которые полнее характеризуют тип турбины. Относительная высота

$$b_0 = b_0/D_1, \quad (3.1)$$

где D_1 — диаметр турбины (в данном случае $D_1 = 8,0$ м и $b_0 = 3,2/8,0 = 0,4$). У осевых турбин b_0 составляет 0,45—0,35 (меньшие значения для больших напоров);

в) диаметр по осям поворота направляющих лопаток D_0 (в данном примере $D_0 = 9,3$ м). Относительный диаметр направляющего аппарата

$$\bar{D}_0 = D_0/D_1, \quad (3.2)$$

для рассматриваемой турбины $\bar{D}_0 = 9,3/8,0 = 1,16$. Для различных турбин \bar{D}_0 колеблется в диапазоне 1,16—1,25 (увеличивается с сокращением числа направляющих лопаток).

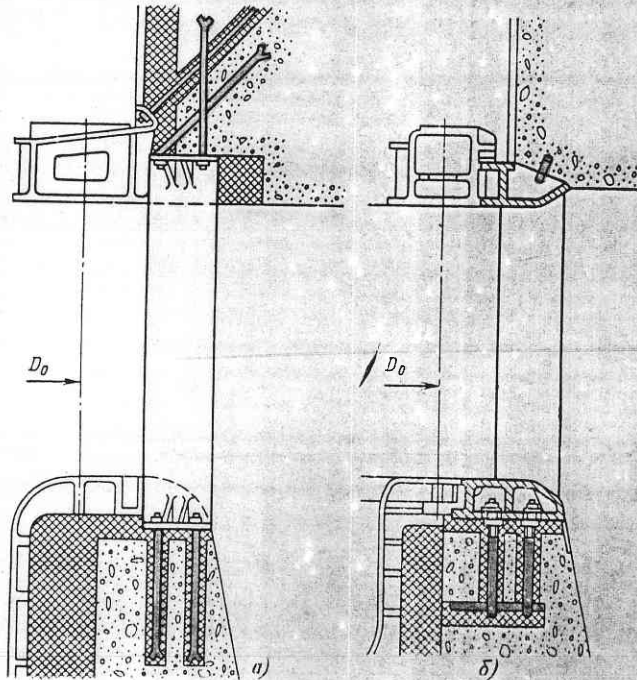


Рис. 3.2. Статор осевой турбины

На рис. 3.3 показана конструкция направляющего аппарата одной из крупнейших осевых поворотных лопастных турбин, выпущенных ЛМЗ для ГЭС Джердап — Железные Ворота на р. Дунай (напоры 17,5—35,5 м, $D_1 = 9,5$ м, мощность 178 МВт). Каждая лопатка направляющего аппарата 1 нижней цапфой 4 опирается на вкладыш, запрессованный в нижнее кольцо 2, и верхней цапфой 5 на два вкладыша, впрессованные в подшипник 6, установленный на верхнем кольце 3 направляющего аппарата (иногда в крышке турбины). Вкладыши изготавливаются из полимерных материалов (не требуют смазки), из бронзы (требуется периодическая масляная густая смазка), из деревапластика, лигнофоля (смазкой служит вода).

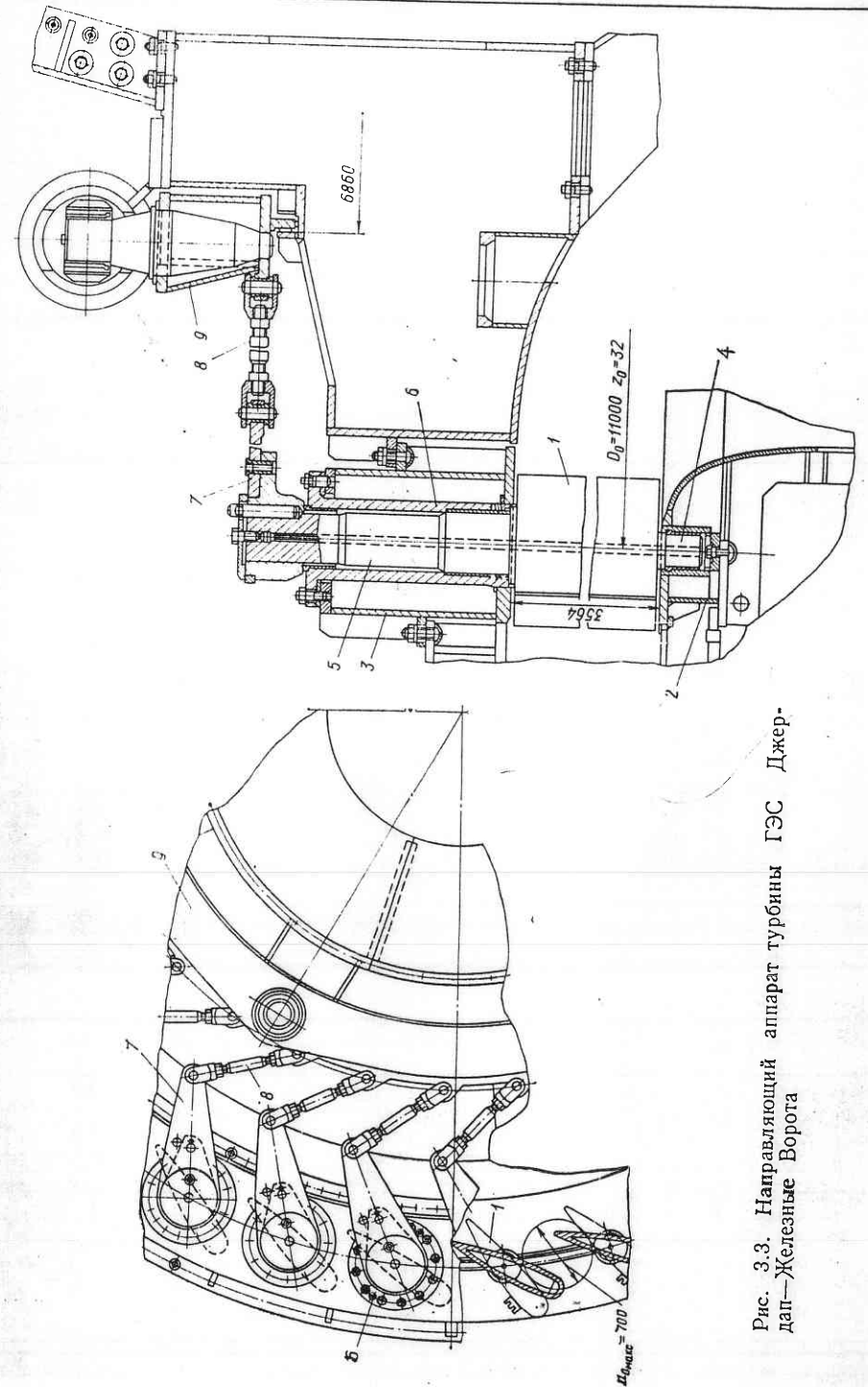


Рис. 3.3. Направляющий аппарат турбины ГЭС Джердап—Железные Ворота

На верхний конец цапфы насажен рычаг 7, который тягой 8 соединен с регулирующим кольцом 9. Элементы 7, 8 и 9 образуют механизм привода направляющих лопаток для изменения открытия a_0 от нуля (полное закрытие) до $a_{0 \text{ макс}}$ (в данном случае $a_{0 \text{ макс}} = 700 \text{ мм}$).

Вид направляющего аппарата определяется направлением движения потока. В направляющем аппарате на рис. 3.1 и 3.3 поверхности тока близки к плоскостям, нормальным к оси турбины.

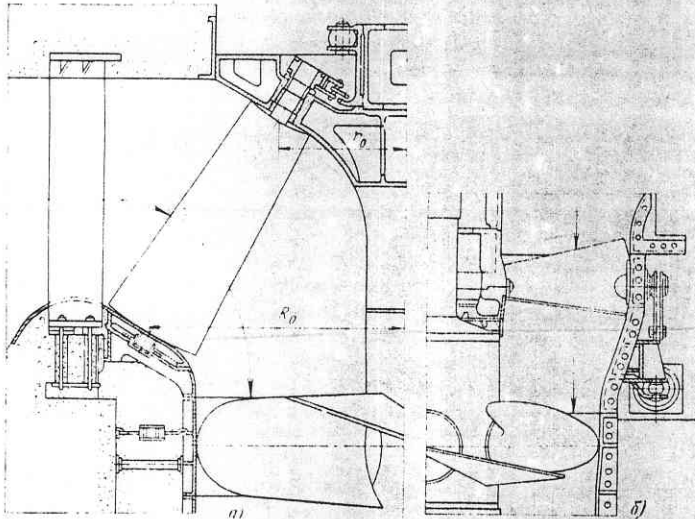


Рис. 3.4. Конический (а) и осевой (б) направляющие аппараты

Такой направляющий аппарат называется радиальным. Если поверхности тока близки к коническим, то направляющий аппарат называется коническим (рис. 3.4, а), а если по поверхностям, близким к цилиндрическим, то осевым (рис. 3.4, б).

Рабочее колесо. Основными частями рабочего колеса (рис. 3.1) являются лопасти 5 и корпус (втулка) 6, к которому крепятся лопасти. Рабочее колесо болтами соединено с нижним фланцем 7 вала 8. К выходному концу втулки крепится обтекатель 9, предназначенный для снижения потерь на вихреобразование и пульсаций.

Лопасть рабочего колеса осевой турбины (рис. 3.5) состоит из пера лопасти и фланца. Перо — собственно лопасть имеет относительно малую толщину и представляет собой криволинейную поверхность, на которой осуществляется силовое взаимодействие с протекающим через рабочее колесо потоком, приводящее к преобразованию гидравлической энергии в энергию вращения рабочего колеса и соединенного с ним вала. Фланец служит для крепления лопасти

к фланцу цапфы, с помощью которой лопасть укрепляется во втулке (10 на рис. 3.1).

Показанные на рис. 3.5 цилиндрические сечения лопасти дают представление о ее форме: сечения, расположенные ближе к фланцу — корневые, более толстые и более крутые, периферийные сечения более тонкие и более пологие. Такая форма определяется как гидравлическими условиями обтекания лопасти, так и прочно-

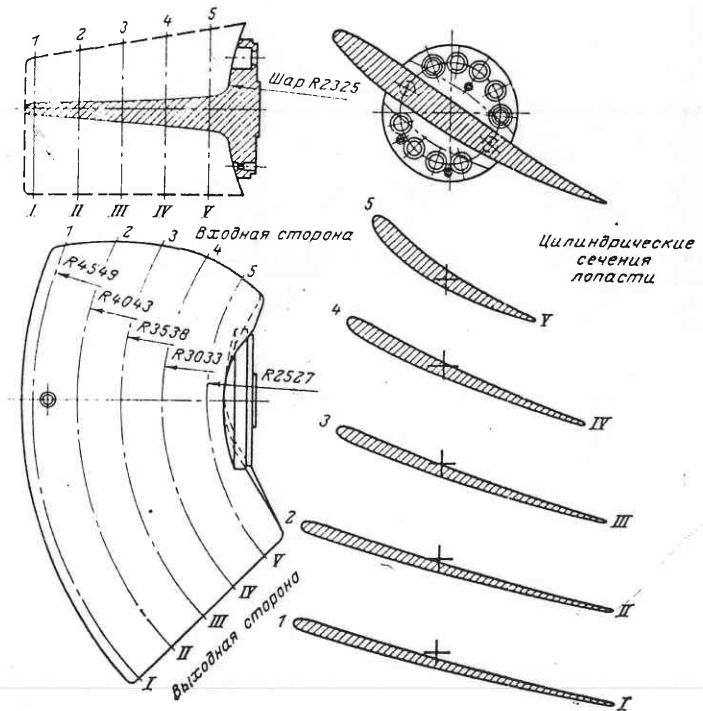


Рис. 3.5. Лопасть рабочего колеса осевой турбины

стными. Нагрузка, воспринимаемая лопастью, очень велика и распределена по всей поверхности (например, у турбины диаметром 9,5 м с шестью лопастями при напоре 30 м общая нагрузка на каждую лопасть составляет около 2,7 МН). Лопасть работает как консоль с распределенной нагрузкой, и изгибающий момент, особенно в корневых сечениях, получается очень большим, что требует соответственного момента сопротивления сечения.

Особенностью рабочих колес поворотных-лопастных турбин является возможность при работе на ходу поворачивать лопасти рабочего колеса, т. е. изменять угол их установки, как показано на рис. 3.6. При этом некоторое, так называемое расчетное, положение лопасти принимается за начало отсчета угла установки лопасти ф.

В этом положении $\varphi = 0$. При увеличении крутизны установки $\varphi > 0$, при уменьшении $\varphi < 0$ (за рубежом иногда используется другой отсчет углов установки лопастей, например, от плоскости, перпендикулярной к оси вращения колеса).

Угол установки лопастей выбирается в строгом соответствии с открытием направляющего аппарата и с учетом действующего напора. Причем,

$$\varphi = f(\alpha_0, H), \quad (3.3)$$

называемая **комбинаторной зависимостью**, устанавливается такой, что при всех условиях работы достигается наиболее высокое значение КПД турбины.

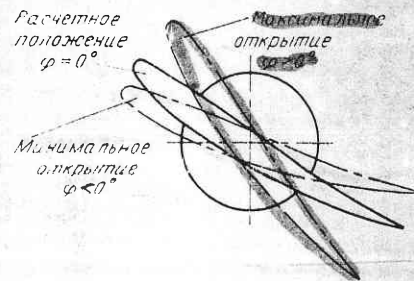


Рис. 3.6. Поворот лопастей осевой турбины

Таким образом, **поворотнлопастные турбины имеют двойное регулирование мощности: изменением открытия направляющего аппарата и изменением угла установки лопастей рабочего колеса.** Это дает большие энергетические преимущества, но в то же время приводит к усложнению конструкции, особенно рабочего колеса, которое требует очень мощного механизма поворота лопастей.

Иногда применяются осевые турбины с жесткой установкой лопастей. Такие турбины называются **пробеллерными**. Они проще, дешевле, имеют только один орган регулирования мощности — направляющий аппарат, но у них несколько хуже энергетические показатели.

Осевые турбины применяются в широком диапазоне напоров, от самых малых до 60—70 м (см. рис. 2.9). Естественно, что с изменением напора должна изменяться и форма рабочего колеса, которая характеризуется числом лопастей и диаметром корпуса или относительным его значением:

$$\bar{d}_k = d_k/D_1. \quad (3.4)$$

Для турбины, приведенной на рис. 3.1, $d_k = 2,8$ м и $\bar{d}_k = 2,8/8 = 0,35$. С увеличением напора приходится увеличивать поверхность лопастей. Сначала этого можно достигнуть за счет размера лопасти, но приходится увеличивать и число лопастей. Это вызывает необходимость увеличивать и диаметр корпуса по условиям крепления лопастей и размещения механизма их поворота. В качестве примера на рис. 3.7 показана осевая поворотнлопастная турбина Верхне-Тулумской ГЭС мощностью около 60 МВт, работающая при напорах 51—62 м. Диаметр рабочего колеса этой турбины

$D_1 = 4,2$ м, число лопастей $z_1 = 8$ и диаметр корпуса $d_k = 2,07$ м. Следовательно, $\bar{d}_k = 2,07/4,2 \approx 0,5$.

Наличие корпуса, особенно при относительно большом диаметре, создает стеснение потока, что ухудшает условия работы турбины. Кроме того, необходимо учитывать, что с целью сохранения малых зазоров между торцевыми концами лопастей и корпуса при их повороте и уменьшения протечек центральной части корпуса при-

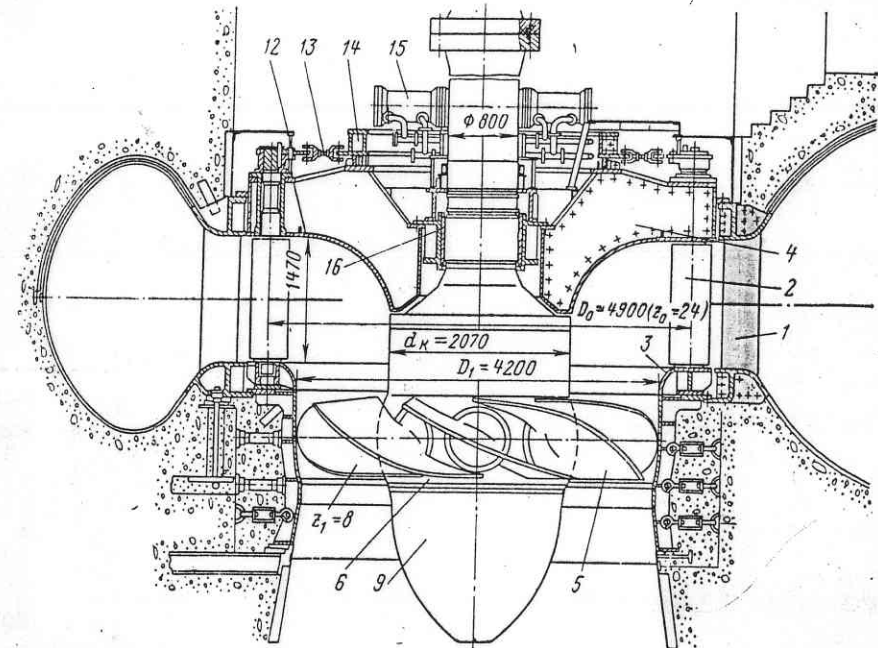


Рис. 3.7. Осевая поворотнлопастная турбина Верхне-Тулумской ГЭС (позиции соответствуют позициям на рис. 3.1)

дается сферическая форма, которая видна на рис. 3.1 и 3.7. В этом месте диаметр корпуса по сфере $d_{k,сф}$ на 0,03—0,05 больше, чем d_k , и стеснение потока еще увеличивается.

Камера рабочего колеса (11 на рис. 3.1 и рис. 3.8) имеет мощную стальную облицовку, закрепленную в бетоне анкерами и тягами (рис. 3.8, б). Это объясняется тем, что при работе турбины стенки камеры воспринимают большие пульсирующие нагрузки от давления воды, которые способны раскатать и разрушить облицовку камеры.

Для поворотнлопастных турбин существенное значение имеют зазоры между концами лопастей рабочего колеса и камерой. Чем меньше зазор, тем меньше протечка, тем выше КПД. Обычно считается допустимым зазор $\delta = 0,001D_1$ (при диаметре 9,5 м зазор

около 10 мм). Чтобы зазор сохранялся постоянным при изменении угла установки лопастей, камера рабочего колеса должна быть сферической. Однако в этом случае возникнут трудности с установкой сооси рабочего колеса на место. Поэтому часть камеры выше оси поворота лопастей делается цилиндрической. Нижней, выходной части камеры придается сферическую форму, но не по всей высоте, а таким образом, чтобы минимальный выходной диаметр горловины

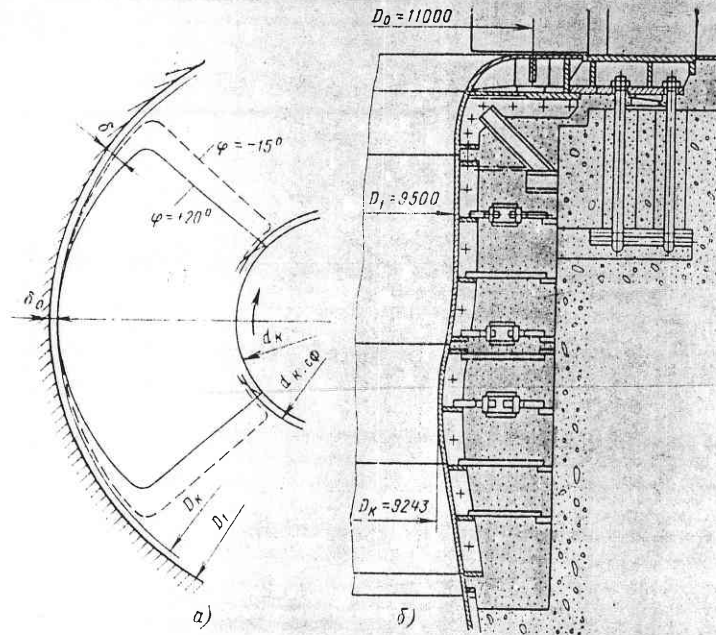


Рис. 3.8. Камера рабочего колеса осевой турбины

D_k быть не менее $(0,98-0,96) D_1$ (на рис. 3.8, б $\bar{D}_k = 9243/9550 = 0,973$). Большое стеснение сечения вызывает падение мощности и КПД турбины. При такой форме камеры зазор δ_0 сохраняется постоянным только у оси поворота лопасти (рис. 3.8, а), а по концам с увеличением угла установки φ зазор δ возрастает, особенно у входного конца лопасти.

Крышка агрегата (рис. 3.1 и рис. 3.7) перекрывает пространство над рабочим колесом, она служит для размещения верхних опор цапф направляющих лопаток и является опорой регулирующего кольца 14. В крышке размещается направляющий подшипник турбины 16. Часто на крышку турбины опирается и несущая конструкция подпятника генератора (17 на рис. 3.1), воспринимающего осевую нагрузку вращающихся частей агрегата. Для обеспечения надежной работы турбины крышка должна обладать не только достаточной прочностью, но и жесткостью.

3.2. ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ ОСЕВЫЕ ТУРБИНЫ

Горизонтальные осевые турбины широко используются для погружных или капсульных агрегатов, у которых генератор расположен в стальной капсуле, обтекаемой водой (дополнительно см. [2.49]).

Особенности компоновки блока здания низконапорной ГЭС с капсульными агрегатами можно проследить на примере Киевской

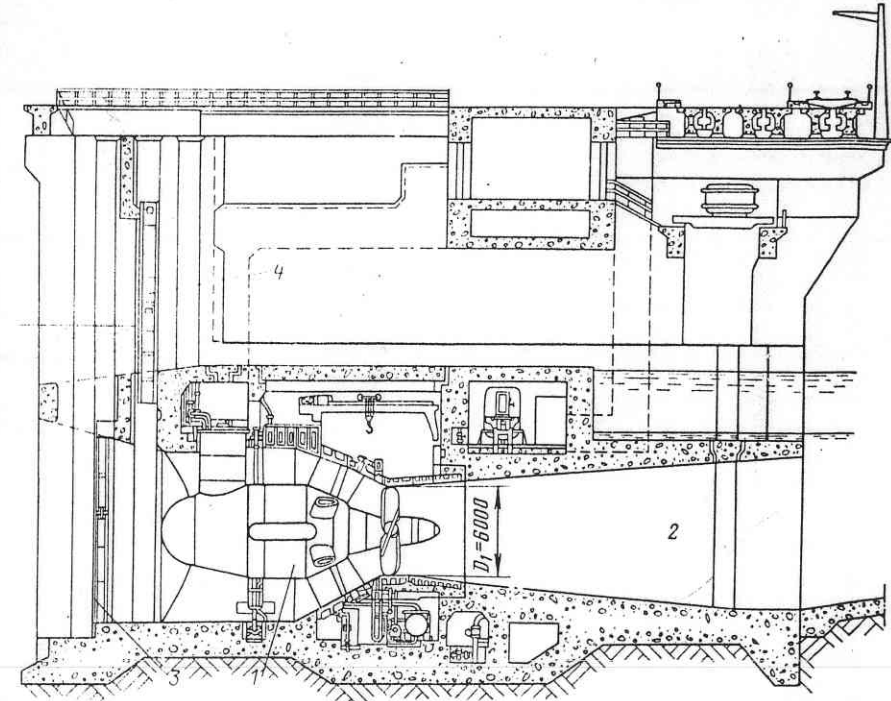


Рис. 3.9. Здание Киевской ГЭС с капсульными горизонтальными агрегатами

ГЭС (рис. 3.9): здесь 1 — капсульный агрегат (турбина и генератор); 2 — отсасывающая труба; 3 — решетка; 4 — затворы водослива для пропуска паводков. При использовании капсульных агрегатов поток на длине всего тракта имеет минимальные повороты и, что особенно важно, прямоосное движение без поворота в отсасывающей трубе (ср. с рис. 2.2 и 2.4). Это приводит к снижению гидравлических потерь и увеличению КПД турбины, особенно на больших расходах. В результате такие турбины развивают на 20—35% большую мощность, чем вертикальные того же размера.

Конструктивная схема капсульного агрегата дана на рис. 1.3, а общий вид крупнейшего капсульного агрегата с турбиной диаметром 7,5 м, изготовленного ЛМЗ, показан на рис. 3.10.

В горизонтальных агрегатах серьезной проблемой является обеспечение надежной работы подшипников, особенно турбинного (12), на который приходится большая радиальная нагрузка, вызываемая консольным размещением рабочего колеса. Поэтому стремятся по возможности приблизить центр тяжести рабочего колеса к подшипнику.

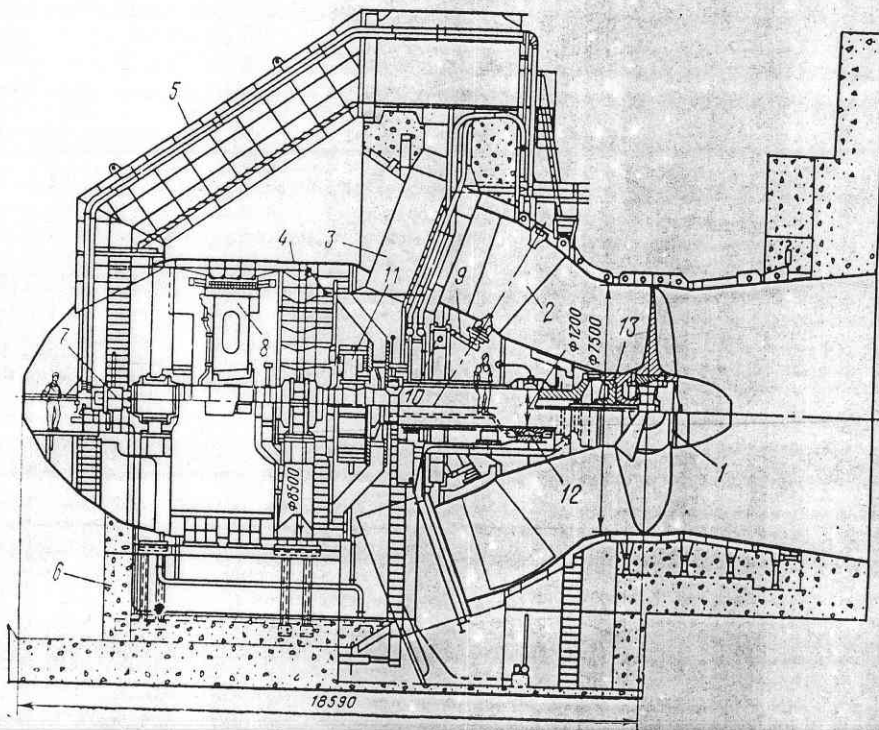


Рис. 3.10. Капсульный агрегат с турбиной диаметром 7,5.

1 — рабочее колесо; 2 — направляющие лопатки; 3 — опорные колонны; 4 — капсула; 5 — коммуникационная шахта; 6 — бетонная опорная тумба; 7 — маслоприемник; 8 — ротор генератора; 9 — рычаги лопаток; 10 — регулирующее кольцо; 11 — подпятник; 12 — подшипники вала турбины; 13 — корпус рабочего колеса

Существуют капсульные агрегаты, в которых между валами турбины и генератора устанавливается мультипликатор, повышающий частоту вращения ротора генератора в 5—10 раз по сравнению с турбиной. Это позволяет сократить размеры генератора и диаметр капсулы. Однако сам мультипликатор, представляющий собой шестеренчатую, соосную, планетарную передачу, является весьма сложным и дорогим элементом и используется при сравнительно небольшой мощности. Так, каскад станций с напорами 4—5 м на р. Мозель (ФРГ) оборудован капсульными агрегатами мощ-

ностью по 3,5—4,6 МВт с турбинами $D_1 = 4,6 \div 4,8$ м и мультипликаторами 87/750—67/750 об/мин.

Капсульный опытный агрегат мощностью 400 кВт с мультипликатором установлен в СССР на Кислогубской приливной ГЭС.

Особым видом горизонтального агрегата с осевой турбиной является так называемый прямоточный агрегат, отли-

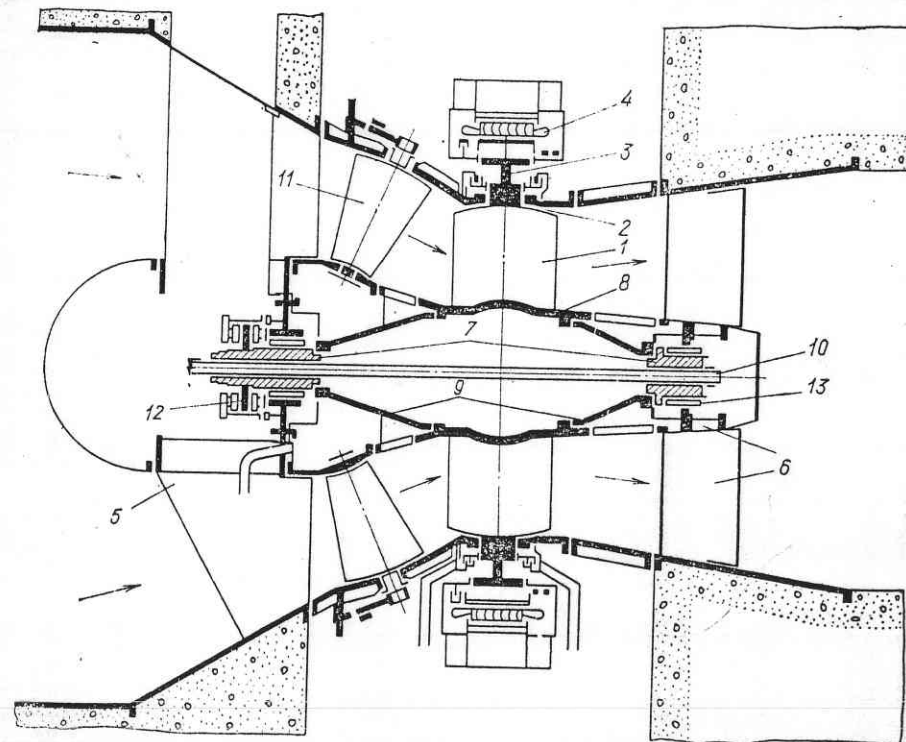


Рис. 3.11. Прямоточный агрегат страффо.

1 — лопасти рабочего колеса; 2 — обод рабочего колеса; 3 — обод ротора генератора; 4 — статор генератора; 5 и 6 — опорные колонны; 7 — цапфы вала; 8 — корпус; 9 — конечная вставка вала; 10 — натяжные стержни; 11 — направляющие лопатки; 12 — упорный и направляющий подшипник; 13 — направляющий подшипник

чие которого состоит в том, что ротор генератора насаживается на периферийные кромки рабочего колеса турбины.

Интересно, что идея такой конструкции была предложена еще в 1919 г., но только почти через 20 лет ее удалось осуществить, и затем в течение 15 лет фирма «Эшер-Висс» (Швейцария) выпустила около 70 прямоточных агрегатов небольшой мощности. В 1953 г. ЛМЗ изготовил прямоточные агрегаты с турбиной диаметром 3,3 м. Но из-за трудности надежно защитить генератор от попадания влаги прямоточные агрегаты не нашли применения. Однако в настоящее

время интерес к ним возродился. Разработан новый тип прямооточного агрегата, названный «страффло» (рис. 3.11), который уже установлен на некоторых низконапорных ГЭС. В 1983 г. намечается установка агрегатов страффло мощностью по 20 МВт с диаметром рабочего колеса 7,6 м на приливной электростанции в заливе Фанди (Канада).

3.3. ДИАГОНАЛЬНЫЕ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫЕ ТУРБИНЫ

Самые крупные диагональные турбины, разработанные ЛМЗ, ВНИИгидромах и МЭИ и изготовленные ЛМЗ, установлены на Зейской ГЭС. Эти турбины мощностью по 215 МВт работают в диапазоне напоров 74,5—97,3 м, имеют диаметр рабочего колеса 6,0 м (рис. 3.12 и 3.13).

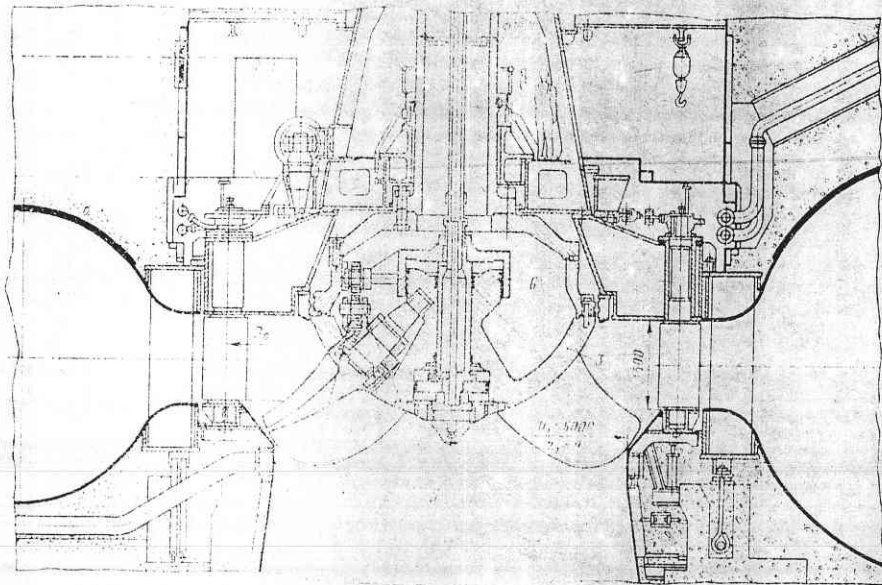


Рис. 3.12. Диагональная поворотно-лопастная турбина

Статор, направляющий аппарат и механизмы привода направляющих лопаток диагональных турбин такие же, как у осевых. Основное отличие состоит в форме и конструкции рабочего колеса и камеры рабочего колеса. Лопасти рабочего колеса 1 с цапфами 2 укреплены в корпусе сферической формы 3 под углом 45° к оси вращения колеса. На каждой цапфе имеется рычаг 4, который посредством шарового шарнира соединен с тягой 5, перемещаемой поршнем сервомотора 6, что приводит к одновременному повороту всех лопастей рабочего колеса на один и тот же угол. Диаметр корпуса довольно большой

и d_k может составлять 0,56—0,65 при числе лопастей 9—10. Однако у этих турбин корпус рабочего колеса не создает местного стеснения потока. Камера рабочего колеса 7 имеет сферическую форму, что обеспечивает возможность поддерживать малый размер зазоров между камерой и концами лопастей. Зазоры оказывают ощутимое влияние на энергетические показатели диагональных турбин и не должны превышать $1/1000D_1$ (желательно иметь еще меньшее их значение).

Характерный диаметр D_1 диагональной турбины определяется

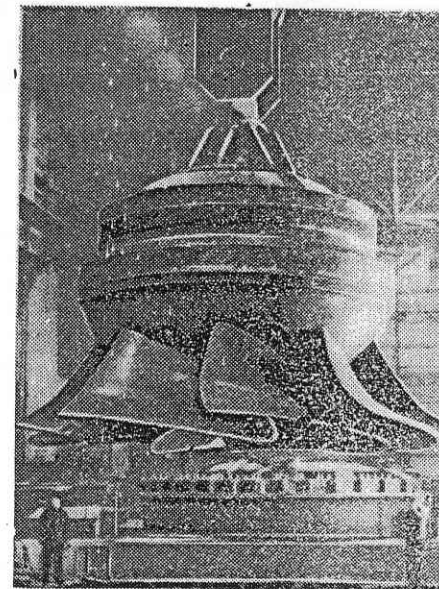


Рис. 3.13. Рабочее колесо диагональной поворотно-лопастной турбины Зейской ГЭС в процессе монтажа

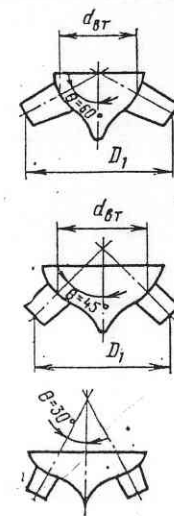


Рис. 3.14. Формы рабочих колес диагональных турбин

по пересечению осей поворота лопастей с камерой (рис. 3.12 и 3.14). Относительный минимальный диаметр камеры рабочего колеса (горловины) составляет $(0,95 \div 0,98) D_1$. Необходимо отметить, что если в осевых турбинах D_1 определяет наибольший диаметр рабочего колеса, то в диагональных диаметр по входным кромкам лопастей больше D_1 .

Диагональные турбины могут иметь не только различное число лопастей, но и различный угол θ (рис. 3.14). С ростом напора угол θ уменьшается. Соотношения приблизительно составляют: при напорах 40—80 м $\theta = 60^\circ$, при напорах 60—130 м $\theta = 45^\circ$, при напорах 120—200 м $\theta = 30^\circ$ (подробнее см. [19]).

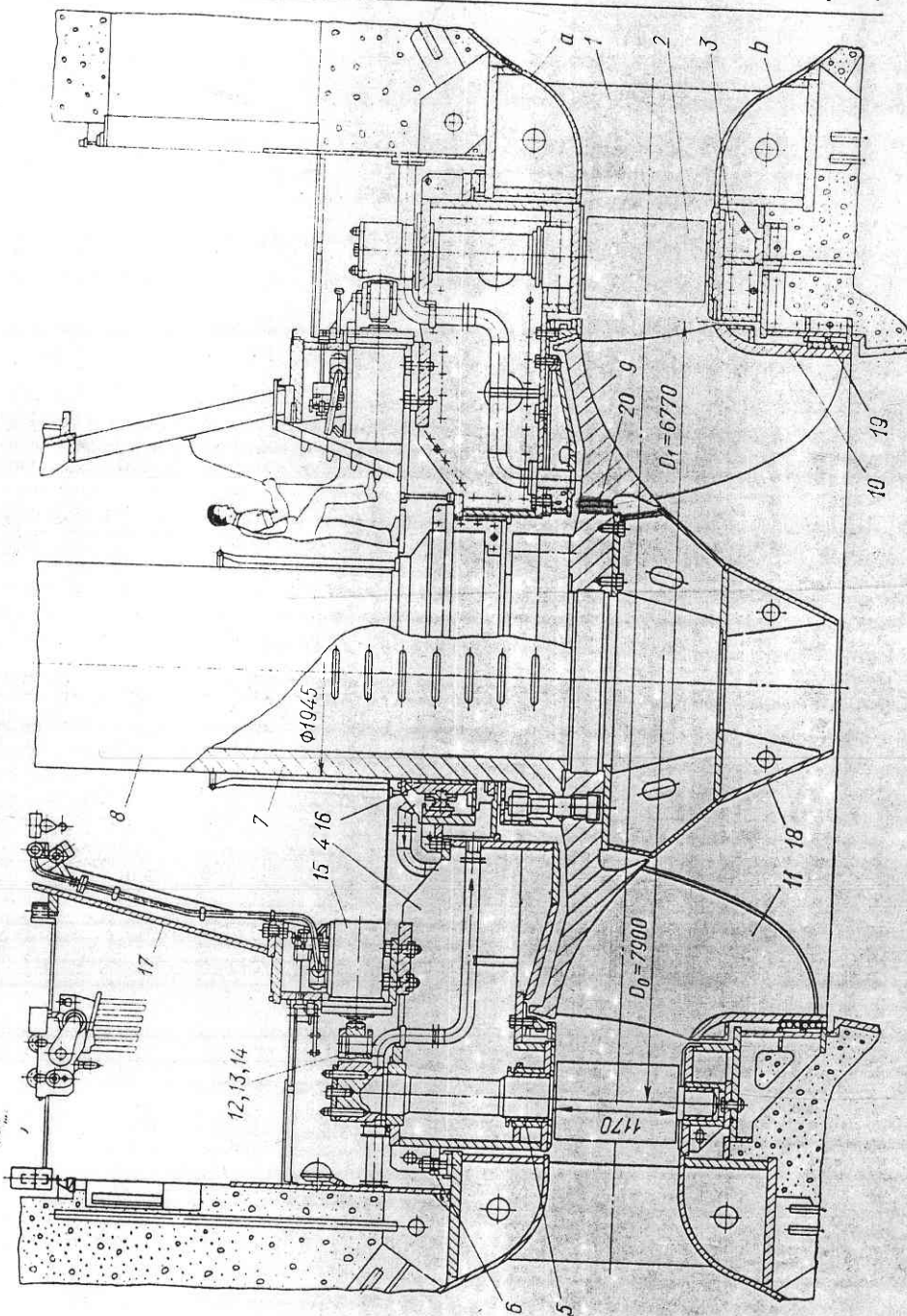


Рис. 3.15. Радиально-осевая турбина.

1 — колонны статора; 2 и 6 — верхний и нижний пояса статора; 3 — направляющие лопатки; 4 — крышка турбины; 5 — подшипники опор верхнего и нижнего пояса статора; 7 — фланец вала; 8 — вал; 9 — ступица рабочего колеса; 10 — обод рабочего колеса; 11 — лопасти рабочего колеса; 12, 13 и 14 — рычаги и тяги механизма привода; 15 — сервомоторы; 16 — уплотнение обода рабочего колеса; 17 — опора подшипника; 18 — отверстие; 19 — уплотнение; 20 — разгрузочное отверстие.

3.4. РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫЕ ТУРБИНЫ

Конструкцию радиально-осевых турбин рассмотрим на примере созданной ЛМЗ турбины Саяно-Шушенской ГЭС (рис. 3.15) с диапазоном напоров 175—220 м, имеющей следующие параметры: мощность 650 МВт при расчетном напоре 194 м (мощность может достигать 735 МВт при напоре 212 м и выше), диаметр рабочего колеса $D_1 = 6,77$ м, частота вращения $n = 136,4$ об/мин.

Подводящая часть состоит из турбинной спиральной камеры (на чертеже не показана) со стальной облицовкой, приваренной к мощным верхнему и нижнему стальным поясам статора a и b , и колонн статора 1. Направляющий аппарат состоит из лопаток 2, цапфы которых имеют опоры с втулками в кольце 3, укрепленном на нижнем поясе статора, и в подшипниках 5, укрепленных в крышке турбины 4. Крышка крепится болтами 6 к верхнему поясу статора.

Механизм привода и поворота лопаток направляющего аппарата аналогичен применяемому в осевых и диагональных турбинах и состоит из рычагов 12, насаженных на верхний конец цапф направляющих лопаток, шарниров и тяг 13 и 14, а также сервомоторов 15.

Уплотнение направляющего аппарата, обеспечивающее минимум протечек при полном закрытии, достигается уменьшением торцевых зазоров, плотным прилеганием лопаток, применением резиновых или обработанных металлических уплотняющих прокладок (из нержавеющей стали).

Рабочее колесо состоит из ступицы 9, обода 10 и лопастей 11. Лопасти, ступица и обод представляют собой единую жесткую конструкцию. Ступицей рабочее колесо крепится к нижнему фланцу 7 вала 8 наружным диаметром 1,945 м. К ступице прикреплен обтекатель 18, предназначенный для устранения вихревой зоны в потоке.

Рабочее колесо радиально-осевой турбины является цельным, неразъемным. Такое цельное колесо можно транспортировать железной дорогой, если его диаметр не превосходит 4,75 м; при большем диаметре колесо можно доставлять водным транспортом (так осуществлялась доставка турбин на Саяно-Шушенскую ГЭС) или делать колеса разъемными и собирать их на месте. Например, рабочие колеса турбин Братской ГЭС диаметром 5,5 м были изготовлены на заводе в виде двух половин и сварены на месте.

Уплотнение рабочего колеса. Давление в потоке перед рабочим колесом высокое, а за колесом низкое, и часто в области низкого давления возникает даже вакуум. Следовательно, при работе турбины часть воды может бесполезно протекать через зазоры между вращающимися и неподвижными элементами, что будет снижать ее КПД. С целью уменьшения этих протечек пред-

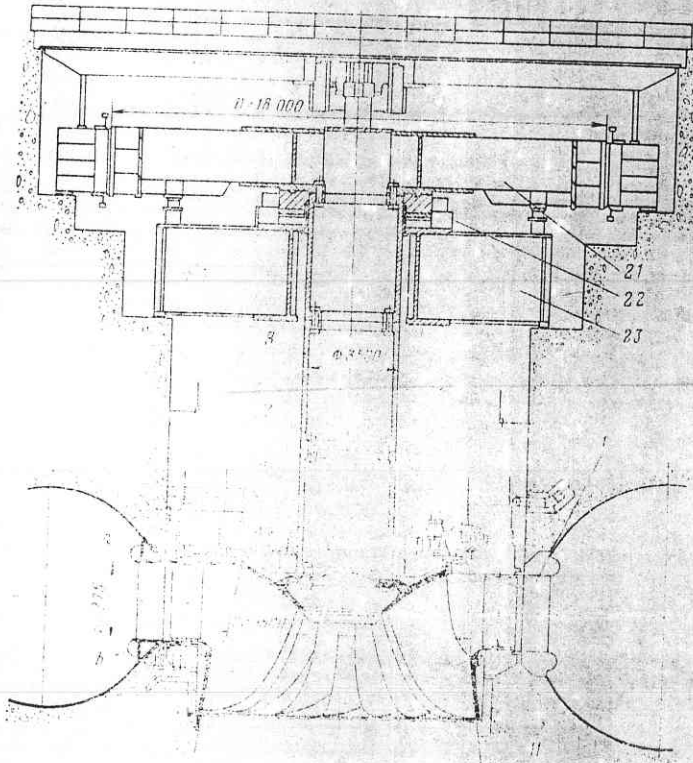


Рис. 3.16. Агрегат ГЭС Гранд Кули

усматриваются специальные уплотнения. В турбине на рис. 3.15 на ободке установлены так называемые щелевые уплотнения 19, работа которых основывается на создании малого зазора между вращающейся и неподвижной деталью (1,5—2,5 мм). Иногда с целью повышения коэффициента сопротивления делаются еще и уширенные канавки. При очень высоких напорах применяют лабиринтное уплотнение (см. рис. 3.17).

Уплотнение на ступице рабочего колеса необходимо при наличии разгрузочных отверстий 20. Эти отверстия, сообщая полость над ступицей рабочего колеса с областью пониженного давления под колесом, снижают гидродинамические нагрузки, создающие осевое уси-

лие, воспринимаемое подпятником. На рис. 3.15 ступица имеет щелевые уплотнения, а на рис. 3.17 — лабиринтные.

Крышка турбины 4 представляет собой мощную сварную конструкцию, воспринимающую большие нагрузки от направляющих лопаток от давления воды, а также от опоры подпятника 17. На крышке укреплен направляющий подпятник турбины 16.

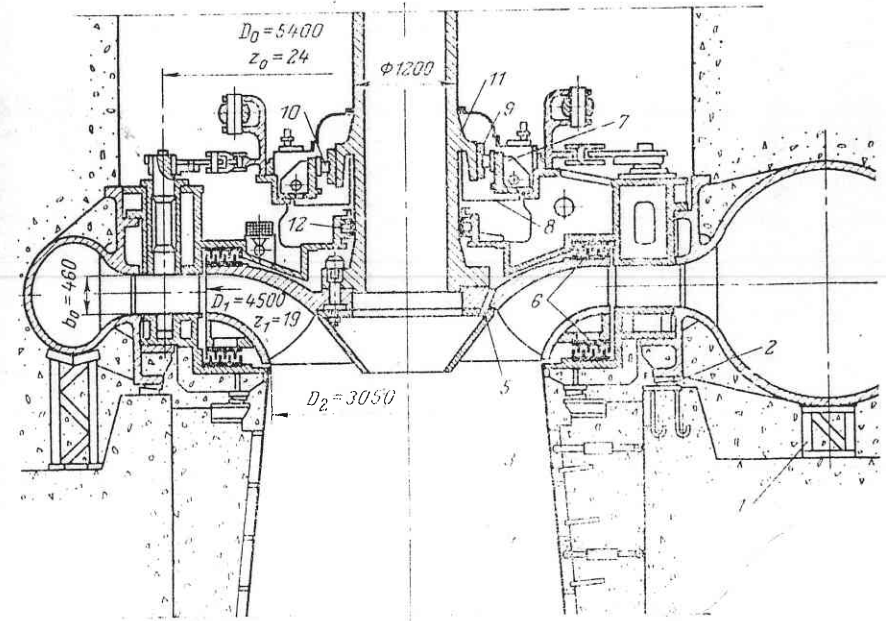


Рис. 3.17. Турбина Ингурской ГЭС

1, 2, 3, 4 — монтажные элементы: соответственно тумбы, клинья, стальная облицовка отсылающей трубы с анкерами, стяжные талрепы; 5 — разгрузочные отверстия; 6 — лабиринтные уплотнения рабочего колеса; 7—10 — элементы турбинного подшипника с масляной смазкой; 11 — вал с опорной частью у подшипника; 12 — уплотнение против протечки воды

Турбины ГЭС Гранд Кули (США, фирма «Аллис Чалмерс») имеют уникальные параметры. На рис. 3.16 показан вид агрегата этой станции с радиально-осевой турбиной мощностью 700 МВт при напоре 87 м (соответствующие детали обозначены теми же позициями, что на рис. 3.15). Диапазон изменения напоров 67—108 м, диаметр рабочего колеса 9,5 м, частота вращения 85,7 об/мин. Генератор с опорой подпятника 22 на мощной крестовине 23 имеет диаметр ротора 21 около 18 м. Вал агрегата 8 трубчатый, внешний диаметром 3,5 м, состоит из трех частей длиной по 4,5 м, соединенных внутренними фланцами 7. Кольцевые пояса статора *a* и *b* сильно развиты и имеют полукруглые направляющие, что позволяет упростить изготовление и сократить ширину турбинной камеры.

Турбины Ингурской ГЭС (рис. 3.17) представляют собой типичный пример высоконапорных радиально-осевых турбин. Они разработаны и созданы ХТГЗ и при расчетном напоре 325 м развивают мощность около 250 МВт. Максимальный напор 404 м. Частота вращения 250 об/мин. Следует отметить, что увеличение напора привело к существенному изменению формы проточного тракта. Уменьшилась относительная высота направляющего аппарата: здесь $b_0 = 0,45/4,5 = 0,1$; на рис. 3.15 для напора около 200 м $b_0 = 0,17$ и на рис. 3.16 для напора около 90 м $b_0 = 0,29$. Сократился выходной диаметр рабочего колеса: на рис. 3.17 $\bar{D}_2 = D_2/D_1 = 3050/4500 = 0,68$; на рис. 3.15 $\bar{D}_2 \approx 1,0$; на рис. 3.16 $\bar{D}_2 = 1,06$.

3.5. КОВШОВЫЕ ТУРБИНЫ

Конструктивные формы ковшовых турбин в значительной степени зависят от общего числа сопл, т. е. числа действующих струй. Увеличение числа струй приводит к соответственному увеличению мощности турбины при сохранении диаметра рабочего колеса. Наи-

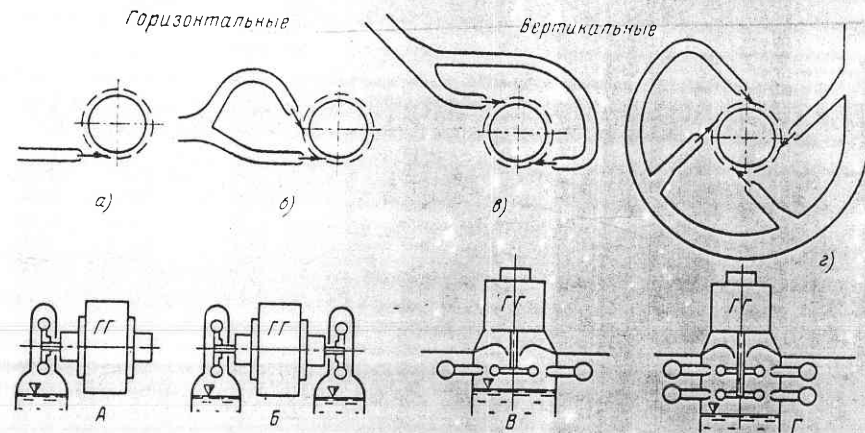


Рис. 3.18. Конструктивные формы ковшовых турбин

более распространенные конструктивные формы ковшовых турбин показаны на рис. 3.18. По положению вала все турбины делятся на две группы: горизонтальные и вертикальные. Возможен подвод различного числа струй на рабочее колесо. В горизонтальных турбинах используются схемы с одной струей (а) и с двумя струями (б), которая требует специальную форму разветвления водовода. В вертикальных турбинах, применяя охватывающий (спиральный) водовод, легко осуществить различное число отводов и струй, например две (в), четыре (г), шесть, а иногда и нечетное их

число. Турбина может иметь одно или два рабочих колеса. В горизонтальных агрегатах турбины с одним (А) и с двумя (Б) рабочими колесами используются часто (здесь ГГ — гидрогенератор). В вертикальных агрегатах, как правило, используется турбина с одним рабочим колесом (В), но принципиально возможна установка и двух рабочих колес (Г).

Создание ковшовых турбин связано с целым рядом трудностей. Одной из них является конструкция рабочего колеса и, в частности, система крепления лопастей. Проще изготовить каждую лопасть отдельно, а затем укрепить их на диске — ступице. Однако лопасти у ковшовых турбин работают в очень тяжелых условиях. В отличие от реактивных турбин, у которых нагрузка, воспринимаемая лопастями рабочего колеса от потока, в процессе вращения практически не меняется, в ковшовых турбинах лопасть нагружается максимальным усилием от давления воды только, когда она проходит через струю, а затем нагрузка снимается. Таким образом, лопасти работают в условиях резко переменной нагрузки, которая вызывает усталостные явления в металле и способствует расшатыванию, расслаблению креплений.

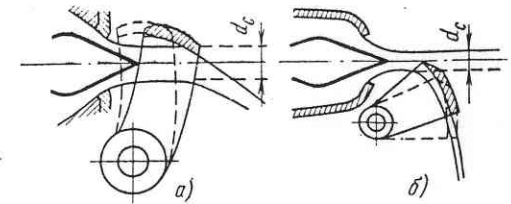


Рис. 3.19. Работа дефлекторов

Имеется много различных конструкций разъемных креплений лопастей с помощью болтов, шпилек, зажимных колец и других приспособлений.

В последние десятилетия стали применять неразъемные цельнолитые и сварно-литые рабочие колеса, чему способствовал прогресс в технике отливки и сварки легированных сталей. Цельнолитое рабочее колесо ковшовой турбины диаметром 2,69 м показано на рис. 2.8. Иногда отливают вместе группу лопастей, и тогда обод колеса собирают из 3—6 частей.

Вода к ковшовым турбинам подводится по длинным напорным водоводам, для которых существенное значение могут иметь дополнительные нагрузки, вызываемые гидравлическим ударом, возникающим при быстром закрытии сопла и уменьшении расхода.

В ковшовых турбинах можно временно снизить мощность и без закрытия сопла, т. е. без уменьшения расхода. Для этого нужно отвести струю от лопастей. Такое воздействие на струю осуществляется дефлектором, выполненным либо в форме отклонителя (рис. 3.19, а), либо отсекающей струи (рис. 3.19, б), который устанавливается непосредственно за соплом. Отклонитель меняет направление всей струи в зависимости от размера его хода.

Устройство действует следующим образом. Когда требуется очень быстро уменьшить мощность, развиваемую турбиной, подается

импульс и дефлектор быстро (за 2—3 с) смещается, что приводит к требуемому уменьшению мощности. Расход при этом сохраняется. Одновременно подается импульс на закрытие иглы, но она движется медленно и соответственно медленно изменяется пропускной расход, что исключает возникновение большого гидравлического удара (время полного хода иглы на закрытие 20—40 с). По мере закрытия иглы дефлектор выводится из струи и система приводится в положение нормальной работы (дополнительно см. [65]).

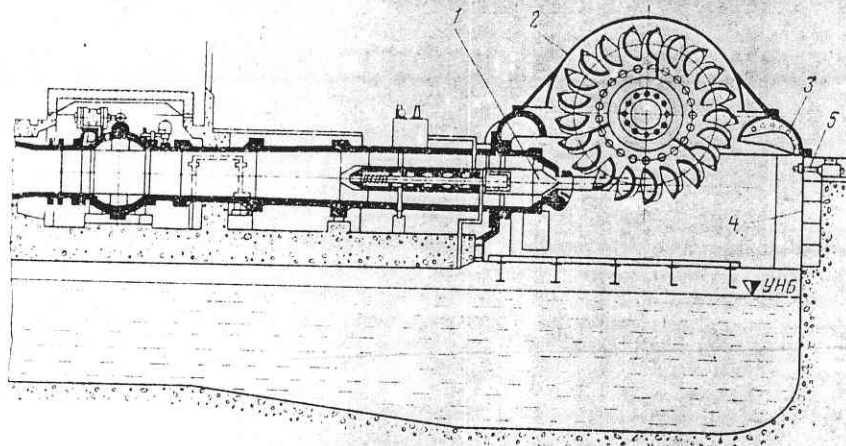


Рис. 3.20. Ковшовая турбина ГЭС Чимего

В СССР построено всего несколько ГЭС с ковшовыми турбинами, поэтому и производство этих турбин ограничено. Для Татевской ГЭС ЛМЗ были созданы вертикальные шестисопловые ковшовые турбины мощностью по 54,6 МВт, с диапазоном напоров 576—538 м и частотой вращения 500 об/мин. Рабочее колесо сварно-литое из нержавеющей стали диаметром $D_1 = 1,86$ м (см. рис. 2.6) имеет 20 лопастей. Диаметр сопла 200 мм.

На рис. 3.20 показана горизонтальная ковшовая турбина ГЭС Чимего (Италия) мощностью 110 МВт (напор 721 м, $D_1 = 3,5$ м, $n = 300$ об/мин, $d_c = 0,31$ м, два рабочих колеса, форма В (рис. 3.18)). Здесь применена так называемая прямоточная игла 1 с встроенным (капсульным) механизмом привода (см. рис. 4.8, б). Такая конструкция позволяет осуществить прямой подвод воды к соплу без поворота, что способствует повышению плотности и устойчивости струи и увеличению КПД турбины. Капсульный привод регулирующих игл получил широкое распространение, он применен и в турбинах Татевской ГЭС.

Турбины ГЭС Чимего имеют кожух 2, закрывающий рабочее колесо, причем особое внимание обращается на отражатель 3, который должен препятствовать захвату воды и забросу ее в верхнюю

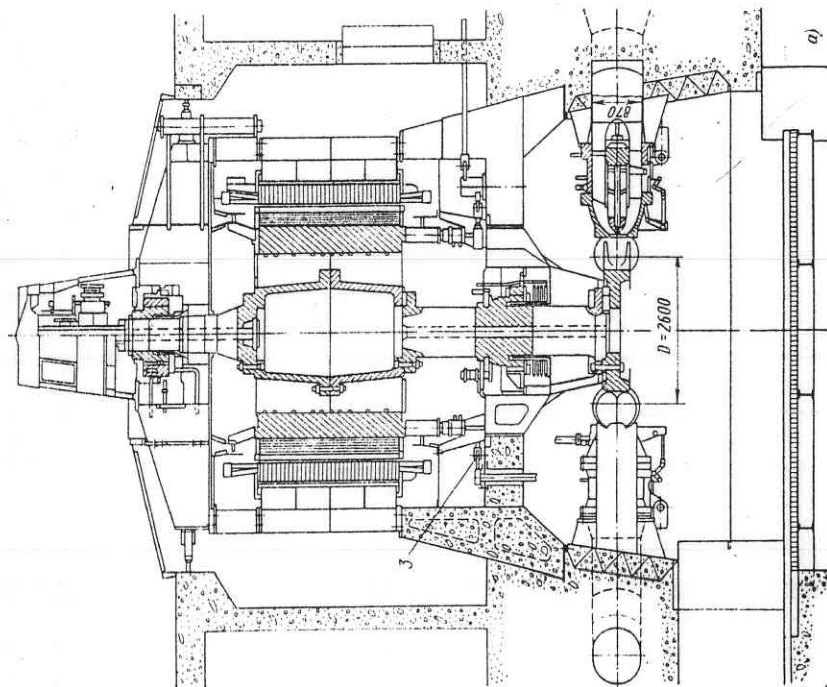
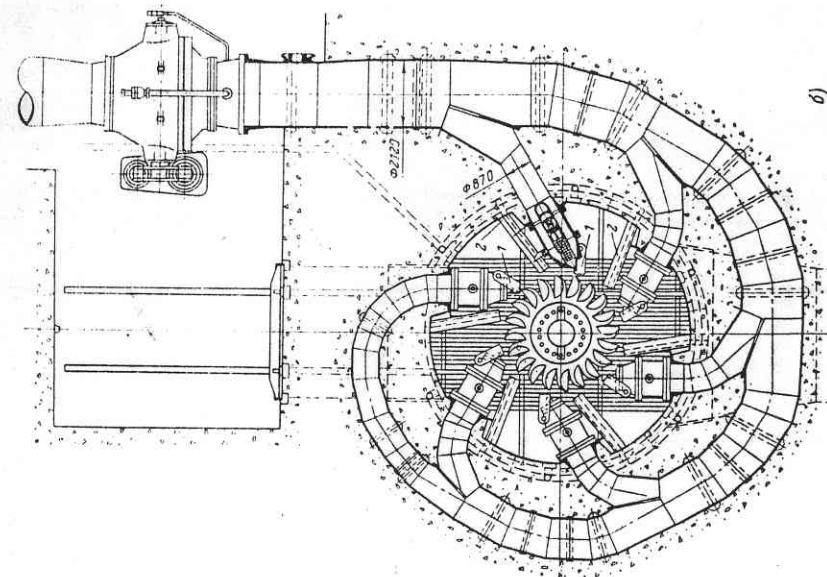


Рис. 3.21. Вертикальный агрегат с ковшовой турбиной ГЭС Сестримо

часть, что создает дополнительные потери. Против каждого сопла должен находиться мощный стальной щит 4, который воспринимает на себя удар струи при действии дефлектора. Чтобы при необходимости ускорить остановку турбины, предусмотрено небольшое тормозное сопло 5, в которое может подаваться вода из трубопровода.

На рис. 3.21 показан современный вертикальный агрегат, установленный на ГЭС Сестримо (Болгария), с ковшовой турбиной, изготовленной заводом ЧКД Бланско (ЧССР). Это шестисопловая турбина мощностью 135,8 МВт, работающая в диапазоне напоров 501—539 м, имеющая цельнолитое рабочее колесо, $D_1 = 2,69$ м, $n = 333,3$ об/мин, с прямоточным (капсульным) приводом регулирующих игл. Здесь 1 — дефлекторы — отсекатели струи и 2 — щиты, воспринимающие удар струи. Управление дефлекторами осуществляется сервомотором с помощью валов, рычагов и тяг 3. Следует обратить внимание на довольно большие габариты в плане подводящего распределительного водовода, максимальная скорость в нем до капсул составляет около 8 м/с.

3.6. ТУРБИНЫ МАЛЫХ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Малыми ГЭС называются станции мощностью от нескольких десятков кВт до 5000—10 000 кВт (установки меньшей мощности называются микроГЭС), их строительству в настоящее время во многих странах уделяется значительное внимание. На малых ГЭС устанавливаются агрегаты с турбинами описанных выше видов диаметром от 35 до 160—225 см. С целью удешевления часто используются упрощенные конструкции таких турбин.

На рис. 3.22, а показан агрегат фирмы «Фойт» с радиально-осевой турбиной, установленной в открытой камере, рассчитанной на расход до 30 м³/с, и на рис. 3.22, б — горизонтальный агрегат с осевой «трубчатой» турбиной, имеющей S-образную отсасывающую трубу, рассчитанной на расход до 60 м³/с. В обоих агрегатах для напоров до 10—15 м вал турбины соединяется с валом генератора через повышающую шестеренчатую передачу. При больших напорах могут использоваться горизонтальные радиально-осевые турбины с фронтальной камерой и коленчатой отсасывающей трубой (см. рис. 6.1, б).

При напорах до 10 м находят применение и так называемые двукратные турбины (турбины Банки). Эти турбины (рис. 3.23, а) имеют цилиндрическое рабочее колесо с горизонтальной осью, установленное выше уровня нижнего бьефа. Вода на рабочее колесо поступает в виде струи прямоугольного сечения и дважды протекает через лопасти (отсюда название «двукратная»). Регулирование мощности производится поворотным козырьком-затвором. Эти турбины относятся к классу активных, и их достоинством является простота устройства и изготовления, хотя КПД несколько ниже, чем у реактивных турбин, отчасти из-за потери напора за счет высоты установки.

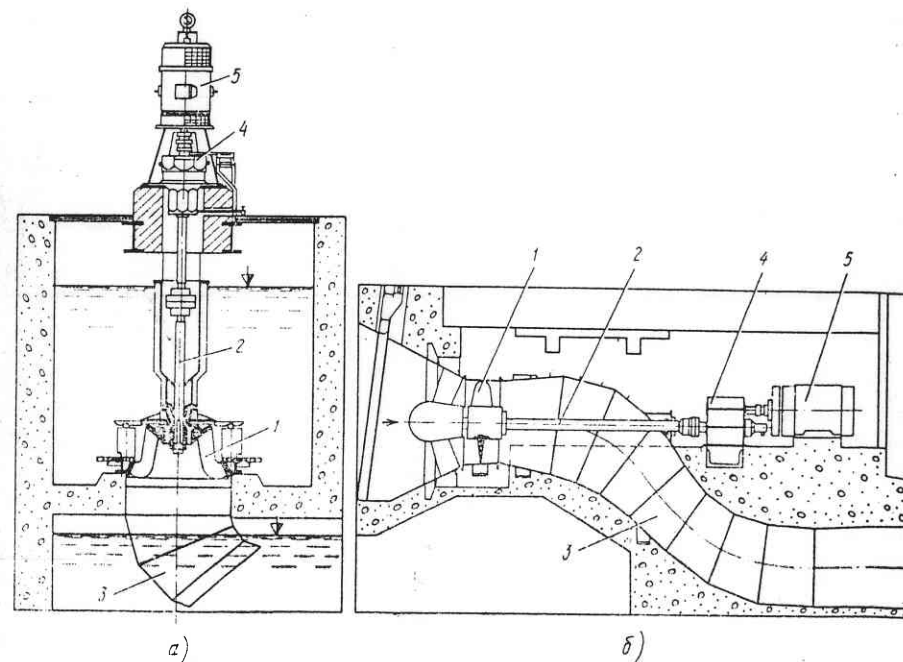


Рис. 3.22. Реактивные турбины малых ГЭС:

1 — рабочее колесо; 2 — вал турбины; 3 — отсасывающая труба; 4 — шестеренчатая передача; 5 — генератор

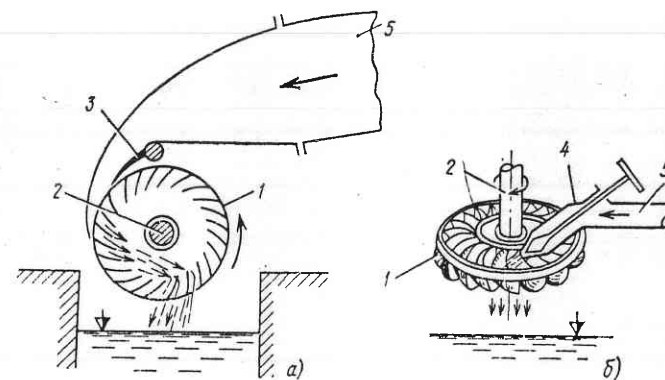


Рис. 3.23. Активные турбины малых ГЭС:

1 — рабочее колесо; 2 — вал; 3 — регулирующий затвор; 4 — сопло с регулирующей иглой; 5 — трубопровод

Другим видом активных турбин, который может использоваться на малых ГЭС при больших напорах, являются наклонные струйные турбины (турбины Тюрго). Они (рис. 3.23, б) отличаются от ковшовых турбин тем, что рабочее колесо имеет большое число лопастей, на которые натекает струя, выбрасываемая из сопла под углом к оси вращения колеса.

3.7. ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ

Вал турбины вертикального агрегата воспринимает нагрузку в виде крутящего момента, передаваемого от рабочего колеса ротору генератора, и в виде осевых сил, определяемых весом вращающихся частей (рабочее колесо) и гидродинамическими осевыми усилиями на рабочее колесо от потока воды. Таким образом, вал в основном работает на кручение и растяжение. В горизонтальных агрегатах вал дополнительно воспринимает и нагрузку от изгибающего момента.

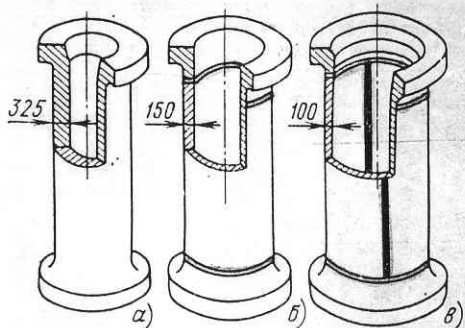


Рис. 3.24. Конструкции валов

Валы могут быть составными, тогда вал турбины и вал генератора жестко соединяются фланцем (см. рис. 1.2 и 1.4). В некоторых случаях агрегат имеет [redacted] (см. рис. 3.12 и 3.15). Валы турбин всегда делают полыми. Изготавливаются валы либо цельноковаными вместе с фланцами (рис. 3.24, а), либо сварно-литыми (рис. 3.24, б): цилиндрическая часть вала осуществляется в виде поковки из отливки, а литые или кованые фланцы привариваются к цилиндрической части; либо цельносварными (рис. 3.24, в): основная часть вала сваривается из двух полуцилиндров («корыт»), изготовленных из толстых листов проката путем изгиба, а затем к ней привариваются фланцы. Наибольшее распространение получили первые две конструкции, но [redacted] валы применяются [redacted] только небольших диаметрах (менее 1400 мм).

Ориентировочно внешний диаметр вала D_n , мм, вертикальных агрегатов можно определить по формуле

$$D_n = 105 (N/n)^{0,35}, \quad (3.5)$$

где N — номинальная (расчетная) мощность турбины, кВт; n — частота вращения, об/мин. Имеется [redacted] ряд диаметров [redacted] которые от 600 до 1000 мм идут через 50 мм, а для больших значений — через 100 мм.

Подшипники турбин входят в состав системы опор вращающихся частей агрегата. Вертикальные турбины имеют направляющий подшипник, воспринимающий радиальные нагрузки, которые могут вызываться несимметрией потока в пределах рабочего колеса, а также неидеальной балансировкой вращающихся частей.

В турбинах применяют два вида подшипников: с масляной и с водяной смазкой. Подшипники с водяной смазкой, в которых рабочей парой является сталь и резина, видны на рис. 3.1, 3.7 и 3.15.

Основными деталями подшипника с водяной смазкой (рис. 3.25) являются корпус подшипника 1, который центрируется распорными болтами 2 и крепится в крышке турбины 3, и вкладыши 4, представляющие собой обрезиненные с помощью вулканизации, изогнутые по окружности стальные пластины (сегменты). Толщина слоя резины около 20 мм, причем на ее поверхности, прилегающей к валу, делаются продольные канавки с целью обеспечения лучшего поступления воды в зазор между трущимися частями.

В месте расположения подшипника вал защищают от коррозии рубашкой 5 из нержавеющей стали. Подача воды к подшипнику производится по трубопроводу в верхнюю ванну 6, укрепленную на корпусе подшипника. Ответственной частью являются уплотнения ванны. На рис. 3.25 показано разработанное ХТГЗ и получившее распространение торцевое резиновое уплотнение (узел 1), состоящее из кольца 7, насаженного на вал, нижняя часть которого сделана из нержавеющей стали, и гибкого резинового кольца 8, укрепленного на крышке ванны. За счет давления воды резиновое кольцо прижимается к стальному кольцу и уплотняет зазор. Кроме того, предусматриваются еще и ремонтные уплотнения 9, которые запираются во время ремонта подшипника. Это уплотнение особенно важно при установке турбины с большим заглублением под уровень нижнего бьефа.

Преимуществами подшипников с водяной смазкой являются их простота, отсутствие необходимости защищать их от попадания воды со стороны рабочего колеса турбины во время работы, их надежность и долговечность. Однако последнее обеспечивается только при непрерывной подаче смазочной воды с давлением не ниже 0,15—0,20 МПа и при условии отсутствия в воде абразивных частиц (содержание массы твердых частиц в воде, поступающей в подшипник, не должно превышать 0,1 г/л). В подшипнике вода не только оказывает смазывающее действие (коэффициент трения между валом и вкладышами в зависимости от удельного давления и окружной скорости составляет 0,05—0,005), но и служит для охлаждения, что особенно важно, поскольку резина имеет малую теплопроводность. Поэтому при прекращении подачи воды температура вкладышей очень быстро поднимается и они могут выйти из строя.

Подшипник с жидкой масляной смазкой (самосмазывающийся) виден на рис. 3.17 (7—10). Основными деталями подшипника (рис. 3.26) являются корпус 1 и поддон 2, закрепленные на крышке

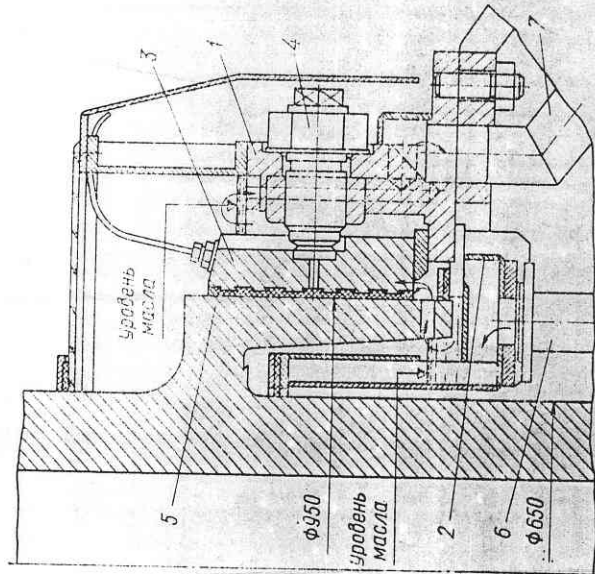


Рис. 3.26. Подшипник с жидкой масляной смазкой

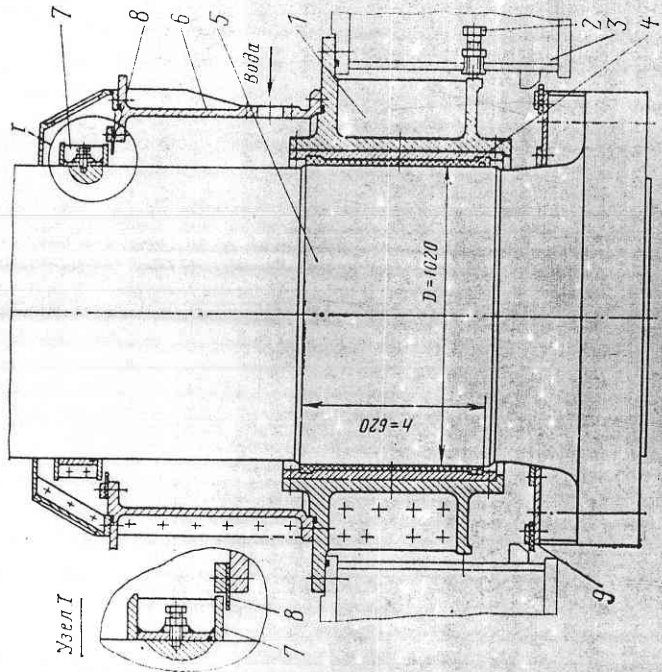


Рис. 3.25. Подшипник с резиновыми вкладышами и водной смазкой

турбины, и залитые баббитом¹ колodки 3, которые опорными болтами 4 прижимаются к направляющему поясу вала 5. Подшипник заполнен маслом («турбинное»), что обеспечивает надежную смазку. Для поддержания температуры масла в допустимых пределах предусматривается его охлаждение за счет циркуляции масла через расположенную на крышке турбины полость, обтекаемую водой при работе турбины. Масло циркулирует под действием центробежной силы по направлению, показанному стрелками, по трубам 6 и 7, соединенными с полостью охлаждения (на рисунке не показана). Иногда охлаждение масла осуществляется с помощью трубчатых змеевиков (расположенных в ванне подшипника), по которым протекает вода. При применении масляного подшипника чрезвычайно ответственным элементом является уплотнение (12 на рис. 3.17), которое не должно допускать попадания воды в подшипник.

Подшипники с жидкой масляной смазкой применяются, когда это обосновано условиями эксплуатации и конструкции турбины, а также, когда трудно обеспечить подачу чистой воды для смазки.

3.8. РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИЙ ТУРБИН

Гидравлические двигатели, по всей видимости, были первыми механическими двигателями, изобретенными и использованными человеком. Это были различного вида водяные колеса: верхненаливные, средненаливные, нижнебойные и другие, которые применялись очень долго, вплоть до середины XIX в., а кое-где они работают и сейчас. Иногда эти машины-сооружения достигали удивительно больших размеров и развивали огромную по тому времени мощность. Например, средненаливное колесо Кренгольмской мануфактуры на р. Нарве имело диаметр 9,15 м, ширину 7,6 м и развивало мощность 450 л. с. Оно работало до 1874 г. Диаметр водяных колес, построенных К. Д. Фроловым в 1765—1787 гг. на заводах Урала и Алтая, достигал 16—19 м. Основным недостатком этих машин являлась их громоздкость и тихоходность — число оборотов составляло 4—10 в мин.

Гидравлические машины, действующие за счет реакции жидкости, — гидротурбины созданы сравнительно недавно. В 50-х годах XVIII в. Л. Эйлер, исследуя появившиеся в то время колеса Сегнера, разработал теоретические основы действия реактивных гидравлических машин, которые имеют большое значение и в настоящее время. Однако первые пригодные для практического использования турбины были созданы во Франции Фурнейроном в 1827—1834 гг., а в России — Н. Е. Сафоновым в 1837 г. Это были центробежные турбины с неподвижными направляющими лопатками, в которых вода двигалась от центра к периферии.

Далее прогресс водяных турбин идет довольно быстро. В 1847—1849 гг. английский инженер Френсис, работавший в США, конструктивно усовершенствовал реактивную турбину, поместив направляющий аппарат так, что он охватывал рабочее колесо и поток двигался от периферии к центру (центростремительная турбина). Такая схема оказалась очень удобной и широко применяется до настоящего времени. Направляющий аппарат с поворотными направляющими лопатками был предложен

¹ Баббит — сплав, в который входят олово, свинец, сурьма, медь; коэффициент трения пары сталь—баббит 0,01—0,005 при совершенной смазке.

проф. Финком только в 1880 г. В этом же году Пелитоном была изобретена ковшовая турбина, но регулирование расхода с помощью плы было запатентовано Доблем только в 1900 г.

Процесс совершенствования турбин продолжается и в XX в. Наибольшее значение имело изобретение Виктора Каптана (Чехословакия), который в 1913 г. предложил систему поворотно-лопастной турбины с двойным регулированием, позволяющую удвоить энергетические показатели, и в 1917 г. получил на нее патент. Первая поворотно-лопастная турбина Каптана диаметром 0,6 м была пущена 26 марта 1919 г. на установке в Вельме (напор 3 м). Значительные преимущества поворотно-лопастных турбин Каптана перед турбинами Френсиса, особенно при малых напорах, способствовали быстрому их совершенствованию и широкому распространению.

Для строительства низконапорных установок большое значение имело создание в 50-х годах горизонтальных капсульных агрегатов с осевыми турбинами. Первоначально в этой области много было сделано во Франции в связи с планами строительства крупных приливных электростанций (ПЭС). Капсульные агрегаты мощностью по 10 МВт установлены на ПЭС Ранс. В последующие годы большие работы были проведены в СССР, в результате чего были созданы крупные капсульные агрегаты, установленные на ряде ПЭС. ЛМЗ разработал и выпустил самые мощные в мире капсульные агрегаты по 40 МВт с турбинами диаметром 7,5 м.

В 1950 г. проф. В. С. Квятковский (СССР) предложил использовать новый вид поворотно-лопастных турбин — диагональных, а в 1952 г. в Великобритании аналогичное предложение было сделано Дерризом. Эти турбины благодаря преимуществам двойного регулирования получают все большее распространение. Первая диагональная поворотно-лопастная гидромашинка была пущена в 1957 г. на ГАЭС Адам-Бек в Канаде. В СССР опытная диагональная турбина была пущена на Бухтарминской ГЭС в 1965 г. (мощность 77 МВт, напор 61 м), а в 1975 г. на Зейской ГЭС введены в эксплуатацию самые мощные в мире диагональные турбины (мощность 215 МВт, напор 87 м, диаметр 6 м).

Начиная со второй половины XIX в. производство турбин быстро развивается. Создаются фирмы, которые выпускают турбины: это «Фойт» в Австрии и Германии, «Эшер-Висс» и «Шарм» в Швейцарии, «Рива» в Италии, КМВ и «Нохаб» в Швеции, «Аллис-Чалмерс» в США, «Хитачи» и «Тошиба» в Японии, «ЧКД Бланско» в ЧССР, «Нейрлик» во Франции. В России производство турбин было весьма ограниченным (имелся завод Г. Пирвица) и лишь после Великой Октябрьской социалистической революции начала быстро развиваться индустрия гидротурбостроения. Сейчас советское гидротурбостроение, ведущими предприятиями которого являются ПО Ленинградский металлический завод и Харьковский турбинный завод имени С. М. Кирова, занимает передовое место в мире.

Глава 4

МЕХАНИЗМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ ТУРБИН

4.1. МЕХАНИЗМЫ ПРИВОДА НАПРАВЛЯЮЩИХ ЛОПАТОК

Механизм привода должен обеспечить одинаковую установку всех направляющих лопаток (одинаковые значения α_0) при любых открытиях — от $\alpha_0 = 0$ до $\alpha_0 = \alpha_{\max}$ (см. рис. 2.3).

Наиболее широко применяющаяся принципиальная схема механизма привода направляющих лопаток показана на рис. 4.1. На верхний конец направляющих лопаток, выступающих над крышкой турбины, насажены рычаги 1, которые посредством серег и тяг 2 соединены с регулирующим кольцом 3 (на рис. 3.3 поз. 7—9). Эти три элемента и представляют основное звено механизма привода. На рис. 4.1, а механизм показан в положении полного закрытия. Если регулирующее кольцо поворачивается против часовой стрелки, то все рычаги будут поворачиваться на один и тот же угол, а с ними и направля-

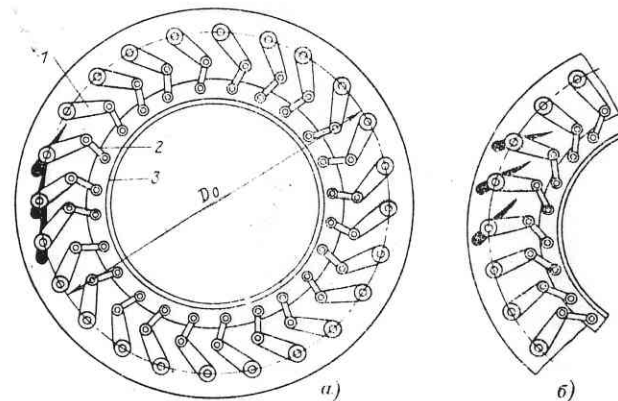


Рис. 4.1. Схема механизма привода направляющих лопаток

ющие лопатки — и турбина будет открываться. На рис. 4.1, б положение элементов механизма дано при полном открытии. Таким образом, для изменения мощности турбины нужно поворачивать регулирующее кольцо.

Чтобы предотвратить повреждение направляющих лопаток или механизма привода в случае, когда при закрытии лопаток между ними застрянет какой-либо твердый предмет, попавший с водой, предусматриваются заранее ослабленные звенья, срезные пальцы, разрывные болты и др.

Сервомоторы направляющего аппарата предназначены для перемещения регулирующего кольца и изменения открытия направляющих лопаток для регулирования мощности турбины. Поскольку при этом в механизме привода возникают огромные нагрузки, вызываемые силовым взаимодействием потока на направляющие лопатки и силами трения, то сервомоторы должны быть способны развивать требуемые перестановочные усилия и в то же время осуществлять плавное и точное изменение открытия направляющего аппарата турбины. Такими свойствами обладают гидравлические сервомоторы (серводвигатели), действующие с помощью

масла, подаваемого под высоким давлением, и используемые во всех системах регулирования крупных турбин.

Схема сервомоторов направляющего аппарата турбин, нашедшая широкое применение, показана на рис. 4.2. На схеме два сервомотора, каждый из которых состоит из цилиндра и поршня, соединенного тягой с регулирующим кольцом (на рис. 3.1 видны сервомоторы 15, тяги которых соединены с регулирующим кольцом 14).

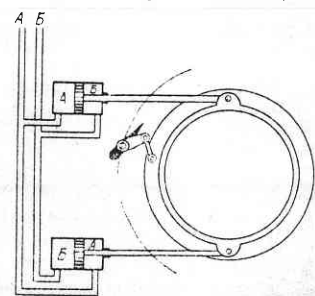


Рис. 4.2. Схема привода направляющего аппарата с двумя цилиндрическими сервомоторами

Сервомоторы работают следующим образом. К полостям А цилиндров подходит труба А (она разветвляется), к полостям Б — труба Б. Если к трубе А подвести масло под большим давлением, а трубу Б соединить со сливом, то поршни и штоки сервомоторов будут двигаться, заставляя регулирующее кольцо поворачиваться по часовой стрелке, что вызовет закрытие турбины. Наоборот, если в трубу Б подать масло под давлением, а трубу А соединить со сливом, то регулирующее кольцо будет поворачиваться в обратном направлении, открывая турбину (дополнительно см. рис. 10.1).

Довольно часто используется схема с четырьмя сервомоторами, расположенными на крышке турбины (рис. 4.3, а). Она позволяет уменьшить диаметр сервомоторов и сократить длину тяг (такой сервомотор виден на рис. 3.7).

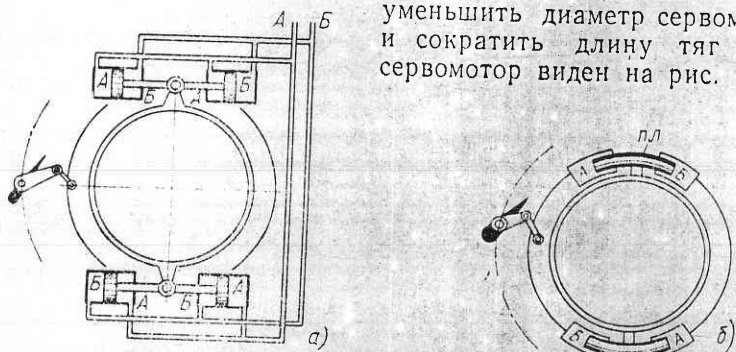


Рис. 4.3. Схема привода направляющего аппарата с двумя двойными (а) и с торовыми (б) сервомоторами

Иногда применяют различного вида торовые сервомоторы. Принципиальная их схема показана на рис. 4.3, б. Она отличается тем, что подвижной элемент ПЛ выполнен в форме тора, большой радиус которого описан из центра, совпадающего с осью поворота регулирующего кольца. Это исключает необходимость устраивать промежуточные звенья (тяги с шарнирами и др.) при сопряжении с регулирующим кольцом.

Для крупных и мощных радиально-осевых турбин (например, турбина Саяно-Шушенской ГЭС на рис. 3.15) в последнее время стали применять схему с индивидуальными сервомоторами для каждой направляющей лопатки, показанную на рис. 4.4. Это позволяет исключить тяжелое регулирующее кольцо, и не ставить в механизме привода ослабленные звенья. Но количество сервомоторов становится равным количеству направляющих лопаток (20—24), что усложняет систему управления ими. Предусматриваются специальные устройства синхронизации движения сервомоторов.

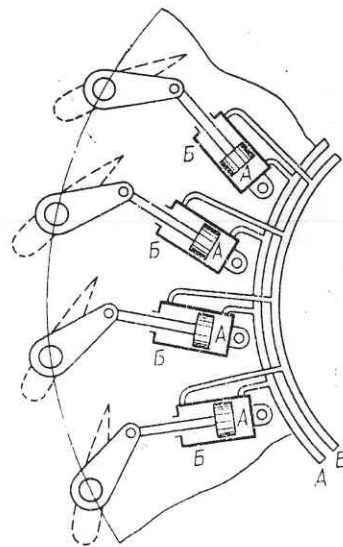


Рис. 4.4. Схема привода направляющих лопаток с индивидуальными сервомоторами

Но количество сервомоторов становится равным количеству направляющих лопаток (20—24), что усложняет систему управления ими. Предусматриваются специальные устройства синхронизации движения сервомоторов.

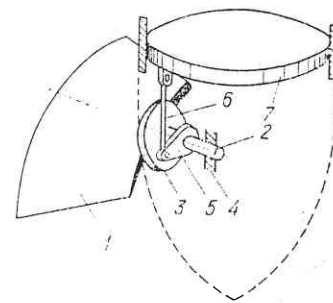


Рис. 4.5. Принципиальная схема механизма привода лопастей рабочего колеса поворотной лопастной турбины

4.2. МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ ТУРБИН

Механизмы поворота лопастей рабочего колеса должны обеспечивать изменение угла и точную установку лопастей в требуемом диапазоне — обычно 30—40° (например, от $\varphi = -15^\circ$ до $\varphi = +20^\circ$) — на ходу, т. е. при вращении рабочего колеса. Устройства привода лопастей должны быть способны преодолевать огромные усилия, вызываемые давлением воды, центробежными силами и силами трения в опорах цапф и в звеньях механизма, должны размещаться в очень ограниченном пространстве корпуса рабочего колеса и обладать чрезвычайно высокой надежностью, так как ремонт их возможен только при полной разборке агрегата.

Принципиальная схема устройства механизма привода показана на рис. 4.5. К фланцу лопасти 1 прикреплен цапфа 2, имеющая две опоры в корпусе 3 и 4. На цапфу 2 насажен рычаг 5, который тягой 6 соединен с поршнем сервомотора рабочего колеса 7. Перемеще-

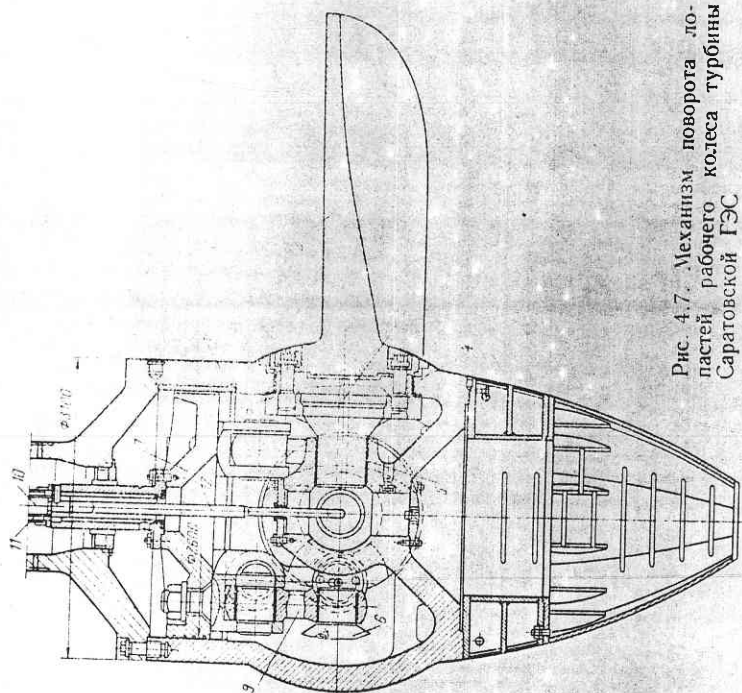


Рис. 4.7. Механизм поворота лопастей рабочего колеса турбины Саратовской ГЭС

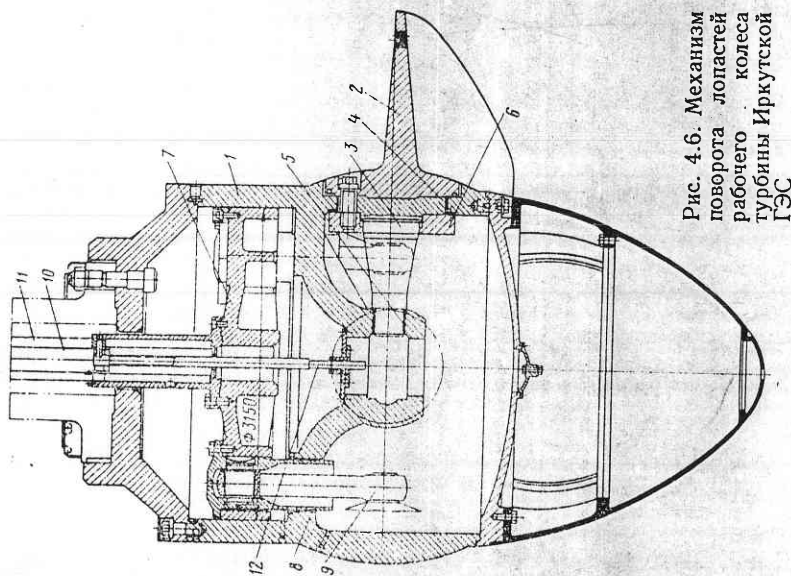


Рис. 4.6. Механизм поворота лопастей рабочего колеса турбины Иркутской ГЭС

ние поршня 7 через тягу 6 вызывает поворот цапфы 2, а вместе с ней и лопасти 1. Ход поршня вниз приводит к увеличению угла установки лопасти. Перемещение поршня сервомотора и удержание его в нужном положении осуществляется маслом под давлением, которое подается через систему регулирования турбины (на схеме не показана).

Имеется большое число различных конструктивных решений рассмотренной принципиальной схемы привода, причем в основном они отличаются способом соединения поршня сервомотора с рычагами.

На рис. 4.6 дан разрез по корпусу рабочего колеса турбин Иркутской ГЭС ($D_1 = 7,2$ м, напор 25—32 м, $z_1 = 7$, $d_k = 0,5$), изготовленного ЛМЗ. Здесь 1 — несущий корпус рабочего колеса; 2 — лопасть; 3 — цапфа с фланцем; 4 и 5 — подшипники скольжения; 6 — рычаг; 7 — поршень сервомотора диаметром 3,15 м; 8 — стаканы, жестко соединенные с поршнем 7; 9 — тяга, шарнирно соединяющая стакан и поршень с пальцем рычага лопасти. В данной конструкции цилиндр сервомотора образуется верхней частью корпуса. Перемещение поршня происходит под действием давления масла, которое подводится по трубе 10 в нижнюю полость под поршнем, а по трубе 11 — в верхнюю. Средняя труба 12 служит для дренажа нижней части корпуса. Трубы 10 и 11, вставленные друг в друга, проходят по центральному отверстию вала и соединяются с маслоприемником, расположенным в верхней части агрегата, обычно над верхней крестовиной (см. рис. 1.2).

На рис. 4.7 показан разрез по корпусу рабочего колеса турбины Саратовской ГЭС ($D_1 = 10,3$ м, напор 6,5—14,7 м, $z_1 = 4$, $d_k = 0,35$) (соответствующие детали обозначены теми же позициями, что и на рис. 4.6). Крепление лопастей 2 в корпусе 1 осуществляется с помощью цапфы фланцем 3 на подшипниках скольжения 4 и 5. Рычаги лопастей 6 тягами 9 посредством шарниров соединены с поршнем 7 диаметром 2,6 м. Это обеспечивает одинаковый поворот всех лопастей при перемещении поршня. Масло подводится в полость под поршнем по трубе 10 и над поршнем по трубе 11. Против проворачивания поршень удерживается цилиндрической шпонкой на стенке цилиндра.

Иногда с целью уменьшения размеров корпуса рабочего колеса сервомотор выносят из него и размещают либо в месте соединения валов турбины и генератора, либо в ступице ротора генератора.

Сервомоторы рабочего колеса способны развивать очень большие перестановочные усилия. Так, в турбине Саратовской ГЭС используется давление масла 4 МПа и при диаметре поршня сервомотора 2,6 м (рис. 4.7) максимальное усилие составляет 21,5 МН. Полный ход поршня сервомотора около 0,3 м.

Привод лопастей диагональных поворотно-лопастных турбин осуществляется аналогично схеме на рис. 4.5, но из-за того, что оси поворота лопастей наклонены к оси смещения поршня сервомотора (см. рис. 3.12), приходится применять шаровые сопряжения

рычагов с тягами и поршнем. Это, а также и большее число лопастей (9—11) приводит к усложнению механизма привода диагональных турбин по сравнению с осевыми и требует большего диаметра корпуса ($d_k = 0,5—0,65$).

4.3. МЕХАНИЗМЫ ПРИВОДА РЕГУЛИРУЮЩЕЙ ИГЛЫ КОВШОВЫХ ТУРБИН

Регулирование расхода и мощности ковшовых турбин осуществляется перемещением игл, которые при этом изменяют площадь проходного сечения сопл. Раньше, как правило, использовалась схема привода, показанная на рис. 4.8, а. Игла 2 укреплена на конце длинного штока 3, соединенного с поршнем гидравлического сервомотора 4. Для центрирования и предотвращения радиальных смещений иглы служат направляющая втулка и распорные ребра 5. Данная конструкция требует устройства довольно крутого поворота трубопровода непосредственно перед соплом 1, что за счет возникновения на повороте вторичных течений снижает плотность выбрасываемой из сопла струи и ухудшает энергетические показатели турбины.

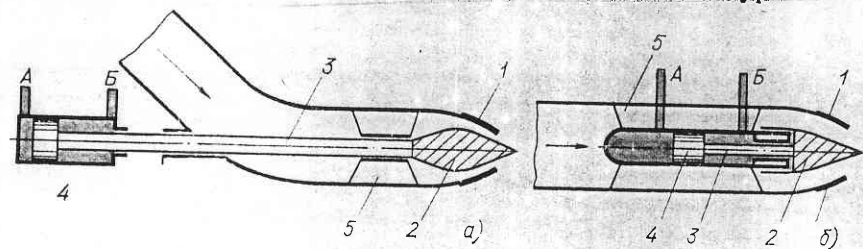


Рис. 4.8. Схема привода регулирующей иглы ковшовых турбин

В последние десятилетия широкое применение находит так называемое прямоточное сопло 1, принципиальная схема которого показана на рис. 4.8, б. Здесь игла 2 укреплена на коротком штоке 3, соединенном с поршнем сервомотора 4. Сервомотор выполнен в виде капсулы, укрепленной в центре трубы ребрами 5, и обтекается потоком, что исключает необходимость поворота подводящего трубопровода (см. рис. 3.20).

Такое устройство работает следующим образом. Если масло подавать под давлением в трубопровод А, а трубопровод Б, соединить со сливом, то за счет образовавшегося перепада давления на поршне игла сместится вправо, закрывает сопло и уменьшает расход. Наоборот, если в трубу Б подать масло под давлением, а трубу А соединить со сливом, то игла будет смещаться на открытие. Но это только основные элементы системы. Не менее важными являются устройства, обеспечивающие фиксацию положения иглы в требуемом

положении, для чего нужно устройство обратной связи (на схеме не показано), а также устройство координации смещения всех игл турбины и координации положения игл и дефлекторов (на схеме не показаны).

Глава 5

ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБИН

5.1. ПОТОК, СОЗДАВАЕМЫЙ НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Во всех реактивных турбинах поток, поступающий на рабочее колесо, формируется направляющим аппаратом, представляющим собой круговую решетку профилей (лопаток), что хорошо видно на рис. 2.2 и 2.4.

Характерными показателями круговой решетки являются форма профилей и густота решетки. Профиль лопатки бывает симметричным (см. рис. 2.3), когда средняя линия профиля прямая, и несимметричным, когда средняя линия искривлена (рис. 5.1). Как видно из рис. 5.1, расстояние между смежными профилями по средним линиям t — шаг решетки, а длина хорды L — длина профиля. Отношение L/t — показатель густоты решетки. Поскольку лопатки направляющего аппарата должны обеспечивать полное закрытие турбины (см. рис. 2.3, б), то всегда $L/t > 1$, обычно около 1,1. Таким образом, направляющий аппарат представляет собой достаточно «густую» решетку, у которой при выходе на диаметре D_{02} направление скоростей жидкости v_0 близко к направлению выходных кромок лопаток: $\alpha_0 = \alpha_{н.а}$ (рис. 5.1).

Для радиального направляющего аппарата, который применяется в большинстве реактивных турбин, вектор v_0 можно представить суммой двух слагаемых

$$v_0 = v_{0r} + v_{0u},$$

в которой v_{0r} — радиальная компонента; v_{0u} — окружная компонента.

Зная расход турбины Q и размеры направляющего аппарата, радиальную компоненту определяем по формуле

$$v_{0r} = Q/\pi D_0 b_0. \quad (5.1)$$

Угол между v_0 и v_{0u} обозначим α_0 , тогда

$$v_0 = v_{0r}/\sin \alpha_0, \quad (5.1a)$$

а окружную составляющую определяем из соотношения

$$v_{0u} = v_0 \cos \alpha_0. \quad (5.1б)$$

Наличие окружной компоненты v_{0u} указывает на то, что поток за направляющим аппаратом «закручен» относительно оси O .

«Закрученность» потока определяется так называемой циркуляцией Γ , которая в общем случае выражается формулой

$$\Gamma = \int_S v \cos(\widehat{v dS}) dS. \quad (5.2)$$

Здесь S — замкнутый контур, проведенный внутри потока (рис. 5.2), и $\widehat{v dS}$ — угол α между направлениями v и dS . Из формулы видно, что циркуляция Γ измеряется в $\text{м}^2/\text{с}$. Для осредненного

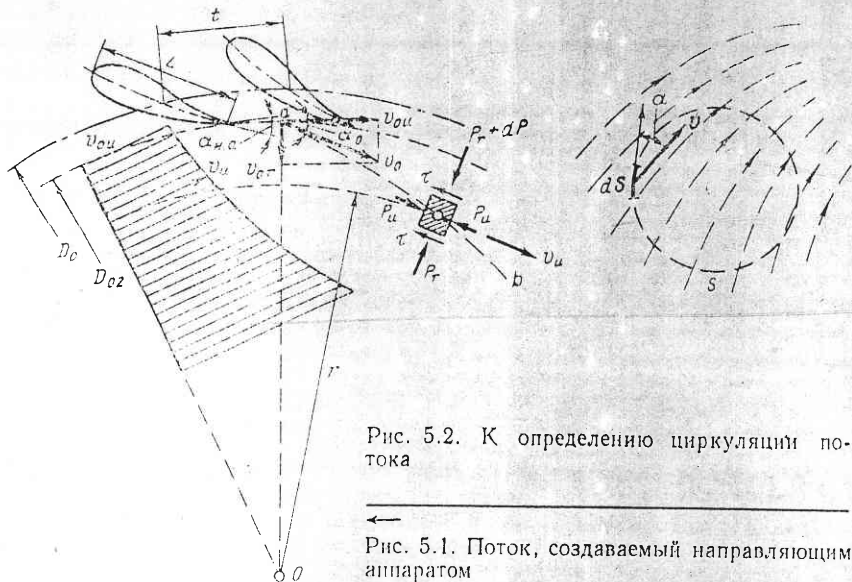


Рис. 5.2. К определению циркуляции потока

Рис. 5.1. Поток, создаваемый направляющим аппаратом

потока за направляющим аппаратом на выходном диаметре D_{02} циркуляция равна:

$$\Gamma_0 = \pi D_{02} v_0 \cos \alpha_0. \quad (5.2a)$$

Отсюда следует, что направляющий аппарат создает циркуляцию потока Γ_0 .

В пространстве между концами направляющих лопаток и входными кромками лопастей рабочего колеса (иногда его называют «предколесное» пространство) жидкость движется свободно, а траекторией частиц является кривая ab на рис. 5.1. Важно установить, как при этом изменяется скорость. Выделим из этой траектории элементарную массу m на радиусе r . Используем известный закон механики о моменте количества движения: для выделенной массы производная по времени от момента количества движения относительно некоторой оси равна сумме моментов всех внешних сил,

действующих на эту массу относительно той же оси. Этот закон представляется формулой

$$\frac{d(mv_{ur})_0}{dt} = \sum M_0, \quad (5.3)$$

где m — масса жидкости выделенного объема; v_u — окружная компонента скорости; r — радиус; $\sum M_0$ — сумма моментов внешних сил, действующих на выделенную массу, относительно оси O .

Рассмотрим на рис. 5.1 внешние силы. Давления, имеющие радиальное направление P_r и $P_r + dP$, момента относительно центра O не образуют. Давления на торцевые поверхности P_u в условиях осредненного потока равны и также не дают момента относительно O . Остаются касательные усилия τ от трения жидкости, но из-за малости их можно не учитывать. В итоге получаем, что при свободном движении жидкости можно принять $\sum M_0 = 0$, а это значит, что

$$\frac{d(mv_{ur})}{dt} = 0 \text{ или } mv_{ur} = \text{const.}$$

Отсюда вытекает чрезвычайно важная зависимость

$$v_{ur} = \text{const}, \quad (5.4)$$

определяющая условия свободного движения жидкости и называемая законом постоянства момента скорости.

Зависимость (5.4) показывает, что по мере приближения к оси O окружная составляющая скорости возрастает и на радиусе r

$$v_u = v_{0u} \frac{0,5D_{02}}{r},$$

т. е. эпюра $v_u(r)$ представляет собой гиперболу (рис. 5.1). С учетом того, что $\Gamma = 2\pi r v_u$, из (5.4) вытекает условие постоянства циркуляции при свободном движении жидкости

$$\Gamma = \Gamma_0 = \text{const.} \quad (5.4a)$$

Следовательно, в пространстве между направляющим аппаратом и рабочим колесом турбины циркуляция, созданная направляющим аппаратом, сохраняется.

5.2. КИНЕМАТИКА ПОТОКА В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Преобразование энергии жидкости в механическую энергию на валу осуществляется в рабочем колесе за счет взаимодействия потока с лопастями рабочего колеса, представляющего собой вращающуюся решетку профилей.

При исследовании движения жидкости в рабочем колесе это движение рассматривается как сложное, состоящее из двух движений: относительного и переносного. Относительное движение жидкости фиксируется «наблюдателем», находящимся на рабочем колесе (картина относительного движения может быть получена на фотографии, если ее снять фотоаппаратом, вращающимся вместе с рабочим колесом). Переносное движение определяет движение самого рабочего колеса и его лопастей. В турбинах — это всегда вращение. Сумму относительного и переносного движений называют абсолютным движением (см. [39, 68]).

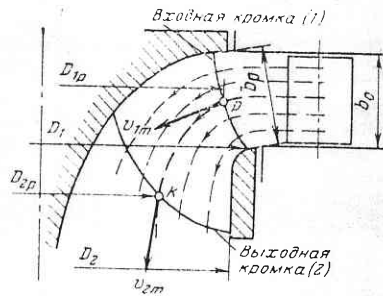


Рис. 5.3. Меридианный поток в радиально-осевой турбине

Если обозначить вектор скорости относительного движения w и скорости переносного движения u , то вектор абсолютной скорости v определится векторной суммой:

$$v = u + w. \quad (5.5)$$

Отсюда следует, что соотношения между v , u и w устанавливаются параллелограммом или треугольником скоростей¹.

Рассмотрение конструкций турбин показывает, что формы рабочих колес разных видов турбин, а у одного вида — для различных напоров существенно изменяются. Поэтому необходимо установить некоторые общие принципы определения геометрических характеристик различных рабочих колес, позволяющих осуществлять построение параллелограмма скоростей.

Рассмотрим наиболее общий случай: рабочее колесо радиально-осевой турбины. На меридианное сечение турбины (рис. 5.3) снесены все точки входной кромки лопастей, обозначенные индексом 1, и точки выходной кромки, обозначенные индексом 2. Поток, выходящий из направляющего аппарата, разделим на несколько равных по площади и высоте слоев (в данном случае их 6) и траекторию каждого слоя в колесе также снесем на меридианную плоскость. Получим кривые линии (пунктирные), причем поверхности вращения каждой такой линии представляют собой поверхности тока, т. е. поверхности, которые не пересекаются движущейся жидкостью (движение представляется слоистым).

Таким образом, кривые линии на меридианной плоскости являются сечениями поверхностей тока. Очевидно, чтобы установить полную картину потока в рабочем колесе, нужно рассмотреть течение по всем меридианным поверхностям тока. Но с целью упрощения можно выделить одну, наиболее характерную

¹ Приняты следующие обозначения: векторы v , u , w , их модули соответственно v , u , w .

кривую, например среднюю pk , и по ней проанализировать условия течения.

Представим себе сечение лопастей рабочего колеса средней поверхностью тока (кривая pk). Это будут некоторые пространственные формы. Для удобства построений эти сечения снесутся на плоскость, причем сохранятся фактические значения углов (если линия pk близка к прямой, то это можно осуществить путем развертки конического или цилиндрического сечения, если криволинейна, — то отображением). Практическое использование описанного способа будет ясно из дальнейшего рассмотрения конкретных случаев.

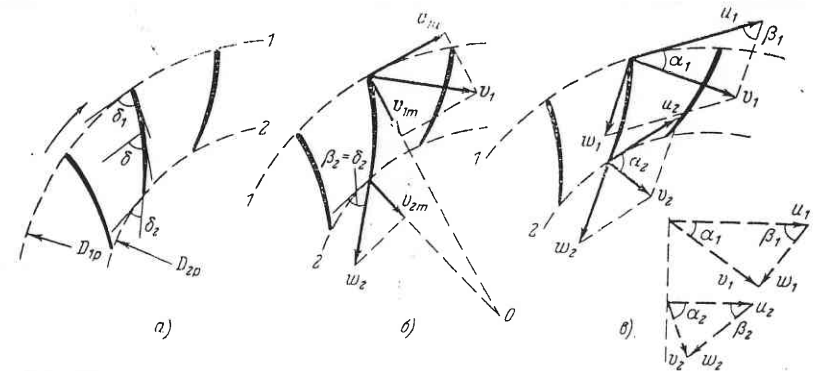


Рис. 5.4. Параллелограммы и треугольники скоростей в рабочем колесе радиально-осевой турбины

Сечение рабочего колеса радиально-осевой турбины показано на рис. 5.4, а. Здесь D_{1p} и D_{2p} — расчетные диаметры входной 1 и выходной 2 кромки лопасти (как видно из рис. 5.3, эти диаметры меньше номинального входного D_1 и выходного D_2). Направление лопастей рабочего колеса в данной точке определяется углом δ между касательной к средней линии профиля лопасти, проведенной в сторону, обратную вращению колеса.

Условия работы турбины (режим) задаются двумя параметрами: расходом Q и частотой вращения n рабочего колеса. При заданных размерах рабочего колеса это дает возможность определить компоненты параллелограммов скоростей.

Переносная окружная скорость u выражается формулой

$$u = \pi D n / 60. \quad (5.6)$$

Проекция вектора абсолютной скорости на меридианную плоскость — меридианная составляющая v_m (на рис. 5.3 показаны v_{1m} и v_{2m}) приближенно может быть найдена из соотношения

$$v_m = Q / F_i, \quad (5.7)$$

где F_i — суммарная площадь потока в колесе, нормальная к поверхностям тока.

³ Кривченко Г. И.

Другие необходимые компоненты берутся в зависимости от рассматриваемого сечения. Например, во входном сечении 1 рабочего колеса радиально-осевой турбины $F_1 = \pi D_{1p} b_p$, где b_p — высота входного отверстия колеса, и по (5.7)

$$v_{1m} = \frac{Q}{\pi D_{1p} b_p}. \quad (5.8)$$

Окружная составляющая v_{1u} зависит от условий выхода потока из направляющего аппарата и по (5.4) будет равна:

$$v_{1u} = v_{0u} \frac{D_{02}}{D_{1p}}. \quad (5.9)$$

Абсолютная скорость на входе в рабочее колесо представляется векторной суммой (рис. 5.4, б)

$$\mathbf{v}_1 = \mathbf{v}_{1m} + \mathbf{v}_{1u}. \quad (5.10)$$

Зная \mathbf{v}_1 и по (5.6)

$$u_1 = \pi D_{1p} n / 60,$$

строим параллелограмм скоростей и определяем \mathbf{w} (рис. 5.4, в).

Форма входного параллелограмма скоростей зависит от угла α_1 между u_1 и v_1 и β_1 между u_1 и w_1 . Часто вместо параллелограмма строят треугольник скоростей (изображен пунктиром).

В выходном сечении рабочего колеса 2

$$u_2 = \pi D_{2p} n / 60 \text{ и } v_{2m} = Q / F_2.$$

Кроме того, поскольку решетка лопастей рабочего колеса весьма густая, то можно приближенно считать, что относительная скорость направлена по касательной к лопасти, т. е.

$$\beta_2 = \delta_2. \quad (5.11)$$

Из этого условия согласно рис. 5.4, б

$$w_2 = v_{2m} / \sin \delta_2. \quad (5.12)$$

Имея u_2 и w_2 , согласно (5.5) строим параллелограмм, как показано на рис. 5.4, в, и находим v_2 . Форма выходного параллелограмма определяется углами α_2 и β_2 . Треугольник скоростей изображен пунктиром.

Можно построить треугольники скоростей не только для входного и выходного сечений, но и для промежуточных. Эти треугольники определяют соответственные векторы \mathbf{v}_1 , и по ним можно провести траектории абсолютного движения жидкости в рабочем колесе. Вид таких траекторий показан на рис. 5.5.

Следует обратить внимание на весьма важный вывод, что форма траекторий абсолютного движения не зависит от значения скорости v , а определяется только ее направлением. Если крышка и обод рабочего колеса турбины были бы прозрачными, то форму траекторий

абсолютного движения можно было бы получить на фотографии, снятой неподвижным фотоаппаратом.

У осевых турбин поверхности тока в рабочем колесе близки к цилиндрическим (рис. 5.6, а), т. е. $D_{1p} = D_{2p} = D_p$; расчетный диаметр можно вычислить как средний по площади:

$$D_v = \sqrt{0,5(D_1^2 + d_k^2)}. \quad (5.13)$$

Развертка цилиндрического сечения рабочего колеса показана на рис. 5.6, б. Особенность состоит в том, что

$$u_1 = u_2 = u = \frac{\pi D_p n}{60} \text{ и } v_{1m} =$$

$$= v_{2m} = v_m = \frac{4Q}{\pi(D_1^2 - d_k^2)}.$$

Скорость на входных кромках 1 определяется как векторная сумма

$$\mathbf{v}_1 = \mathbf{v}_{1m} + \mathbf{v}_{1u},$$

причем v_{1u} находится по (5.9). Абсолютная скорость \mathbf{v}_2 строится по (5.5) с учетом (5.11) и (5.12). Полученные в результате параллелограммы скоростей показаны на рис. 5.6, б. Треугольники скоростей на входной и выходной кромках совмещены (показаны пунктиром),

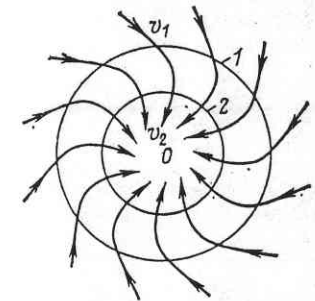


Рис. 5.5. Траектории абсолютного движения жидкости в радиально-осевой турбине

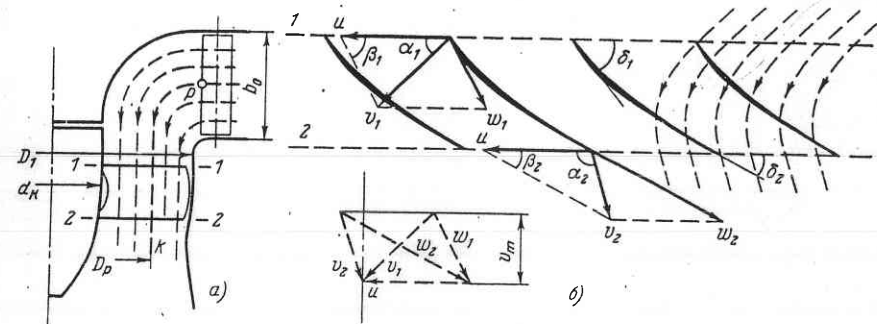


Рис. 5.6. Поток в осевой турбине

поскольку они имеют одинаковые основание u и высоту v_m . Справа пунктирными линиями показаны траектории абсолютного движения жидкости в рабочем колесе.

5.3. РЕЖИМ РАБОТЫ ТУРБИНЫ

Приведенный в § 5.2 способ построения параллелограммов (треугольников) скоростей показывает, что для данного рабочего колеса при неизменном открытии направляющего аппарата ($\alpha_0 = \text{const}$)

форма параллелограммов скоростей, определяемая углами α и β , зависит от частоты вращения n и расхода Q .

Рассмотрим, как эти параметры влияют на течение. Пусть расход Q сохраняется, а изменяется частота вращения n . При этом на вход-

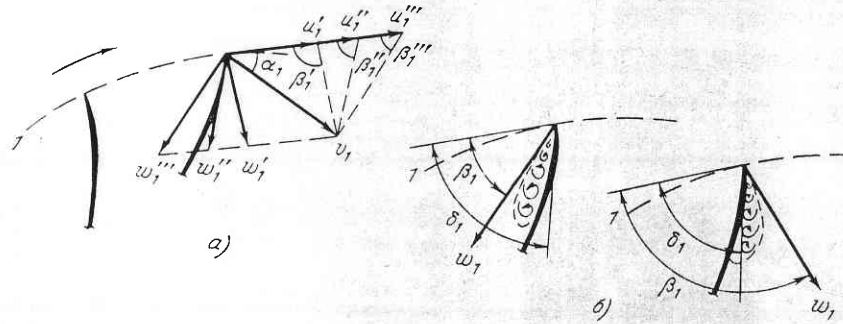


Рис. 5.7. Течение на входных кромках лопастей рабочего колеса

ных кромках 1 лопастей рабочего колеса v_1 будет сохранять неизменное значение, так как согласно (5.10) v_1 не зависит от n . Изменяться будут только u_1 и w_1 , как показано на рис. 5.7, а. Из построения видно, что вектор относительной скорости w_1 меняет свое направление. При малой частоте вращения он отклоняется в сторону вращения,

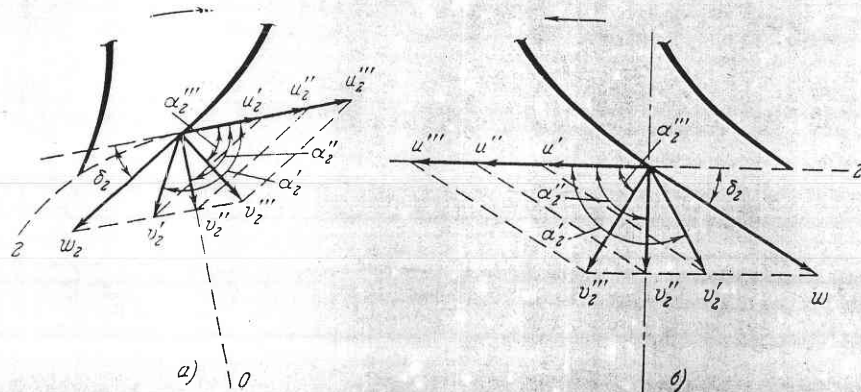


Рис. 5.8. Течение на выходных кромках лопастей рабочего колеса

$\beta_1' > \delta_1$, а при большой — в противоположную сторону, $\beta_1''' < \delta_1$. Когда $\beta_1 \cong \delta_1$, натекание жидкости на входную кромку лопасти происходит под углом, что, как показано на рис. 5.7, б, сопровождается образованием вихревых зон, создающих дополнительные потери энергии (потери на удар). Наиболее благоприятным является режим безударного входа, когда $\beta_1 = \delta_1$.

На выходных кромках 2 относительная скорость w_2 согласно (5.12) зависит только от расхода Q и угла δ_2 , т. е. не зависит от n . Однако поскольку u_2 пропорционально n , то по (5.5) абсолютная скорость v_2 будет зависеть и от n . Эту зависимость легко проследить по параллелограммам скоростей на выходных кромках рабочего колеса радиально-осевой (рис. 5.8, а) и осевой (рис. 5.8, б) турбины. Они показывают, что с ростом n и u_2 угол α_2 уменьшается и вектор v_2 поворачивается в сторону вращения. При этом можно отметить следующее:

1. Хотя расход постоянен, значение вектора скорости v_2 зависит от n и минимальное значение его модуля соответствует условию, при котором вектор v_2 лежит в меридианной плоскости (направлен к центру или параллелен оси вращения), т. е. когда $\alpha_2 = 90^\circ$.

2. В общем случае поток за рабочим колесом имеет закрученность (циркуляция $\Gamma_2 \neq 0$), причем если $\alpha_2 < 90^\circ$, то направление крутки потока совпадает с направлением вращения рабочего колеса, если же $\alpha_2 > 90^\circ$, то поток вращается в обратном направлении. Только при $\alpha_2 = 90^\circ$ циркуляция $\Gamma_2 = 0$.

Режим, соответствующий условию $\alpha_2 = 90^\circ$, когда v_2 минимально, а $\Gamma_2 = 0$, называют режимом нормального выхода. Поскольку потери на выходе из рабочего колеса в общем пропорциональны v_2 , то режим работы турбины, близкий к режиму нормального выхода, дает наименьшие потери, т. е. является наиболее благоприятным.

Режим, при котором одновременно удовлетворяются и условия безударного входа и нормального выхода, обеспечивающие минимальные потери, т. е. наивысший КПД турбины, называют оптимальным режимом.

5.4. ОСНОВНОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ ТУРБИНЫ

Для определения силовых и энергетических показателей потока в рабочем колесе применим закон момента количества движения в форме (5.3), который уже использовался.

Рассмотрим сечение рабочего колеса на рис. 5.4 и выделим контрольными поверхностями 1 и 2 область, включающую лопасти рабочего колеса (рис. 5.9).

Для установившегося осредненного потока внутри выделенной области v_{ur} не изменяется во времени и, следовательно, $d(v_{ur})$ равно разности $v_{2ur} - v_{1ur}$ на контрольных поверхностях. Протекающая через рабочее колесо за время dt масса жидкости

$$m = \rho Q dt.$$

В этих условиях закон момента количества движения вместо (5.3) представляется формулой

$$\rho Q (v_{2ur} - v_{1ur}) = \sum M_0. \quad (5.14)$$

Сумма моментов внешних сил относительно оси вращения ΣM_0 , действующих на выделенный объем жидкости, определяется следующим образом. Момент от сил давления на поверхности вращения 1 и 2 и поверхности ободов равен нулю. Силы веса также не дают момента, так как центр их приложения совпадает с осью. Остаются силы трения по ограничивающим поверхностям и силы давления и трения жидкости на лопастях. Обе группы сил дают момент относительно оси, но первую из-за малости можно не учитывать, и тогда остается момент, действующий на жидкость со стороны лопастей рабочего колеса M . Искомый же момент рабочего колеса, создаваемый жидкостью на лопастях, будет равен $-M$.

В итоге по (5.14), раскрывая значения v_{1u} и v_{2u} , получаем:

$$M = \rho Q (0,5D_{1p}v_1 \cos \alpha_1 - 0,5D_{2p}v_2 \cos \alpha_2). \quad (5.15)$$

Используя выражения средней циркуляции, аналогичные (5.2),

$$\Gamma_1 = \pi D_{1p}v_1 \cos \alpha_1 \text{ и} \\ \Gamma_2 = \pi D_{2p}v_2 \cos \alpha_2, \quad (5.16)$$

можно выразить момент рабочего колеса через разность средних циркуляций на входе и выходе:

$$M = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_1 - \Gamma_2). \quad (5.17)$$

Рис. 5.9. Скорости на входной и выходной кромках лопастей рабочего колеса

Последняя формула особенно наглядна. Она показывает, что на рабочем колесе создается крутящий момент только в том случае, когда оно воздействием своих лопастей изменяет циркуляцию потока.

Знак Γ принимается положительным, если v_u совпадает с направлением окружной скорости u .

Зная момент и задавая угловую скорость рабочего колеса, можно определить развиваемую им мощность:

$$N_{p.k} = M\omega. \quad (5.18)$$

Здесь M — в Н·м, ω — в 1/с, $N_{p.k}$ — в Вт. В то же время известно, что мощность турбины выражается формулой (2.9). Это позволяет составить равенство

$$M\omega = \rho g Q H \eta_r,$$

где H — напор турбины; η_r — гидравлический КПД.

Подставляя в эту формулу M по (5.15) и учитывая, что $\omega 0,5D_{1p} = u_1$ и $\omega 0,5D_{2p} = u_2$ — окружные скорости, получаем:

$$H \eta_r = \frac{1}{g} (u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2). \quad (5.19)$$

Используя формулу (5.17), приходим к другой форме выражения:

$$H \eta_r = \frac{\omega}{g 2\pi} (\Gamma_1 - \Gamma_2). \quad (5.20)$$

Формулы (5.19) и (5.20) представляют собой основное уравнение турбин, или уравнение Эйлера. Левая часть $H \eta_r$ — энергия в Дж, полученная рабочим колесом от жидкости весом в 1 Н, прошедшей через лопастную систему рабочего колеса. Правая часть содержит кинематические параметры потока при входе на рабочее колесо и после выхода из него.

Таким образом, основное уравнение дает связь между энергетическими и кинематическими параметрами в турбине.

Из уравнения Эйлера в форме (5.20) можно сделать важные выводы.

1. Выше отмечалось, что наиболее благоприятный по КПД режим работы близок к условиям нормального выхода, когда циркуляция $\Gamma_2 = 0$ или мала. $\Gamma_1 = \Gamma_0$ — циркуляции, создаваемые направляющим аппаратом. Отсюда можно определить требуемое значение Γ_0 в зависимости от H и ω .

2. В процессе прохождения воды через рабочее колесо турбины циркуляция потока должна убывать. Следовательно, рабочее колесо «срабатывает» циркуляцию, созданную направляющим аппаратом.

Представляет интерес другой вывод уравнения Эйлера, позволяющий несколько глубже понять механизм преобразования энергии рабочим колесом турбины, а именно вывод, основанный на уравнении Бернулли. Однако в данном случае нужно использовать уравнение Бернулли, записанное для относительного движения. Представим себе, что имеется диск, вращающийся с частотой n , об/мин (рис. 5.10), на котором укреплена трубка 1-2. По трубке от сечения 1 к сечению 2 движется жидкость со скоростью ω (относительно трубки). В данном случае уравнение Бернулли для плоскости сравнения 0-0 имеет вид:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\omega_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\omega_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + h_{1-2}. \quad (5.21)$$

Здесь h_{1-2} — потери напора на участке 1-2; u_1 и u_2 — окружные скорости (переносные).

Особенность состоит в том, что в рассматриваемых условиях удельная энергия жидкости при движении вдоль трубки может убывать или возрастать в зависимости от изменения переносной скорости u_1 и u_2 . Это свойство и используется в рабочем колесе турбины, каналы которого, образованные лопастями, представляют собой систему «трубок».

Из уравнения (5.21) следует, что

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 - \frac{p_2}{\rho g} - z_2 = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + h_{1-2}. \quad (5.21a)$$

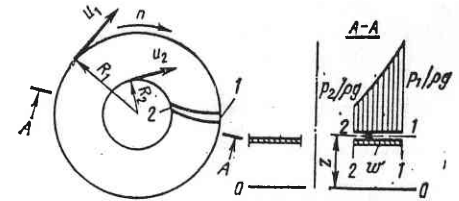


Рис. 5.10. К уравнению Бернулли для относительного движения

Удельная энергия жидкости при входе на рабочее колесо

$$e_1 = \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g}$$

Удельная энергия жидкости при сходе с рабочего колеса

$$e_2 = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Разность удельных энергий

$$e_1 - e_2 = \left(\frac{p_1}{\rho g} + z_1 - \frac{p_2}{\rho g} - z_2 \right) + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} = H_{p.к.}$$

Заменяв выражение в скобках правой части (5.21а), получим:

$$H_{p.к.} = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + h_{1-2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$$

Записав $H_{p.к.} - h_{1-2} = H\eta_r$, приходим к еще одной форме уравнения Эйлера:

$$H\eta_r = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g}, \quad (5.22)$$

которая особенно ясно показывает прямую зависимость $H\eta_r$ от треугольников скоростей на входе и выходе рабочего колеса. Уравнение (5.22) объясняет связь формы рабочего колеса с напором турбины. В осевых турбинах $u_1 = u_2$ и, следовательно, $H\eta_r$ определяется только абсолютными и относительными скоростями, которые не могут быть слишком большими, так как иначе возрастут потери. Это и вызывает ограничение использования осевых турбин по напору. С ростом H переходят на диагональные и радиально-осевые турбины, у которых действует и различие переносных скоростей u_1 и u_2 , причем чем больше H , тем роль этого фактора возрастает. Этим объясняется то, что у высоконапорных турбин увеличивается отношение D_1/D_2 (см. рис. 3.15 — 3.17).

Пример 5.1. На основании уравнения Эйлера определить вид оборотной характеристики турбины, т. е. зависимость $M(n)$, $\eta(n)$ и $N(n)$ для следующих условий: $a_0 = \text{const}$, $H = \text{const}$.

Решение. В данных условиях можно приближенно принять, что $Q = \text{const}$. Тогда согласно (5.2а) и (5.4а) $\Gamma_1 = \Gamma_0 = \text{const}$. Как было показано в § 5.3, выходная циркуляция Γ_2 зависит от n . При $n = 0$ (колесо не вра-

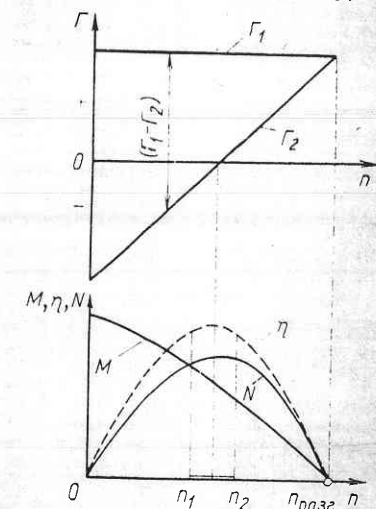


Рис. 5.11. Построение оборотной характеристики турбины по уравнению Эйлера

щается) $\Gamma_2 < 0$ (приближенно $\Gamma_2 = -\Gamma_1$). По мере увеличения n Γ_2 возрастает, проходя через $\Gamma_2 = 0$, и далее становится положительной. Нанесем изменение Γ_1 и Γ_2 на график (рис. 5.11). Разность дает $(\Gamma_1 - \Gamma_2)$. Отсюда с помощью (5.17) получаем монотонно убывающую кривую $M(n)$. Для построения кривой КПД имеет три точки:

1) $n = 0$, $\eta = 0$; 2) $\Gamma_2 = 0$, $\eta = \eta_{\text{макс}}$; 3) $(\Gamma_1 - \Gamma_2) = 0$, $\eta = 0$. В точках 1 и 3 мощность также равна 0. В промежутке имеется точка $N_{\text{макс}}$.

Искомые характеристики $M(n)$, $\eta(n)$ и $N(n)$ показаны на рис. 5.11. Они позволяют сделать два важных для практики вывода: турбина, очевидно, должна эксплуатироваться в области наибольших КПД, т. е. в области частот вращения $n_1 - n_2$; если турбину полностью разгрузить, то максимальная частота вращения, которой достигнет рабочее колесо, определится точкой $M = 0$ — это разгонная частота вращения $n_{\text{разг}}$, на которую должны быть рассчитаны все вращающиеся части агрегата.

5.5. ОСОБЕННОСТЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОВШОВЫХ ТУРБИН

Отличие активных ковшовых турбин (см. рис. 2.6) от реактивных состоит в том, что у них рабочее колесо вращается в воздухе и может использовать только кинетическую энергию жидкости, а вода одновременно воздействует только на часть лопастей. Эти два фактора определяют и некоторые особенности рабочего процесса ковшовых турбин.

При всех открытиях направление и значение скорости струи v_c (2.11) сохраняются постоянными (коэффициент φ изменяется очень мало). Скорость на входной кромке лопасти l (рис. 5.12) практически равна скорости струи:

$$v_1 = v_c.$$

Окружная скорость (переносная) для данного сечения лопастей, расположенного на расстоянии r от оси вращения, определяется выражением

$$u_1 = u_2 = u_r = 2\pi r n / 60$$

(среднее значение $r_{\text{ср}} = 0,5D_1$ на рис. 2.6).

При этом параллелограмм скоростей $w_1 = v_1 - u_1$ на входной кромке лопасти вырождается в прямую линию (рис. 5.12, б) и w_1 совпадает с направлением струи. Следовательно, для приближения к условиям безударного входа угла входной кромки δ_1 (рис. 5.12, а) должен быть минимальным («нож»).

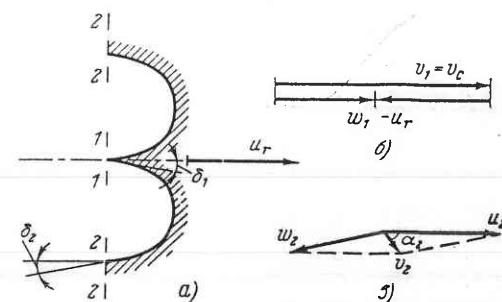


Рис. 5.12. Кинематика потока в рабочем колесе ковшовой турбины

Параллелограмм скоростей на выходной кромке определяется тем, что в процессе движения по лопасти относительная скорость изменяется мало и можно принять $w_2 = w_1$, а ее направление совпадает с δ_2 . В итоге получаем (рис. 5.12, в):

$$v_2 = w_2 + u_2.$$

Поскольку угол δ_2 мал, параллелограмм получается вытянутым и, несмотря на высокие значения скоростей w_2 и u_2 , скорость v_2 оказывается небольшой. По аналогии с рис. 5.8 легко убедиться, что изменение n при сохранении Q и ω приведет к изменению угла α_2 и скорости v_2 . Минимальное значение v_2 соответствует $\alpha_2 = 90^\circ$ — условию нормального выхода.

Кинематика течения жидкости показывает, что рабочее колесо ковшовой турбины также изменяет момент скорости жидкости относительно оси вращения n , следовательно, для определения момента рабочего колеса можно использовать зависимость (5.14). В итоге можно получить и уравнение Эйлера в форме (5.19) и (5.22) [форма (5.20) не подходит, так как здесь нельзя использовать определение циркуляции].

Выражение (5.22) позволяет прийти к интересным результатам. Если иметь в виду, что окружные скорости на входных и выходных кромках равны ($u_1 = u_2$), а относительная скорость по мере движения по лопасти за счет трения несколько убывает ($w_2 < w_1$), то из (5.22) следует:

$$H\eta_r = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}.$$

Учитывая, что согласно (2.11) и принятому условию $v_1 = v_c$; $v_1^2/2g = \varphi^2 H$, получаем:

$$\eta_r = \varphi^2 - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2gH} - \frac{v_2^2}{2gH}. \quad (5.23)$$

Формула (5.23) показывает, что гидравлический КПД η_r складывается из трех частей, учитывающих потери в сопле, потери на лопастях и выходные потери, равные $v_2^2/2gH$. Это является обоснованием необходимости обеспечения особо гладкой рабочей поверхности лопастей и уменьшения v_2 с целью улучшения энергетических качеств ковшовой турбины.

5.6. ТУРБИНЫ ОДНОГО ТИПА И ЗАКОНЫ ПОДОБИЯ РЕЖИМОВ ИХ РАБОТЫ

Тип турбины определяется формой («геометрией») ее проточного тракта. Иными словами, все турбины данного типа имеют геометрически подобную проточную часть. Следует подчеркнуть, что размер турбины не участвует в определении ее типа.

В соответствии с принятым определением две турбины одного типа, но различного размера удовлетворяют следующим условиям:

§ 5.6] Турбины одного типа и законы подобия режимов их работы

1) все соответственные углы в них равны:

$$\delta_{11} = \delta_{12}, \delta_{21} = \delta_{22}, \delta_{i1} = \delta_{i2}; \quad (5.24)$$

2) отношение всех соответствующих размеров постоянно:

$$\frac{D_{11}}{D_{12}} = \frac{D_{21}}{D_{22}} = \frac{b_{01}}{b_{02}} = \dots \quad (5.25)$$

Режимы турбин одного типа будут подобны, если сохраняется геометрическое подобие параллелограммов или треугольников скоростей в соответствующих точках проточного тракта. Следовательно, при подобии режимов

1) направления всех соответствующих скоростей должны быть одинаковыми, т. е. все соответственные углы равны:

$$\alpha_{i1} = \alpha_{i2}; \beta_{1i} = \beta_{2i}. \quad (5.26)$$

В связи с этим свойством подобные режимы иногда называют **з о г о н а л ь н ы м и**;

2) отношения всех скоростей в соответствующих точках i должны иметь постоянное значение:

$$\frac{v_{i1}}{v_{i2}} = \frac{u_{i1}}{u_{i2}} = \frac{w_{i1}}{w_{i2}} = \text{const}. \quad (5.27)$$

Установим теперь на основании приведенных определений закон подобия, определяющие соотношения между параметрами турбин одного типа в условиях подобия режимов их работы.

Задача. Имеем две турбины одного типа, но различного размера D_1 и D_2 ; напоры H_1 и H_2 . Углы установки лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса равны: $\alpha_{01} = \alpha_{02}$ и $\varphi_1 = \varphi_2$.

Каковы должны быть соотношения частот вращения n_1 и n_2 , расходов Q_1 и Q_2 и мощностей N_1 и N_2 , чтобы режимы работы обеих турбин были подобны?

Решение. Прежде всего используем геометрические (5.24), (5.25) и кинематические (5.26), (5.27) соотношения.

На основании (5.6)

$$\frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{\pi D_1 n_1}{\pi D_2 n_2} = \frac{D_1 n_1}{D_2 n_2}. \quad (5.28)$$

По (5.8) имеем:

$$\frac{v_{1m1}}{v_{1m2}} = \frac{Q_1}{\pi D_1 b_{01}} \frac{\pi D_2 b_{02}}{Q_2}.$$

Учитывая согласно (5.25), что $b_{01}/b_{02} = D_1/D_2$, получаем:

$$\frac{v_{1m1}}{v_{1m2}} = \frac{Q_1 D_2^2}{Q_2 D_1^2}. \quad (5.29)$$

Поскольку по (5.27) при сохранении режимов $u_{11}/u_{12} = v_{1m1}/v_{1m2}$, приходим к равенству

$$\frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} = \frac{Q_1 D_2^3}{Q_2 D_1^3} \quad \text{или} \quad \frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3}.$$

Обобщая этот результат, записываем кинематическое условие подобия (сохранения) режима работы турбины:

$$\frac{Q}{n D^3} = \text{const.} \quad (5.30)$$

Теперь используем энергетические соотношения, учитывая, что эти турбины работают при разных напорах H_1 и H_2 и имеют гидравлические КПД $\eta_{г1}$ и $\eta_{г2}$.

Напишем уравнение Эйлера в форме (5.19) для каждой из турбин:

$$g H_1 \eta_{г1} = u_{11} v_{11} \cos \alpha_{11} - u_{21} v_{21} \cos \alpha_{21}; \quad (5.31)$$

$$g H_2 \eta_{г2} = u_{12} v_{12} \cos \alpha_{12} - u_{22} v_{22} \cos \alpha_{22}. \quad (5.31a)$$

Из условий подобия (5.26) и (5.27) и из формулы (5.28) следует, что

$$\alpha_{11} = \alpha_{12}; \quad \alpha_{21} = \alpha_{22} \quad \text{и} \quad \frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{v_{11}}{v_{12}} = \frac{u_{21}}{u_{22}} = \frac{v_{21}}{v_{22}} = \frac{D_1 n_1}{D_2 n_2}$$

или

$$\cos \alpha_{11} = \cos \alpha_{12} \quad \text{и} \quad \cos \alpha_{21} = \cos \alpha_{22}.$$

Следовательно,

$$u_{12} = u_{11} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1}; \quad v_{12} = v_{11} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1}; \quad u_{22} = u_{21} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1}; \quad v_{22} = v_{21} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1}.$$

Подставим полученные соотношения в правую часть (5.31):

$$g H_2 \eta_{г2} = \left(\frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \right)^2 (u_{11} v_{11} \cos \alpha_{11} - u_{21} v_{21} \cos \alpha_{21}). \quad (5.31b)$$

Разделив (5.31) на (5.31b), получим выражение:

$$\frac{H_1 \eta_{г1}}{H_2 \eta_{г2}} = \left(\frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} \right)^2.$$

Отсюда находится соотношение между частотами вращения:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} \sqrt{\frac{\eta_{г1}}{\eta_{г2}}}. \quad (5.32)$$

Подставив найденное отношение n_1/n_2 в кинематическое условие подобия (5.30)

$$\frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3},$$

получим соотношение расходов:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} \sqrt{\frac{\eta_{г1}}{\eta_{г2}}}. \quad (5.33)$$

Соотношение мощностей легко получить из формулы (2.10) $N_1 = 9,81 Q_1 H_1 \eta_1$ и $N_2 = 9,81 Q_2 H_2 \eta_2$, используя (5.33):

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \frac{H_1}{H_2} \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} \frac{\eta_1}{\eta_2} \sqrt{\frac{\eta_{г1}}{\eta_{г2}}}. \quad (5.33a)$$

Формулы (5.32) и (5.33), а также (5.33a) называются з а к о н а м и (формулами) п о д о б и я и очень широко используются. Поскольку гидравлический КПД изменяется мало, то часто для упрощения считают $\eta_{г1}/\eta_{г2} = 1$.

Пример 5.2. Исследования модели турбины диаметром $D_m = 0,3$ м при напоре $H_m = 3,5$ м показали, что оптимальному режиму с наибольшим КПД соответствует $n_{m, \text{опт}} = 430$ об/мин и $Q_{m, \text{опт}} = 0,15$ м³/с. Требуется найти частоту вращения $n_{т, \text{опт}}$, расход $Q_{т, \text{опт}}$ и мощность $N_{т, \text{опт}}$ натурной турбины того же типа, имеющей диаметр $D = 5,0$ м и напор $H = 90$ м.

Решение. По формуле (5.32), считая $\eta_{г, м}/\eta_{г, т} = 1$, находим:

$$n_{т, \text{опт}} = n_{m, \text{опт}} \frac{D_m}{D} \sqrt{\frac{H}{H_m}} = \frac{430 \cdot 0,3}{5} \sqrt{\frac{90}{3,5}} = 132 \text{ об/мин.}$$

По (5.33)

$$Q_{т, \text{опт}} = Q_{m, \text{опт}} \left(\frac{D}{D_m} \right)^2 \sqrt{\frac{H}{H_m}} = 0,15 \left(\frac{5}{0,3} \right)^2 \sqrt{\frac{90}{3,5}} = 211 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Мощность лучше вычислять непосредственно по (2.10). Нужно задаться КПД. В оптимальном режиме $\eta_{\text{опт}} = 93 \div 95$ %. Возьмем $\eta_{\text{опт}} = 0,93$, тогда получим:
 $N_{т, \text{опт}} = 9,81 \cdot 90 \cdot 211 \cdot 0,93 = 172 \text{ 000 кВт.}$

5.7. ПРИВЕДЕННЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТУРБИН

Турбины могут выполняться самых различных размеров и работать в широком диапазоне напоров, частот вращения, расходов и мощности. Следовательно, для характеристики турбины данного типа нужны какие-то показатели, приведенные к общим, стандартным условиям, например по напору и диаметру. Принято давать показатели турбины, пересчитанные на напор $H = 1$ м и диаметр $D = 1$ м. Эти параметры называются п р и в е д е н н ы м и (единичными) и обозначаются n'_i — приведенная частота вращения и Q'_i — приведенный расход. Используя формулы пересчета (5.32) и (5.33), без учета изменения КПД по заданным параметрам турбины n , H и D получаем:

$$\frac{n'_i}{n} = \frac{D}{1} \sqrt{\frac{1}{H}}$$

или

$$n'_1 = \frac{nD}{\sqrt{H}} \quad (5.34)$$

Также из формул пересчета можно получить

$$\frac{Q'_1}{Q} = \left(\frac{1}{D}\right)^2 \sqrt{\frac{1}{H}}$$

откуда

$$Q'_1 = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \quad (5.35)$$

Значения приведенных параметров n'_1 и Q'_1 в подобных режимах практически сохраняются неизменными, причем их определяют по результатам модельных испытаний. По известным значениям приведенных параметров с помощью (5.34) и (5.35) легко определить частоту вращения n и расход Q натурной турбины данного типа по заданному напору H и диаметру D :

$$n = \frac{n'_1 \sqrt{H}}{D}; \quad (5.36)$$

$$Q = Q'_1 D^2 \sqrt{H}. \quad (5.37)$$

Приведенные (единичные) параметры широко используются для характеристик турбин как в Советском Союзе, так и за рубежом.

Пример 5.3. Определить приведенные параметры для оптимального режима по данным примера 5.2.

Решение. По (5.34)

$$n'_{1\text{опт}} = \frac{n_{\text{м. опт}} D_{\text{м}}}{\sqrt{H_{\text{м}}}} = \frac{430 \cdot 0,3}{\sqrt{3,5}} = 69 \text{ об/мин};$$

по (5.35)

$$Q'_{1\text{опт}} = \frac{Q_{\text{м. опт}}}{D_{\text{м}}^2 \sqrt{H_{\text{м}}}} = \frac{0,15}{0,3^2 \sqrt{3,5}} = 0,89 \text{ м}^3/\text{с} = 890 \text{ л/с}.$$

Пример 5.4. По найденным значениям приведенных параметров определить показатели турбины $D = 6,5$ м при $H = 110$ м.

Решение. По (5.36)

$$n = \frac{n'_1 \sqrt{H}}{D} = \frac{69 \sqrt{110}}{6,5} = 111 \text{ об/мин},$$

по (5.37)

$$Q = Q'_1 D^2 \sqrt{H} = 0,89 \cdot 6,5^2 \sqrt{110} = 393 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность вычисляем по (2.10), принимая КПД турбины 94 %:

$$N = 9,81 Q H \eta = 9,81 \cdot 393 \cdot 110 \cdot 0,94 = 400\,000 \text{ кВт}.$$

5.8. КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ

Коэффициент быстроходности n_s численно равен частоте вращения турбины данного типа, но такого размера, что при напоре $H = 1$ м она развивает мощность 1 л. с. (использование единицы мощности 1 л. с. = 0,736 кВт — исторически сложившийся прием).

Найдем коэффициент быстроходности турбины, если известны ее частота вращения n , напор H и мощность N .

На основании (5.32)

$$\frac{n_s}{n} = \frac{D}{D_s} \sqrt{\frac{1}{H}}.$$

Здесь D_s — диаметр турбины, мощность которой равна 1 л. с. По (5.33а) без учета изменения КПД

$$\frac{1}{N_{\text{л.с.}}} = \left(\frac{D_s}{D}\right)^2 \frac{1}{H} \sqrt{\frac{1}{H}}.$$

Возведем первое уравнение в квадрат

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

и перемножим второе и третье уравнения. Это позволит исключить D_s . Тогда

$$\left(\frac{n_s}{n}\right)^2 \frac{1}{N_{\text{л.с.}}} = \frac{1}{H^2} \sqrt{\frac{1}{H}}.$$

Отсюда получаем формулу для определения коэффициента быстроходности:

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N_{\text{л.с.}}}{\sqrt{H}}} \quad (5.38)$$

Если мощность дана в кВт, то $N_{\text{л.с.}} = 1,36 N_{\text{кВт}}$.

Можно найти связь между коэффициентом быстроходности n_s и приведенными единичными параметрами турбины n'_1 и Q'_1 .

Выразив расход через Q'_1 по (5.37), без учета изменения КПД получим:

$$N = 9,81 Q'_1 D^2 \sqrt{H} H \eta.$$

Подставив в (5.38) мощность N в л. с. и n по (5.36), имеем:

$$n_s = \frac{n'_1 \sqrt{H}}{DH} \sqrt{\frac{1,36 \cdot 9,81 Q'_1 D^2 \sqrt{H} H \eta}{\sqrt{H}}},$$

откуда окончательно

$$n_s = 3,65 n'_1 \sqrt{Q'_1 \eta}. \quad (5.39)$$

Коэффициент быстроходности обычно определяется для режима максимальной мощности. Он весьма полно характеризует свойства турбины, форму рабочего колеса, т. е. ее вид и тип. Коэффициенты быстроходности n_s различных видов турбин изменяются следующим образом:

Турбины	n_s
осевые поворотно-лопастные	1200—450
диагональные поворотно-лопастные	500—300
радиально-осевые	400—80
ковшовые	50—10

Чем меньше коэффициент быстроходности n_s , тем тихходнее турбина, тем выше и ее область напоров (см. рис. 2.9).

5.9. РЕАЛЬНАЯ ФОРМА ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ТУРБИНЫ

В § 5.2. были рассмотрены условия движения осредненного потока через рабочее колесо, и это позволило получить важные зависимости, определяющие момент рабочего колеса, и уравнение Эйлера. Теперь необходимо выяснить некоторые особенности движения жидкости в рабочем колесе.

Основным фактором, определяющим структуру потока в рабочем колесе, является силовое взаимодействие между движущейся лопастью и жидкостью, кото-

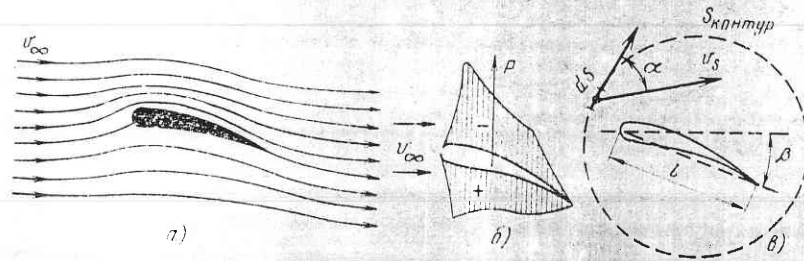


Рис. 5.13. Обтекание потоком профиля

рое и создает момент рабочего колеса. Следовательно, прежде всего нужно установить закономерности силового воздействия потока на обтекаемое им тело.

Возьмем наиболее простой случай безотрывного обтекания отдельного профиля бесконечным установившимся потоком (плоская задача). На бесконечности от профиля имеем невозмущенный поток, который характеризуется постоянной скоростью v_∞ (рис. 5.13, а). По мере приближения к профилю его воздействие на течение становится все сильнее, что проявляется в искривлении линий тока и изменении расстояний между ними. Над обтекаемым профилем линии тока сгущаются, а под ним разреживаются. Поскольку расход между двумя линиями тока постоянен (линию тока мысленно можно заменить жесткой границей), то, следовательно, над профилем скорости возрастают по сравнению с v_∞ , а под профилем убывают.

Если рассматривать идеальную жидкость, движущуюся без потерь, и считать, что на бесконечности давление постоянно (рассматривается напорное течение), то согласно уравнению Бернулли за счет изменения скорости течения давление над профилем должно понизиться, а под профилем повыситься. Это и создает си-

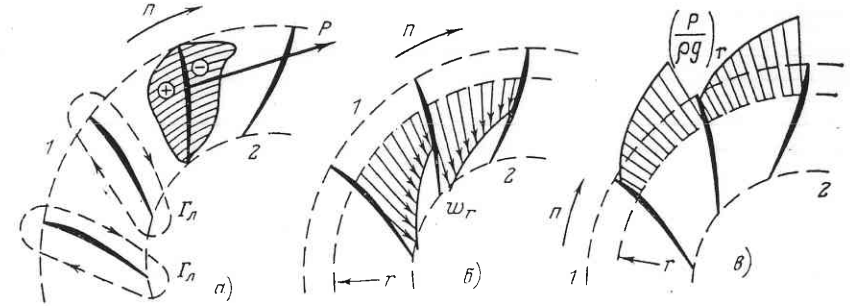


Рис. 5.14. Поток в межлопастном пространстве рабочего колеса радиально-осевой турбины

ловое воздействие потока на профиль (рис. 5.13, б), результирующая которой P представляет собой так называемую подъемную силу. Очевидно, что аналогичная подъемная сила возникнет, если жидкость неподвижна, а профиль перемещается в ней со скоростью $-v_\infty$.

Подъемная сила на 1 м ширины профиля определяется по известной теореме Н. Е. Жуковского

$$P = \rho v_\infty \Gamma, \tag{5.40}$$

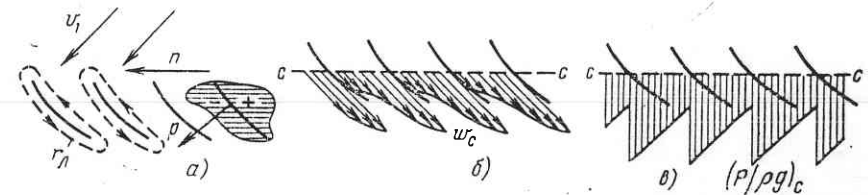


Рис. 5.15. Поток в межлопастном пространстве рабочего колеса осевой турбины

где ρ — плотность жидкости; v_∞ — скорость; Γ — циркуляция, создаваемая профилем на замкнутом контуре, охватывающем профиль (рис. 5.13, в), и определяемая по (5.2).

Основное следствие из теоремы Н. Е. Жуковского состоит в том, что силовое воздействие потока на обтекаемый им профиль определяется создаваемой вокруг этого профиля циркуляцией скорости. Иными словами, для того чтобы поток оказывал силовое воздействие на обтекаемый им профиль, вокруг этого профиля обязательно должна существовать циркуляция Γ .

На лопастях рабочего колеса результирующая сила P направлена в сторону вращения. Она создается за счет неодинаковости давлений с рабочей и тыльной стороны лопасти, как это показано на рис. 5.14, а. Это является следствием лопаст-

ной циркуляции $G_{л}$, направление которой показано пунктиром. В результате суммирования общего осредненного потока, направленного в радиально-осевых турбинах от периферии к центру, и вторичного течения, вызываемого циркуляцией $G_{л}$, скорость жидкости у рабочей стороны лопасти уменьшается, а у тыльной увеличивается, что приводит к созданию перепада давления на лопасти. В итоге скорость течения по каналу рабочего колеса неравномерна: с рабочей стороны меньше, с тыльной — больше (рис. 5.14, б). Соответственно неравномерно распределены и давления (рис. 5.14, в).

Аналогичная неравномерность распределения скоростей и давлений, как следствие лопастной циркуляции $G_{л}$, существует в каналах рабочего колеса осевой турбины, показанных на рис. 5.15, а—в.

Значительная неравномерность потока рабочего колеса должна вызывать увеличение гидравлических потерь, а также может являться источником пульсаций и вибраций.

Глава 6

ПОДВОДЯЩИЕ И ОТВОДЯЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ТУРБИН

6.1. ТУРБИННЫЕ КАМЕРЫ

Турбинная камера служит для подвода воды к направляющему аппарату реактивной турбины. К турбинным камерам предъявляются следующие требования:

- 1) они должны обеспечить равномерное по всему периметру питание направляющего аппарата;
- 2) гидравлические потери в самой камере, в статоре и при входе потока в направляющий аппарат должны быть малы;
- 3) форма и размеры турбинной камеры должны соответствовать условиям компоновки блока здания ГЭС.

Виды турбинных камер:

1) спиральные — бетонные, железобетонные (рис. 2.2) и металлические (стальные) (рис. 2.4);

2) прямоочные — для осевых и близких к ним направляющих аппаратов (рис. 3.9 и 3.11);

3) открытые безнапорные — для малых низконапорных турбин: $D_1 \leq 160$ см, $H < 6,0$ м (рис. 3.22, а и 6.1, а);

4) кожуховые — для горизонтальных турбин: $D_1 \leq 100$ см, $H < 25$ м (рис. 6.1, б).

Области использования спиральных турбинных камер определяются главным образом напором. Как видно из рис. 6.2, бетонные (железобетонные) камеры применяются при напорах 4—80 м, а металлические при 40—700 м.

Конструкции турбинных камер. На рис. 6.3 показана стальная спиральная турбинная камера радиально-осевой турбины диаметром 5,5 м с напором 100 м. Входным сечением камеры

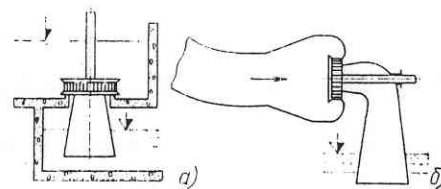


Рис. 6.1. Компоновки турбинных камер малых турбин

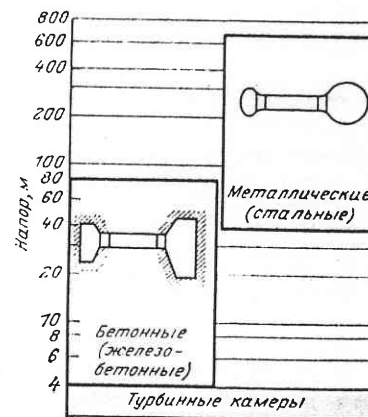


Рис. 6.2. Области использования спиральных турбинных камер по напору

считается сечение 0-0, перпендикулярное оси подводящего водовода. Концевое сечение принято определять по выходной кромке замыкающей колонны статора — з у б а с п и р а л и. Металлическая спиральная турбинная камера со статором почти полностью охватывает направляющий аппарат, что характеризуется углом охвата спирали $\Phi_{охв}$.

Стальные спиральные камеры имеют угол $\Phi_{охв} = 340 \div 350^\circ$. Поперечные сечения круглые, причем по мере перемещения от входа к концу с уменьшением расхода площадь сечения и радиус убывают. В концевой части, примерно на последних 90° сечения переходят в эллиптические, это объясняется тем, что необходимая площадь здесь настолько мала, что круглое сечение нельзя сопрячь с опорными поясами статора.

Стальная спиральная камера (рис. 6.3 и 6.4) представляет собой сварную конструкцию, выполненную из вальцованных стальных листов. Листы по всему периметру приварены к верхнему и нижнему опорным кольцам статора. Сборка и сварка всей спиральной камеры производится на месте при монтаже, а на заводе делают только раскрой и вальцовку отдельных листов.

Если спиральная турбинная камера имеет не слишком большие размеры (по транспортным условиям), то она может полностью изготавливаться на заводе литой или сварной конструкции, иногда объединенной со статором. В этом случае камера обычно выполняется в виде двух или четырех монтажных блоков, которые на месте соединяются болтами или

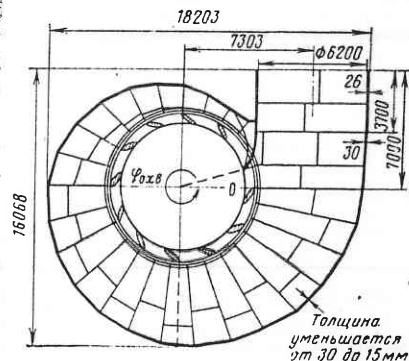


Рис. 6.3. Стальная турбинная камера

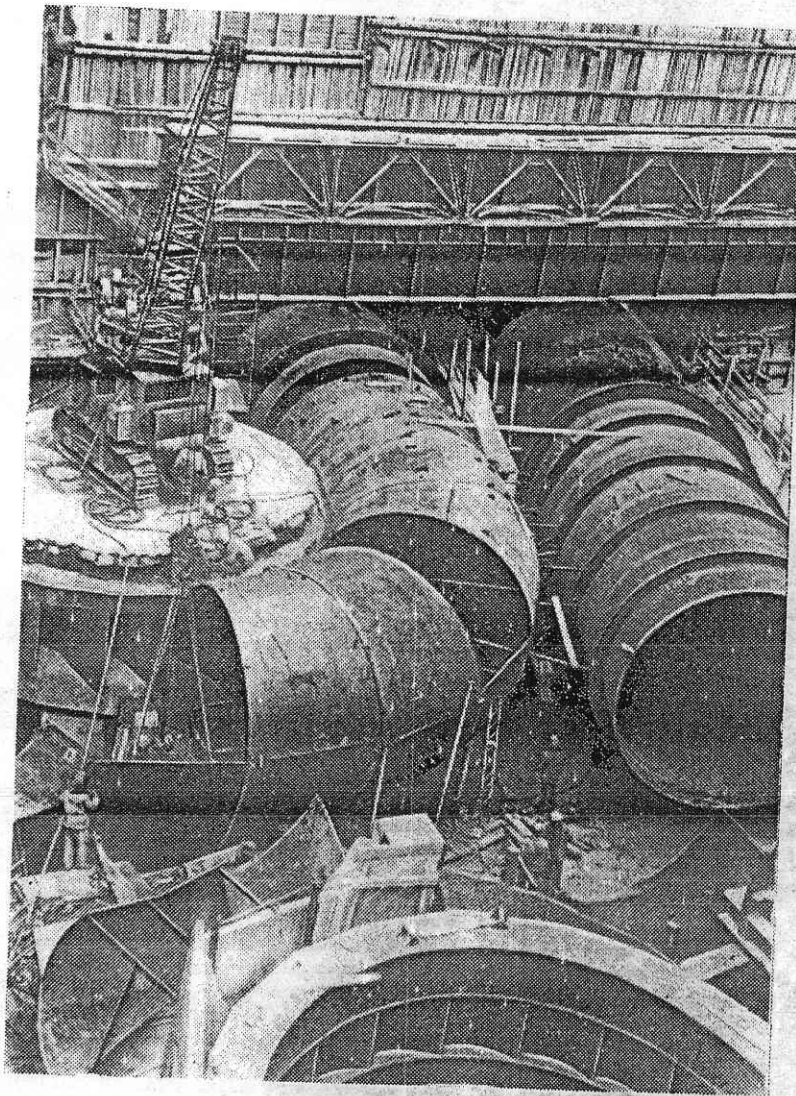


Рис. 6.4. Монтаж стальных турбинных камер

сваркой (рис. 6.5). Такие камеры удобнее в монтаже, более надежны для очень высоких напоров, так как заводская технология изготовления более совершенна. Литые или цельносварные спиральные камеры применяются для турбин диаметром до 2,5 м.

Оболочка стальной спиральной камеры рассчитывается на максимальное внутреннее давление воды с учетом гидравлического удара, возникающего во время закрытия направляющего аппарата. При этом

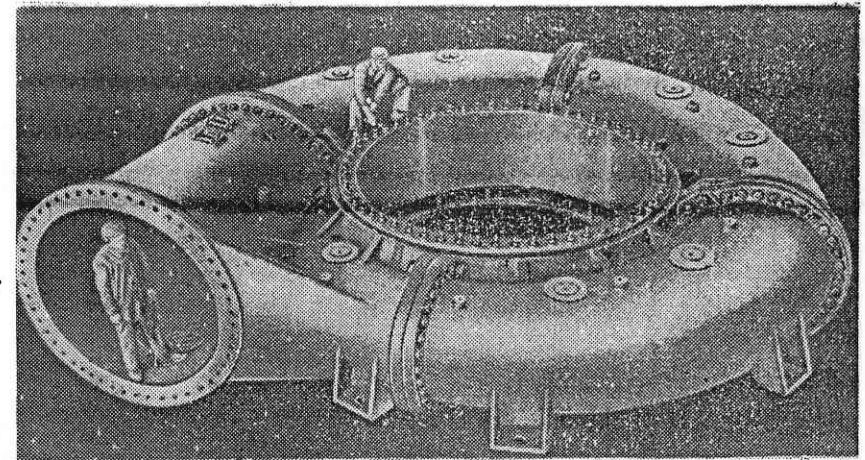


Рис. 6.5. Литая стальная турбинная камера ГЭС Яблонца (СФРЮ, завод «Литострой»)

нужно исключить передачу нагрузки на бетон, для чего верхняя часть оболочки покрывается податливой прокладкой (рис. 6.6, а), например битумными матами, либо остается открытой (рис. 6.6, б).

Предел применимости стальных спиральных камер, у которых оболочка воспринимает максимальное внутреннее давление p_{\max} , включая гидравлический удар, с учетом использования высокопрочных легированных сталей толщиной до 40 мм определяется по условию

$$p_{\max} D_{\text{сп}} \leq 1100 - 1300, \quad (6.1)$$

в котором p_{\max} — в МПа; $D_{\text{сп}}$ — диаметр сечения спирали (входного), см. Если условие (6.1) не удовлетворяется, то приходится идти на особые решения.

Наибольшее распространение получили конструкции спиральных турбинных камер с передачей части нагрузки от внутреннего давления воды на железобетон блока здания ГЭС. Так, в турбинах Нурекской ГЭС стальная облицовка рассчитана на 1/3 давления воды, составляющего с учетом гидравлического удара 4 МПа, а 2/3 воспри-

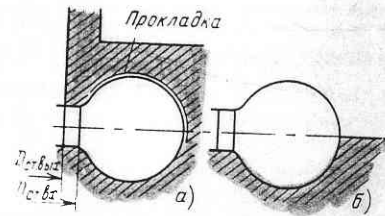
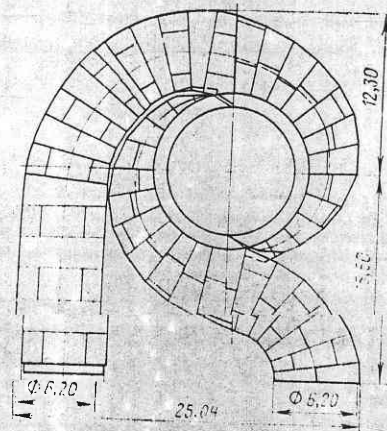


Рис. 6.6. Установка стальных турбинных камер

Рис. 6.7. Двухподводная спиральная камера



нимается железобетоном (предусмотрена мощная кольцевая арматура, которая видна на рис. 1.4). Передача части нагрузки на железобетон с оболочки камеры использована и в турбинах Саяно-Шушенской ГЭС.

Возможно применение двухподводных спиральных турбинных камер. Эскизный проект такой спирали, разработанный для радиально-осевой турбины диаметром 7,5 м, показан на рис. 6.7. Особенность этой камеры состоит в том, что вода подводится к турбине двумя трубопроводами и каждый сопрягается с полуспиралью, охватывающей половину статора. Диаметр входных сечений каждой полуспирали будет почти в 1,5 раза меньше, чем при общей спирали, и соответственно уменьшится необходимая толщина листов стали.

Спиральные камеры отличаются трапециевидальной формой поперечного сечения и меньшим углом охвата спирали, который составляет $\varphi_{охв} = 180 + 270^\circ$. Как видно из рис. 6.8, $\varphi_{охв}$ зависит от максимального напора турбины H_{\max} . Известны случаи, когда принимались меньшие значения $\varphi_{охв}$. Так, на Волжской ГЭС имени В. И. Ленина $\varphi_{охв} = 135^\circ$, что обосновано необходимостью разместить статор турбины в середине блока здания ГЭС, т. е. условиями компоновки блока.

Поперечные сечения бетонных камер (рис. 6.9) имеют трапециевидальную форму, причем высота b обычно больше, чем ширина a . Это делается с целью уменьшения габаритов камеры в плане и главным образом сокращения ширины $B_{сп}$.

Характерны три формы бетонных камер: развитая вниз с постоянной отметкой потолка (рис. 6.9, а); раз-

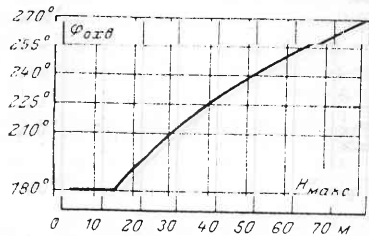


Рис. 6.8. Зависимость угла охвата бетонных спиральных камер от напора

витая вверх с постоянной отметкой пола (рис. 6.9, б); тавровая с переменной отметкой потолка и пола (рис. 6.9, в). Выбор той или иной формы целиком определяется условиями наиболее выгодной компоновки блока здания ГЭС.

Одна из существенных особенностей бетонных турбинных камер состоит в том, что значительная часть периметра направляющего аппарата получает воду непосредственно из подводящего водовода. Из рис. 6.9 видно, что подвод воды к статору и направляющим лопаткам здесь менее благоприятен, так как при входе в статор и в направляющий аппарат происходит резкое изменение направления скорости.

С целью улучшения условий входа потока в направляющий аппарат в правой четверти спирали перед зубом, как это видно из рис. 6.9, ставят криволинейные колонны, причем шаг их здесь делают меньше.

Иногда для низконапорных турбин рассматривается вопрос о возможности применения прямоугольных турбинных камер с целью упрощения строительных форм и облегчения использования сборных железобетонных элементов.

При напорах более 50 м бетонные спиральные камеры снабжаются стальной облицовкой из листов толщиной 10—16 мм. Эта облицовка в основном служит противофильтрационной защитой, но учитывается при расчете конструкции на прочность. Она должна быть хорошо заанкерена в бетон.

При проектировании гидроэлектростанций приходится рассматривать возможность изменения форм и размеров турбинных камер

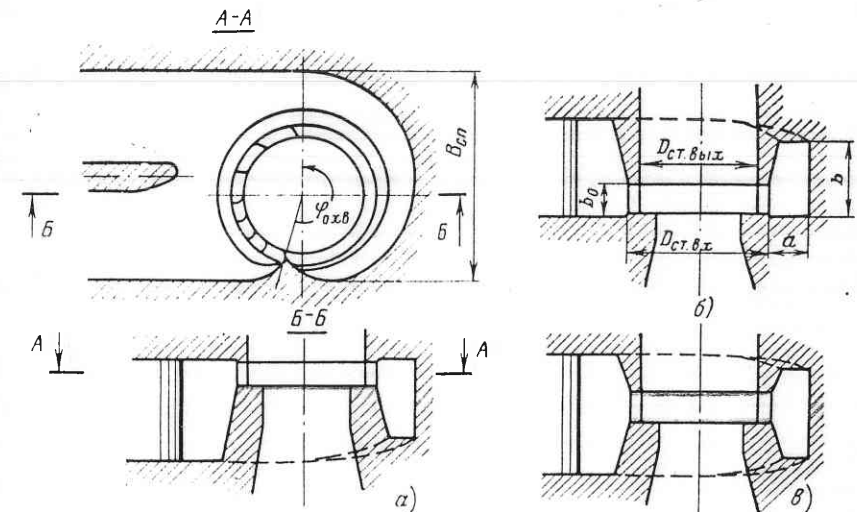


Рис. 6.9. Бетонные турбинные камеры

для лучшей увязки их с компоновкой блока здания ГЭС и со строительными конструкциями. Одним из важных параметров является ширина турбинной камеры $B_{сп}$. Относительное значение

$$\bar{B}_{сп} = B_{сп}/D_1$$

(D_1 — диаметр рабочего колеса) в зависимости от расчетного напора H_p показано на рис. 6.10. Здесь же даны точки, соответствующие некоторым ГЭС. Как видно из рисунка, разброс получается довольно большой, особенно для бетонных турбинных камер, что связано в основном с различием форм поперечного сечения.

Поскольку турбинная камера непосредственно примыкает к статорному кольцу, то необходимо знать его размеры, характеризующиеся относительной высотой b_0 и относительными диаметрами расположения входных и выходных кромок колонн

$\bar{D}_{ст.вх} = D_{ст.вх}/D_1$ и $\bar{D}_{ст.вых} = D_{ст.вых}/D_1$ (см. рис. 6.6 и 6.9). Высота b_0 дается на габаритных чертежах турбин и зависит от их типа. Размеры статора изменяются не столь сильно. Для турбин с бетонными камерами

$$\bar{D}_{ст.вх} = 1,5 \div 1,55 \text{ и}$$

$$\bar{D}_{ст.вых} = 1,3 \div 1,35,$$

большие значения при $D_1 < 4,0$ м.

Для турбин со стальными и спиральными камерами

$$\bar{D}_{ст.вх} = 1,55 \div 1,64 \text{ и } \bar{D}_{ст.вых} = 1,33 \div 1,37,$$

большие значения для $D_1 < 3,2$ м. Кроме того, для напоров выше 100 м оба диаметра увеличиваются на 0,03—0,07.

Исходным положением для гидравлического расчета турбинной камеры является *равномерное поступление расхода в статор и в направляющий аппарат по его периметру*. Отсюда следует, что расход Q_φ , проходящий через данное сечение спирали, определяемое углом φ (рис. 6.11), будет выражаться формулой

$$Q_\varphi = Q \frac{\varphi}{360^\circ} \quad (6.2)$$

Здесь Q — полный расход турбины; φ — угол, отсчитываемый от конца зуба спирали.

Расход во входном сечении спиральной камеры равен:

$$Q_{ст.вх} = Q_{\varphi_{вх}}/360^\circ \quad (6.2a)$$

Размеры сечений спиральной камеры определяются на основании одной из двух гипотез:

1) по заданным значениям средней окружной компоненты скорости течения $v_{u\text{ ср}}$;

2) по заданному направлению скорости течения на выходном диаметре статора $D_{ст.вых}$, т. е. непосредственно перед входом на направляющий аппарат. Рассмотрим методы расчета, основанные на каждой из гипотез.

1. Расчет по средним значениям скоростей производят либо по закону постоянства средней скорости

$$v_{u\text{ ср}} = v_{сп.вх} = \text{const},$$

где $v_{сп.вх}$ — средняя скорость во входном сечении спирали 0-0 (рис. 6.11), либо по закону убывающей средней скорости

$$v_{u\text{ ср}} = f(\varphi),$$

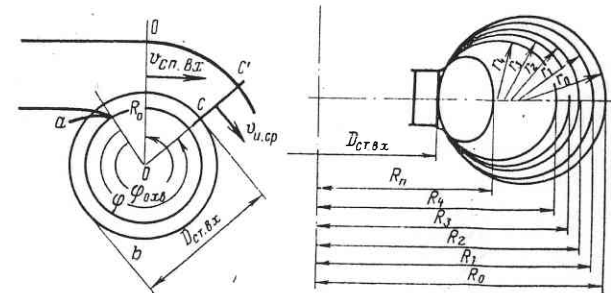


Рис. 6.11. К расчету металлической спиральной камеры

причем $v_{сп.ср}$ убывает с уменьшением φ по графику на рис. 6.12.

Значение средней скорости во входном сечении $v_{сп.вх}$ желательно брать большим, так как это приводит к уменьшению размеров спиральной турбинной камеры, но в то же время при чрезмерном увеличении $v_{сп.вх}$ заметно растут потери (снижается КПД) и сокращается пропускная способность турбины. Кривая $v_{сп.вх} = f(H_p)$, где H_p — расчетный напор турбины, построенная на основании современного опыта, показана на рис. 6.13. Расчет спирали по убывающей средней скорости (рис. 6.12) позволяет на 10—20% (большие значения для бетонных камер) увеличить $v_{сп.вх}$ по сравнению с рис. 6.13 без ощутимого ухудшения энергетических показателей.

Зная изменение средней скорости по длине спирали, можно найти соответствующую площадь меридианного сечения спиральной камеры:

$$F_\varphi = \frac{Q_\varphi}{v_{u\text{ ср}}(\varphi) 360^\circ} \quad (6.3)$$

причем в случае $v_{u\text{ ср}} = \text{const}$ берут $v_{u\text{ ср}} = v_{сп.вх}$.

Габариты стальной спиральной камеры с круглыми поперечными сечениями определяются достаточно просто:

задаются различными значениями углов φ и для каждого угла по (6.3) вычисляются соответствующие площади и радиусы:

$$r_{\varphi} = \sqrt{F_{\varphi}/\pi}.$$

Окружности сечений вписываются так, что они касаются верхнего и нижнего статорных поясов, как показано на рис. 6.11.

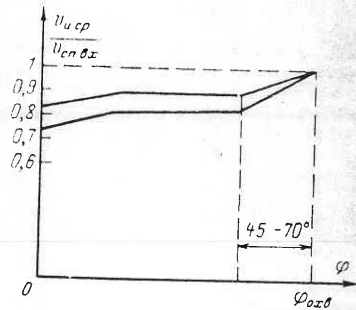


Рис. 6.12. Законы убывания средней скорости в спирали



Рис. 6.13. Зависимость средней скорости во входном сечении спирали от напора

Для бетонных спиральных камер сначала определяют угол охвата $\varphi_{охв}$ (рис. 6.8) и по (6.3), приняв $\varphi = \varphi_{охв}$ и $v_{u,сп} = v_{ст,вх}$ (рис. 6.13), вычисляют необходимую площадь входного сечения спирали $F_{сп,вх}$.

По условиям компоновки блока здания ГЭС выбирается форма поперечного сечения (рис. 6.9) и строится входное сечение. При этом

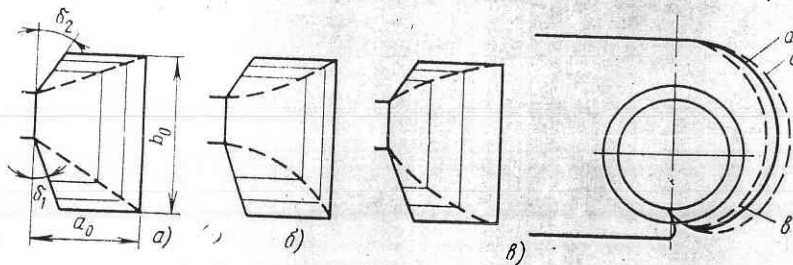


Рис. 6.14. Построение промежуточных сечений бетонных спиральных камер

учитывают следующие условия: $b_0/a_0 \leq 2+2,5$, углы δ_1 и δ_2 принимаются $15-30^\circ$ (рис. 6.14). Необходимо принять общий способ построения промежуточных сечений. Он задается кривыми пересечения вертикальной стенки с потолком и дном. Возможны три варианта (рис. 6.14): a — равномерное сокращение высоты и ширины, b — более быстрое сокращение высоты и $в$ — более быстрое сокращение ширины. В плане форма $в$ — самая обжатая, форма $б$ — самая широкая.

Построение бетонной спиральной камеры удобно производить графическим способом, как показано на рис. 6.15. Задав $\varphi_{охв}$ (рис. 6.8) и найдя по (6.3) площадь

$$F_{сп,вх} = \frac{Q_{\varphi_{охв}}}{v_{сп,вх} 360^\circ}, \quad (6.3a)$$

исходя из условий компоновки блока здания ГЭС выбирают форму и подбирают размеры входного сечения по площади $F_{сп,вх}$, по известным размерам статора ($R_{ст,вх}$ и b_0) строят полученное сечение (вход

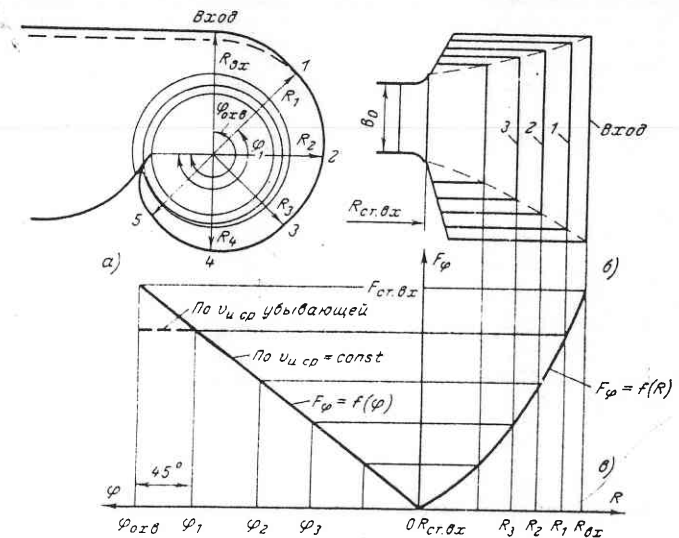


Рис. 6.15. Графическое определение размеров бетонной спиральной камеры

на рис. 6.15, б) и, выбрав закон его изменения по длине (пунктирные линии), наносят несколько промежуточных сечений (1, 2, 3...). Под сечением строят сдвоенный график (рис. 6.15, в): $F_{\varphi} = f(R)$ и $F_{\varphi} = f(\varphi)$ по (6.3). Снося промежуточные сечения на эти кривые, находят соответственные значения $R_1, R_2 \dots$ и $\varphi_1, \varphi_2 \dots$, которые позволяют построить спираль в плане (рис. 6.15, а).

Если требуется уменьшить размер входного сечения, то можно использовать закон убывающей скорости на угле около 45° (показано пунктиром на рис. 6.15, а).

2. Расчет спиральной камеры по заданному направлению скорости при входе в направляющий аппарат производят с учетом неравномерности распределения скоростей по сечению (подробнее см. [31]). При входе в спираль, как видно из рис. 6.16, а, поток обладает моментом скорости относительно центра O . Это позволяет применить к по-

току в спиральной камере закон постоянства момента скорости (5.4), в соответствии с которым

$$v_u = K/r. \quad (6.4)$$

Коэффициент K постоянен. Согласно (6.4) эпюра распределения скоростей $v_u(r)$ представляет собой гиперболу. Коэффициент K можно определить по расходу Q_φ с учетом (6.2) и рис. 6.16, б:

$$Q_\varphi = \frac{Q_\varphi}{360^\circ} = \int_{R_{\text{ст. вых}}}^R v_u b(r) dr = K \int_{R_{\text{ст. вых}}}^R \frac{b(r)}{r} dr, \quad (6.5)$$

где $b(r)$ — высота, зависящая от r .

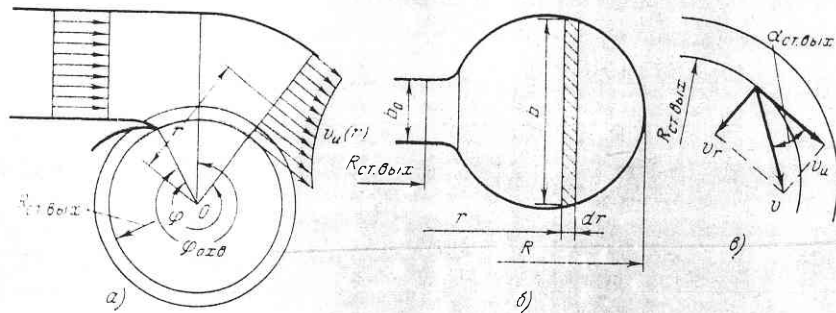


Рис. 6.16. К расчету спиральной камеры по заданному направлению скорости перед направляющим аппаратом

Отсюда находим

$$K = \frac{Q \frac{\varphi}{360^\circ}}{\int_{R_{\text{ст. вых}}}^R \frac{b(r)}{r} dr}. \quad (6.6)$$

Средняя радиальная компонента скорости v_r на выходе из статора представляется выражением

$$v_r = \frac{Q}{\pi D_{\text{ст. вых}} b_0}. \quad (6.7)$$

Наибольшее значение имеет направление скорости перед входом в направляющий аппарат $\alpha_{\text{ст. вых}}$, т. е. угол $\alpha_{\text{ст. вых}}$ (рис. 6.16, в), который с учетом (6.4)—(6.7) определяется по формуле

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_{\text{ст. вых}} &= \frac{v_r}{v_u} = \frac{QR_{\text{ст. вых}}}{\pi D_{\text{ст. вых}} b_0 K} \\ &= \frac{R_{\text{ст. вых}}}{2\pi b_0 \frac{\varphi}{360^\circ}}. \end{aligned} \quad (6.8)$$

Формула (6.8) показывает, что:

- 1) угол $\alpha_{\text{ст. вых}}$ не зависит от расхода Q ;
- 2) при постоянстве K угол $\alpha_{\text{ст. вых}}$ сохраняет постоянное значение по всему периметру направляющего аппарата;
- 3) угол $\alpha_{\text{ст. вых}}$ зависит от формы и размеров спиральной камеры.

Спиральные камеры принято рассчитывать при $\alpha_{\text{ст. вых}} = \text{const}$, причем этот угол выбирается таким образом, чтобы он совпадал с углом установки направляющих лопаток при наиболее важном расчетном режиме работы турбины.

Необходимые размеры турбинной камеры рассчитываются следующим образом: для заданных размеров статора и принятого $\varphi_{\text{охв}}$ определяется входное сечение $F_{\text{сп. вх}}$ по (6.3), причем $v_{\text{сп. вх}}$ можно принимать, ориентируясь на рис. 6.13; подбирают форму и размеры входного сечения и для него по (6.6) находят значение K , подставляя вместо φ угол $\varphi_{\text{охв}}$; по (6.8) проверяется угол $\alpha_{\text{ст. вых}}$ и производится корректировка размеров сечения до тех пор, пока этот угол не совпадает с требуемым, это определит окончательное значение K . После этого строится несколько промежуточных сечений, как показано на рис. 6.15, б, и для каждого вычисляется расход Q_φ по (6.5).

Зная Q_4 , по (6.2) легко найти соответствующее значение φ , что и определит положение данного сечения и позволит построить план спирали. Так выполняется расчет при $K = \text{const}$. Имеются, однако, предложения, например в [31], допускать некоторое уменьшение $\alpha_{\text{ст. вых}}$ по сравнению с оптимальным значением на угле $(\varphi_{\text{охв}} - \varphi) \leq 45^\circ - 60^\circ$. Это позволит сократить размер входного сечения без ощутимого ухудшения энергетических показателей.

6.2. ОТСАСЫВАЮЩИЕ ТРУБЫ

В реактивных турбинах вода из рабочего колеса выпускается в отсасывающую трубу и по ней отводится в нижний бьеф. Отсасывающая труба существенно влияет на энергетические показатели турбин, особенно низконапорных. Кроме того, отсасывающая труба в значительной мере определяет размеры нижней части блока здания ГЭС и отметку заложения основания. В связи с этим вопросам определения форм и размеров отсасывающих труб при проектировании ГЭС уделяется значительное внимание.

Рабочий процесс. Рассмотрим сначала г и д р а в л и ч е с к и е п о к а з а т е л и отсасывающих труб. Средняя скорость v_2 на входе в отсасывающую трубу (сечение 2-2 на рис. 6.17) зависит от режима работы турбины и определяется параллелограммом выходных скоростей (см. рис. 5.8). Определим абсолютное давление в сечении 2-2 при работе турбины $p_{a2}/\rho g$. Для этого составим уравнение Бернулли для сечений 2-2 и 5-5 (выходное сечение) относительно нижнего бьефа:

$$\frac{p_{a2}}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} = \frac{p_{a5}}{\rho g} + z_5 + \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} + h_{\text{отс}}.$$

Здесь $p_{a5}/\rho g = h_5 + p_{\text{атм}}/\rho g$ (h_5 — заглубление сечения 5-5 под уровень нижнего бьефа); $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление; $z_5 = -h_5$; $h_{\text{отс}}$ — гидравлические потери в отсасывающей трубе.

Высота установки турбины относительно нижнего бьефа, называемая высотой отсасывания H_s , отсчитывается от определенной плоскости турбины (см. рис. 7.9), и без серьезной погрешности можно принять $z_2 = H_s$.

Тогда из уравнения Бернулли получаем:

$$\frac{p_{a2}}{\rho g} = \frac{p_{a1m}}{\rho g} - \left(H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{отс} \right). \quad (6.9)$$

Полученный результат показывает, что отсасывающая труба создаст понижение давления (вакуум) под рабочим колесом, которое складывается из двух частей: из статического понижения давления H_s ,

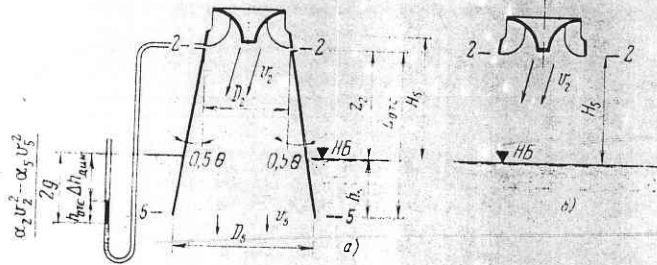


Рис. 6.17. Гидравлические показатели отсасывающих труб

которое не зависит от расхода, и динамического понижения давления

$$\Delta h_{дин} = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{отс},$$

определяемого в основном диффузорным действием отсасывающей трубы и возрастающего с увеличением расхода.

Установим теперь энергетические показатели отсасывающей трубы. Средняя удельная энергия жидкости e_2 в сечении 2-2 относительно нижнего бьефа выражается трехчленом

$$e_2 = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}, \quad (6.10)$$

где $p_2/\rho g = p_{a2}/\rho g - p_{a1m}/\rho g$ и α_2 — коэффициент неравномерности (Кориолиса), определяемый по (1.5).

Энергия e_2 , с которой вода покидает рабочее колесо, не может быть использована турбиной и представляет собой потерю. Всегда стремятся снизить e_2 и за счет этого увеличить КПД турбины. Это достигается отсасывающей трубой, представляющей собой плавно расширяющийся диффузор.

Установим, чем определяется e_2 при наличии отсасывающей трубы. Для этого используем выражение (6.10) и формулу (6.9). Получим

$$e_2 = - \left(H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{отс} \right) + H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \quad (6.11)$$

и окончательно

$$e_2 = \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} + h_{отс}. \quad (6.12)$$

Результат получился весьма интересным. Оказывается, что при наличии отсасывающей трубы теряемая энергия e_2 состоит из выходных потерь $\alpha_5 v_5^2/2g$ и внутренних потерь $h_{отс}$.

Для уменьшения теряемой энергии e_2 можно увеличить площадь выходного отверстия трубы F_5 (приводит к снижению v_5), однако при этом необходимо, чтобы потери $h_{отс}$ не слишком возрастали. Эти потери определяются двумя факторами: трением о стенки, которое имеет сравнительно малое значение, и вихревыми потерями, вызываемыми диффузорностью.

Для обеспечения безотрывного движения, при котором потери минимальны, при осевом потоке угол конусности θ должен быть малым ($\theta < 8^\circ$), или с одной стороны $0,5\theta < 4^\circ$ (рис. 6.17). В турбинах угол θ можно увеличить до $12-14^\circ$ и даже более, не вызывая увеличения потерь, а даже получая некоторое их снижение. С этой целью поток за рабочим колесом при входе в отсасывающую трубу должен быть не осевым, а иметь небольшую крутку, что достигается подбором соответственного режима (угол $\alpha_2 \neq 0$). Тогда возникающие центробежные силы препятствуют отрыву потока от стенок.

Определим теперь энергетический эффект отсасывающей трубы. Для этого найдем значение e_2 в предположении, что отсасывающая труба отсутствует. В этом случае, как видно из рис. 6.17, б, вода из рабочего колеса со скоростью v_2 выбрасывается в атмосферу и свободно падает в нижний бьеф. Следовательно,

$$e_2' = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + H_s. \quad (6.13)$$

Сравнивая (6.13) с (6.12), устанавливаем, что отсасывающая труба увеличивает используемую турбиной энергию на

$$\Delta H_{отс} = H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{отс}. \quad (6.14)$$

Отсюда следует, что отсасывающая труба позволяет:

1) полностью использовать энергию, соответствующую высоте установки турбины H_s над нижним бьефом (важно при $H_s > 0$);

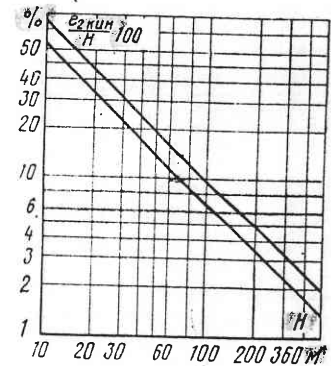


Рис. 6.18. Зависимость относительной кинетической энергии за рабочим колесом от напора турбины

2) использовать значительную часть кинетической энергии, которой обладает вода при выходе из рабочего колеса.

Коэффициент полезного действия, или коэффициент восстановления отсасывающей трубы $\eta_{отс}$, определяют отношением

$$\eta_{отс} = \frac{\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - h_{отс}}{\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}} \quad (6.15)$$

Для хороших отсасывающих труб достаточно большой длины значение $\eta_{отс}$ достигает 80—85 %.

Оценим, насколько существенную часть от всей энергии, располагаемой турбиной, составляет кинетическая энергия потока за рабочим колесом. Эта величина определится отношением

$$\frac{e_{2кин}}{H} = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2gH} \quad (6.16)$$

Ориентировочная зависимость $e_{2кин}/H$ от напора для полной мощности турбин показана на рис. 6.18. Как видно, в низконапорных турбинах кинетическая энергия за рабочим колесом может составлять 50—90 % суммарной энергии H и только у высоконапорных турбин при $H > 100$ м она составляет менее 10 %. Следовательно, возможность использования кинетической энергии e_2 в значительной мере определяет эффективность турбин, указывает на большое значение отсасывающих труб, особенно при низких и средних напорах.

Типы отсасывающих труб. Их можно разделить на два вида: прямоосные и изогнутые.

Прямоосные отсасывающие трубы. Наиболее простым типом является прямая коническая труба (рис. 6.1, а; 6.17, а), которая имеет хорошие энергетические показатели, однако ее необходимая длина $L_{отс}$ получается весьма значительной, что для крупных вертикальных турбин приводит к большому заглублению основания и повышению стоимости ГЭС. В связи с этим в настоящее время такие трубы применяются только для мелких турбин.

Другие типы прямоосных отсасывающих труб показаны на рис. 6.19. Несколько увеличить эффективность конической трубы и сократить ее длину можно, если применить криволинейную образующую (рис. 6.19, а). Дальнейшее развитие этой идеи приводит к так называемой раструбной отсасывающей трубе (рис. 6.19, б), у которой выходное сечение 5-5 имеет цилиндрическую форму. Для улучшения работы в центре рекомендуется сооружать коноид (показан пунктиром). Но пока эти трубы не получили распространения.

Для горизонтальных турбин, особенно для капсальных агрегатов (см. рис. 3.9), применяются прямоосные трубы (рис. 6.19, в). Между сечениями 2-2 и 2'-2' труба круглая, а дальше к выходному сечению

5-5 осуществляется плавный переход на квадрат или прямоугольник. Как показали исследования, переход лучше осуществлять на большой длине. При этом угол конусности θ не должен быть более 14—16°. В последнее время стали применять и в этом случае круглые сечения по всей длине.

Средний угол конусности θ определяется приведением площади сечения к кругу. Например, для трубы на рис. 6.19, в на участке между сечениями 2'-2' и 5-5 (L_{2-5})

$$F_2 = \pi D_2^2/4 \quad \text{и} \quad F_5 = \pi D_5^2/4,$$

где D_2 и D_5 — приведенные диаметры.

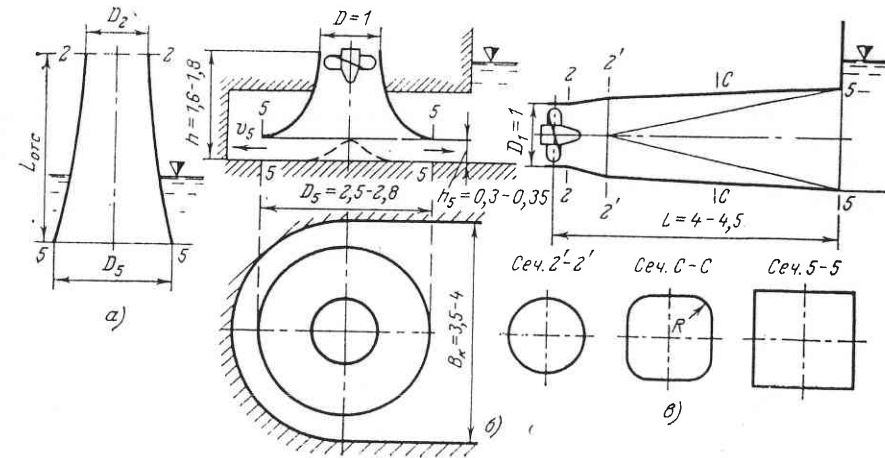


Рис. 6.19. Прямоосные отсасывающие трубы

Тогда

$$\theta = 2 \arctg \frac{\sqrt{F_5} - \sqrt{F_2}}{\sqrt{\pi L_{2-5}}} \quad (6.17)$$

Изогнутые отсасывающие трубы используются практически на всех гидроэлектростанциях с крупными вертикальными турбинами (см. рис. 2.2 и 2.4). Такая труба (рис. 6.20) состоит из трех основных частей: *А* — конуса, *Б* — колена и *В* — отводящего диффузора. В пределах конуса поперечные сечения трубы круглые, далее в колене они плавно переходят в прямоугольные с более быстрым увеличением ширины и в диффузорной части сохраняются прямоугольными, причем сечение нарастает за счет высоты (потолок имеет наклон под углом α).

Наиболее характерными размерами изогнутой отсасывающей трубы являются высота h , которая берется от низа направляющего аппарата (фактическая высота трубы $h_{тр}$ меньше и складывается из вы-

соты конуса h_2 и высоты колена h_3 , и длина трубы L (в действительности это лишь длина горизонтальной части).

Поскольку колено в изогнутой отсасывающей трубе вызывает дополнительные гидравлические потери по сравнению с прямоосяжной трубой, требуется особенно тщательный подбор форм и размеров колена и диффузорной части.

Широко используются изогнутые трубы с типовым коленом ЛМЗ (рис. 6.21). Одна из особенностей этого колена состоит в том, что оно образовано из простых поверхностей: конической 1, цилиндрических

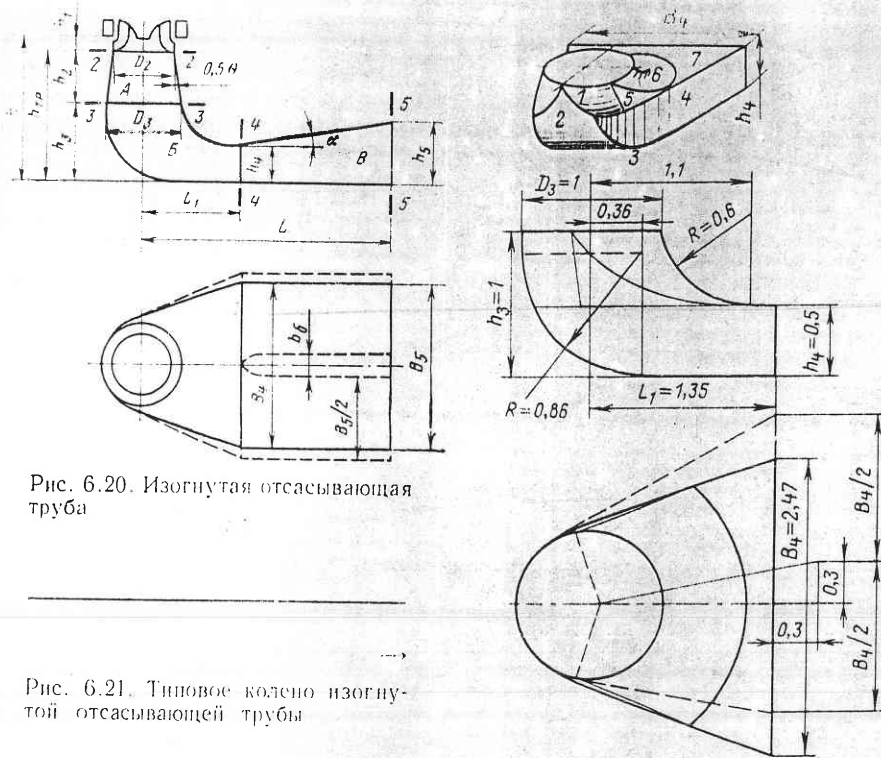


Рис. 6.20. Изогнутая отсасывающая труба

Рис. 6.21. Типовое колено изогнутой отсасывающей трубы

2 и 3, торовой 6, плоскостей 4, 5 и 7. Это упрощает изготовление опалубки. Колено может быть симметричным в плане или со смещением средней линии отводящего диффузора (на рис. 4.21 показано пунктиром).

При нахождении размеров отсасывающей трубы основными параметрами являются входной диаметр D_1 и высота трубы h . Входной диаметр целиком определяется типом рабочего колеса и его размером. Вопрос о высоте $h = h/D_1$ более сложен. Применяются типовые трубы с высотой h , равные 1,9; 2,3; 2,5; 2,7 и более.

Чем больше h , тем длиннее коническая часть h_2 (рис. 6.20), тем меньше средняя скорость в колене и, следовательно, тем должны

быть меньше гидравлические потери. По энергетическим показателям всегда предпочтительнее более высокая труба. Но в то же время с ростом h увеличиваются объем работ и стоимость ГЭС. Поэтому высота трубы определяется технико-экономическими соображениями. Большинство отечественных осевых поворотно-лопастных турбин имеют трубы высотой $h = 1,9$ и $2,3$. Для радиально-осевых турбин применяют трубы высотой $h = 2,5 \div 2,7$.

При небольших размерах турбины и высоких напорах иногда коническая часть отсасывающей трубы делается стальной разъемной

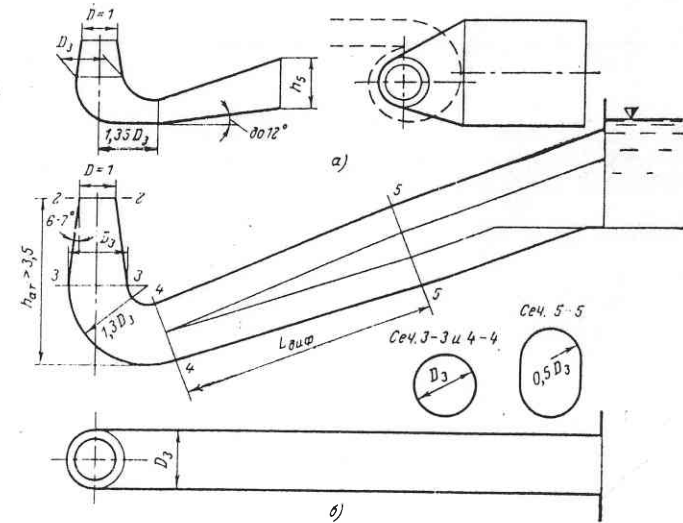


Рис. 6.22. Различные типы изогнутых отсасывающих труб

с целью облегчения доступа к рабочему колесу при ремонтах. В этом случае высота трубы увеличивается до $h = 3 \div 3,5$.

Ширина отсасывающей трубы $B_5 = B_4$ тем больше, чем больше h . Так, для $h = 1,9$ $B_5 = 2,2D_1$, а для $h = 2,7$ $B_5 = 2,8D_1$. Если B_5 превышает 10—12 м, то с целью облегчения фундаментной плиты ГЭС и уменьшения пролета затворов в диффузоре ставится один, а иногда два бычка (см. рис. 6.20). При этом нужно обеспечить, чтобы суммарная ширина в свету B_5 сохранилась. Это достигается применением колена с большим углом раскрытия (на рис. 6.21 $B_4 = 2,47D_1$) (дополнительно см. [11, 47]).

Если требуется оценить, как повлияет изменение длины отсасывающей трубы L на энергетические показатели турбины, то приближенно это можно сделать по выходным потерям, приняв

$$\psi_{\text{вых}} = v_5^2 / 2gH. \quad (6.18)$$

Например, если предполагается укоротить диффузор так, что v_5 увеличится с 3,0 до 4,0 м/с, то при напоре $H = 12$ м это приведет

к возрастанию $\psi_{\text{вых}}$ с 0,038 до 0,068, т. е. выходные потери возрастут на 3,0 % и соответственно снизится КПД.

Широко используемые типы изогнутых отсасывающих труб показаны на рис. 6.22. Несимметричная отсасывающая труба (рис. 6.22, а) удобна по условиям компоновки блока здания ГЭС (пунктиром показан контур спиральной камеры). Часто с целью снижения объемов работ диффузорию часть трубы делают наклонной (до 12°). При этом высота выходного сечения h_5 сохраняется.

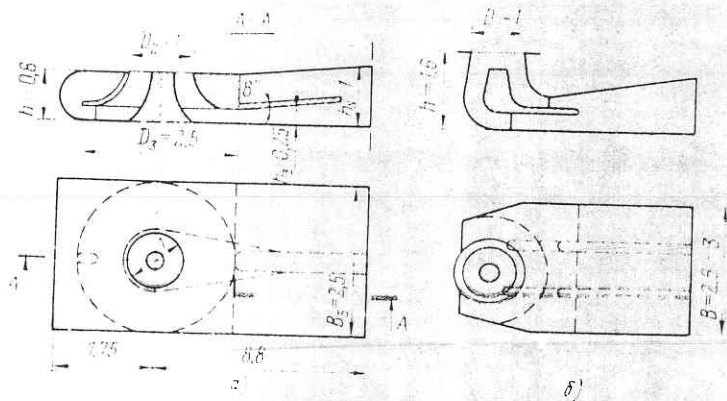


Рис. 6.23. Низкие изогнутые отсасывающие трубы (предложения ВНИИГидромаш)

В подземных и полуподземных ГЭС увеличение высоты трубы не приводит к ощутимому удорожанию, поэтому на этих станциях применяют трубы с $h > 3,5$ (рис. 6.22, б), но стремятся ограничить ширину, для того чтобы имелась возможность сохранить целики скалы между выработками. Это достигается за счет высоты конической части и довольно длинного диффузора $L_{\text{диф}}$, который может иметь наклон до 30° . Колено делается постоянного сечения и имеет форму тора. В пределах диффузора сечения изменяются с круглого на овальное с тем же углом конусности (ширина в плане D_3). Собственно отсасывающая труба кончается в сечении 5-5, но в подземных станциях она часто продолжается в виде участка напорного водовода постоянного сечения, и иногда заканчивается прямоугольным сечением.

Во многих случаях уменьшение высоты отсасывающей трубы h позволяет снизить объемы и стоимость строительных работ. В связи с этим проводились исследования с целью разработки эффективных низких изогнутых труб. Два типа таких труб высотой $h = 1,2$ ($h_{\text{тр}} = 0,8$) и $h = 1,6$ показаны на рис. 6.23. В обоих случаях применен внутренний коноид, но в типе на рис. 6.23, а использован принцип раструба, а на рис. 23, б коноид сопряжен с коленом. Пока эти трубы

не нашли применения, но создание низких изогнутых отсасывающих труб остается важной задачей.

Для горизонтальных радиально-осевых турбин, особенно мелких, находит применение колесчатая отсасывающая труба (см. рис. 6.1, б). В связи с тем, что в пределах колена проходит вал турбины, и из-за короткой конической части за рабочим колесом КПД колесчатых отсасывающих труб ниже, чем у нормальных изогнутых.

Глава 7

КАВИТАЦИЯ И ДОПУСТИМАЯ ВЫСОТА ОТСАСЫВАНИЯ ТУРБИН

7.1. ЯВЛЕНИЕ КАВИТАЦИИ

Рассмотрение условий работы турбины с отсасывающей трубой показало, что под рабочим колесом создается пониженное давление [формула (6.9)]. Кроме того, как видно из рис. 5.14 и 5.15, при обтекании лопастей рабочего колеса на их тыльной стороне создается дополнительное снижение давления. Таким образом, в некоторой части проточного тракта гидромашин давление может быть весьма низким (глубокий вакуум). Эти условия имеют свои особенности и могут приводить к возникновению к а в и т а ц и и.

Одним из основных факторов, определяющих движение жидкости при низком давлении, является прочность жидкости на разрыв. Так, по опытным данным, чистая вода, не содержащая твердых и газообразных примесей, выдерживает растяжение 0,2—0,3 МПа, а в особых условиях до 10—25 МПа. Теоретически прочность воды на разрыв еще больше. Однако прочность обычной воды на разрыв определяется давлением насыщенного пара $p_{\text{н.п}}$, значение которого зависит от температуры жидкости (рис. 7.1). Это объясняется тем, что в воде из водотоков и даже из водопровода содержится большое количество мельчайших твердых и газообразных включений, которые представляют собой слабые точки, ядра. Образованию ядер способствует и присутствие в воде растворенного воздуха. Когда давление в жидкости падает ниже давления насыщенного пара, на границе ядер начинается интенсивный переход жидкости

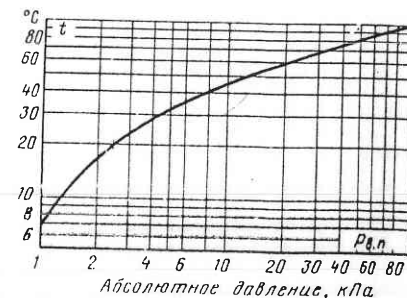


Рис. 7.1. Зависимость давления насыщенного водяного пара от температуры

в газообразное состояние — пар (кипение) и образуются местные разрывы сплошности — к а в е р н ы, заполненные в основном водяным паром. После образования каверн дальнейшее понижение давления в жидкости не происходит, так как оно компенсируется быстрым увеличением объема каверны. При повышении давления каверны захлопываются и пар мгновенно конденсируется.

Как видно из рис. 7.1, давление насыщенного водяного пара при 100 °С равно атмосферному, что и определяет точку кипения. На отметке 2200 м над уровнем моря атмосферное давление равно 80 кПа и вода кипит при 93 °С. Если абсолютное давление снизить до 2 кПа, то вода может кипеть и при температуре ниже 20 °С.

Проверим условия разрыва воды на опыте. Цилиндр с поршнем заполним водой так, чтобы в пространстве под поршнем не было пузырьков воздуха (рис. 7.2, а). Потянем поршень вверх с силой P . Сначала он будет сопротивляться и заметного его перемещения не

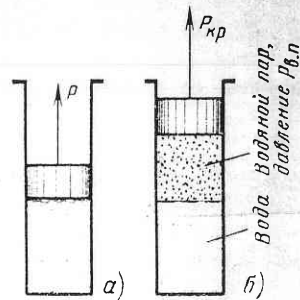


Рис. 7.2. Статический разрыв сплошности воды

произойдет, но когда сила P превысит $P_{кр} = F(p_{атм} - p_{в.п})$, где $p_{атм}$ — атмосферное давление, а F — площадь поршня, то поршень начнет подниматься, а между поршнем и жидкостью создастся полость, заполненная в основном водяным паром с давлением $p_{в.п}$ (рис. 7.2, б). При этом, сколько бы поршень ни перемещался вверх или вниз, пока существует каверна, давление под ним будет сохраняться неизменным, равным $p_{в.п}$. Это статический разрыв сплошности жидкости.

В турбулентном потоке явление протекает иначе. Характерной особенностью турбулентного потока является пульсация скоростей и давлений в каждой точке, которая особенно интенсивна в пограничных зонах. Таким образом, мгновенное давление в точке турбулентного потока определяется двумя компонентами:

$$p_{a, мгн} = p_a + p', \quad (7.1)$$

где p_a — осредненное во времени абсолютное давление; p' — пульсационная компонента. Примерная картина изменения $p_{a, мгн}$ показана на рис. 7.3.

Представим, что среднее давление p_a в турбулентном потоке снижается и приближается к давлению насыщенных водяных паров.



Рис. 7.3. Пульсация давления в турбулентном потоке

Тогда, еще при $p_a > p_{в.п}$, в отдельные моменты времени $p_{a, мгн}$ будет достигать $p_{в.п}$ и здесь будут образовываться местные каверны, которые тотчас захлопнутся с повышением давления. С уменьшением p_a число каверн возрастает, но они также будут возникать и захлопываться — пульсировать.

Если в потоке имеются области с еще меньшим давлением, то могут возникать каверны, которые будут сохраняться в течение всего периода переноса через эту область. Жизнь такой каверны состоит из двух фаз: образование и рост — в основном это период прохождения области, где давление падает (вакуум нарастает), и захлопывание, которое происходит в области, где давление увеличивается. При этих условиях каверны могут достигать больших размеров и при их захлопывании в точке (центре) создаются огромные удельные давления.

Возникновение в турбулентном потоке разрывов сплошности жидкости — каверн носит название к а в и т а ц и и.

Кавитирующий поток вызывает следующие воздействия на гидромашину:

1) при достаточно развитой кавитации возрастают гидравлические потери, что должно приводить к падению КПД и уменьшению расхода;

2) при наличии кавитации в гидромашине возникает резкий шум и создаются повышенные вибрации;

3) при работе гидромашин в условиях кавитации довольно быстро в местах, где захлопываются каверны, образуется износ поверхности.

К а в и т а ц и о н н ы й и з н о с (э р о з и я) вызывается главным образом механическим воздействием кавитирующего потока, которое проявляется в виде ударов, возникающих при захлопывании каверн на обтекаемой поверхности или вблизи нее. Особенность воздействия состоит в том, что частота этих ударов очень высока. При этом проявляются усталостные явления в металлах. Разрушение происходит в форме выкрашивания, выбивания отдельных кристаллов, и поверхность металла вместо гладкой становится губчатой (рис. 7.4). Интенсивность разрушения иногда весьма высока и может достигать глубины 10—40 мм в год. Это вызывает необходимость частых ремонтов, смены рабочих органов, что приводит к значительному удорожанию эксплуатации гидромашин. Износ лопастей и других обтекаемых поверхностей приводит также и к дополнительному уменьшению КПД и соответствующей потере в выработке энергии ГЭС.

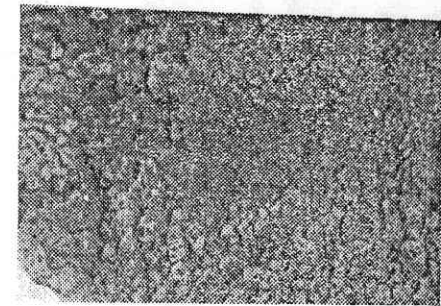


Рис. 7.4. Кавитационное разрушение (эрозия) стальной поверхности

При кавитации помимо рассмотренных механических воздействий проявляются химические и электрические явления. Какова роль этих дополнительных факторов, пока полностью не установлено, но, очевидно, они способствуют увеличению интенсивности кавитационной эрозии (более подробно о кавитации см. [37, 40]).

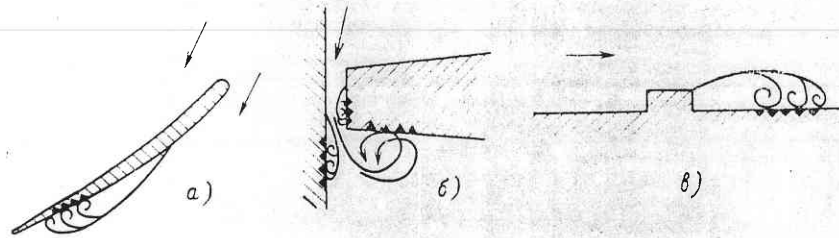


Рис. 7.5. Виды кавитации в гидромашинах

Характерными видами кавитации (рис. 7.5) в гидравлических машинах являются: *а* — профильная, возникающая при обтекании лопастей в области наиболее низкого давления; *б* — щелевая при протекании жидкости с большим перепадом давления через зазоры, например между лопастями рабочего колеса и камерой, и

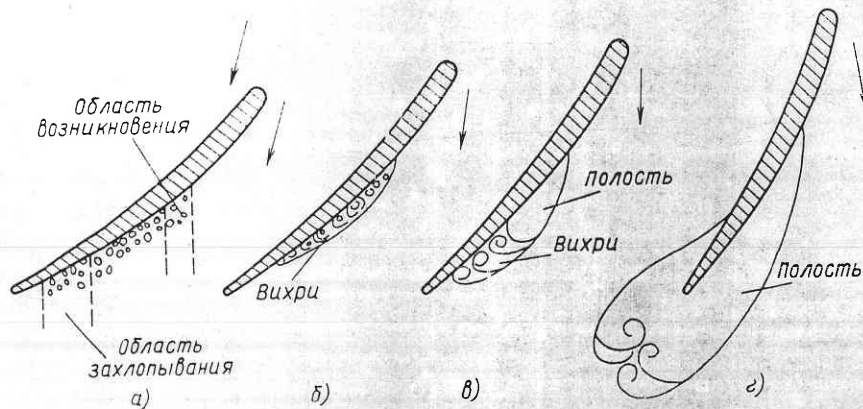


Рис. 7.6. Стадии (формы) лопастей кавитации

в — местная, вызываемая обтеканием неровностей, отдельных уступов, ребер и др., например головок болтов.

Кавитация, в основном профильная, может иметь различные формы или стадии развития (рис. 7.6): *а* — пузырьковую форму кавитации, при которой разрывы сплошности имеют вид отдельных движущихся пузырьков — каверн; *б* — зональную или пленочную, характеризующуюся наличием сплошной каверны, заполненной пульсирующими вихрями жидкости; *в* — отрывную, когда имеется

полость, не заполненная жидкостью, и *г* — суперкавитацию, при которой полость настолько развита, что она замыкается за пределами профиля.

Каждая из этих форм имеет свои специфические особенности. Пузырьковая и зональная формы наиболее интенсивно проявляются в акустическом (шум) и эрозионном воздействии, но сравнительно мало сказываются на гидродинамических характеристиках потока, в то время как отрывная, а тем более суперкавитация существенно изменяют гидродинамические показатели потока, что влияет на расход, мощность и КПД гидромашин.

Приведенное рассмотрение показывает, что кавитация ухудшает энергетические и эксплуатационные показатели гидромашин, т. е. представляет собой опасное явление, недопустимое при нормальной эксплуатации. Кавитация в гидромашине не будет возникать, если во всех точках проточного тракта давление p_{ai} будет выше давления насыщенного водяного пара $p_{в.п.}$. Условие отсутствия кавитации записывается так:

$$p_{ai} > p_{в.п.} \quad (7.2)$$

7.2. КОЭФФИЦИЕНТ КАВИТАЦИИ И ДОПУСТИМАЯ ВЫСОТА ОТСАСЫВАНИЯ

Используем условие отсутствия кавитации в форме (7.2). Предположим, что известна некоторая точка *с* в рабочем колесе, где абсолютное давление p_{ac} минимально (рис. 7.7). Значение этого давления можно представить формулой

$$p_{ac} = p_{a2} - \Delta p_{c-2}, \quad (7.3)$$

где p_{a2} — давление под рабочим колесом в сечении 2-2, определяемое формулой (6.9); Δp_{c-2} — дополнительное понижение давления в точке *с*. Учитывая, что в пределах рабочего колеса движение жидкости сложное, Δp_{c-2} можно найти с помощью уравнения Бернулли для относительного движения (5.21), и в него войдут компоненты скорости w — относительной и u — переносной. Однако с целью сокращения выкладок запишем

$$\frac{\Delta p_{c-2}}{\rho g} = k_{c-2} \frac{v_c^2}{2g}, \quad (7.4)$$

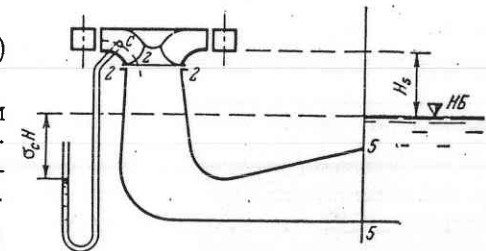


Рис. 7.7. К определению коэффициента кавитации

причем k_{c-2} — коэффициент приведения, который для подобных режимов сохраняет постоянное значение. Используя (6.9) и (7.4), получаем:

$$\frac{p_{ac}}{\rho g} = \frac{p_{атм}}{\rho g} - H_s - \left(\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} - h_{отс} + k_{c-2} \frac{v_c^2}{2g} \right). \quad (7.5)$$

Введем некоторые замены. Потери в отсасывающей трубе определим с помощью коэффициента $\zeta_{отс}$:

$$h_{отс} = \zeta_{отс} \frac{v_3^2}{2g}. \quad (7.6)$$

Скорость в любой точке проточного тракта выразим через расход Q и площадь сечения F и через Q_i по (5.37):

$$v_i = k_i \frac{Q}{F} = k_i \frac{Q_i D^2 \sqrt{H}}{a_i \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{k_i 4}{a_i \pi} Q_i \sqrt{H}. \quad (7.7)$$

Здесь k_i — коэффициент неравномерности; a_i — коэффициент проходного сечения.

С учетом (7.6) и (7.7) формула (7.5) примет вид:

$$\frac{p_{ac}}{\rho g} = \frac{p_{атм}}{\rho g} - H_s - \left(\frac{\alpha_2 k_2^2}{a_2^2} - \frac{\alpha_3 k_3^2}{a_3^2} - \zeta_{отс} \frac{k_3^2}{a_3^2} + k_{c-2} \frac{k_c^2}{a_c^2} \right) \times \\ \times \frac{1}{2g} \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 (Q_i)^2 H. \quad (7.8)$$

Обозначим

$$\sigma = \left(\frac{\alpha_2 k_2^2}{a_2^2} - \frac{\alpha_3 k_3^2}{a_3^2} - \zeta_{отс} \frac{k_3^2}{a_3^2} + k_{c-2} \frac{k_c^2}{a_c^2} \right) \frac{1}{2g} \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 (Q_i)^2, \quad (7.9)$$

и тогда вместо (7.8) можно записать

$$\frac{p_{ac}}{\rho g} = \frac{p_{атм}}{\rho g} - H_s - \sigma H. \quad (7.10)$$

Коэффициент σ есть коэффициент кавитации. Он показывает, какую часть напора турбины составляет динамическое разрежение в проточном тракте турбины (рис. 7.7). Как видно из (7.9), при подобных режимах коэффициент кавитации σ должен сохраняться практически неизменным, так как при этом сохраняются значения всех коэффициентов k_i и a_i и приведенного расхода Q_i .

Теперь, зная p_{ac} (7.10), можем выразить условие отсутствия в турбине кавитации по (7.2). Оно имеет вид:

$$\frac{p_{атм}}{\rho g} - H_s - \sigma H > \frac{p_{в.п.}}{\rho g}. \quad (7.11)$$

Отсюда устанавливается значение высоты отсасывания:

$$H_s < \frac{p_{атм}}{\rho g} - \frac{p_{в.п.}}{\rho g} - \sigma H. \quad (7.12)$$

Таким образом, чтобы в турбине не возникала кавитация, необходимо ограничивать высоту отсасывания H_s .

Зависимость атмосферного давления от абсолютной отметки над уровнем моря примем в форме (1.2).

Для холодной воды можно принять $p_{в.п.}/\rho g = 0,3$ м (см. рис. 7.1). В этих условиях (7.12) приобретает вид:

$$H_s \leq 10 - \frac{\nabla}{900} - \sigma_T H. \quad (7.13)$$

Здесь σ_T — расчетный коэффициент кавитации турбины; ∇ — абсолютная отметка нижнего бьефа.

Формула (7.13) широко используется при определении допустимой высоты отсасывания и назначении отметки установки турбины при проектировании ГЭС.

Определение коэффициента кавитации. Вычислить σ по (7.9) невозможно из-за отсутствия данных о входящих коэффициентах. Следовательно, эта формула дает возможность лишь структурной оценки. Количественные значения коэффициента кавитации σ определяются экспериментальным путем на специальном кавитационном стенде (см. рис. 8.6). Эти значения σ соответствуют моменту возникновения кавитации и называются критическими.

При расчетах допустимой высоты отсасывания H_s по (7.13) расчетный коэффициент кавитации турбины σ_T определяют по критическому значению σ с введением коэффициента запаса k_σ , который принимается равным 1,1—1,2:

$$\sigma_T = k_\sigma \sigma. \quad (7.14)$$

Коэффициент кавитации, как это следует из (7.9), должен зависеть от типа турбины (быстро растет с увеличением Q_i или коэффициента быстроходности n_s) и режима работы.

Обычно значения σ берутся с характеристик турбин (см. гл. 8). Обобщенная зависимость $\sigma = f(n_{s \text{ ном}})$ для условий номинальной (максимальной) мощности турбин по опытным данным показана на рис. 7.8, причем указан диапазон возможных отклонений для различных типов турбин. Среднее значение σ для этих условий можно вычислить по эмпирической формуле

$$\sigma = \frac{(n_{s \text{ ном}} + 30)^{1,8}}{200\,000}. \quad (7.15)$$

Приведенная зависимость подтверждает, что с ростом быстроходности турбины коэффициент кавитации быстро увеличивается.

Способы отсчета высоты отсасывания H_s , определяемой по (7.13) — расчетной, для различных турбин показаны на рис. 7.9. В вертикальных радиально-осевых и диагональных турбинах H_s отсчитывается от нижней кромки направляющего аппарата; в вертикальных осевых турбинах — от оси поворота лопастей рабочего колеса; в горизонтальных турбинах — от верхней точки рабочего колеса.

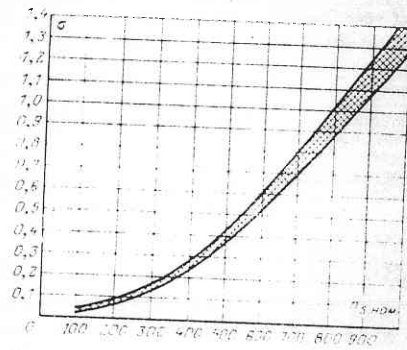


Рис. 7.8. Зависимость коэффициента кавитации от скорости течения при номинальной (максимальной) нагрузке

Согласно ГОСТ установочная высота отсасывания $H_{ст}$ для вертикальных турбин отсчитывается от средней линии направляющего аппарата и составляет:

для О- и ОП-турбин (см. рис. 9.6, а)

$$H_{ст} = H_s + 0,5b_0 + h_1,$$

а для горизонтальных турбин отсчитывается от оси вращения рабочего колеса и составляет:

$$H_{ст} = H_s - 0,5D_1.$$

Нужно обратить внимание на то, что расчетное значение H_s по (7.13) не зависит от размеров турбины, в то время как $H_{ст}$ изменяется с D_1 .

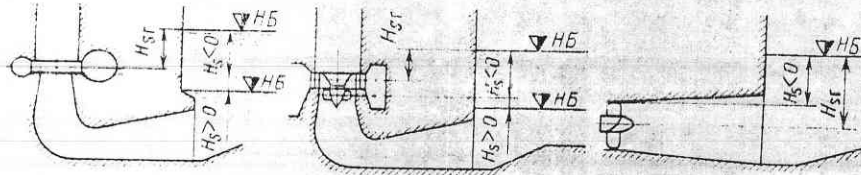


Рис. 7.9. Отсчет высоты отсасывания H_s в различных турбинах

Пример 7.1. Определить допустимую высоту отсасывания H_s для турбины с напором $H = 60$ м при отметке нижнего бьефа 350 м, если по характеристике $\sigma = 0,1$.

Решение. Задаемся коэффициентом запаса $k_\sigma = 1,15$. Тогда по (7.15)

$$\sigma_T = 1,15 \cdot 0,1 = 0,115.$$

По (7.13) вычисляем:

$$H_s = 10 - \frac{360}{900} - 0,115 \cdot 60 = 10 - 0,4 - 6,9 = 2,7 \text{ м.}$$

Турбину можно установить на 2,7 м выше отметки нижнего бьефа.

Пример 7.2. Какова будет допустимая высота отсасывания, если для условий примера 7.1 применить другую турбину, у которой $\sigma = 0,2$.

Решение. При том же коэффициенте запаса $k_\sigma = 1,15$ по (7.15)

$$\sigma = 1,15 \cdot 0,2 = 0,23;$$

по (7.13)

$$H_s = 10 - \frac{360}{900} - 0,23 \cdot 60 = 10 - 0,4 - 13,8 = -4,2 \text{ м.}$$

Турбину придется установить так, чтобы она была заглублена под уровень нижнего бьефа на 4,2 м.

Глава 8

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН

8.1. ВИДЫ ХАРАКТЕРИСТИК

В процессе проектирования гидроэлектростанций, при выборе типов турбин и определения их основных параметров, размеров, частоты вращения, КПД, отметки установки и других факторов, а также при назначении наиболее целесообразных условий использования оборудования в процессе эксплуатации необходимо иметь достаточно полные данные о свойствах турбин. Эти данные представляются в форме характеристик, определяющих все необходимые показатели турбины для различных условий ее работы, точнее, для различных режимов.

Из рассмотрения рабочего процесса в гл. 5 следует, что работа турбин должна определяться двумя показателями:

1) **геометрическими**, которые фиксируются формой проточной части (тип турбины), размером (диаметр D_1) и открытием направляющего аппарата или иглы a_0 (для поворотно-лопастных турбин, имеющих двойное регулирование, кроме того, углом установки лопастей рабочего колеса φ);

2) **кинематическими**, фиксирующими режим работы турбины, которые должны включать две независимые переменные n и Q по (5.30). Если выразить условие подобия режимов по (5.32), то получим:

$$\frac{nD}{\sqrt{H_{гр}}} = \text{const.} \quad (8.1)$$

Следовательно, для данного D и КПД переменными, определяющими режим, будут n и H . Для турбин такая форма условий подобия режимов удобнее, чем (5.30), так как напор обычно задается, а расход определяется.

Таким образом, все показатели работы турбины данного типа в общем виде можно выразить следующими функциональными соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} Q &= f_Q(D, a_0, H, n); \\ N &= f_N(D, a_0, H, n); \\ \eta &= f_\eta(D, a_0, H, n); \end{aligned} \right\} \quad (8.2)$$

Для поворотных лопастных турбин эти соотношения еще сложнее, так как они включают дополнительную независимую переменную — угол установки лопастей рабочего колеса φ . Например,

$$\eta = f_\eta(D, a_0, \varphi, H, n). \quad (8.3)$$

Конкретные зависимости (8.2), (8.3) называются характеристиками турбин, причем они обычно представляются в графической форме.

Нужно иметь в виду, что в системе характеристик (8.2) разделение переменных на независимые и функции является условным и всегда можно их поменять местами, например вместо открытия a_0 независимым переменным может быть Q , и тогда будем иметь: $N = f(D, Q, H, n)$; но зато открытие станет также функцией $a_0 = f_a(D, Q, H, n)$. Важно, что число независимых переменных совершенно определено: для турбин с одиночным регулированием (радиально-осевые, пропеллерные, ковшовые) их четыре, для турбин с двойным регулированием (поворотные лопастные) их пять.

Построить графическое изображение функции от четырех независимых переменных невозможно. В связи с этим строятся характеристики, у которых часть независимых переменных заменяется постоянными параметрами. Используются две формы характеристик: общие и линейные.

Общие характеристики имеют два определяющих параметра и представляют собой зависимость данного показателя от двух независимых переменных. Существует несколько типов общих характеристик, причем название дается по переменным. Например, напорно-мощностная характеристика строится в координатах H, N (напор, мощность турбины) при заданных D и n (параметры). Ее называют эксплуатационной характеристикой, так как в условиях нормальной эксплуатации частота вращения турбины поддерживается строго постоянной. Общее ее выражение

$$\left. \begin{aligned} \eta &= f_\eta(N, H); \\ H_s &= f_{H_s}(N, H) \end{aligned} \right\} \text{ при } D_1 = \text{const}, n = \text{const}.$$

Такая характеристика показана на рис. 8.1 для радиально-осевой турбины $D_1 = 6,3$ м и $n = 88,3$ об/мин. В поле характеристики проведены изолинии КПД η и допустимой высоты отсасывания H_s .

Таким образом, для любых условий работы можно определить значение этих показателей. Например, при $H = 60$ м и $N = 150$ МВт $\eta = 91,5$ % и $H_s = 1,8$ м.

Можно построить напорно-расходную эксплуатационную характеристику при $D_1 = \text{const}$ и $n = \text{const}$ (рис. 8.2). Здесь даны изолинии КПД и мощности N .

На характеристиках рис. 8.1 и 8.2 показаны ограничивающие линии (со штриховкой); нижняя соответствует наибольшему откры-

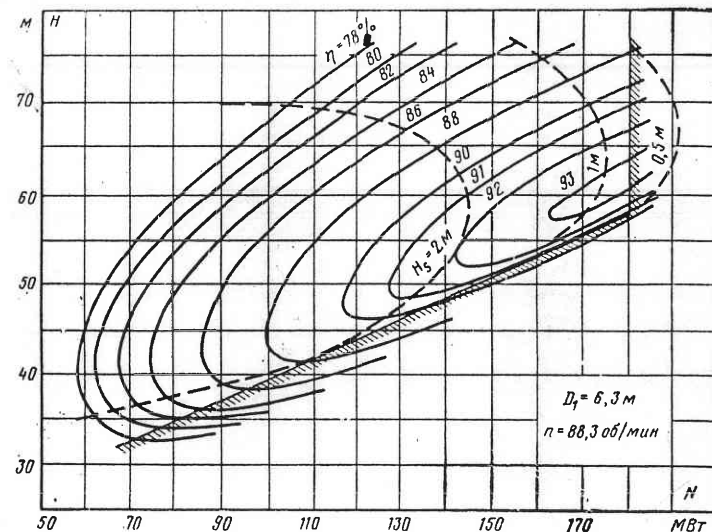


Рис. 8.1. Эксплуатационная напорно-мощностная характеристика турбины

тию направляющего аппарата, верхняя — номинальной мощности генератора.

Универсальная характеристика. В качестве показателя свойств турбин данного типа широко используется обратная расходная характеристика, которая строится при постоянных значениях D_1 и n . Поскольку эта характеристика обычно определяет общие свойства турбин данного типа, ее строят в приведенных параметрах при $D_1 = 1$ м и $n = 1$ м. Вид ее для радиально-осевой турбины показан на рис. 8.3. По осям отложены переменные n'_1 и Q'_1 [см. (5.34) и (5.35)]. Нанесены изолинии гидравлического КПД коэффициента кавитации σ и открытий направляющего аппарата a_0 .

Универсальная характеристика дается по результатам модельных испытаний (модельная характеристика), и все показанные на ней величины (η, σ, a_0 и др.) указаны для модели. В связи с этим на характеристике всегда указывают размер модели (диаметр)

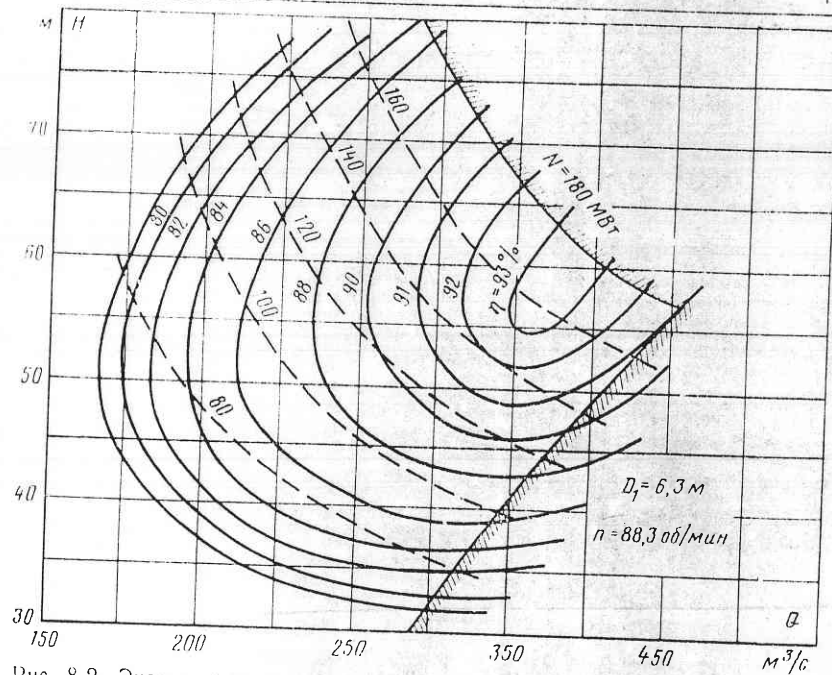


Рис. 8.2. Эксплуатационная напорно-расходная характеристика турбины

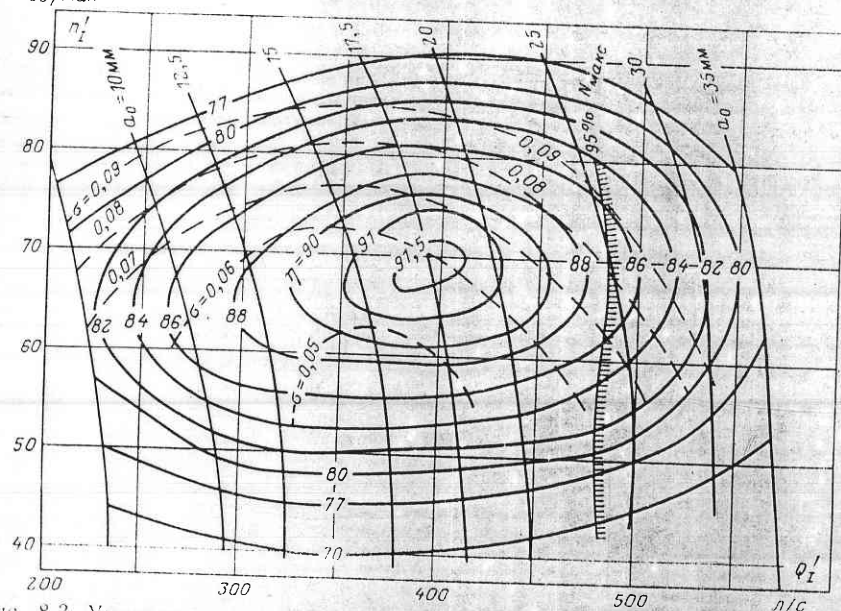


Рис. 8.3. Универсальная характеристика радиально-осевой турбины ($D_M = 460$ мм, $H = 4$ м)

и приводят ее габаритный чертеж, включая турбинную камеру и отсасывающую трубу.

Важной точкой характеристики является оптимальный режим, отвечающий абсолютному максимуму КПД.

На универсальной характеристике часто указывается еще линия 5 %-ного запаса мощности 95 % $N_{\text{макс}}$. Правее этой линии можно получить увеличение мощности только на 5 %, и обычно в эту область заходить не рекомендуется.

Универсальная характеристика полностью освещает свойства турбин данного типа, и по ней, используя формулы пересчета (5.36) и (5.37), можно определить все требуемые показатели и построить любую другую характеристику турбины данного типа для заданных параметров. С этой целью на характеристике указывают диаметр модели D_M и примерное значение напора, при котором проведены испытания.

Линейные характеристики строятся в зависимости от одной переменной, по которой они получают свое название.

При этом принимаются постоянными три параметра. Например, линейная мощностная характеристика представляет собой зависимость показателей турбины от ее мощности

$$\eta = f_{\eta}(N) \text{ при } D_1 = \text{const}, n = \text{const}, H = \text{const}.$$

Такая характеристика показана на рис. 8.4. Легко видеть, что данная линейная характеристика представляет собой сечение эксплуатационной напорно-мощностной характеристики на рис. 8.1 при $H = 60$ м.

Могут строиться и другие линейные характеристики:

$$\text{оборотная } N = f_N(n)$$

$$\text{при } D = \text{const}, a_0 = \text{const}, H = \text{const};$$

$$\text{напорная } N = f_N(H)$$

$$\text{при } D = \text{const}, a_0 = \text{const}, n = \text{const}.$$

Любая линейная характеристика представляет собой некоторое сечение эксплуатационной характеристики.

Линейные характеристики не так полно освещают свойства турбин, как общие, но они проще и нагляднее, поэтому их часто используют для сравнения свойств турбин различных типов и видов.

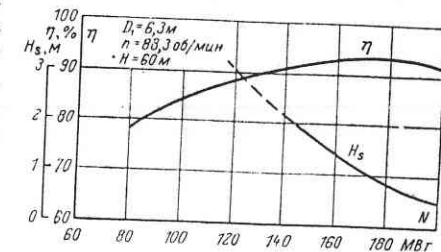


Рис. 8.4. Мощностная линейная характеристика

8.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИН ПО МОДЕЛЬНЫМ ИСПЫТАНИЯМ

Несмотря на то что методика гидромеханического расчета турбин непрерывно совершенствуется, достаточно полные и надежные характеристики турбин, освещающие широкий диапазон режимов их работы, удается получить только экспериментальным путем. При проектировании турбин расчетным путем обычно разрабатывается несколько вариантов формы проточного тракта, окончательная их оценка и отработка производится на основании данных модельных испытаний на опытных стендах. В результате этих испытаний выда-

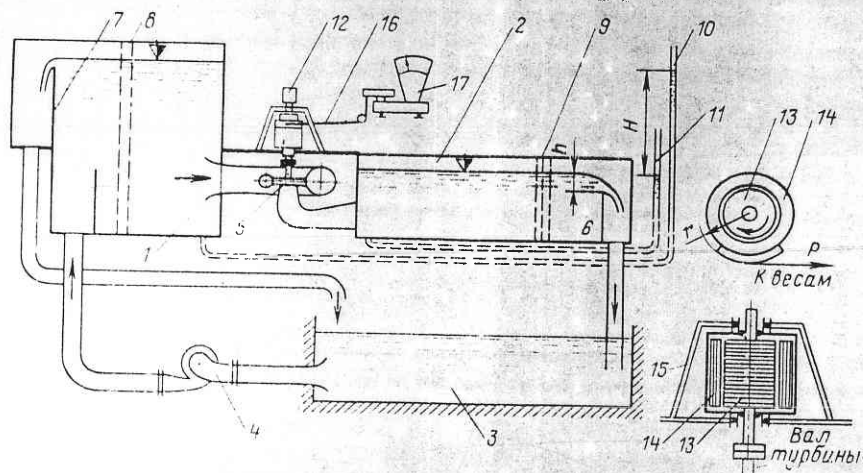


Рис. 8.5. Схема энергетического стенда для снятия характеристик турбин.

ются универсальные характеристики (модельные), по которым строятся эксплуатационные и другие характеристики для натуральных условий¹.

Различают два вида стендов: энергетические, на которых выявляются все показатели работы турбин в бескавитационных условиях работы, и кавитационные, используемые для определения кавитационных показателей. Энергетические стенды рассчитываются на испытания моделей турбин диаметром от 250 до 460 (800) мм, кавитационные — 250—460 мм.

Энергетический стенд (рис. 8.5) состоит из баков верхнего 1 и нижнего 2 бьефов, емкости 3 и насоса 4. Между баками монтируется модель турбины 5, причем выдерживается геометрическое подобие и спиральной турбинной камеры, и отсасывающей трубы. При работе модели вода протекает через турбину из бака 1

¹ Международный код модельных приемо-сдаточных испытаний гидротурбин (ОПТИ ЦКТИ), 1968.

в бак 2, где производится измерение расхода мерным водосливом 6, который, как правило, должен тарироваться объемным или массовым методом. Вода сбрасывается в емкость 3, из которой насосом 4 перекачивается в верхний бак 1. Таким образом осуществляется циркуляционная система.

С целью поддержания уровня в баке 1 в нем имеется водослив 7, через который сбрасывается в емкость 3 избыток воды, подаваемой насосом. Для успокоения и выравнивания потока служат решетки 8 и 9.

Напор на энергетических стендах обычно составляет 2—6 м.

Основными измеряемыми величинами при испытаниях являются: расход Q , который находится по высоте на водосливе h , напор H , который берется по показаниям пьезометров 10 и 11 (потери до входа в спиральную камеру могут учитываться дополнительно), частота вращения n (определяется тахометром или по счетчику 12) и мощность, развиваемая турбиной N_n . Наибольшие трудности представляет измерение N_n . Для этой цели применяются различные тормоза, в большинстве случаев электрические. Ротор тормоза 13 соединяется с валом модельной турбины, а статор 14 укрепляется на подшипниках в большом модельном корпусе, а статор 14 взаимодействует (в механическом тормозе — силы трения) увлекают и статор, но он удерживается струной 16, выведенной на весы 17.

По натяжению струны P и радиусу r определяется момент, развиваемый турбиной: $M_n = Pr$, Н·м, а по частоте вращения n находится и мощность N_n , кВт:

$$N_n = Mn/9550. \quad (8.4)$$

Коэффициент полезного действия модели вычисляется по экспериментальным данным:

$$\eta_m = N_n/9,81QH. \quad (8.5)$$

Испытания проводятся следующим образом. Устанавливается открытие направляющего аппарата a_0 и снимается несколько точек при различной частоте вращения n , которая изменяется тормозом. По измеренным величинам вычисляются приведенные параметры n_i и Q_i по формулам (5.34) и (5.35) и составляется таблица величин $\eta_m = f_\eta(n_i, Q_i)$ для различных значений a_0 . По этим значениям строится универсальная характеристика.

Кроме КПД, расхода и мощности при энергетических испытаниях определяются разгонная частота вращения, осевые усилия на рабочем колесе, усилия на лопастях рабочего колеса, лопатках направляющего аппарата и другие величины.

Кавитационный стенд (рис. 8.6) состоит из подводного трубопровода 1, модели турбины 2, замкнутого бака нижнего бьефа 3, частично заполненного водой, циркуляционных трубопроводов 4 и 5 и насоса 6. Стенд замкнутый и работает на постоянном объеме воды, что обеспечивает сохранение отметки нижнего бьефа.

При испытаниях производятся измерения: расхода Q с помощью водомера Вентури 7 (по перепаду Δh дифференциального манометра), напора (перепад ΔH плюс скоростной напор в трубопроводе 1), мощности N_n (с помощью тормоза 8 и весов 9 аналогично рис. 8.5), вакуума H_v над свободной поверхностью в баке 3 (вакуумметр). Необходимый вакуум создается специальным вакуум-насосом 10.

Чтобы при испытаниях не возникла кавитация в насосе 6, он устанавливается на 10—15 м ниже бака 3. При работе стэнда происходит нагрев воды, особенно интенсивный, когда подача регулируется задвижкой у насоса. Для поддержания температуры воды

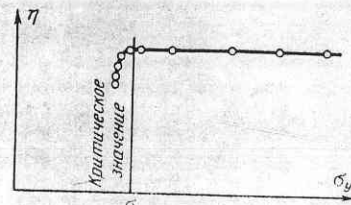
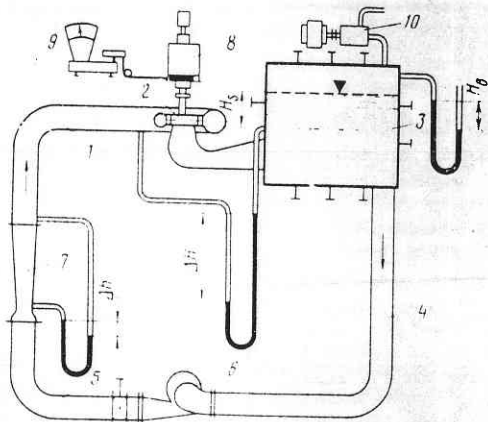


Рис. 8.7. Изменение КПД в зависимости от коэффициента кавитации установки

Рис. 8.6. Схема кавитационного стэнда для снятия характеристик турбин

используются охлаждающие змеевики (на схеме не показаны), а иногда добавляют свежую воду из водопровода в бак 3 и одновременно производят сброс воды из напорной линии 5.

Как правило, используют кавитационные стэнды с напором 2) — 30 м, однако с целью получения более надежных данных, особенно для высоконапорных турбин, как в СССР, так и за рубежом созданы кавитационные стэнды с напором 150—200 м и выше.

Принцип определения коэффициента кавитации состоит в следующем. Давление над свободной поверхностью (в баке) поддерживается равным $p_{нб}$. Тогда для данной установки по (7.11) можно вычислить коэффициент σ_y , который называют коэффициентом кавитации установки:

$$\sigma_y = \frac{p_{нб}}{\rho g} - \frac{H_s}{H} - \frac{p_{в.п}}{\rho g} \quad (8.6)$$

Коэффициент σ_y показывает, какую часть напора должно было бы составлять динамическое понижение давления, чтобы в контрольной точке проточного тракта с (см. рис. 7.7) давление равнялось бы давлению насыщенного водяного пара, т. е. здесь могла бы возник-

нуть кавитация. Таким образом, σ_y является в некотором смысле условным показателем.

Испытание проводится следующим образом. Устанавливается какое-либо открытие a_0 , и поддерживаются постоянными напор H и частота вращения n , характеризующие режим работы. Ступенями изменяют σ_y , обычно за счет уменьшения $p_{нб}$ (создается вакуум), и для каждого значения σ_y находят КПД η . Строится график $\eta = f(\sigma_y)$, который в большинстве случаев имеет вид, показанный на рис. 8.7.

С уменьшением σ_y до некоторых пор η сохраняет свое значение, но затем начинает резко падать. Поскольку режим работы сохраняется и изменяется только коэффициент кавитации, это указывает на возникновение кавитационного срыва, на развитие в турбине кавитационных явлений (если модель прозрачна, то их можно обнаружить и визуально). Дополнительно можно фиксировать момент начала кавитации и по резкому повышению интенсивности ультразвуковых колебаний.

Непосредственно при срыве σ_y представляет собой критический коэффициент кавитации σ .

Таким образом определяют значения σ для многих режимов, и в виде изолиний их наносят на главную универсальную характеристику (см., например, линии σ на рис. 8.3).

Следует обратить внимание на следующее: 1) значение σ по опытному графику (рис. 8.7) в некоторой степени устанавливается на глаз; 2) кавитационный срыв, по которому фиксируется σ , свидетельствует о достаточно сильно развитой кавитации; если σ_y лишь немного превышает σ , то это не всегда гарантирует отсутствие кавитации в турбине. В связи с этим при определении допустимой высоты отсасывания вводится коэффициент запаса k_σ по (7.14).

8.3. ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ ТУРБИН

Рассмотрим течение за рабочим колесом в жестколопастной (пропеллерной) и поворотной лопастной турбинах при постоянной частоте вращения n и изменении расхода Q . Из рис. 8.8, а видно, что при жесткой установке лопастей ($\beta_2 = \text{const}$) изменение расхода вызывает резкое изменение угла α_2 . При малых расходах поток имеет интенсивную закрутку в сторону вращения колеса, а при больших — в обратную сторону. Следовательно, только в узком диапазоне изменений Q условия на выходе из колеса будут близки к оптимальным.

При двойном регулировании (рис. 8.8, б) можно сохранять угол закрутки потока α_2 за рабочим колесом, отвечающим оптимальным условиям течения в широком диапазоне изменения расхода Q .

Для турбин с двойным регулированием (диагональных и осевых) на стенде снимается не одна, а серия частных универсальных характеристик для ряда фиксированных значений угла установки лопастей рабочего колеса φ (так называемые частные пропел-

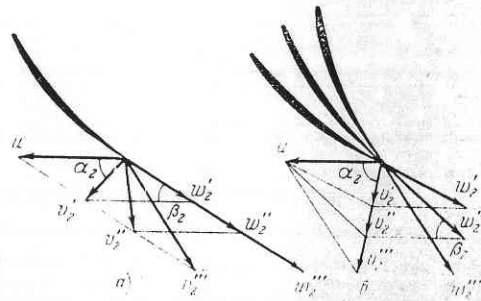


Рис. 8.8. Параллелограммы выходных скоростей рабочего колеса пропеллерной и поворотно-лопастной турбины

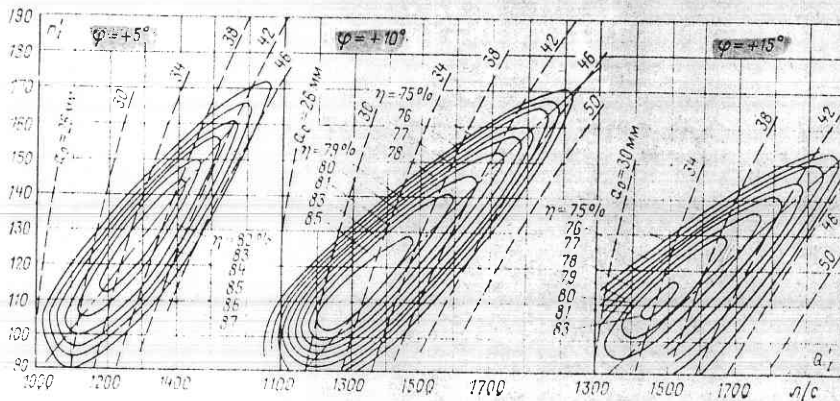
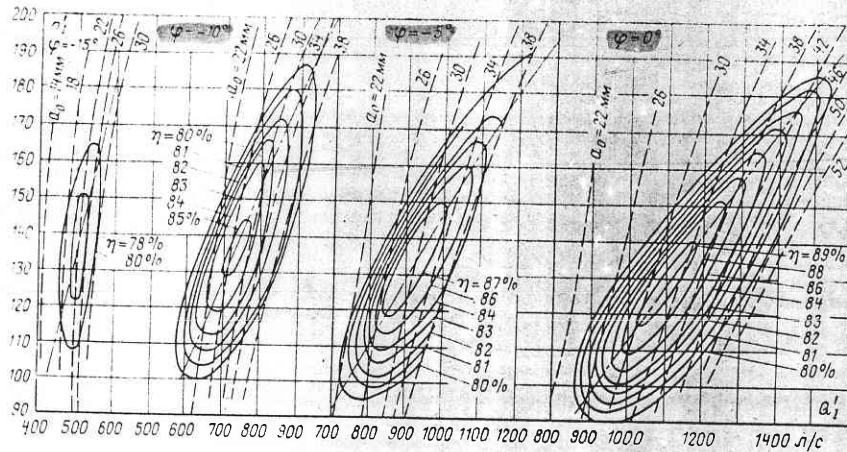


Рис. 8.9. Частные пропеллерные характеристики осевой турбины

лерные характеристики). Серия таких характеристик осевой турбины, снятых при значениях угла φ , равных $-15, -10, -5, 0, +5, +10, +15^\circ$, показана на рис. 8.9.

Пропеллерные характеристики показывают, что с ростом угла φ увеличивается пропускаемый расход Q_i .

Характеристика поворотно-лопастной турбины строится по частным пропеллерным характеристикам исходя из условия, что в любой точке с координатами n_i и Q_i КПД имеет максимальное значение.

Это построение обычно производят следующим образом. Для нескольких значений n_i строятся сечения частных пропеллерных

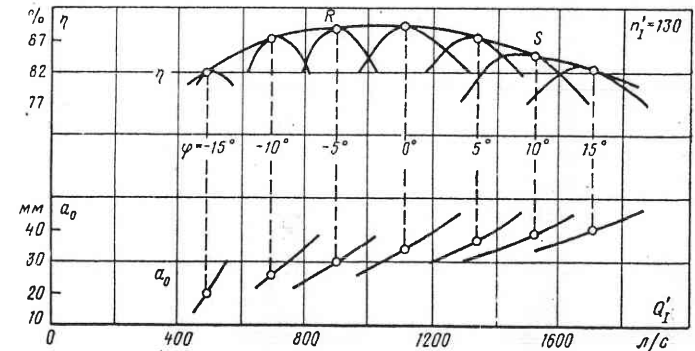


Рис. 8.10. Определение комбинаторных точек на сечениях частных пропеллерных характеристик

характеристик, представляющие собой кривые $\eta = f_\eta(Q_i)$ и $a_0 = f_a(Q_i)$ (рис. 8.10). Каждая пара кривых соответствует определенному углу лопастей φ . По кривым $\eta = f_\eta(Q_i)$ проводят огибающую и точки ее касания с частными кривыми η сносят на линии a_0 . Для каждой точки таким образом определяются координаты n_i и Q_i , а также значения η_k , φ и a_{0k} . Это комбинаторные точки.

В поле Q_i, n_i наносятся все найденные точки для данного n_i и вписываются значения φ, a_{0k}, η_k . Аналогичным способом наносятся точки и для других значений n_i . Если число точек достаточно велико, то по ним можно провести изолинии равных значений η_k, a_{0k}, φ и получить универсальную характеристику, показанную на рис. 8.11 (индекс «к» — комбинаторные — не ставят, но его имеют в виду). С целью большей ясности на сечении рис. 8.10 и на универсальной характеристике рис. 8.11 показаны общие точки R и S.

Коэффициенты кавитации σ обычно определяются на кавитационном стенде уже для найденных по комбинаторной характеристике значений φ, a_{0k} и n_i и затем наносятся на нее (пунктирные линии на рис. 8.11).

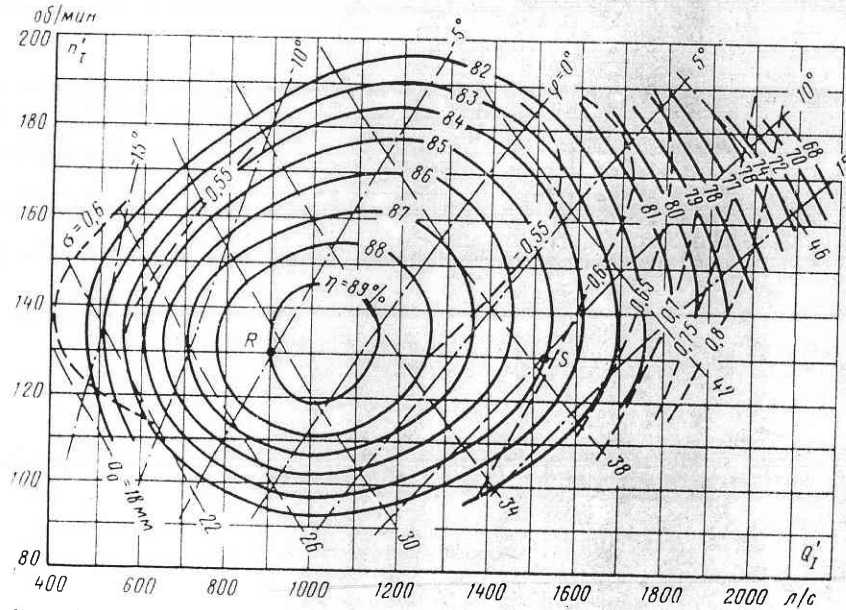


Рис. 8.11. Универсальная характеристика осевой поворотно-лопастной турбины ($D_M = 460$ мм, $H = 4$ м)

Основная особенность характеристик поворотно-лопастной турбины состоит в том, что она действительна только при строгом соблюдении соответствия между углами φ и открытиями a_0 , определяемого комбинаторной зависимостью:

$$\varphi = f_{\kappa}(a_0, n_1). \quad (8.7)$$

На гидроэлектростанциях турбины работают с постоянной частотой вращения n и согласно (5.34)

$$n_1 = \frac{n_{\text{н}} D}{\sqrt{H}}. \quad (8.8)$$

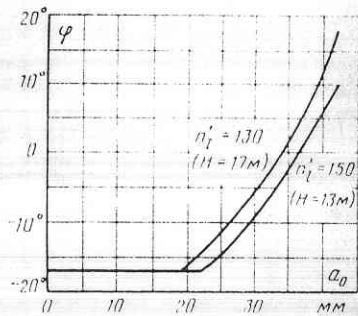


Рис. 8.12. Комбинаторные зависимости поворотно-лопастной турбины

Следовательно, каждому напору H соответствует своя комбинаторная кривая $\varphi = f_{\kappa}(a_0, H)$.

Имея модельную универсальную характеристику, комбинаторные кривые можно построить следующим способом. Задаются несколькими значениями H , для каждого находят по (8.8) значение n_1 и проводят сечение главной универсальной характеристики, с которого выписывают соответствующие значения φ и a_0 , и по ним строят некоторые кривые.

В качестве примера на рис. 8.12 показаны комбинаторные кривые, построенные по характеристике рис. 8.11 для $n_1 = 130$ и 150 (для $D_1 = 9,0$ м и $n_{\text{н}} = 60$ об/мин это соответствует $H = 17$ и 13 м).

Таким образом, при регулировании поворотно-лопастных турбин требуется не только строго выдерживать зависимость между φ и a_0 , но эта зависимость должна изменяться с изменением напора ГЭС.

8.4. ПЕРЕСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ С МОДЕЛИ НА УСЛОВИЯ НАТУРЫ

Универсальная характеристика, построенная в приведенных параметрах Q_1 и n_1 (рис. 8.3 и 8.11) и представляющая собой свойства турбины данного типа, является модельной характеристикой. Необходимые для подбора турбин при проектировании гидроэлектростанции натурные характеристики получаются пересчетом с универсальных. Высокая надежность и точность их прежде всего обеспечиваются строгим геометрическим подобием всех элементов проточного тракта модели и природы.

Размеры, определяющие проточную часть турбины, пересчитываются с модели пропорционально отношению диаметров модели D_M и турбины D_T . С этой целью на универсальных характеристиках всегда указываются основные размеры проточной части модели. Например, открытия турбины a_{0T} вычисляются по модели

$$a_{0T} = a_0 \frac{D_T}{D_M}. \quad (8.9)$$

При этом условии для подобных режимов пересчет n и Q производится по формулам (5.36) и (5.37), а мощность турбины подсчитывается по формуле (2.10).

Однако некоторые показатели при переходе к натурным условиям изменяются, причем наибольшее значение имеет изменение КПД. В связи с этим рассмотрим структуру потерь в турбине и их изменение при переходе от модели к натуре.

Потери в турбине и балансовые характеристики

Все потери энергии в турбине можно представить в виде суммы трех видов потерь: гидравлических, механических и объемных.

Гидравлические потери вызываются протеканием через турбину расхода Q . Эти потери можно подразделить на:

- потери, связанные с трением жидкости о стенки $h_{\text{тр}}$ (аналогично потерям по длине в водоводах);
- вихревые потери $h_{\text{вихр}}$ (аналогичные местным потерям). К вихревым относятся потери на вход в решетку лопастей (см. рис. 5.7), циркуляционные при выходе с рабочего колеса (см. рис. 5.8), выходные (6.18).

Механические потери вызываются трением, связанным с вращением вала и рабочего колеса турбины. Сюда относятся

потери в подшипниках и уплотнениях $N_{тр}$ и так называемые дисковые потери, возникающие в результате трения вращающихся частей о жидкость, например в зазорах между ободами рабочего колеса и корпусом (крышкой). Мощность, теряемая на дисковое трение $N_{диск}$, определяется формулой

$$N_{диск} = P n^3 D^5. \quad (8.10)$$

Здесь P — коэффициент, зависящий от формы n и D . Оказывает влияние и зазор (подробнее см. [26]).

Объемные потери вызываются внутренними перетоками воды в турбине из области высокого давления в область низкого давления в обход рабочего колеса. С целью снижения объемных потерь в радиально-осевых турбинах применяют щелевые и лабиринтные уплотнения (см. рис. 3.15, 3.17), в осевых и диагональных турбинах уменьшают зазор δ между лопастями и камерой рабочего колеса (см. рис. 3.8).

Каждый из видов потерь мощности можно представить в форме потери напора. Например, если мощность, теряемую на гидравлические потери, N_r записать в форме $N_r = 9,81 Q h_r$, то

$$h_r = N_r / 9,81 Q, \quad (8.11)$$

где Q — полный расход, поступающий в турбину.

Аналогично можно найти механические $h_{мех}$ и другие потери. Более показательны относительные потери, взятые по отношению к напору турбины H . Например, $1 - \eta_r = h_r / H$, откуда гидравлический КПД

$$\eta_r = 1 - h_r / H. \quad (8.12)$$

Гидравлические потери также можно разбить на отдельные составляющие: потери в подводящем тракте и рабочем колесе $h_{п.р}$, потери в отсасывающей трубе $h_{отс}$, выходные потери $h_{вых}$:

$$h_r = h_{п.р} + h_{отс} + h_{вых}. \quad (8.13)$$

Аналогично механические потери $h_{мех}$ и КПД $\eta_{мех}$ определяются выражениями

$$\left. \begin{aligned} h_{мех} &= N_{мех} / 9,81 Q; \\ \eta_{мех} &= 1 - h_{мех} / H, \end{aligned} \right\} \quad (8.14)$$

где $N_{мех}$ — мощность, расходуемая на механические потери; Q — расход турбины.

Объемные потери находятся из выражения

$$N_{об} = 9,81 q_{об} H = 9,81 Q h_{об},$$

где $N_{об}$ — мощность, соответствующая объемным потерям; $q_{об}$ — объемные потери (расход перетоков); H — напор турбины.

Отсюда объемные потери $h_{об}$ и $\eta_{об}$ определяются выражениями

$$\left. \begin{aligned} h_{об} &= q_{об} H / Q; \\ \eta_{об} &= 1 - h_{об} / H. \end{aligned} \right\} \quad (8.15)$$

С учетом изложенного значение КПД определяется выражением

$$\eta = 1 - \frac{1}{H} (h_{п.р} + h_{отс} + h_{вых} + h_{мех} + h_{об}). \quad (8.16)$$

Наиболее полное представление о составе и изменении потерь в турбине для различных режимов дает балансовая характеристика.

В качестве примера на рис. 8.13 показана балансовая характеристика модели поворотной турбины ($n_1 = 130$ об/мин на рис. 8.11), из которой видно, что механические потери относительно невелики, около 0,025—0,02, и изменяются мало. Основными являются гидравлические потери, но соотношения различных их видов существенно зависят от режима. В зоне оптимума потери в рабочем колесе, включая подводящий тракт, примерно равны потерям в отсасывающей трубе. При малых расходах левее оптимума возрастает значение потерь в рабочем колесе, а при больших расходах вправо от оптимума — значение потерь в отсасывающей трубе. Выходные потери растут с увеличением расхода.

Определение КПД натурной турбины

На универсальных характеристиках (например, рис. 8.3) обычно дается гидравлический КПД, полученный на модели $\eta_{г.м}$. В связи с этим при построении эксплуатационных характеристик необходимо производить пересчет модельных значений КПД на условия природы и учитывать другие виды потерь: механические и объемные. При поставке турбин заводы выдают эксплуатационные (гарантийные) характеристики, в которых пересчет КПД с данных модели выполняется с учетом всех конструктивных особенностей данной натурной турбины. Однако для предварительных расчетов можно использовать обобщенную методику, которая состоит в введении двух поправок: 1) $\Delta \eta_r$ — учитывающая изменение гидравлического КПД; 2) $\Delta \eta_{м.о} = 1 - \eta_{мех} \eta_{об}$ — учитывающая механические и объемные потери.

В результате значение КПД турбины выражается формулой

$$\eta = \eta_{г.м} + \Delta \eta_r - \Delta \eta_{м.о}. \quad (8.17)$$

Поправка, учитывающая механические и объемные потери, невелика, и в нормальных условиях можно принимать $\Delta \eta_{м.о} = 0,015 \div 0,02$ или 1,5 ÷ 2 %.

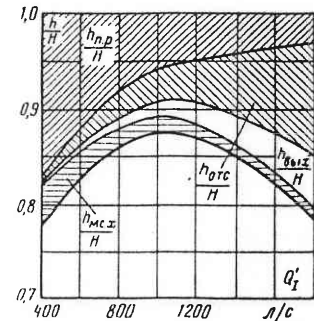


Рис. 8.13. Балансовая характеристика поворотной лопастной турбины

Поправка на гидравлический КПД находится по полуэмпирической формуле

$$\Delta\eta_r = (1 - \eta_{r,м}) \varepsilon \left(1 - \sqrt[5]{\frac{D_m}{D}} \sqrt[10]{\frac{H_m}{H}} \right), \quad (8.18)$$

где ε — отношение потерь трения ко всем гидравлическим потерям, для оптимального режима принимают $\varepsilon = 0,75$; D_m и D — диаметры модельной и натурной турбин; H_m и H — напоры модели и турбины (отношение напоров рекомендуется учитывать при $H > 60$ м).

Для ковшовых турбин $\Delta\eta_r = 0$ (поправка не вводится).

Рекомендуется $\Delta\eta_r$ по (8.18) вычислять только для оптимального режима и для всех других режимов сохранять ее значение неизменной.

Пример 8.1. Определить КПД турбины диаметром $D_1 = 5,0$ м, с напором $H = 120$ м, характеристика которой дана на рис. 8.3 для полной нагрузки $Q'_1 = 0,48$ м³/с, $n'_1 = 70$ об/мин.

Решение. По характеристике $D_m = 460$ мм, $H_m = 4$ м, для режима полной нагрузки $\eta_{r,м} = 87\%$. В точке оптимума $\eta_{r,м} = 91,5\%$. Вычисляем поправку на гидравлический КПД по (8.18) с учетом H :

$$\Delta\eta_r = (1 - 0,915) \cdot 0,75 \left(1 - \sqrt[5]{\frac{0,46}{5,0}} \sqrt[10]{\frac{4}{120}} \right) = 0,036.$$

По (8.17) находим КПД турбины, приняв $\Delta\eta_{м,о} = 1,5\%$:

$$\eta = 0,87 + 0,036 - 0,015 = 0,891, \text{ или } 89,1\%.$$

Обоснование формулы пересчета гидравлического КПД

Поток в турбине чрезвычайно сложен и пока еще нет сколько-нибудь полного представления о закономерностях формирования в нем гидравлических потерь. Приходится вводить упрощения. Можно принять, что коэффициент потерь состоит из двух частей:

$$\zeta_{тр} = \zeta_{мест} + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_{мест}$ — коэффициент потерь, аналогичный коэффициенту местного сопротивления; $\zeta_{тр}$ — коэффициент потерь на трение по длине обтекаемых поверхностей.

Для оценки изменения $\zeta_{тр}$ в качестве аналога используем зависимость сопротивления при обтекании тонкой пластинки (рис. 8.14). Сила сопротивления, вызываемая трением P_f , определяется формулой

$$P_f = c_f F \rho \frac{v^2}{2}. \quad (8.19)$$

Здесь F — площадь пластинки; v — скорость течения; ρ — плотность жидкости.

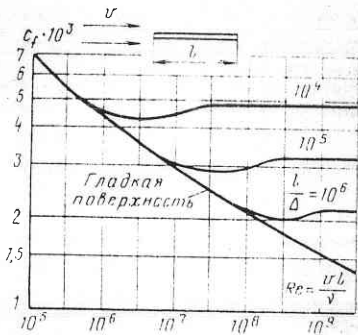


Рис. 8.14. Коэффициент сопротивления трения пластинки

Коэффициент сопротивления c_f зависит от относительной шероховатости l/Δ (Δ — эквивалентный выступ шероховатости) и числа Рейнольдса

$$Re = vl/\nu, \quad (8.20)$$

где v — скорость; ν — кинематическая вязкость (для воды $\nu = 0,01$ см²/с). Эта зависимость для прямоугольной пластинки шириной B и длиной l показана на рис. 8.14.

Приведенные данные показывают, что для гладкой поверхности с ростом Re коэффициент c_f убывает. Согласно формуле Кармана для пластинки при турбулентном пограничном слое

$$c_f = \frac{0,074}{Re^{0,2}}. \quad (8.21)$$

Фактические значения Re и l/Δ для турбин позволяют приближенно принять, что сопротивление, вызываемое трением, изменяется, как для гладкой поверхности, по (8.21).

Совершенно очевидно, что $\zeta_{тр}$ пропорционален c_f и, следовательно, можно записать:

$$\frac{h_{тр,м}}{h_{тр}} = \frac{c_{f,м} v_m^2}{c_f v^2}.$$

Здесь $h_{тр,м}$ и $h_{тр}$ — потери трения в модели и в натурной турбине; v_m и v — соответственные скорости.

Из (7.7) для подобных режимов следует:

$$\frac{v_m^2}{v^2} = \frac{H_m}{H};$$

в итоге получаем:

$$h_{тр} = h_{тр,м} \frac{c_f}{c_{f,м}} \frac{H}{H_m}$$

или с учетом (8.21)

$$\frac{h_{тр}}{H} = \frac{h_{тр,м}}{H_m} \left(\frac{Re_m}{Re} \right)^{0,2}. \quad (8.22)$$

Положим, что потери трения в модели составляют некоторую часть от общих гидравлических потерь:

$$h_{тр,м} = \varepsilon h_{г,м};$$

тогда, если гидравлический КПД модели $\eta_{г,м}$, относительные потери составят:

а) местные (вихревые)

$$\frac{h_{мест,м}}{H} = (1 - \varepsilon) \frac{h_{г,м}}{H} = (1 - \varepsilon) (1 - \eta_{г,м});$$

б) на трение

$$\frac{h_{тр,м}}{H} = \varepsilon \frac{h_{г,м}}{H} = \varepsilon (1 - \eta_{г,м}).$$

Выразим теперь гидравлические потери в натурной турбине. Они также будут складываться из потерь местных и на трение:

$$1 - \eta_r = \frac{h_{мест}}{H} + \frac{h_{тр}}{H}.$$

Местные относительные потери для натуре такие же, как и в модели, потери же на трение представляются формулой (8.22); отсюда получаем:

$$1 - \eta_r = (1 - \epsilon)(1 - \eta_{r,м}) + \epsilon(1 - \eta_{r,м}) \left(\frac{Re_M}{Re} \right)^{0,2}.$$

Учитывая (8.20) и формулы подобия, можем представить отношение

$$\frac{Re_M}{Re} = \frac{D_M v}{D v_M} \sqrt{\frac{H_M}{H}}.$$

При равенстве кинематических коэффициентов модели и натуре (равенство температуры) $v_M = v$ формула пересчета гидравлического КПД (точнее, потерь) с модели на натуру приобретает вид:

$$1 - \eta_r = (1 - \eta_{r,м}) \left[1 - \epsilon + \epsilon \sqrt[5]{\frac{D_M}{D}} \sqrt[10]{\frac{H_M}{H}} \right]. \quad (8.23)$$

Из (8.23) и получена формула (8.18), используемая для пересчета КПД.

8.5. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПО ГЛАВНОЙ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ

Обычно требуется построить характеристику для конкретной турбины данного типа, поэтому у всех характеристик определяющим параметром является диаметр турбины D_1 . Необходимые для линейных характеристик еще два параметра зависят от вида линейной характеристики.

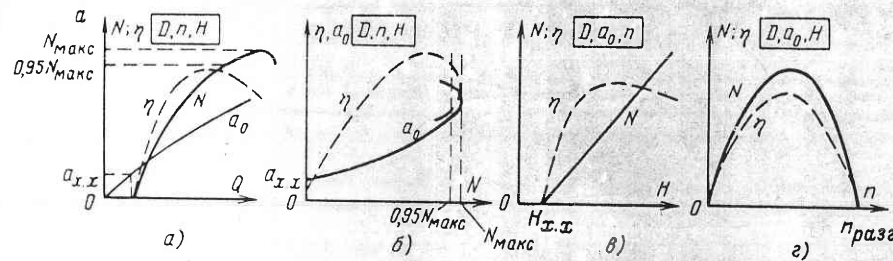


Рис. 8.15. Линейные характеристики турбин

Для построения любой характеристики предварительно нужно:

1) установить поправку на КПД $\Delta\eta_r$ по (8.18). Следует учитывать, что в нормальных режимах механические и объемные потери составляют 1,5—2 %, КПД η турбины вычисляется по (8.17);

2) установить запас на коэффициент кавитации k_σ по (7.14). Это позволит найти допустимое значение высоты отсасывания.

Ниже рассмотрены способы построения некоторых наиболее часто используемых линейных характеристик (рис. 8.15).

Линейная расходная и мощностная характеристики (рис. 8.15, а и б) представляют собой сечение

главной универсальной характеристики прямой $a-a$, отвечающей условно $n'_1 = \text{const}$ (рис. 8.16):

$$n'_{1a} = nD/\sqrt{H} = \text{const}.$$

На этой линии наносится несколько точек и для каждой вычисляются необходимые параметры: Q , η , N , σ_T , H_s , a_0 и др. Существенное значение имеют линии $N_{\text{макс}}$, $0,95N_{\text{макс}}$ и $a_{x,x}$ — открытие холостого хода.

Линейная напорная характеристика (рис. 8.15, в) представляет собой сечение главной универсальной характеристики линией $a_0 = \text{const}$ (линия $b-b$ на рис. 8.16). На этой линии наносится несколько точек и для каждой вычисляются требуемые параметры. Напор, соответствующий каждой режимной точке, находится согласно формулам подобия:

$$H = \frac{E}{(n'_1)^2}, \quad \text{где } E = (nD_1)^2 \frac{\eta_r}{\eta_{r,м}}. \quad (8.24)$$

Здесь $\eta_r/\eta_{r,м}$ — отношение оптимальных гидравлических КПД натуре и модели.

На этой характеристике интересна точка $H_{x,x}$ — напор холостого хода.

Линейная обратная характеристика (рис. 8.15, г) также представляет собой сечение главной универсальной характеристики линией $a_0 = \text{const}$ (линия $b-b$ на рис. 8.16). Но здесь каждая точка определяет не напор, а частоту вращения:

$$n = n'_1 J, \quad \text{где } J = \frac{\sqrt{H}}{D_1} \sqrt{\frac{\eta_r}{\eta_{r,м}}}. \quad (8.25)$$

Представляет интерес точка $n_{\text{разг}}$ — разгонная частота вращения.

8.6. ПОСТРОЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Эксплуатационные характеристики турбин отличаются тем, что они строятся при двух параметрах: нормальной частоте вращения n_n и данном диаметре турбины D_1 :

$$n = n_n = \text{const} \text{ и } D = D_1 = \text{const}.$$

Каждая эксплуатационная характеристика представляет собой отображение поля универсальной характеристики в поле новых координат напора H и мощности N (см. рис. 8.1) или напора H и расхода Q (рис. 8.2). Таким образом, перестроение в основном сводится к пересчету координат от n'_1 , Q'_1 в N , N или H , Q , которое выпол-

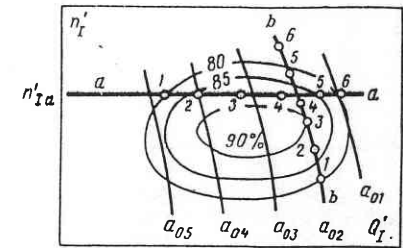


Рис. 8.16. К построению линейных характеристик по универсальной

няется с помощью формул подобия. Соотношения получаются следующие.

На основании (5.34)

$$H = (nD/n_1')^2; \quad (8.26)$$

на основании (5.35) и (8.26)

$$Q = Q_1' D^2 \sqrt{H} = Q_1' D^2 \frac{nD}{n_1'};$$

$$Q = \frac{Q_1'}{n_1'} n D^3. \quad (8.27)$$

Используя формулу мощности

$$N = 9,81 Q H \eta = 9,81 \frac{Q_1'}{n_1'} n D^3 \left(\frac{nD}{n_1'} \right)^2 \eta,$$

получаем:

$$N = 9,81 Q_1' \left(\frac{n}{n_1'} \right)^3 D^5 \eta. \quad (8.28)$$

Здесь η — полный КПД, соответствующий данному режиму (точка с координатами n_1' и Q_1').

Обычно при построении эксплуатационных характеристик вводят постоянную поправку в приведенную частоту вращения

$$\Delta n_1' = n_1' \text{ опт} \left(\sqrt{\frac{\eta_{г.}}{\eta_{г.м}}} - 1 \right), \quad (8.29)$$

в которой $\eta_{г.}$ и $\eta_{г.м}$ — гидравлические КПД турбины и модели при оптимальном режиме.

Тогда для натурой турбины

$$n_{1г}' = n_1' + \Delta n_1'. \quad (8.30)$$

При вычислении расхода поправку на КПД не вводят.

Техника перестроения может применяться различная. Например, строятся частные линейные характеристики для ряда значений $n_1' - H = \text{const}$ и их сечения переносятся в поле координат H, Q или H, N .

В процессе подбора турбин при проектировании гидроэлектростанции часто приходится решать вопрос о том, как изменится эксплуатационная характеристика при изменении параметров турбины n и D . Введем масштабные коэффициенты

$$k_n = \frac{n_1}{n_2}; \quad k_D = \frac{D_1}{D_2}; \quad k_H = \frac{H_1}{H_2}; \quad k_N = \frac{N_1}{N_2}.$$

Найдем связь $k_H = f_H(k_n, k_D)$ и $k_N = f_N(k_n, k_D)$, используя формулы (8.26) и (8.28). Записывая соответственные отношения, получаем:

$$k_H = k_n^2 k_D^2; \quad k_N = k_n^3 k_D^5. \quad (8.31)$$

Соотношения (8.31) показывают, что изменение k_n и k_D приводит к перемещению точек эксплуатационной характеристики в поле координат H, N .

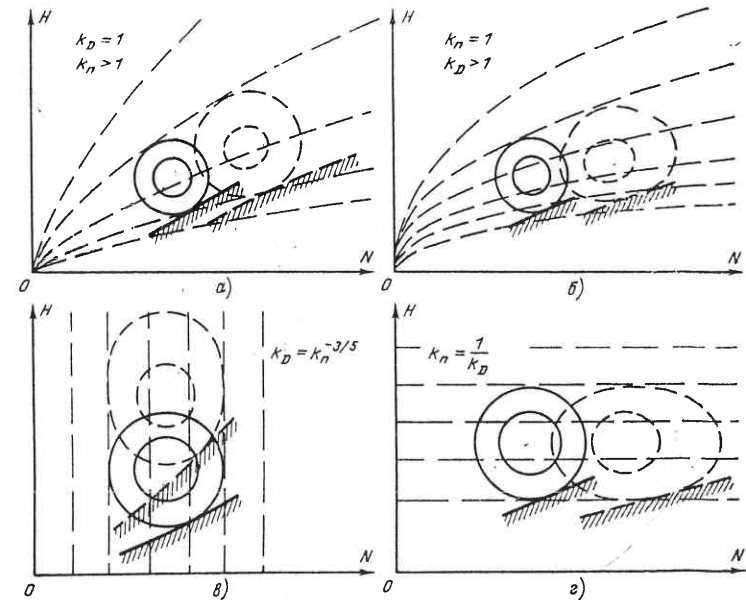


Рис. 8.17. Перемещение точек эксплуатационной характеристики при изменении частоты вращения и диаметра турбин

Рассмотрим отдельные случаи.

1. Увеличивается частота вращения: $k_D = 1, k_n > 1$. При этом $k_H > 1$ и $k_N > 1$, точки рабочей зоны характеристики смещаются вверх и вправо (возрастают H и N). Режимные точки перемещаются по кривым $N = PH^{3/2}$, где P — постоянный коэффициент (рис. 8.17, а, пунктирные линии).

2. Увеличивается диаметр: $k_n = 1, k_D > 1$. При этом также $k_H > 1$ и $k_N > 1$ и точки рабочей зоны характеристики смещаются вверх и вправо по линиям $N = RH^{5/2}$, где R — коэффициент (рис. 8.17, б, пунктирные линии).

3. Требуется так изменить n и D , чтобы точки характеристик сместились только по вертикали (по напору). Для этого надо обеспечить условия по (8.31): $k_N = 1$ или $k_n^3 k_D^5 = 1$; $k_D = k_n^{-3/5}$.

Поставленное требование будет удовлетворено, если одновременно изменять n и D с соблюдением полученного равенства. Например, если берем $k_n = 1,1$, то $k_D = 0,94$, т. е. диаметр надо уменьшить. В этих условиях напор изменяется в $k_H = k_n^2 (k_n^{-3/5})^2 = k_n^{4/5}$. Все режимные точки перемещаются по вертикали (рис. 8.17, в).

4. Условие, при котором точки характеристики будут смещаться только по горизонтали, т. е. без изменения напора, на основании (8.31) записывается так:

$$k_n^2 k_D^2 = 1; k_n = 1/k_D.$$

При этом абсциссы всех точек по N изменятся в k_D^2 раз (рис. 8.17, в).

8.7. РАЗГОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН

Во время нормальной работы под нагрузкой частота вращения турбины поддерживается постоянной. Однако в аварийных условиях, например, при отключении нагруженного агрегата от сети, частота вращения быстро увеличивается и, если не закрыть турбину, частота может достигнуть предельного значения — разгонной частоты вращения. Поскольку прочность вращающихся частей агрегата (ротора генератора и рабочего колеса) рассчитывается с учетом этого, то важно установить возможную разгонную частоту вращения. С этой целью используется разгонная характеристика турбины, которая снимается на стенде при нулевом значении тормозного момента.

Модельная разгонная характеристика обычно дается в приведенных величинах $n'_{I \text{ разг}}$ в функции от открытия на модели. Разгонная характеристика радиально-осевой турбины с оптимальной приведенной частотой вращения $n'_{I0} = 66$ об/мин дана на рис. 8.18. Она показывает, что $n'_{I \text{ разг}}$ растет с увеличением открытия, следовательно, наиболее опасным является разгон при полном открытии, в данном случае при $a_0 = 32$ мм, что соответствует длине $0,95 N_{\text{макс}}$, $n'_{I \text{ разг}} = 133$ об/мин.

Коэффициентом разгона называется отношение

$$k_{\text{разг}} = \frac{n'_{I \text{ разг}}}{n'_{I0}}. \quad (8.32)$$

В данном случае $k_{\text{разг}}$ составляет $133/66 = 2,0$, $k_{\text{разг}}$ для радиально-осевых турбин изменяется в пределах от 1,6—1,7 для тихоходных (высоконапорных) до 1,9—2,1 для быстроходных.

Зная $n'_{I \text{ разг}}$, разгонную частоту вращения турбины вычисляют по формулам подобия (5.36):

$$n_{\text{разг}} = \frac{n'_{I \text{ разг.т}}}{D_1} \sqrt{H}, \quad (8.33)$$

причем обычно вводят поправку по (8.29):

$$n'_{I \text{ разг.т}} = n'_{I \text{ разг}} + \Delta n'. \quad (8.34)$$

Разгонная характеристика позволяет установить открытие холостого хода $a_{x.х}$. Так, если для данной турбины принято $n'_{I0} = 70$ об/мин, то $a_{x.х.м} = 3,5$ мм, а для натуре $a_{x.х} = 3,5 D_1 / D_m$.

Разгонные характеристики поворотно-лопастных турбин более сложны, так как здесь $n'_{I \text{ разг}} = f(a_0, \varphi)$. На рис. 8.19 приведена разгонная характеристика

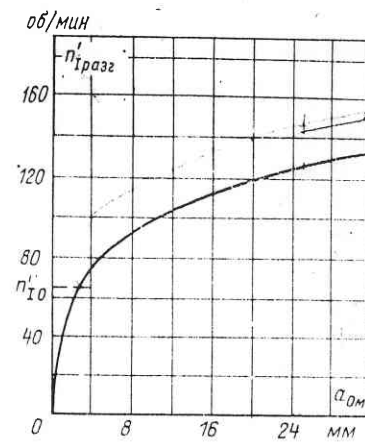


Рис. 8.18. Разгонная характеристика радиально-осевой турбины ($D_m = 460$ мм)

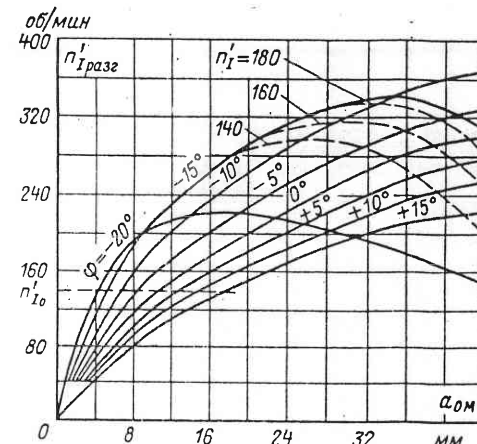


Рис. 8.19. Разгонная характеристика поворотно-лопастной турбины ($D_m = 460$ мм)

поворотно-лопастной турбины, имеющей $n'_{I0} = 130$ об/мин. Сплошными линиями даны пропеллерные зависимости при постоянном угле φ установки лопастей рабочего колеса. Они показывают, что $n'_{I \text{ разг}}$ возрастает с уменьшением φ и с увеличением a_0 , и только при очень малых углах ($\varphi < -15^\circ$) и при больших открытиях характеристика «заваливается» и разгон снижается.

Если установить очень малый угол ($\varphi = -25 \div -30^\circ$), то $n'_{I \text{ разг}}$ снизится почти до нуля (средний угол атаки лопастей при этом близок к 90°). Такой же эффект дал бы разворот лопастей на очень большой угол, около $\varphi = +60^\circ$, когда средний угол атаки приближается к нулю.

Наибольшая приведенная частота $n'_{I \text{ разг}}$ обычно соответствует углу $\varphi = -5^\circ, -10^\circ$, и при этом коэффициент разгона $k_{\text{разг}}$ весьма высок. Так, для данной турбины при $a_0 = 44$ мм и $\varphi = -10^\circ$ $n'_{I \text{ разг}} = 370$ об/мин, $k_{\text{разг}} = 2,85$.

Необходимость расчета вращающихся частей гидроагрегата на столь высокий разгон привела бы к значительному утяжелению ге-

нератора. Однако следует учитывать, что в реальных условиях соотношения между φ и a_0 определяются комбинаторной зависимостью и, как видно из рис. 8.12, при малых значениях φ мало и a_0 , а при больших a_0 увеличивается и φ . Следовательно, такая невыгодная комбинация a_0 и φ , которая дает абсолютный максимум разгона, практически невероятна. Реальные комбинации a_0 и φ должны приниматься в соответствии с комбинаторной зависимостью, которая устанавливается по условию $n'_i = \text{const}$.

На рис. 8.19 пунктиром показано несколько кривых для $n'_i = \text{const}$, соответствующих различным значениям напора. Любопытно отметить, что на этих кривых максимумы $n'_{i \text{ разг}}$ лежат на сравнительно небольших значениях открытия a_0 . Например, при $n'_i = 160$ об/мин $n'_{i \text{ разг. макс}}$ соответствует $a_0 = 30$ мм, т. е. открытию, составляющему примерно 70 % полного открытия. При этом коэффициент разгона значительно снижается (в данном случае $k_{\text{разг}} = 303/150 = 2,02$).

8.8. ОСЕВЫЕ НАГРУЗКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ

Осевые нагрузки рабочего колеса, воспринимаемые подпятником агрегата, складываются из осевых компонент давления на ступицу и обод рабочего колеса, из осевой составляющей гидродинамического напора потока на лопасти рабочего колеса, а также инерции последнего. Осевые нагрузки в осевых турбинах осуществляется вращением рабочего колеса, для чего устраняются моменты разгрузки рабочего колеса (см. рис. 8.15). Однако в осевых турбинах уравновесить рабочее колесо невозможно, и для них осевые гидродинамические усилия имеют большое значение.

Типичная характеристика приведенных гидродинамических осевых усилий P'_i осевой поворотно-лопастной турбины показана на рис. 8.20 для трех значений угла: $\varphi = -10, 0$ и $+15^\circ$. Пересчет осевого усилия для натурной турбины производится по формуле

$$P_r = P'_i D_1^2 H. \quad (8.35)$$

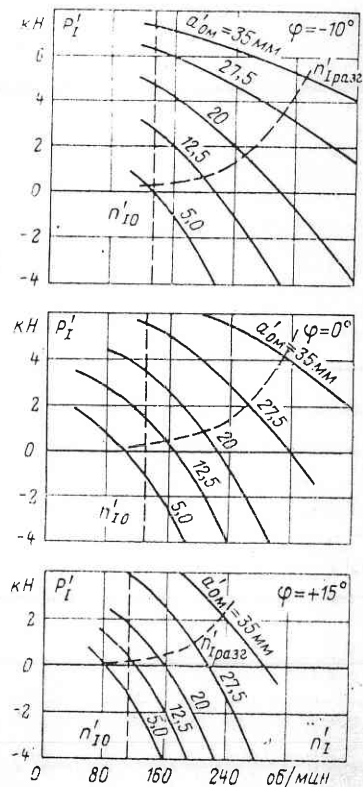


Рис. 8.20. Осевые гидродинамические нагрузки рабочего колеса осевой поворотно-лопастной турбины

Общее осевое усилие, воспринимаемое подпятником, будет равно сумме P_r , веса вращающихся частей и относительно небольшой добавки, учитывающей давления в зазоре между корпусом и крышкой, и для вертикальных турбин гидростатическому взвешивающему усилию (рабочее колесо погружено в воду).

Из характеристики видно, что P'_i увеличивается с уменьшением угла φ . Так, в зоне оптимальной частоты $n'_{i \text{ опт}}$ при открытии 27,5 мм для $\varphi = -10^\circ$ $P'_i = 6,3$ кН, а для $\varphi = +15^\circ$ $P'_i = 4,0$ кН. Гидродинамическая составляющая дает весьма большую нагрузку на подпятник. Например, при $D_1 = 9,0$ м и $H = 25$ м, если $F'_i = 5,0$ кН, $P_r = 5,0 \cdot 9^2 \cdot 25 = 10\,100$ кН. Это является одной из особенностей осевых турбин.

С увеличением n'_i осевое усилие P'_i быстро убывает, но и при $n'_{i \text{ разг}}$ сохраняет положительный знак, т. е. направлено по течению (сверху вниз). При дальнейшем возрастании n'_i , когда турбина переходит в тормозной режим (момент на валу меняет знак), P'_i падает до нуля и переходит в отрицательную зону. Особенно быстро возрастают отрицательные значения P'_i при больших углах φ и при малых открытиях направляющего аппарата. Это создает опасность подъема вращающихся частей агрегата при быстром закрытии турбины, так как в этих условиях действующее вверх гидродинамическое осевое усилие P_r может превысить вес вращающихся частей. Такие аварийные случаи на ГЭС возникали.

8.9. СРАВНЕНИЕ ТУРБИН РАЗЛИЧНОГО ВИДА ПО ИХ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

Условия работы турбин на гидроэлектростанциях непостоянны. В зависимости от притока воды и нагрузки энергосистемы в широком диапазоне изменяется мощность. С изменением уровня водохранилища, уровня нижнего бьефа и потерь в водоводах иногда значительно изменяется напор. В связи с этим важно знать, какое влияние оказывают эти изменения на показатели работы турбин различных видов и типов.

Для сравнения свойств различных турбин удобно использовать относительные характеристики, которые строятся в безразмерных координатах. При этом выбирается какой-либо режим, обычно с наибольшим КПД, в качестве базисного и все величины определяются по отношению к базисным (с индексом 0):

$$\eta_{\text{отн}} = \eta/\eta_0; q = Q/Q_0; N_{\text{отн}} = N/N_0.$$

В этих условиях любые характеристики различных турбин проходят через общую точку с координатами 1,1, т. е. совмещаются, что позволяет получить наглядное представление об их свойствах. На рис. 8.21 даны относительные расходные (а) и мощностные (б) характеристики. Они показывают, что различные турбины по-разному реагируют на изменение нагрузки (расхода и мощности).

Наилучшими показателями обладают ковшовые и поворотно-лопастные турбины. Если ограничить рабочий диапазон снижением КПД до 10 %, то у этих турбин он составит по расходу q от 0,3—0,45 до 1,8 и по мощности $N_{\text{отн}}$ — от 0,25 до 1,6. Точка пересечения оси q ($\eta_{\text{отн}} = 0$) дает расход холостого хода $q_{\text{х.х}} = 0,07 \div 0,12$ (7—12 %).

Менее благоприятные показатели дают радиально-осевые турбины, у которых при изменении нагрузки КПД снижается быстрее, причем особенно резко при увеличении сверх оптимума, $q_{х.х}$ составляет 0,15—0,2. Рабочий диапазон этих турбин значительно меньше и по мощности $N_{отн}$ составляет от 0,5—0,6 до 1,05—1,10.

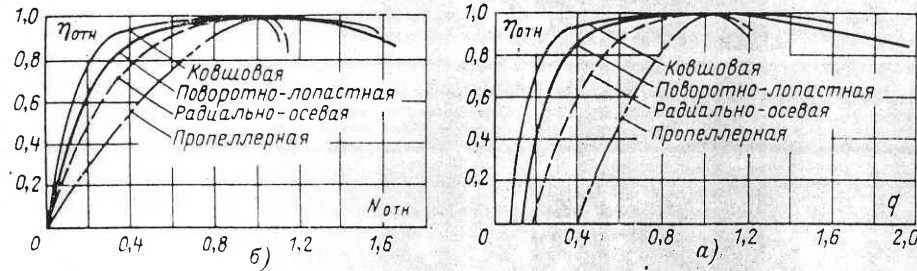


Рис. 8.21. Относительные расходные (а) и мощностные (б) характеристики турбин

Самые неблагоприятные показатели имеют пропеллерные турбины, у которых КПД очень быстро падает при отклонении режима от оптимального, $q_{х.х}$ достигает 0,4—0,45, рабочий диапазон по мощности всего от 0,75—0,8 до 1,03.

Отмеченные свойства турбин имеют большое практическое значение. Действительно, если по условиям работы ГЭС мощность турбин должна изменяться в довольно широком диапазоне, то предпочтительнее ставить поворотные турбины (осевые или диагональные), которые в этих условиях меньше снижают КПД, чем радиально-осевые, что в итоге дает повышение выработки энергии ГЭС. Этим и объясняется стремление продвинуть поворотные турбины на более высокие напоры. В то же время, если имеется возможность работать при малой изменяющейся нагрузке, могут оказаться целесообразными более простые радиально-осевые и даже пропеллерные турбины.

Влияние изменения напора на работу турбин можно проследить по относительным напорным характеристикам, построенным для постоянной частоты вращения (рис. 8.22). По оси абсцисс отложен относительный напор $h = H/H_0$, где H_0 — напор, соответствующий максимальному КПД при данных условиях.

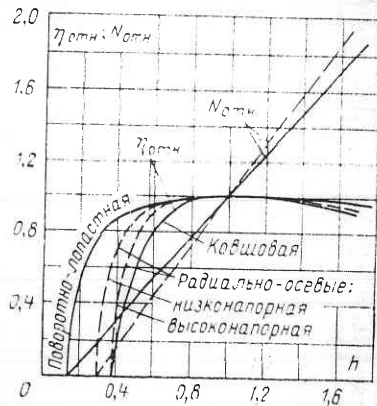


Рис. 8.22. Относительные напорные характеристики турбин

Эти характеристики показывают, что при увеличении напора сверх расчетного у всех турбин КПД уменьшается незначительно, но при снижении напора, особенно после некоторого предела, КПД очень быстро падает до нуля.

Наилучшие показатели имеют поворотные турбины. У них в более широком диапазоне напоров поддерживаются высокие КПД и медленнее снижается мощность с падением напора. Быстрее падают КПД и мощность со снижением напора у ковшовых и высоконапорных радиально-осевых турбин.

Интересна зависимость мощности от напора $N_{отн} = f(h)$ при $n = \text{const}$. Она близка к прямой и довольно точно представляется уравнением

$$N_{отн} = \frac{1}{1 - h_{х.х}} (h - 1) + 1, \quad (8.36)$$

в котором $h_{х.х}$ — напор холостого хода (точки пересечения напорной характеристики с осью h на рис. 8.22).

Глава 9

ПОДБОР ТУРБИН ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

9.1. ГИДРОАГРЕГАТ И ЗДАНИЕ ГЭС

Подбор турбин представляет ответственный этап проектирования здания ГЭС, при котором необходимо учитывать условия работы турбин (напоры, мощности), особенно компоновки здания ГЭС, подводящие и отводящие водоводы, условия строительства и эксплуатации, технико-экономические показатели.

Некоторые элементы турбин, а именно подводящая часть — турбинная спиральная камера и отводящая часть — отсасывающая труба имеют настолько большие габариты, что они почти всегда диктуют размеры и компоновку строительной части здания ГЭС. Взаимосвязь турбин и строительных конструкций усиливается еще и от того, что отсасывающие трубы, а во многих случаях и турбинные спиральные камеры выполняются из железобетона и поэтому представляют собой одно целое с подводной частью блока здания ГЭС.

Общий вид вертикальных гидроагрегатов показан на рис. 1.2 и 1.4, а горизонтального капсульного на рис. 1.3. Принципиальные схемы наиболее широко используемых на ГЭС вертикальных гидроагрегатов даны на рис. 9.1.

Основными элементами электрического генератора являются ротор 1 с полюсами, который при работе создает вращающееся магнитное поле, и статор 2, с обмоток которого снимается ток и переда-

ется в сеть. Основными элементами турбины являются рабочее колесо 3, подводная часть — турбинная камера 4, статор турбины 5 и направляющий аппарат 6 — и отводящая часть — отсасывающая труба 7. Рабочее колесо турбины и ротор соединены общим валом 8, который может быть составным (вал генератора и вал турбины жестко соединяются фланцем 9, рис. 9.1, а и б) либо целым (рис. 9.1, в).

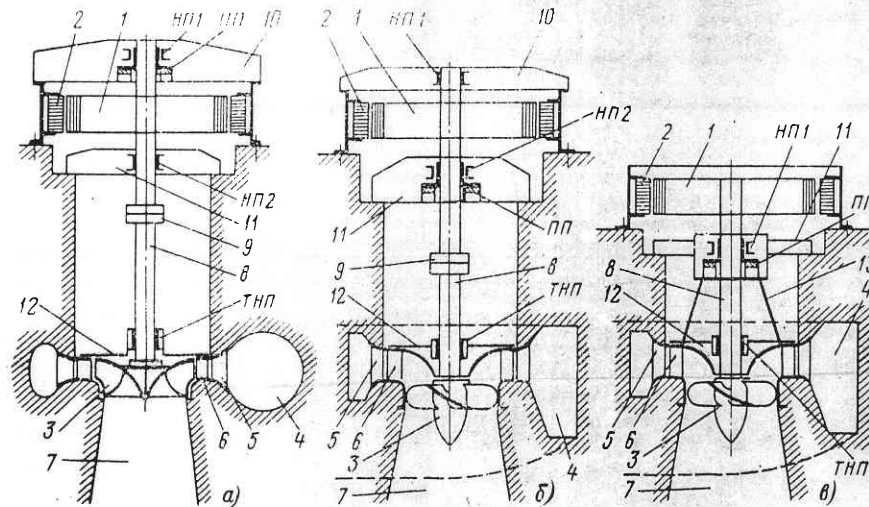


Рис. 9.1. Принципиальные схемы вертикальных агрегатов ГЭС

Поскольку рабочее колесо турбины и ротор генератора жестко соединены общим валом, то частота их вращения одинакова. На ГЭС сейчас, как правило, устанавливаются синхронные генераторы переменного тока со стандартной частотой 50 Гц (в США и в некоторых других странах стандартная частота 60 Гц). Следовательно, частота вращения ротора генератора и рабочего колеса турбины при работе под нагрузкой всегда должны быть строго постоянной, равной синхронной частоте вращения.

Значение синхронной частоты вращения n_c , исходя из заданной частоты тока, определяется формулами

$$\left. \begin{aligned} \text{для } 50 \text{ Гц } n_c &= 6000/p; \\ \text{для } 60 \text{ Гц } n_c &= 7200/p. \end{aligned} \right\} \quad (9.1)$$

Здесь p — число полюсов ротора генератора, которое должно быть четным, а при $p > 24$ желательно иметь его кратным четырем. Таким образом, ряд значений n_c вполне определен и промежуточные значения невозможны.

Все вращающиеся части гидроагрегата: рабочее колесо, вал и ротор генератора — имеют единую систему подшипников. Необ-

ходимо иметь два вида подшипников — направляющие, препятствующие только радиальным перемещениям вращающихся частей, и подпятник, воспринимающий осевые нагрузки, которые в вертикальных агрегатах слагаются из веса вращающихся частей и осевого гидродинамического воздействия потока на рабочее колесо.

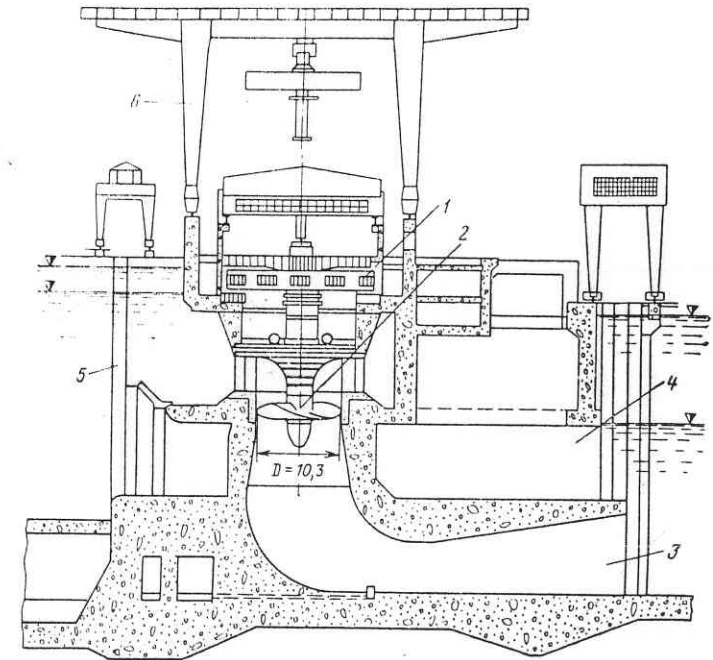


Рис. 9.2. Здание Саратовской ГЭС с осевой поворотно-лопастной турбиной:

1 — генератор; 2 — рабочее колесо турбины; 3 — отсасывающая труба; 4 — водосброс; 5 — пазы решеток и затворов; 6 — основной кран

Применяются различные системы опирания вращающихся частей агрегата. На рис. 9.1, а показан подвесной генератор, у которого подпятник ПП и верхний направляющий подшипник НП1 опираются на мощную верхнюю крестовину 10, передающую нагрузку на корпус статора, укрепленный в бетонной конструкции. Второй направляющий подшипник НП2 расположен в нижней крестовине 11, которая крепится к бетону, и третий турбинный направляющий подшипник ТНП закреплен на крышке турбины 12. На рис. 9.1, б и в показаны схемы с о н т и ч н ы м и генераторами, у которых подпятник ПП расположен под ротором генератора, причем он опирается на мощную нижнюю крестовину 11

(рис. 9.1, б) или передает нагрузку на крышку турбины 12 через опорную конструкцию 13 (рис. 9.1, а).

Из приведенного рассмотрения вытекает чрезвычайно важный вывод, что, хотя гидроагрегат состоит из двух машин, турбины и генератора, они имеют единую систему опор вращающихся частей.

Компоновка здания ГЭС Саратовской с осевой турбиной (колебания напоров 14,7—6,5 м, расчетный напор, 9,7 м, мощность турбины 59,3 МВт, пропускаемый расход 705 м³/с, диаметр рабочего колеса 10,3 м) показана на рис. 9.2. Это самые большие турбины в мире по размеру, изготовленные ХТГЗ. На рис. 9.3 показан разрез высоконапорной Нурекской ГЭС на Вахше, на которой установлены радиально-осевые турбины (колебания напоров 275—207 м, расчетный напор 223 м, мощность турбины 310 МВт, пропускаемый расход

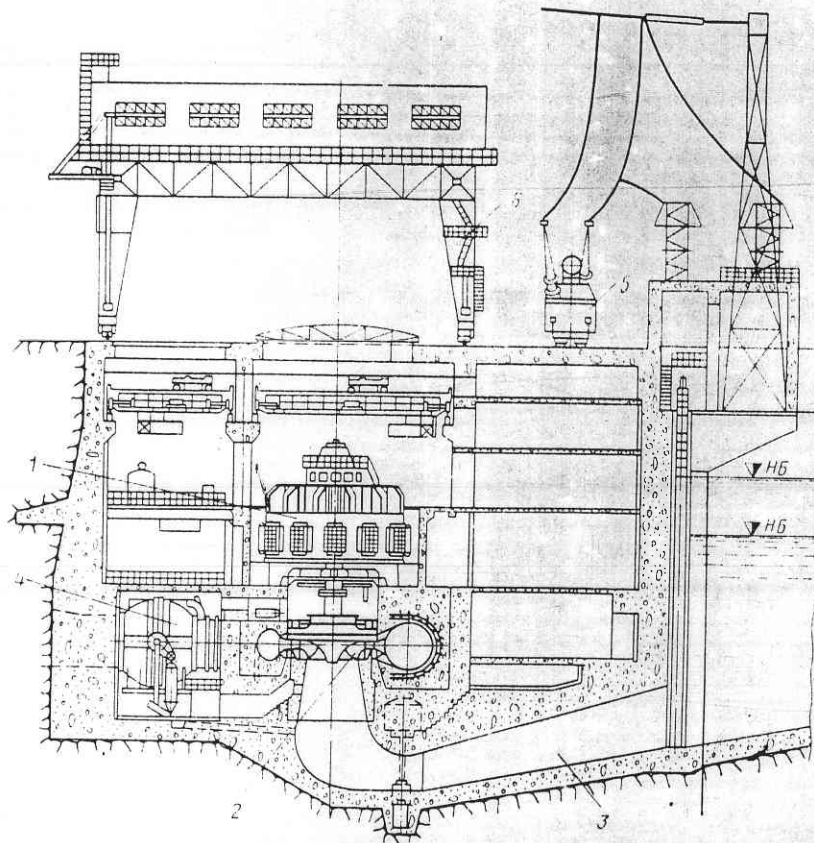


Рис. 9.3. Здание Нурекской ГЭС с радиально-осевой турбиной:

1 — генератор; 2 — рабочее колесо турбины; 3 — отсасывающая труба; 4 — шаровый затвор; 5 — трансформатор; 6 — основной кран

155 м³/с, диаметр рабочего колеса 4,75 м). Эти примеры ясно показывают, что турбина и гидроагрегат определяют размеры подводной части здания ГЭС и их конструктивные формы тесно связаны со строительной частью (дополнительно см. [8, 14]).

9.2. НОМЕНКЛАТУРА РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Маркировка турбин

Номенклатура турбин определяет рекомендуемый для использования в зависимости от напора ряд типов турбин (форм проточной части) с указанием их основных показателей: относительных размеров, приведенных значений частоты вращения n'_i , расхода Q'_i и коэффициентов кавитации σ . В настоящее время действует номенклатура осевых поворотнo-лопастных и радиально-осевых турбин, которая периодически пересматривается. Номенклатуры являются основой для подбора турбин при проектировании гидроэлектростанций (дополнительно см. [20, 47]).

На рис. 9.4 показана номенклатура крупных поворотнo-лопастных (осевых) и радиально-осевых турбин. Как видно, она соответствует диапазону напоров от 3—4 до 500 м и мощностей от 1—2 МВт до 300—800 МВт. На рис. 9.5 приведена действовавшая ранее номенклатура малых турбин, соответствующая диапазону напоров 1,5—100 м и мощностей 10—2500 кВт.

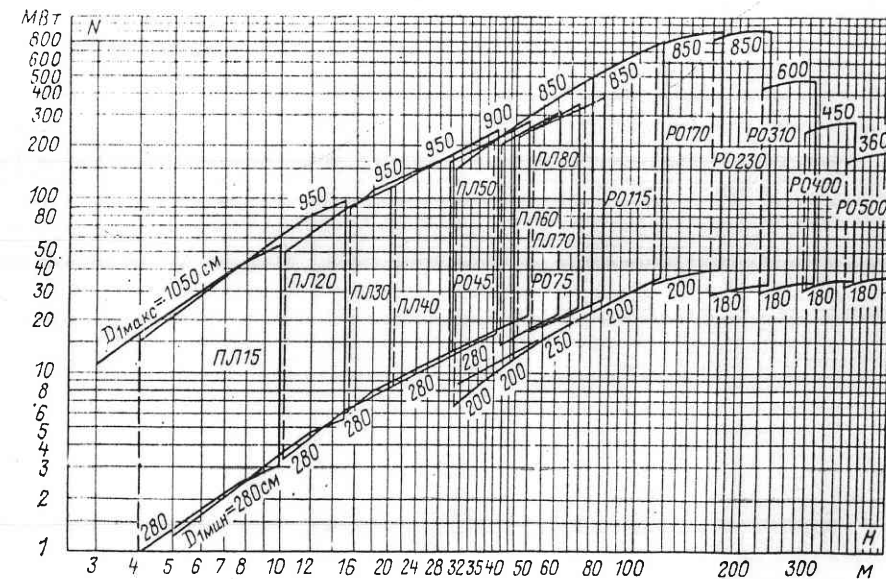


Рис. 9.4. Номенклатура осевых поворотнo-лопастных и радиально-осевых турбин

В СССР принята сокращенная маркировка турбин, причем марка включает четыре показателя.

1. Вид (система) турбины, обозначается буквами: ПЛ — поворотно-лопастная осевая; Д или ПЛД — поворотно-лопастная диагональная; ПЛК — поворотно-лопастная капсульная;

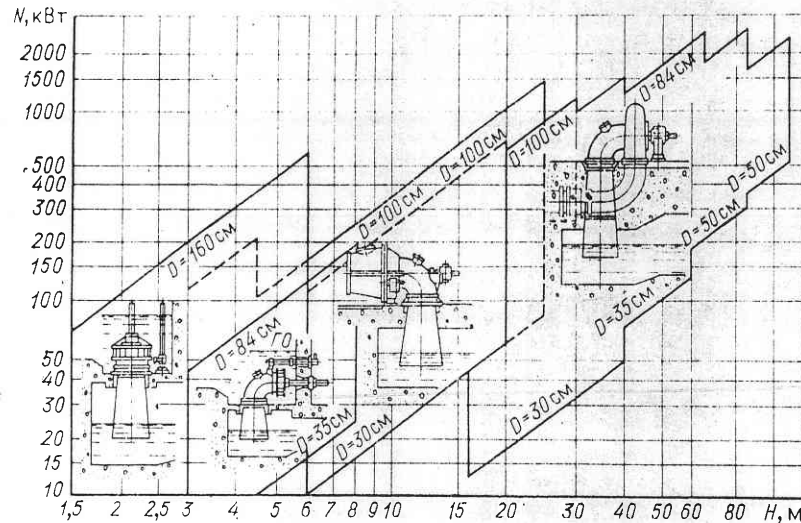


Рис. 9.5. Номенклатура малых турбин

РО — радиально-осевая, Пр — пропеллерная осевая; ПрД — пропеллерная диагональная; К — ковшовая.

2. Тип турбины, определяется в основном напором. Для одного и того же напора может существовать несколько типов турбин, отличающихся формой проточной части. Каждому типу присваивается свой порядковый номер, который указывается в марке турбины (иногда в форме дроби: в числителе — максимальный напор, в знаменателе — тип).

3. Компоновка, определяется положением вала агрегата и может быть вертикальной (В) или горизонтальной (Г).

4. Номинальный диаметр турбины D_1 (рис. 9.6 и 9.7). В диагональных турбинах дается также угол наклона лопастей рабочего колеса θ , а в ковшовых — диаметр сопла и число струй.

Примеры марок турбин:

ПЛ20/811-В-800 — осевая поворотно-лопастная; максимальный напор 20 м, тип проточной части № 811, вертикальная, $D_1 = 8,0$ м.

Д120/45-2556-В-600 — диагональная поворотно-лопастная, максимальный напор 120 м, $\theta = 45^\circ$, типа № 2556, вертикальная, номинальный диаметр $D_1 = 6,0$ м. (Сейчас часто обозначают

Д45/2556, но в этом случае нужно иметь в виду, что 45 — это не напор, а θ).

ПЛК15/548-Г-600 — осевая, поворотно-лопастная, капсульная, максимальный напор 15 м, тип проточной части № 548, горизонтальная, диаметр 6,0 м.

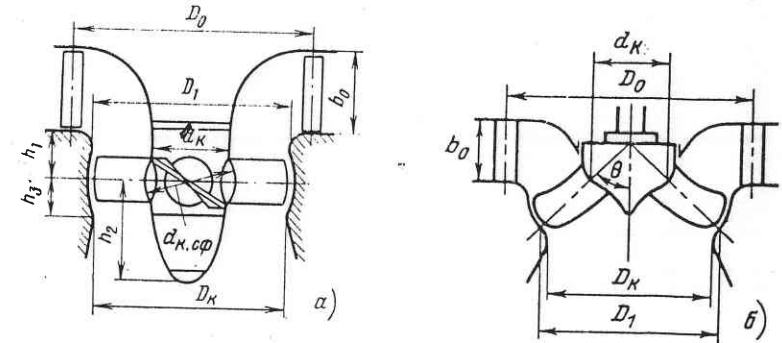


Рис. 9.6. Основные размеры поворотно-лопастных турбин:

а — осевых; б — диагональных

РО115/810-В-500 — радиально-осевая, максимальный напор 115 м, тип проточной части № 810, вертикальная, $D_1 = 5,0$ м.

В СССР принято делить турбины по размерам на две группы: крупные (для ПЛ $D_1 > 2,8$ и для РО $D_1 > 1,8$ м); малые и средние (D_1 меньше указанных значений).

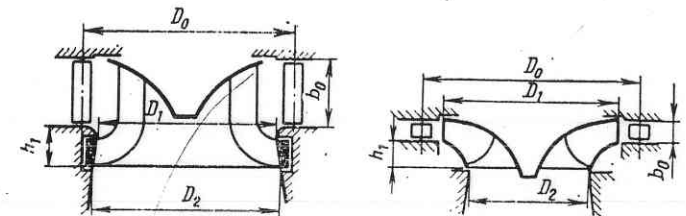


Рис. 9.7. Основные размеры радиально-осевых турбин

Рекомендуемый ряд диаметров крупных турбин D_1 по ГОСТ 17202-77 приведен в табл. 9.1.

При наличии специального обоснования в виде исключения допускается для РО-турбин отклонение от указанных в табл. 9.1 значений диаметра до 3 % (см., например, рис. 3.15).

Для высоких напоров предельные диаметры ограничиваются в соответствии с табл. 9.2.

Средние и малые турбины включают ряд диаметров: $D_1 = 35, 50, 60, 71, 84, 100, 120, 140, 160, 180, 200$ и 225 см.

Рекомендуемые области использования крупных радиально-осевых и поворотно-лопастных турбин по напорам и мощности показаны

Таблица 9.1

Нормальный ряд диаметров D_1 , см							
180	190	200	212	224	236	250	265
280	300	315	335	355	375	400	425
150	175	500	530	560	600	630	670
710	750	800	850	900	950	1000	1060

Таблица 9.2

$H_{\text{макс}}, \text{ м}$	≤ 200	300	400
$D_{1\text{макс}}, \text{ см}$	850	600	500

на рис. 9.4. Наибольшая мощность турбины увеличивается с напором, причем при $H = 30$ м она достигает 200 МВт, а в диапазоне напоров 100—200 м составляет 700—900 МВт. При больших напорах максимальная мощность уменьшается в связи с ограничением диаметра D_1 .

Универсальные характеристики и другие показатели номенклатурных турбин приведены в отраслевых стандартах.

Быстроходность турбин

Важным показателем является расчетный коэффициент быстроходности турбины, определяемый по (5.38) и (5.39) для номинальной мощности при расчетном напоре или по расчетным значениям n'_1 и Q_1 . Для отечественных и зарубежных турбин поле расчетных коэффициентов быстроходности показано на рис. 9.8. Рекомендуемые значения расчетного коэффициента быстроходности, по современным данным, показаны участками прямых, уравнения которых имеют следующий вид:

РО-турбины:

$$\left. \begin{aligned} \text{при } H > 200 \text{ м } n_s &= \frac{4400}{H^{0,6}}; \\ \text{при } H < 200 \text{ м } n_s &= \frac{2600}{H^{0,5}}; \end{aligned} \right\} (9.2)$$

ПЛ-турбины (осевые и диагональные)

$$n_s = \frac{2300}{H^{0,4}};$$

осевые, капсульные (горизонтальные)

$$n_s = \frac{2600}{H^{0,4}}.$$

(9.2)

Фактические расчетные значения коэффициента быстроходности могут отклоняться от приведенных рекомендаций, но это требует специального обоснования. Например, снижение коэффициента бы-

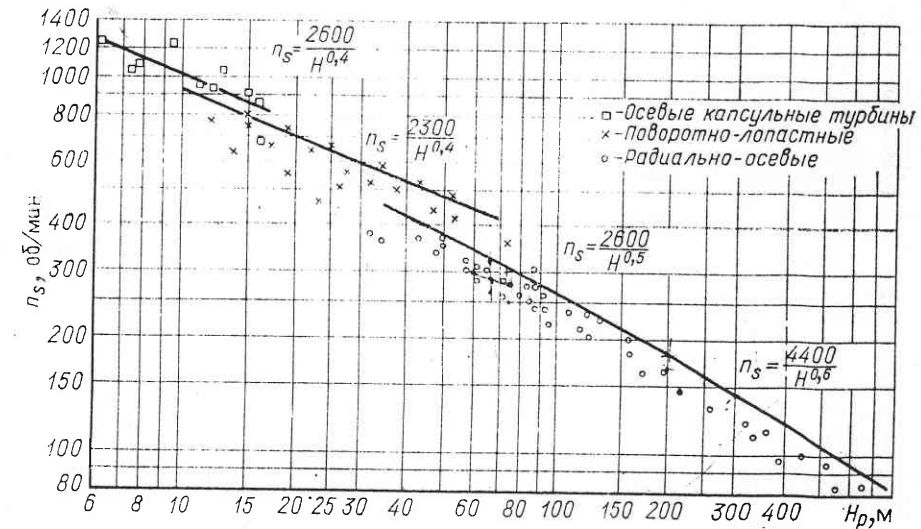


Рис. 9.8. Расчетный коэффициент быстроходности реактивных турбин

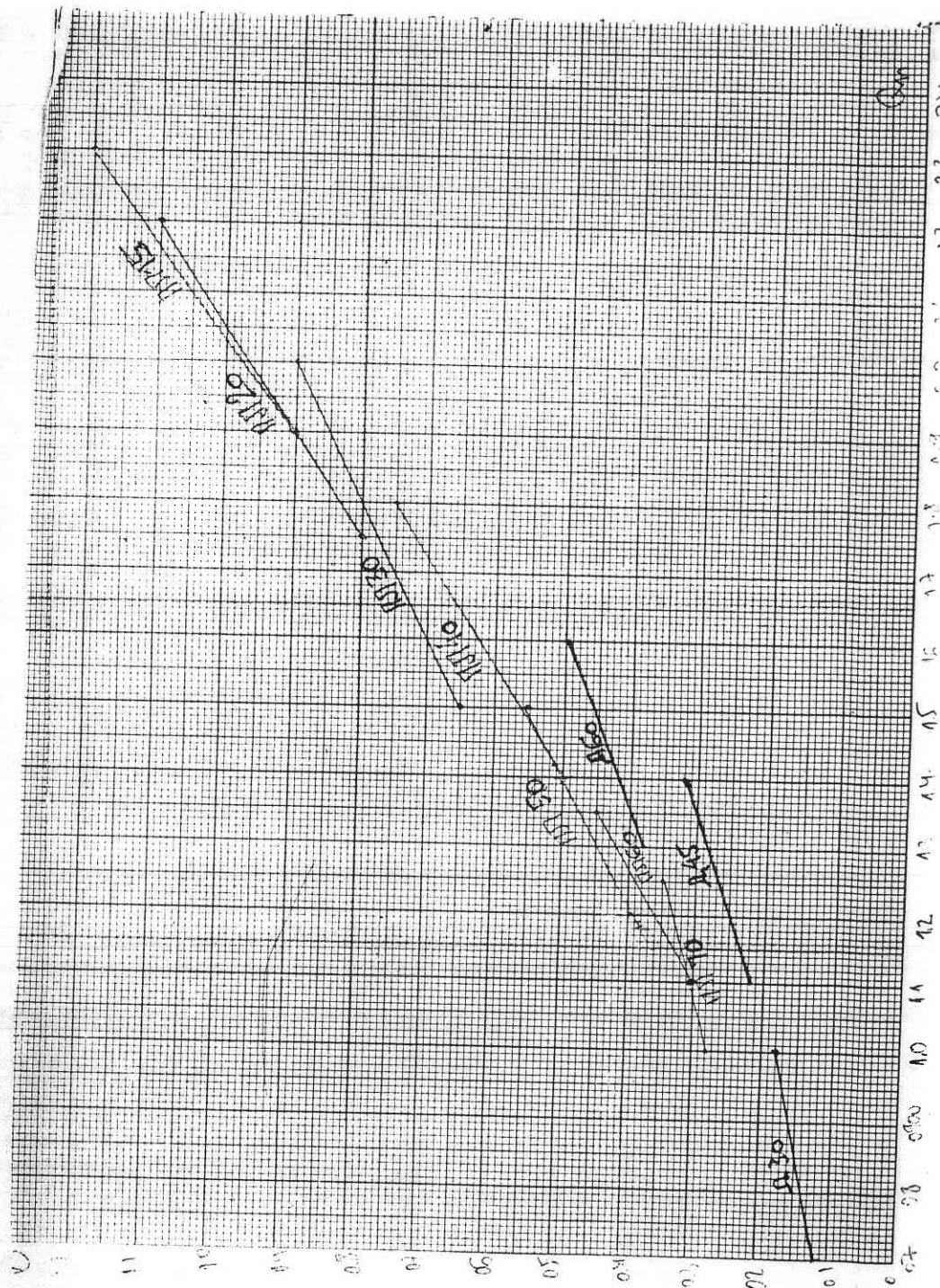
строходности может диктоваться стремлением уменьшить заглубление турбины, т. е. увеличить допустимую высоту отсасывания.

Каждый тип турбины определяется формой проточного тракта, универсальной и другими характеристиками. Однако в качестве основных показателей можно выделить наиболее важные размеры и характерные параметры: приведенные частоту вращения и расход (n'_1 и Q_1), а также коэффициент кавитации σ . Эти данные достаточно полно характеризуют тип турбины и могут служить базой для их подбора при проектировании гидроэлектростанции. Ниже они рассматриваются для турбин различных видов. При этом следует иметь в виду, что поскольку, как указывалось, для одного и того же напора возможны различные типы проточной части турбин, то и приведенные показатели могут несколько отклоняться от номенклатурных.

Таблица 9.3

Основные расчетные данные поворотно-лопастных турбин

Показатели	Тип турбины						
	П.Л.15	П.Л.20	П.Л.30	П.Л.40	П.Л.50	П.Л.60	П.Л.70
Максимальный напор, м	15	20	30	40	50	60	70
Приведенная частота вращения, об/мин:							
оптимальная $n_{\text{опт}}$	165	145	125	120	115	110	105
средняя расчетная $n_{\text{р}}$	180	155	140	135	125	125	120
Приведенный расход (максимальный расчетный) $Q_{\text{р}}$, л/с	2300—1900	2200—1750	2000—1500	1800—1400	1500—1200	1350—1100	1250—1000
Коэффициент кавитации σ , соответствующий $Q_{\text{р}}$ и $n_{\text{р}}$	1,2—0,9	1,1—0,8	0,9—0,65	0,75—0,50	0,55—0,40	0,45—0,30	0,35—0,28
Число лопастей рабочего колеса z	4	4	6	7	8	8	8
Относительная высота направляющего аппарата b_0	0,42	0,4	0,4	0,375	0,375	0,35	0,35
Относительный диаметр корпуса рабочего колеса $d_{\text{к.сф.}}$	0,35	0,37	0,41	0,43	0,47	0,51	0,57
	40	46	46	42	42	39	36
	40	46	46	42	42	39	36



Осевые поворотно-лопастные турбины вертикальные

Основные определяющие параметры приведены в табл. 9.3. Здесь расчетные значения n'_{1p} и Q'_{1p} указаны для условий расчетного напора турбины, который имеет промежуточное значение между максимальным и минимальным (ближе к минимальному). Для турбины каждого типа указаны два значения Q'_{1p} и соответствующие им коэффициенты кавитации σ . Можно брать любые, а также промежуточные с соответствующей интерполяцией σ . Как видно, Q'_{1p} изменяется от 2300 до 1000 л/с, соответственно σ — от 1,2 до 0,28.

Наиболее важные размеры осевых турбин показаны на рис. 9.6, а. Размеры, отнесенные к диаметру рабочего колеса D_1 , b_0 и $\bar{d}_{к.сф}$ приведены в табл. 9.3. Остальные можно найти следующим образом: $\bar{D}_0 = 1,2 \div 1,25$ (у ранее разработанных турбин $\bar{D}_0 = 1,16$); $\bar{h}_1 = 0,21$; $\bar{h}_3 = 0,09 \div 0,12$; $\bar{h}_2 = \bar{d}_{к.сф}$; $\bar{d}_к = \bar{d}_{к.сф} - 0,05$ и $\bar{D}_к = 0,973$.

Осевые поворотно-лопастные турбины горизонтальные капсульные

Показатели для двух типов современных осевых поворотно-лопастных турбин при их установке в горизонтальных капсульных агрегатах даны в табл. 9.4. ПЛК10 — турбина очень высокой быстроходности (n_s достигает 1400!), отличается большой пропускной спо-

Таблица 9.4

Основные расчетные данные поворотно-лопастных капсульных турбин

Показатели	Тип турбины	
	ПЛК10	ПЛК16
Диапазон напоров, м	1—10	3—16
Приведенная частота вращения, об/мин:		
оптимальная n'_{1opt}	170	155
средняя расчетная n'_{1p}	210	175
Приведенный расход (максимальный расчетный) Q'_{1p} , л/с	4200—3800	3000—28000
Коэффициент кавитации σ , соответствующий Q'_{1p}	2,8—2,2	2,0—1,6
Относительный диаметр капсулы $\bar{D}_{капс}$	0,8—0,85	1,0—1,25

собностью. Эти турбины предназначены для работы на самых малых переменных напорах (турбины такого типа установлены на приливных электростанциях Ранс во Франции и Кислогубской в СССР). Турбины, соответствующие типу ПЛК16, установлены на Киевской, Каневской и других ГЭС.

Диагональные поворотно-лопастные турбины

Турбины этого типа являются сравнительно новыми, число имеющихся разработанных типов пока невелико, и поэтому приведенные в табл. 9.5 показатели должны рассматриваться как предварительные, особенно по турбинам Д30. Представленный диапазон данных для каждого угла ($\theta = 60, 45$ и 30°) предусматривает возможность использования нескольких типов турбин с различной формой проточной части. Основные размеры показаны на рис. 9.6, б.

Таблица 9.5

Основные расчетные данные поворотно-лопастных диагональных турбин

Показатели	Тип турбины		
	Д60	Д45	Д30
Угол наклона оси поворота лопастей рабочего колеса θ , град	60	45	30
Диапазон напоров, м	40—70	60—130	120—220
Приведенная частота вращения, об/мин:			
оптимальная $n'_{\text{опт}}$	110	90	80
средняя расчетная $n'_{\text{р}}$	120	100	90
Приведенный расход (максимальный, расчетный) $Q'_{\text{р}}$, л/с	1600—1300	1400—1100	1000—700
Коэффициент кавитации σ , соответствующий $Q'_{\text{р}}$	0,50—0,38	0,32—0,22	0,18—0,12
Число лопастей рабочего колеса z_1	8—9	9—10	10—12
Относительный диаметр корпуса рабочего колеса d_k	0,5—0,55	0,6—0,65	0,7—0,8
Относительный диаметр горловины камеры рабочего колеса D_k	1,0	0,98	0,97
Относительная высота направляющего аппарата b_0	0,375	0,25	0,2

Относительный диаметр по осям поворота направляющих лопаток $\bar{D}_0 = 1,25 \div 1,28$. Номинальный диаметр корпуса d_k в диагональных турбинах определяется по осям поворота лопастей. Аналогичным образом определяется и диаметр рабочего колеса D_1 . Следовательно, максимальный размер корпуса и максимальный диаметр по входным кромкам рабочего колеса будут значительно больше, чем d_k и D_1 . Тип отсасывающей трубы берется такой же, как для осевых турбин, относительной высотой $\bar{h} = 2,3$.

Пропеллерные осевые и диагональные турбины

Сопоставление характеристик (см. рис. 8.21) показывает, что у пропеллерных турбин при отклонении нагрузки или расхода от оптимального КПД снижается значительно быстрее, чем у поворотно-лопастных. В связи с этим мощные пропеллерные турбины приме-

Таблица 9.6

Основные расчетные данные радиально-осевых турбин

Показатели	Тип турбины									
	PO45	PO75	PO115	PO140	PO170	PO230	PO310	PO400	PO500	PO700
Максимальный напор, м	45	75	115	140	170	230	310	400	500	700
Приведенная частота вращения $n'_{\text{опт}}$, об/мин	85	80	75	72	70	67	65	60	60	55
Приведенный расход $Q'_{\text{р}}$, соответствующий 5%-ному запасу мощности, л/с	1400	1250	1050	900	770	570	450	340	250	180
Коэффициент кавитации σ	0,22	0,17	0,13	0,11	0,09	0,07	0,055	0,045	0,038	0,03
Относительная высота направляющего аппарата b_0	0,35	0,3	0,25	0,23	0,2	0,15	0,12	0,1	0,08	0,06
Относительный выходной диаметр \bar{D}_0	1,15	1,1	1,0	0,95	0,95	0,9	0,85	0,7	0,65	0,55

5,9 4,76

1,24 2,1

0,4 1,1

няются редко. Но поскольку на многоагрегатных ГЭС имеется возможность использовать турбину в узкой зоне режимов, близких к оптимальному, отношение к этим турбинам в последнее время изменяется. Так, на Днепрогэс II, введенной в эксплуатацию в 1976 г., часть агрегатов имеет разработанные и изготовленные на ХТГЗ мощные пропеллерные турбины: $D_1 = 6,8$ м, угол установки лопастей рабочего колеса $+9^\circ 30'$, $N = 115$ МВт, $n = 107,1$ об/мин. Это позволило уменьшить диаметр корпуса с $d_{к.сп} = 0,43$ у соответствующей поворотной-лопастной турбины до $d_{к.сп} = 0,35$, снизить примерно на 10 % массу турбины и несколько улучшить кавитационные показатели. Полученный опыт указывает на целесообразность использования в некоторых случаях пропеллерных осевых и диагональных турбин.

Радиально-осевые турбины

Параметры радиально-осевых турбин различных типов в широком диапазоне напоров — от 45 до 700 м приведены в табл. 9.6, а размеры — на рис. 9.7. Относительный диаметр по осям направляющих лопаток $\bar{D}_0 = 1,20$ (в турбинах более ранних выпусков он составлял 1,16). Высота до низа рабочего колеса $\bar{h}_1 = 0,12 \div 0,15$ для напоров до 200 м и $\bar{h}_1 = 0,18 \div 0,2$ для более высоких напоров. Для каждого диапазона напоров имеется несколько типов турбин и могут быть разработаны другие, поэтому параметры, особенно Q_i и σ , могут иметь и промежуточные значения, т. е. определяться интерполяцией.

Показатели массы турбин

При проектировании гидроэлектростанции часто требуется определить общую массу турбины и отдельных ее частей, особенно рабочего колеса. Эти данные важны, поскольку стоимость турбины данного вида в основном пропорциональна ее массе, а от массы рабочего колеса зависит выбор способов транспортировки и монтажа.

Точную массу турбины можно установить только на основании проектных данных завода-изготовителя. Следует учитывать, что даже для одних и тех же условий и при одинаковых размерах в разных проектах масса турбины будет разной, что связано с применяемыми конструктивными решениями. Со временем в процессе совершенствования конструкций турбин показатели удельной массы довольно существенно изменяются. На графике рис. 9.9 показано непрерывное снижение удельной массы всех видов турбин по годам. Процесс этот шел быстрее в 30—50-е годы, продолжается и сейчас, хотя медленнее. Эти факторы нужно учитывать при использовании аналогов. График показывает также, что удельная масса турбины существенно зависит от напора и с увеличением напора снижается.

Определение массы турбины при предварительных расчетах можно производить по следующим обобщенным зависимостям.

Общая масса осевых поворотной-лопастных турбины с бетонной турбинной камерой составляет:

$$G_T^{пл} = 1,12 (D_1 + 0,8)^{2,5} (H_{\max} + 6,0)^{0,35}. \quad (9.3)$$

Здесь D_1 — номинальный диаметр, м; H_{\max} — максимальный напор турбины.

Если турбина имеет стальную спиральную камеру (см., например, Верхне-Тулумскую ГЭС на рис. 3.7), то масса камеры

$$G_{сп.к}^{пл} \approx 0,3 G_T^{пл} \quad (9.3a)$$

и общая масса турбины

$$G_T^{пл} + G_{сп.к}^{пл}.$$

Масса рабочего колеса осевой турбины

$$G_{р.к}^{ос} = (0,2 \div 0,25) G_T^{пл} \quad (9.3b)$$

Масса диагональных поворотной-лопастных турбин на 10—15 % выше, чем осевых, а масса рабочего колеса на 25—40 % больше.

Общая масса радиально-осевых турбин со стальной спиральной турбинной камерой составляет:

$$G_T^{ро} = 2,35 (D_1 + 0,8)^{2,5} (H_{\max} + 20,0)^{0,2}. \quad (9.4)$$

Здесь D_1 — номинальный диаметр, м; H_{\max} — максимальный напор турбины.

Если турбина имеет бетонную турбинную камеру (например, Плявинская ГЭС), то ее масса $G_{сп.к}^{ро}$ должна быть вычтена из значения, полученного по (9.4). Ориентировочно

$$G_{сп.к}^{ро} = 0,25 G_T^{ро}; \quad (9.4a)$$

Если часть нагрузки от давления воды передается на железобетон (например, Нурекская ГЭС (рис. 9.3)], то $G_{сп.к}^{ро}$ должна быть меньше, чем по (9.4a), на 25—40 %.

Масса рабочего колеса радиально-осевой турбины приблизительно определяется зависимостью

$$G_{р.к}^{ро} = (0,55 \div 0,65) D_1^3. \quad (9.5)$$

9.3. ПОДБОР РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН ПО ПРИВЕДЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ

В качестве исходных условий задаются: H_p — расчетный напор; H_{\max} — максимальный напор; H_{\min} — минимальный напор; N_p — требуемая расчетная мощность турбины и ∇ — абсолютная отметка уровня нижнего бьефа. Необходимые для расчетов параметры η_p ,

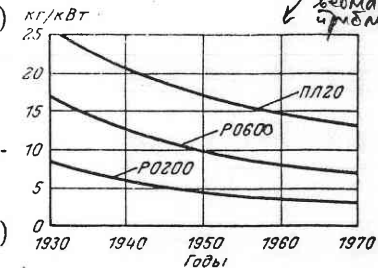


Рис. 9.9. Изменение удельной массы турбин по годам

$Q'_{гр}$, σ и др. можно брать по табл. 9.2—9.5, но более полные данные усугубляются по универсальным характеристикам турбин соответствующих типов.

Расчет производится в следующей последовательности:

1. Тип турбины выбирается в основном по H_{\max} .
2. Расчетный расход турбины Q_p (наибольший) определяется по заданной мощности N_p с помощью (2.10):

$$Q_p = \frac{N_p}{9,81 H_p \eta} \quad (9.6)$$

Поскольку расчет ведется на полное открытие турбины, то η меньше оптимального. Обычно принимают для поворотно-лопастных турбин $\eta = 0,87 \div 0,9$, для радиально-осевых турбин $\eta = 0,9 \div 0,92$.

3. Диаметр турбины D_1 находится по (5.35):

$$D_1 = \sqrt{\frac{Q_p}{Q'_{гр} \eta}} \quad (9.7)$$

Для радиально-осевых турбин расчетный приведенный расход $Q'_{гр} = Q'_i$ на линии 5 %-ного запаса мощности ($0,95 N_{\max}$). В поворотно-лопастных турбинах $Q'_{гр}$ обычно выбирается из условий, определяемых допустимой высотой отсасывания, т. е. по максимальному значению коэффициента кавитации σ . В связи с этим в табл. 9.3—9.5 указаны два значения $Q'_{гр}$ с соответствующими значениями σ . Предпочитают всегда наибольший $Q'_{гр}$, это позволяет уменьшить D_1 и повысить частоту вращения. Можно брать и промежуточные значения $Q'_{гр}$, тогда σ находится интерполяцией.

Приняв значение $Q'_{гр}$ и вычислив по (9.7) D_1 , по табл. 9.1 принимают ближайший номенклатурный диаметр.

4. Частота вращения турбины n определяется по формуле

$$n = \frac{n'_{гр} \sqrt{H_p}}{D_1} \quad (9.8)$$

Расчетная приведенная частота $n'_{гр}$ для радиально-осевых турбин берется близкой к оптимальной $n'_{опт}$ (табл. 9.6), а для поворотно-лопастных и диагональных турбин $n'_{гр} > n'_{опт}$ (табл. 9.3—9.5). Это связано с тем, что большую часть времени турбина работает при напоре $H > H_p$, и тогда, как это ясно из (5.34), при той же частоте n приведенная частота n'_i снижается и попадает в зону оптимума характеристики турбины.

Вычислив значение n по (9.8), примем ближайшую синхронную n_c , значение которой определяют по (9.1).

5. Допустимая высота отсасывания H_s находится по формуле (7.13) с введением коэффициента запаса по (7.14). При этом следует учитывать, что на главных универсальных характеристиках и в табл. 9.3—9.5 значения σ даны без запаса.

6. Основные размеры турбины определяются по D_1 на основании относительных размеров, приведенных в таблицах, описаниях и на чертежах турбин данного типа (см. рис. 9.6 и 9.7).

7. Масса турбины определяется по приближенным формулам (9.3)—(9.5) или по аналогам.

8. После выбора типа турбины и определения D_1 и n по заданным N_p и напорам H_p , H_{\max} и H_{\min} полезно выделить используемую зону главной универсальной характеристики. Для этого вычисляют три значения n'_i для всех трех напоров:

$$n'_{гр} = \frac{nD}{\sqrt{H_p}}; \quad n'_{\min} = \frac{nD}{\sqrt{H_{\max}}};$$

$$n'_{\max} = \frac{nD}{\sqrt{H_{\min}}}$$

Кроме того, для H_{\max} находят значение $Q'_{H_{\max}}$. По (2.10) вычисляют расход $Q_{H_{\max}}$ (значением η задаются), и тогда

$$Q'_{H_{\max}} = \frac{Q_{H_{\max}}}{D_1^2 \sqrt{H_{\max}}}$$

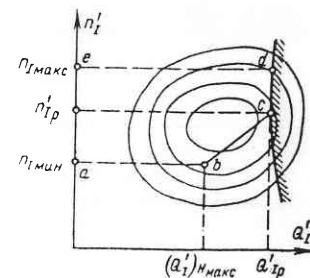


Рис. 9.10. Используемая область характеристики турбины

Полученные точки наносят на универсальную характеристику, как показано на рис. 9.10, и с их помощью выделяют используемую зону. Эта зона ограничена линиями a, b, c, d, e . Хорошо, если область высоких КПД целиком расположена внутри используемой зоны.

Рассмотрим несколько числовых примеров.

Пример 9.1. Подобрать турбину для следующих условий: $N_p = 70$ МВт, $H_p = 95$ м, $H_{\max} = 110$ м, отметка НБ = 250 м.

Решение 1. По табл. 9.6 принимаем турбину РО115.

2. Расчетный расход по (9.6) при $\eta = 90\%$

$$Q_p = \frac{70\,000}{9,81 \cdot 95 \cdot 0,9} = 83,4 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем согласно табл. 9.6. $Q'_{гр} = 1,05 \text{ м}^3/\text{с}$.

3. Диаметр турбины по (9.7)

$$D_1 = \sqrt{\frac{89,5}{1,05 \sqrt{95}}} = 2,85 \text{ м}.$$

По табл. 9.1 берем ближайший номенклатурный диаметр $D_1 = 280$ см.

4. Для радиально-осевой турбины $n'_{гр} = n'_{опт} = 75$ об/мин (табл. 9.6). По (9.8)

$$n = \frac{75 \sqrt{95}}{2,8} = 261 \text{ об/мин}.$$

Ближайшая синхронная частота вращения по (9.1) $n_c = 250$ об/мин ($p = 24$). Принимаем $n = 250$ об/мин.

5. Допустимая высота отсасывания H_s по (7.13) при $\sigma = 0,13$ (табл. 9.6) и $k_\sigma = 1,1$ составляет:

$$H_s = 10 - \frac{250}{900} - 1,1 \cdot 0,13 \cdot 95 = -4,3 \text{ м.}$$

6. Основные размеры турбины по табл. 9.6.:

диаметр на выходе рабочего колеса $D_2 = 1,0 \cdot 2,8 = 2,8$ м;

высота направляющего аппарата $b_0 = 0,25 \cdot 2,8 = 0,67$ м;

диаметр по осям направляющих лопаток (с. 148) $D_0 = 1,2 \cdot 2,8 = 3,35$ м;

высота отсасывания установочная (с. 108) $H_{сг} = -4,3 + 0,5 \cdot 0,67 = -3,695$ м.

7. Масса турбины по (9.4) со стальной турбинной камерой

$$G_{р.к}^{р.о} = 2,35 (2,8 + 0,8)^{2,5} (100 + 20)^{0,2} = 153 \text{ т.}$$

Масса рабочего колеса по (9.5)

$$G_{р.к}^{р.о} = 0,6 \cdot (2,8)^3 = 13,2 \text{ т.}$$

Пример 9.2. Подобрать вертикальную турбину для следующих условий: $N_p = 45$ МВт, $H_p = 10$ м, $H_{\max} = 13$ м, отметка НБ = 180 м.

Решение. 1. По табл. 9.3 выбираем турбину ПЛ15.

2. Расчетный расход по (9.3) при $\eta = 88\%$

$$Q_p = \frac{45000}{9,81 \cdot 10 \cdot 0,88} = 520 \text{ м}^3/\text{с.}$$

По табл. 9.3 для $Q'_{п} = 2300$ л/с $\sigma = 1,2$. Принимаем $k_\sigma = 1,15$. В этих условиях по (7.13)

$$H_s = 10 - \frac{180}{900} - 1,15 \cdot 1,2 = -4,0 \text{ м.}$$

Считаем заглубление турбины приемлемым. Если требовалось бы уменьшить заглубление, т. е. увеличить допустимую высоту H_s , то можно было бы принять меньшее значение $Q'_{п}$.

3. Диаметр турбины по (9.7)

$$D_1 = \sqrt{\frac{520}{2,3 \sqrt{10}}} = 8,65 \text{ м.}$$

По табл. 9.1 принимаем ближайший номенклатурный диаметр $D_1 = 8,5$ м.

4. Частота вращения по (9.7) при $n'_{п} = 180$ об/мин (табл. 9.3)

$$n = \frac{180 \sqrt{10}}{8,5} = 67,0 \text{ об/мин.}$$

Ближайшая синхронная частота вращения по (9.1) $n_c = 68,2$ об/мин ($p = 88$). Принимаем $n = 68,2$ об/мин.

5. Допустимая высота отсасывания была определена в п. 2 ($H_s = -4$ м).

6. Основные размеры турбины (по табл. 9.3, рис. 9.6, а и с. 145):

высота направляющего аппарата $b_0 = 0,42 \cdot 8,5 = 3,6$ м;

диаметр осей направляющих лопаток $D_0 = 1,2 \cdot 8,5 = 10,2$ м;

диаметр камеры рабочего колеса $D_R = 0,973 \cdot 8,5 = 8,27$ м;

диаметр корпуса рабочего колеса $d_{к.сф} = 0,35 \cdot 8,5 = 2,97$ м;

то же цилиндрической части $d_R = 0,3 \cdot 8,5 = 2,55$ м;

высота от осей поворота лопастей $h_1 = 0,21 \cdot 8,5 = 1,8$ м;

высота отсасывания установочная (с. 108) $H_{сг} = -4,0 + 1,8 + 0,5 \cdot 3,6 = -0,4$ м.

7. Масса турбины по (9.2) с бетонной турбинной камерой

$$G_T^{п.л} = 1,12 (8,5 + 0,8)^{2,5} (13,0 + 6,0)^{0,35} = 827,9 \text{ т.}$$

По (9.3) масса рабочего колеса

$$G_{р.к}^{п.л} = 0,25 \cdot 827,9 = 207 \text{ т.}$$

Пример 9.3. Определить показатели, если для условий примера 9.2 применить горизонтальную турбину с капсульным агрегатом.

Решение. Расчетный расход сохраняется, $Q = 520$ м³/с.

По табл. 9.4 берем турбину ПЛК16 и $Q'_{п} = 3000$ л/с. Находим диаметр по (9.7):

$$D_1 = \sqrt{\frac{520}{3,0 \sqrt{10}}} = 7,4 \text{ м.}$$

Принимаем ближайший номенклатурный $D_1 = 7,5$ м (табл. 9.1).

По табл. 9.4 $n'_{п} = 175$ об/мин и по (9.8) находим:

$$n = \frac{175 \sqrt{10}}{7,5} = 73,8 \text{ об/мин.}$$

Ближайшая синхронная частота вращения по (9.1) $n_c = 75$ об/мин ($p = 80$).

Допустимая высота отсасывания (см. табл. 9.4) при $\sigma = 2,0$ и $k_\sigma = 1,15$ по (7.13) составляет:

$$H_s = 10 - \frac{180}{900} - 1,15 \cdot 2,0 \cdot 10 = -13,2 \text{ м.}$$

При сравнении полученных показателей с показателями вертикальной турбины видно, что уменьшился диаметр, увеличилась частота вращения, но зато резко возросло необходимое заглубление под уровень нижнего бьефа. Однако решающее значение имеет глубина заложения основания. Для вертикальной турбины определяющим является отметка низа отсасывающей трубы. Если принять высоту трубы $h = 2,3D_1 = 2,3 \cdot 8,5 = 19,5$ м (см. рис. 6.20) с учетом, что по рис. 9.6 $h_1 = 0,21$ и $h_1 = 0,21 \cdot 8,5 = 1,8$ м, то минимальная отметка отсасывающей трубы относительно нижнего бьефа для $H_s = -4,0$ м составит:

$$-4,0 - 19,5 + 1,8 = -21,7 \text{ м.}$$

Для горизонтальной турбины определяющим является низ рабочего колеса (см. рис. 6.19, а), заглубление которого под уровень нижнего бьефа с учетом $H_s = -13,2$ м составит:

$$-13,2 - 7,5 = -20,7 \text{ м,}$$

т. е. немного меньше, чем для вертикальной турбины.

9.4. ОСОБЕННОСТИ ПОДБОРА КОВШОВЫХ ТУРБИН

Если при подборе реактивных турбин исходные параметры n'_i , Q'_i и др. берутся с экспериментальной характеристики, то при подборе активных ковшовых турбин основные ее параметры могут быть достаточно надежно определены расчетом, базирующимся на анализе рабочего процесса. Скорость струи v_c находится по (2.11), а оптимальная окружная скорость рабочего колеса без учета потерь должна составлять $0,5v_c$, а с учетом потерь на 4—6 % ниже. В итоге оптимальная приведенная частота вращения ковшовых турбин для $H = 1$ м и $D_1 = 1$ (см. рис. 2.6) составляет:

$$n'_{i \text{ опт}} = \frac{(0,46 \div 0,47) 60 \varphi \sqrt{2g}}{\pi} = 39 \div 40 \text{ об/мин.}$$

Здесь φ — коэффициент скорости сопла, равный 0,98—0,99.

Получился весьма интересный результат, согласно которому для всех ковшовых турбин $n'_{i \text{ опт}}$ сохраняет почти постоянное значение. На рис. 9.11 показана универсальная характеристика ковшовой турбины, которая подтверждает этот вывод.

Расход ковшовой турбины определяется соотношением

$$Q = z_c \frac{\pi d_c^2}{4} \varphi \sqrt{2gH}. \quad (9.9)$$

Здесь z_c — число струй (сопл); d_c — диаметр струи. Умножив и разделив правую часть на D_1^2 — квадрат диаметра рабочего колеса (см. рис. 2.6) — получим:

$$Q = z_c \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_c}{D_1} \right) D_1^2 \varphi \sqrt{2gH}.$$

Для приведенных параметров $D_1 = 1$ и $H = 1$

$$Q'_i = \frac{\pi}{4} \varphi \sqrt{2g} z_c \left(\frac{d_c}{D_1} \right)^2 = 3,4 z_c \left(\frac{d_c}{D_1} \right)^2. \quad (9.10)$$

Выразим приведенный расход одного сопла:

$$Q'_{ic} = 3,4 \left(\frac{d_c}{D_1} \right)^2; \quad (9.10a)$$

тогда для всей турбины

$$Q'_i = z_c Q'_{ic}. \quad (9.11)$$

Выражения (9.10) и (9.11) показывают, что пропускная способность ковшовой турбины Q'_i определяется числом сопл (струй) z_c и отношением d_c/D_1 , причем максимальная пропускная способность берется при полном открытии сопла.

Наилучшие энергетические показатели получаются при отношении

$$\frac{d_c}{D_1} = \frac{1}{10} \div \frac{1}{18}, \quad (9.12)$$

однако допускаются и большие значения (до $1/7 \div 1/8$), а иногда, если напор очень велик или мощность мала, то d_c/D_1 может быть и значительно меньше (например $1/30 \div 1/40$), что приводит к увеличению диаметра и к снижению частоты вращения.

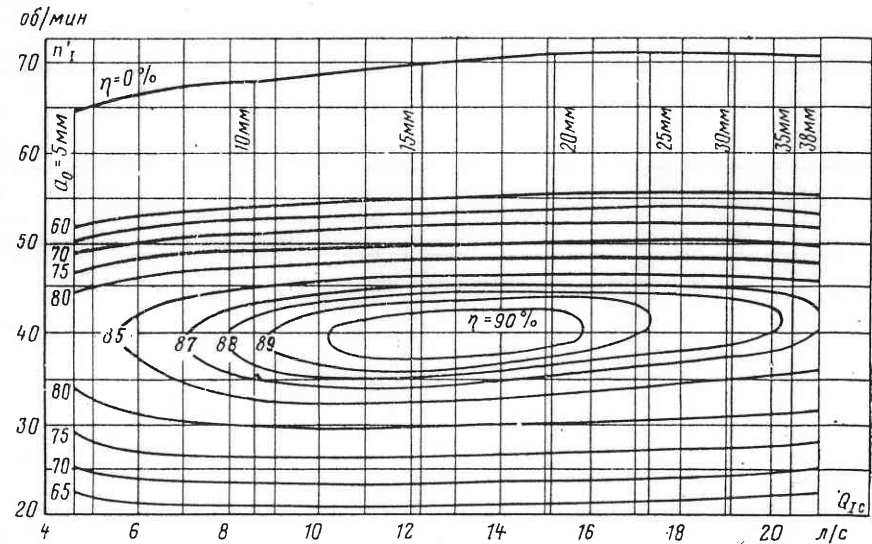


Рис. 9.11. Универсальная характеристика ковшовой турбины (односопловая, число лопастей рабочего колеса 18)

Характеристика на рис. 9.11 дает значения Q'_{ic} для условий, соответствующих (9.12).

Зная n'_i и Q'_i , можно определить по (5.39) коэффициент быстроходности ковшовой турбины:

$$n_s = 3,65 (39 \div 40) \sqrt{3,4 z_c \left(\frac{d_c}{D_1} \right) \eta}.$$

При полном открытии можно принять $\eta = 88 \div 87$ %. Тогда

$$n_s = (245 \div 253) \sqrt{z_c \left(\frac{d_c}{D_1} \right)}. \quad (9.13)$$

Диапазоны n_s для наиболее выгодных отношений d_c/D_1 по (9.12) приведены в табл. 9.7.

На основании изложенного можно рекомендовать следующий порядок подбора ковшовых турбин.

Таблица 9.7

Тип турбины	z_c	n_s	Тип турбины	z_c	n_s
Односопловая . . .	1	14—23	Четырехсопловая	4	32—47
Двухсопловая . . .	2	20—34	Шестисопловая	6	38—58
Трехсопловая . . .	3	26—40			

1. По заданным расчетным значениям мощности N_p и напора H_p вычисляется расчетный расход Q_p по (9.6), КПД принимается $\eta = 0,87 \div 0,88$.

2. По характеристике рис. 9.11 определяется расчетное значение Q'_{1c} и находятся диаметры рабочего колеса D_1 для различного числа сопл (струй), z_c принимается равным 1, 2, 3 ...:

$$D_1 = \sqrt{\frac{Q_p}{z_c Q'_{1c} \sqrt{H_p}}} \quad (9.14)$$

для $n'_{1\text{опт}}$ находятся соответствующие частоты вращения:

$$n = \frac{n'_{1\text{опт}} \sqrt{H_p}}{D_1} \quad (9.15)$$

Выбирается наиболее благоприятный вариант (обычно $n < 600$ об/мин) и принимается ближайшая синхронная частота вращения по (9.1).

Как видно из рис. 9.11, ковшовая турбина резко снижает КПД при отклонении n'_i от оптимального значения. В связи с этим, если синхронная частота вращения отличается от n , следует изменить D_1 согласно (9.15), чтобы сохранить $n'_i = n'_{i\text{опт}}$.

3. Находятся основные размеры турбины: диаметр струи

$$d_c = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi z_c \varphi \sqrt{2gH_p}}}; \quad (9.16)$$

диаметр сопла

$$d_{\text{сопла}} \approx 1,3d_c; \quad (9.17)$$

наружный диаметр рабочего колеса (см. рис. 2.6)

$$D_{\text{нар}} = D_1^* + a, \quad (9.18)$$

где

$$a = (2,8 \div 3,6) d_c.$$

4. Выбирается конструктивная форма турбины (см. рис. 3.18). При этом рекомендуется использовать чертежи аналогов.

Пример 9.4. Подобрать ковшовую турбину мощностью $N_p = 125$ МВт, при расчетном напоре $H_p = 650$ м.

Решение. 1. По (9.6) определяется Q_p при $\eta = 0,88$:

$$Q_p = \frac{125000}{9,81 \cdot 650 \cdot 0,88} = 22,3 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Для $Q'_i = 0,022 \text{ м}^3/\text{с}$ и $n'_i = 40$ об/мин, найденных по рис. 9.11, определяются D_1 и n для различных z_c (табл. 9.8).

Таблица 9.8

Число сопл z_c	1	2	3	4	6
D_1 по (9.14)	6,3	4,45	3,63	3,15	2,57
n по (9.15)	161,8	229,2	280,9	323,7	396,8

Наиболее благоприятным по размерам и n является вариант с $z_c = 6$. Ближайшая синхронная частота вращения по (9.1) $n_c = 428$ об/мин ($p = 14$). Принимаем $n_c = 428$ об/мин.

С целью сохранения оптимальной приведенной частоты вращения уменьшаем диаметр:

$$D_1 = 2,57 \cdot 396,8 / 428 = 2,4 \text{ м}.$$

3. Основные размеры турбины: диаметр струи по (9.16)

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 22,3}{3,14 \cdot 6 \cdot 0,98 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 650}}} = 0,207 \text{ м}.$$

Отношение $d_c/D_1 = 0,207/2,4 = 1/11,6$ соответствует условию (9.12); диаметр сопла по (9.17)

$$d_{\text{сопла}} \approx 1,3d_c = 0,27 \text{ м};$$

наружный диаметр рабочего колеса по (9.18)

$$a = 3,2 \cdot 0,27 = 0,66 \text{ м};$$

$$D_{\text{нар}} = 2,4 + 0,66 = 3,06 \text{ м}.$$

4. Конструктивная форма — вертикальная со спиральным подводом (см. рис. 3.21).

Пример 9.5. Подобрать ковшовую турбину мощностью $N_p = 1500$ кВт при расчетном напоре $H_p = 700$ м.

Решение. 1. По (9.6) при $\eta = 0,88$

$$Q_p = \frac{1500}{9,81 \cdot 700 \cdot 0,88} = 0,25 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. По характеристике рис. 9.11 для $n'_{i\text{опт}} = 40$ об/мин и $Q'_{1c} = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}$ при $z_c = 1$ получаем:

$$D_1 = \sqrt{\frac{0,25}{0,02 \sqrt{700}}} = 0,69 \text{ м}; \quad n = \frac{40 \sqrt{700}}{0,69} = 1534 \text{ об/мин},$$

Частота вращения чрезмерно высокая. Принимаем $n = 750$ об/мин. По (9.15)

$$D_1 = \frac{40\sqrt{700}}{750} = 1,4 \text{ м,}$$

при этом

$$Q_1 = \frac{0,25}{1,4^2 \sqrt{700}} = 0,0048 \text{ м}^3/\text{с,}$$

что значительно меньше, чем по характеристике рис. 9.11.

3. По (9.16)

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,25}{3,14 \cdot 1 \cdot 0,98 \sqrt{2 \cdot 19,6 \cdot 700}}} = 0,053 \text{ м.}$$

В данном случае $d_c/D_1 = 1/26,6$, т. е. меньше, чем по (9.12), что допустимо.

4. Конструктивная форма — однолопастная, горизонтальная (см. рис. 3.18).

9.5. РЕЖИМНЫЙ ГРАФИК РАБОТЫ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Режимный график работы ГЭС, определяющий изменение напора и мощности в процессе эксплуатации, является основой для подбора турбин. Суммарная мощность турбин станции ΣN_p назначается в соответствии с установленной мощностью ГЭС $N_{уст}$, которая находится в результате водноэнергетических расчетов:

$$\Sigma N_p = N_{уст} / \eta_{ген}. \quad (9.19)$$

Здесь $\eta_{ген}$ — КПД генераторов, составляющий 0,97—0,98.

Согласно (2.5) напор H зависит от двух величин: статического напора $H_{ст}$ и гидравлических потерь $h_{пот}$ в основном в водоводах ГЭС, поэтому его можно представить выражением

$$H = z_{вб} - z_{пб} - h_{пот}. \quad (9.20)$$

Отметка верхнего бьефа $z_{вб}$ определяется заполнением водохранилища и находится между отметками НПУ (нормальный подпорный уровень) и УМО (уровень мертвого объема). Отметка нижнего бьефа $z_{пб}$ зависит в основном от расхода $Q_{нб}$ и представляется зависимостью

$$z_{пб} = f(Q_{нб}), \quad (9.21)$$

причем с ростом $Q_{нб}$ повышается $z_{пб}$.

Потери $h_{пот}$ пропорциональны квадрату расхода, зависят от длины водоводов ГЭС и размеров их сечений.

При данной отметке $z_{вб}$ по (9.20) с ростом расхода, т. е. с увеличением суммарной мощности турбин ΣN , напор снижается. Общий вид режимного графика работы ГЭС показан на рис. 9.12.

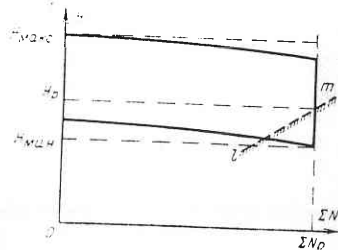


Рис. 9.12. Режимный график работы турбин ГЭС

Важными показателями режимного графика являются напоры: максимальный $H_{макс}$ и минимальный $H_{мин}$, а также расчетный H_p , при котором обеспечивается номинальная мощность гидроагрегатов $\Sigma N = \Sigma N_p$ по (9.19). Расчетный напор H_p устанавливается в результате водноэнергетических расчетов. При $H < H_p$ суммарная мощность турбин ГЭС, определяемая линией предельной мощности $l - m$, меньше ΣN_p , т. е. в этих условиях мощность ГЭС меньше $N_{уст}$.

9.6. СУММАРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРАЛЛЕЛЬНО РАБОТАЮЩИХ ТУРБИН ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Мощность ГЭС равна сумме мощностей работающих агрегатов

$$N_{ГЭС} = \sum_1^m N_a = \sum_1^m N \eta_{ген}, \quad (9.22)$$

где N — мощность турбины; $\eta_{ген}$ — КПД генератора.

При этом распределение нагрузки между отдельными агрегатами может быть различным. *Оптимальное распределение нагрузки, такое, при котором суммарный расход всех турбин минимален или средний КПД имеет наибольшее значение.*

Общим показателем условий регулирования мощности является производная

$$\chi = \partial Q / \partial N, \quad (9.23)$$

причем χ называют относительным приростом. *Оптимальному распределению нагрузки между агрегатами соответствует равенство относительных приростов у всех агрегатов.*

Коэффициент полезного действия генераторов изменяется мало, поэтому решающее значение имеют характеристики турбин (оказывают влияние и потери в водоводах). *Для турбин с одинаковыми характеристиками оптимальным условием соответствует равное распределение нагрузки между работающими турбинами.*

Это правило позволяет построить суммарную характеристику всех турбин при параллельной работе агрегатов, а совмещение этой характеристики с режимным графиком работы ГЭС дает возможность выявить диапазон режимов работы турбин на данной ГЭС.

Проще всего строится линейная суммарная характеристика при постоянстве напора. Зная тип турбины, D_1 и n , строим для H_p ее линейную мощностную характеристику $\eta = f_n(N)$ (см. § 8.5, рис. 8.15, б). На рис. 9.13 это кривая 1. Согласно установленному правилу при параллельной работе нагрузка между одинаковыми турбинами должна распределяться поровну. Следовательно, для построения характеристики, соответствующей работе двух турбин, нужно увеличить в 2 раза абсциссы всех точек кривой 1. Таким образом, получаем кривую 2, показывающую, как изменяются КПД, когда параллельно работают две турбины. Увеличив абсциссы кри-

вой 1 в 3 раза, получим характеристику при работе трех турбин (линия 3) и т. д.

Суммарная характеристика позволяет получить ряд важных для эксплуатации ГЭС выводов. Прежде всего с ее помощью выявля-

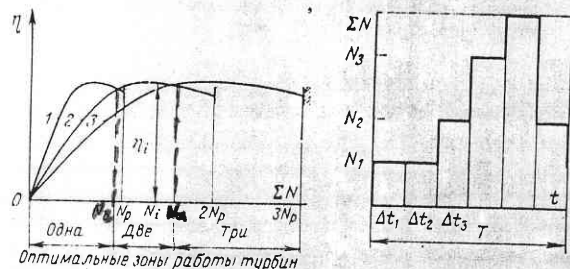


Рис. 9.13. Суммарная линейная эксплуатационная характеристика турбин

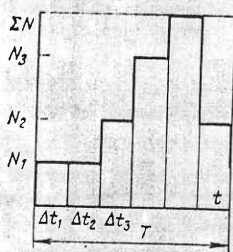


Рис. 9.14. График изменения нагрузки ГЭС

ются оптимальные условия «переключения», т. е. перехода с одного числа работающих турбин на другое. Например, когда суммарная мощность снизится до $2N_p$ (N_p — расчетная мощность одной турбины), то можно работать двумя агрегатами, а третий остановить. Однако характеристика на рис. 9.13 показывает, что выгоднее сохранить в работе три агрегата до N_a , так как при этом КПД выше, а два агрегата — до N_b . Таким образом устанавливаются оптимальные зоны работы одной, двух и т. д. турбин.

Если известен график нагрузки станции $\Sigma N = f(t)$ (рис. 9.14), то на основании суммарной характеристики можно определить средний КПД по формуле

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\sum (\Sigma N_i) \Delta t_i}{\sum (\Sigma N_i) \Delta t} \quad (9.24)$$

Здесь ΣN_i — суммарная мощность турбин ГЭС в течение интервала времени Δt_i ; η_i — КПД по суммарной характеристике на рис. 9.13, соответствующий мощности ΣN_i ; T — полное время. Вычисляя $\eta_{\text{ср}}$, можно сравнить рассматриваемые варианты турбинного оборудования, например, с различным числом турбин.

Линейную суммарную характеристику можно использовать, когда напор ГЭС изменится мало, например на 10–15 %.

Если при работе ГЭС изменения напора значительны, то строится суммарная эксплуатационная характеристика параллельно работающих турбин. Основой ее является эксплуатационная напорно-мощностная (см. рис. 8.1) или напорно-расходная (см. рис. 8.2) характеристика при заданных D и n . Способ ее построения по главной универсальной характеристике описан в § 8.6.

В координатах H и ΣN (рис. 9.15) характеристика одной турбины занимает область, ограниченную двумя линиями: 1 — определяющую предельную мощность турбины и 1' — фиксирующую ограничение мощности турбины в соответствии с номинальной мощностью генератора. В этой области располагаются линии равных КПД η и H_s (чтобы не усложнять чертеж, последние не показаны).

Суммарная характеристика для параллельно работающих двух, трех и т. д. турбин на основании правила равенства нагрузок найдется удвоением, утроением и т. д. абсцисс всех точек данного режима. Например, точка A' с $\eta = 92\%$ при работе двух турбин переместится в A'' , а при работе трех турбин — в A''' . В результате суммарная характеристика двух турбин будет ограничена линиями 2-2', трех турбин — 3-3'. Следует отметить, что форма кривых при этом изменяется. Это наглядно видно по линии $\eta = 92\%$, показанной для двух и трех турбин.

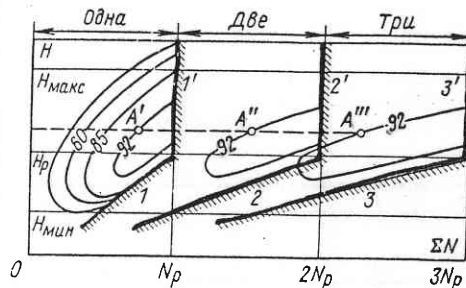


Рис. 9.15. Построение суммарной эксплуатационной характеристики

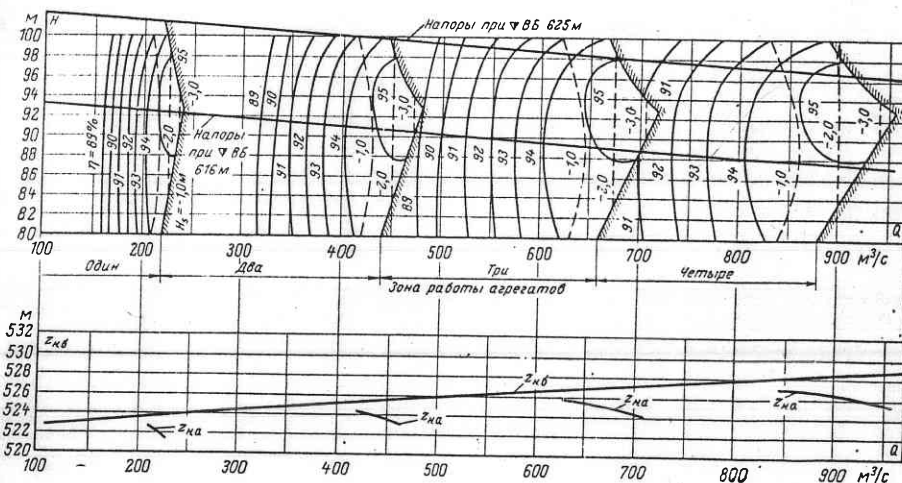


Рис. 9.16. Эксплуатационная напорно-расходная характеристика турбин ГЭС

В качестве примера на рис. 9.16 приведена суммарная эксплуатационная напорно-расходная характеристика для четырех радиально-осевых турбин ($D_1 = 5,0$ м, $n = 136,4$ об/мин, напор $H_p = 92,8$ м, $N_p = 206$ МВт, $Q_p = 239$ м³/с), совмещенная с режимным графиком работы ГЭС. На характеристике показаны линии КПД и допустимой

высоты отсасывания H_s . Кроме того, дана кривая уровней воды в нижнем бьефе ($z_{ниг}$) и построены кривые, определяющие наибольшую допустимую отметку оси направляющего аппарата турбины $z_{п.а.}$, которые получены из выражения

$$z_{п.а.} = z_{ниг} + H_s + 0,5 b_0.$$

Эти кривые позволяют обоснованно выбрать отметку установки турбины.

Глава 10

АВТОМАТИЗАЦИЯ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБИН

10.1. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН

В процессе эксплуатации необходимо осуществлять пуск агрегата в работу, его остановку, изменять развиваемую мощность в соответствии либо с нагрузкой потребителей, либо с наличным расходом воды или напором на ГЭС. Все эти операции осуществляются с помощью системы автоматического регулирования турбин, которая при нормальной работе агрегата под нагрузкой обеспечивает поддержание заданной частоты вращения, позволяет осуществлять требуемое оптимальное распределение нагрузки между работающими турбинами и создает возможность быстрой остановки турбины в аварийных условиях (перегрев подшипников, прекращение подачи смазки и др.).

При рассмотрении конструкций турбин (гл. 4) было отмечено, что изменение открытия направляющего аппарата, изменение угла установки лопастей рабочего колеса в поворотно-лопастных турбинах, смещение иглы и отклонителя струи в ковшовых турбинах производятся гидравлическими сервомоторами, действие которых обеспечивается подачей масла под высоким давлением. Следовательно, система автоматического регулирования турбин кроме сервомоторов должна включать устройства для подачи масла требуемого давления и органы его распределения.

Принципиальная схема системы автоматического регулирования турбины с одиночным регулированием (радиально-осевых, пропеллерных) показана на рис. 10.1. Система состоит из трех основных частей: маслонапорной установки МНУ, обеспечивающей подачу масла под давлением, колонки управления КУ, в которой размещаются все органы управления и распределения, и сервомоторов, связанных с механизмом привода лопаток направляющего аппарата. Все три части соединены между собой: МНУ и КУ — маслопроводами В и Г, КУ и сервомоторы — маслопроводами А и Б и тягой обратной связи ОС (дополнительно см. [22, 66, 67]).

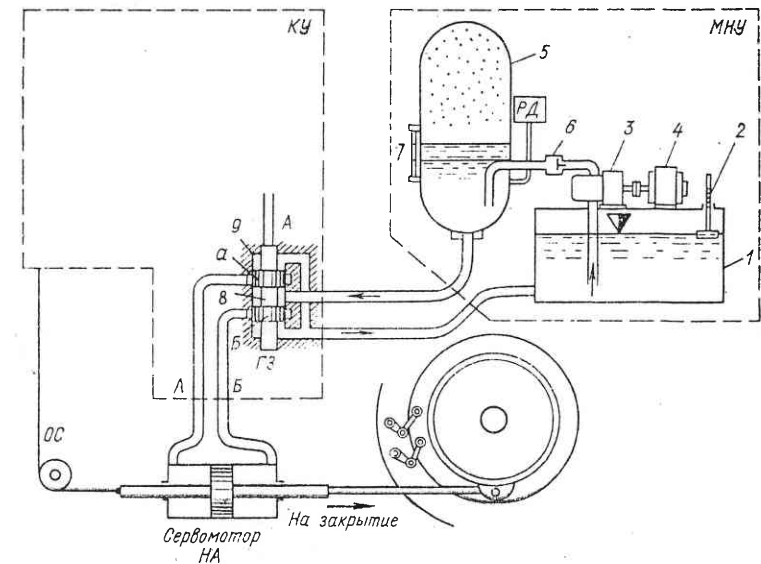


Рис. 10.1. Схема системы автоматического регулирования турбины

Маслонапорная установка

Маслонапорная установка (МНУ) состоит из сливного бака 1 (рис. 10.1), заполненного маслом до уровня, показываемого поплавковым указателем 2, объемных, обычно винтовых, маслонасосов 3 с электродвигателями 4 и котла 5 (масловоздушного аккумулятора), который примерно на 2/3 заполнен сжатым воздухом и на 1/3 маслом.

Во время работы системы регулирования масло под давлением из котла 5 забирается по трубе и этот же расход по другой трубе возвращается в сливной бак 1. Пополнение масла в котле осуществляется насосом, который перекачивает его из сливного бака в котел; уровень масла в котле виден по масломерному стеклу 7.

Обычно насос работает в прерывном режиме с перепадом давления 0,2—0,3 МПа: при достижении нижнего уровня в котле и снижении давления на 0,2—0,3 МПа против номинального 2,5—4,0 или 6,3 МПа с помощью реле давления РД включается электродвигатель и насос накачивает масло в котел до уровня, при котором давление поднимается до номинального (установленного). После этого РД дает импульс на остановку насоса. Обратный клапан б закрывается и разгружает насос от воздействия давления масла.

Предусматривается возможность работы насоса и в непрерывном режиме, для чего служит перепускной клапан, переключающий напорный трубопровод на слив при достижении в котле верхнего предела давления. Наличие масловоздушного аккумулятора повы-

шает надежность работы всей системы регулирования турбины и снижает требуемую мощность насосов.

Марка маслонпорной установки включает основные ее показатели: объем котла и их число, номинальное давление. Например, МНУ 8-1/40 — маслонпорная установка, имеющая один масловоздушный котел (аккумулятор) объемом 8 м^3 с номинальным давлением 4 МПа (40 кгс/см^2); МНУ20-2/40 — два котла общим объемом 20 м^3 с тем же номинальным давлением.

Учитывая ответственность МНУ, на ней устанавливают два насосных агрегата — один рабочий, второй резервный, а на самых крупных предусматривают установку дополнительного, третьего насоса с меньшей подачей для покрытия протечек.

Промышленность выпускает МНУ, рассчитанные на номинальное давление 4 МПа (40 кгс/см^2), с одним и двумя котлами следующих объемов, м^3 :

С одним котлом	1,6; 2,5; 4,0; 5,6; 8,0; 10,0; 12,5
С двумя котлами	16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 36,0

Имеются МНУ, рассчитанные на давление $6,3 \text{ МПа}$.

Колонка управления

Колонка управления, или колонка регулятора, представляет собой весьма сложный элемент, содержащий органы управления, распределения и регулирования. Основным органом распределения масла (рис. 10.1) является главный золотник ГЗ, который состоит собственно из золотника 8 с двумя разделительными цилиндрами *a* и *b* корпуса 9, в котором перемещается золотник с небольшими зазорами. В корпусе сделаны две канавки высотой немного меньшей, чем разделительные цилиндры. К средней полости золотника подводится масло из котла МНУ по трубе *B*; верхняя и нижняя полости трубой *Г* соединяются со сливным баком, а канавки в корпусе ГЗ соединены с трубами *A* и *Б*, идущими к сервомоторам. Поскольку торцевые площади золотника равны, то при любом давлении в трубах *B* и *Г* золотник гидравлически уравновешен, что обеспечивает возможность его перемещения сравнительно малым усилием.

Когда золотник находится в среднем положении, обе канавки перекрыты и давления в трубах *A* и *Б* и в соответствующих полостях сервомоторов одинаковы (небольшой переток масла по зазорам из средней полости в сливные всегда имеется); при этом поршни остаются неподвижными. Если сместить золотник вверх от среднего положения, то труба и полость сервомоторов *A* соединяются с трубой *B* и давление в ней возрастет, а труба и полость *Б* — с трубой *Г* и давление в ней упадет.

Поршень под усилием, создаваемым перепадом давления, вместе со штоком движется вправо, поворачивая регулирующее кольцо и закрывая направляющий аппарат. При смещении золотника вниз направляющий аппарат будет открываться. Чем больше смещение

золотника, тем быстрее движется поршень сервомотора, тем быстрее изменяется открытие турбины.

Часто требуется ограничить наибольшую скорость смещения сервомотора на закрытие и на открытие. Это достигается ограничением смещения золотника 8 от среднего положения с помощью упоров, допускающих регулировку.

Устройства автоматического регулирования и колонки управления могут быть весьма разнообразными как по конструктивному решению, так и по схемам. В основном они разделяются на две группы: гидромеханические, использующие механические элементы, и электрогидравлические (ЭГР), основанные на использовании электрических устройств. В настоящее время электрогидравлические регуляторы получили наибольшее распространение.

На рис. 10.2 показан внешний вид электрогидравлического регулятора (ЭГР) состоящего из двух элементов: шкафа электрооборудования и гидромеханической колонки управления. Оба элемента регулятора могут устанавливаться на значительном расстоянии друг от друга (дополнительно о регулировании турбин см. [47, 22]).

К автоматическому регулятору предъявляются очень высокие требования точности и чувствительности (допускаемая нечувствительность не превышает $0,05 \%$ по отклонению частоты).

Марка колонки управления или регулятора включает обозначение типа, например Р или РМ для гидромеханических или ЭГР для электрогидравлических, и характерного размера. В качестве характерного размера для регуляторов крупных турбин принимается диаметр главного золотника (он обычно равен диаметру маслопроводов). Колонка управления унифицирована (рис. 10.2), а сменным является только главный золотник. Выпускаются регуляторы со следующими диаметрами золотников: 60, 100, 150, 200, 250 мм (ГОСТ 12405-81).

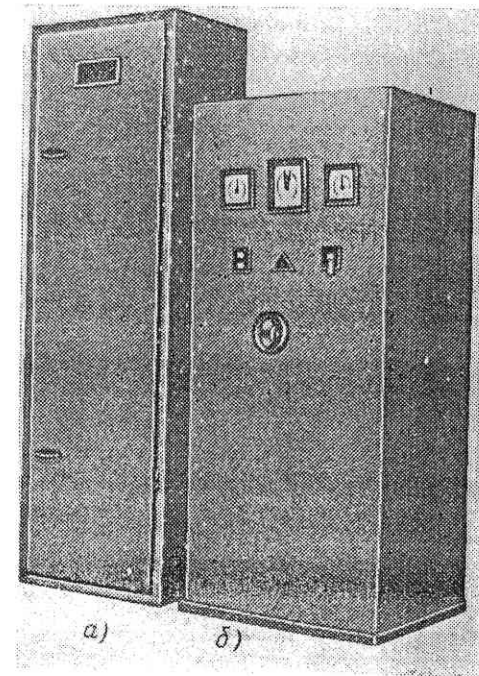


Рис. 10.2. Колонка управления (а) и шкаф электрооборудования (б) регулятора типа ЭГР-М

Примеры марок регуляторов: РМ-100 — гидромеханический, диаметр главного золотника 100 мм; ЭГР-150 — электрогидравлический, диаметр золотника 150 мм.

Особенности устройств автоматического регулирования поворотных лопастных турбин

В поворотных лопастных турбинах, осевых и диагональных, в дополнение к устройствам регулирования и управления направляющим аппаратом, которые аналогичны схеме рис. 10.1, добавляются устройства регулирования лопастей рабочего колеса. С помощью этих устройств должно обе-

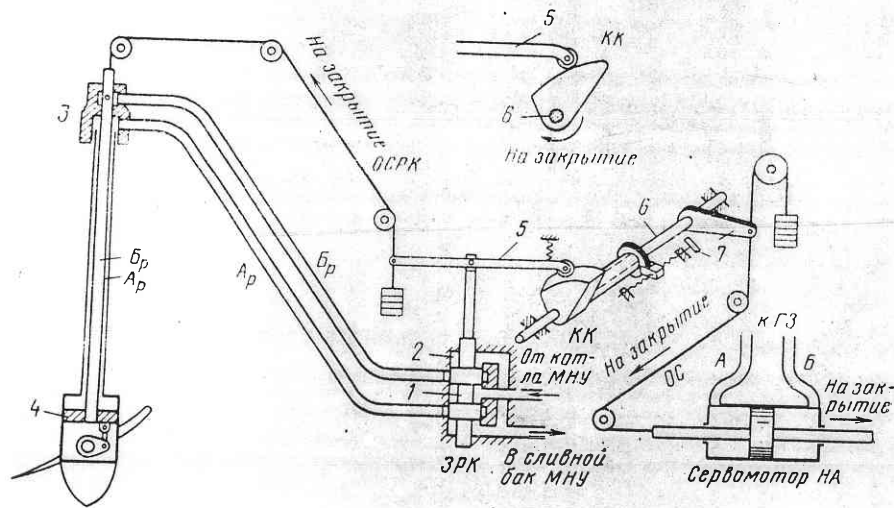


Рис. 10.3. Схема регулирования поворотных лопастных турбин

спечиваться автоматическое осуществление комбинаторной зависимости $\varphi = f_H(a_0 H)$ согласно рис. 8.12.

Принципиальная схема регулирования лопастей рабочего колеса показана на рис. 10.3. Органом распределения масла является золотник рабочего колеса ЗРК. Он состоит из золотника 1 и корпуса 2. К средней полости масло под давлением подводится от котла МНУ, а верхняя и нижняя полости соединены со сливным трубопроводом, идущим к баку МНУ, от ЗРК идут два трубопровода A_p и B_p , подводящие масло к маслоприемнику 3, который обычно устанавливается над генератором. Далее маслопроводами служат вставленные друг в друга две трубы A_p и B_p , расположенные во внутренней полости вала и вращающиеся вместе с ним. По трубе A_p масло попадает в полость над поршнем 4 сервомотора рабочего колеса, а по

трубе B_p , жестко соединенной с поршнем 4, — под поршень (см. рис. 4.6 и 4.7).

Золотник 1 подвешен к рычагу 5, который одним концом связан с тросом обратной связи рабочего колеса ОСРК, а другим концом, на котором имеется ролик, прижимается пружиной к криволинейному кулачку комбинатора КК, насаженному на валик обратной связи 6 и поворачивающемуся вместе с ним. Профиль кулачка показан на детали КК. Трос ОСРК прикреплен к трубе B_p , и его смещение равно смещению поршня сервомотора рабочего колеса.

При равновесном положении системы, как показано на рис. 10.3, ЗРК находится вблизи среднего положения. Пусть сервомотор направляющего аппарата сместился на закрытие. Это вызвало поворот валика 6 по часовой стрелке, вместе с ней повернулся КК, что, как видно по его профилю, привело к опусканию конца рычага 5 с роликом. Вниз смещается и золотник 1. Масло под давлением из котла МНУ попадает в трубу A_p , а труба B_p , соединяется со сливным трубопроводом: поршень 4 движется вниз, поворачивая все лопасти рабочего колеса на закрытие (уменьшение угла φ). Но когда поршень 4 поднимается, вместе с ним перемещается и труба B_p и тросом ОСРК поднимается конец рычага 5, возвращая золотник 1 в среднее положение. Таким образом, каждому положению сервомотора направляющего аппарата отвечает определенное положение сервомотора рабочего колеса. Требуемая комбинаторная зависимость осуществляется формой профиля кулачка комбинатора.

Однако необходимо еще обеспечить возможность изменения комбинаторной зависимости в соответствии с напором. С этой целью поверхности кулачка комбинатора КК, по которой движется ролик рычага 5, придается такая форма профиля, что если перемещать КК вдоль валика 6 с помощью винта 7, то будет изменяться и кривая комбинаторной зависимости («пространственный кулачок»). Установка КК по напору может быть автоматизирована, для чего используется устройство, измеряющее напор станции и воздействующее на электрический привод, связанный с винтом 7.

Для поворотных лопастных турбин применяется электрогидравлическая (ЭГРК) или гидромеханическая колонка управления (РМК).

Особенности автоматического регулирования ковшовых турбин

В ковшовых турбинах быстрое уменьшение развиваемой мощности достигается смещением дефлектора — отклонителя или отсекающей струи, а закрытие иглы происходит медленно с целью уменьшения гидравлического удара в подводящем трубопроводе. На открытие иглы может смещаться значительно быстрее. Наиболее распространенная схема регулирования ковшовых турбин показана на рис. 10.4. Главный золотник ГЗ, связанный с чувствительным элементом, воспринимающим отклонение частоты вращения, управляет сервомотором отсекающей 1, от которого идет обратная связь к ва-

лику 2. Управление иглой осуществляется по схеме гидравлического следящего устройства с помощью сервомотора 3, золотника 4 с дросселями 5 и 6, а также комбинатора КИ и рычага 7. Работа системы аналогична устройствам управления положением лопастей рабочего колеса в поворотных-лопастных турбинах.

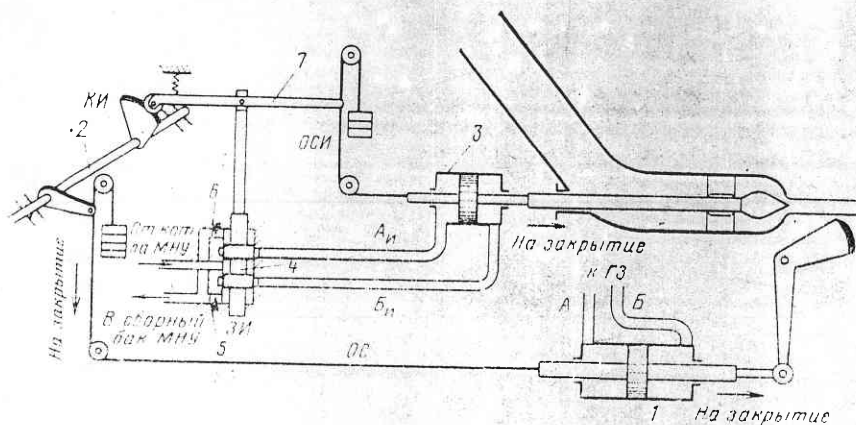


Рис. 10.4. Схема регулирования ковшевых турбин

Холостые выпуски турбин

В некоторых случаях, когда вода к турбине подводится по длинным трубопроводам, нужно обеспечить возможность быстрого закрытия направляющего аппарата, не вызывая при этом значительного гидравлического удара. Поскольку гидравлический удар пропорционален скорости изменения расхода dQ/dt , то для уменьшения удара нужно, чтобы расход в трубопроводе изменялся медленнее, чем изменяется открытие турбины. Это можно достигнуть установкой холодного выпуска.

Холодый выпуск (рис. 10.5) состоит из корпуса 1, присоединяемого к отводу от спиральной камеры или от напорного трубопровода, и из клапана 2 диаметром $D_{х.в.}$ укрепленного на штоке 3 с разгрузочным поршнем 4. Перемещение клапана осуществляется гидравлическим сервомотором 5 с помощью золотника 6, к которому подведены трубопроводы 7, 8, 9 от МНУ. Управление клапаном производится тягой 10, соединенной с регулирующим кольцом направляющего аппарата турбины. Когда направляющий аппарат закрывается, клапан холодного выпуска смещается на открытие. При этом вода сбрасывается через трубу 11 в нижний бьеф.

Система работает следующим образом (рис. 10.6). Когда нагрузка турбины постоянна, клапан закрыт. При уменьшении нагрузки в процессе закрытия направляющего аппарата ($s_{н.а}$ уменьшается) клапан открывается ($s_{х.в}$ увеличивается) и часть расхода сбрасы-

вается в обход турбины. После того как закрытие турбины прекращается, клапан начинает медленно возвращаться в исходное положение ($s_{х.в}$ убывает) и через $T_{х.в}$ закрывается полностью. Действие

холодного выпуска приводит к тому, что изменение расхода трубопровода идет по кривой 1, т. е. значительно медленнее, чем при отсутствии холодного выпуска (кривая 2). Соответственно уменьшается dQ/dt , а следовательно, и гидравлический удар. Очевидно клапан холодного выпуска должен открываться только при закрытии турбины и тем больше, чем больше ход штока сервомотора направляющего аппарата. При открытии турбины клапан остается закрытым.

Характерным размером холодного выпуска является его диаметр $D_{х.в}$ (рис. 10.5).

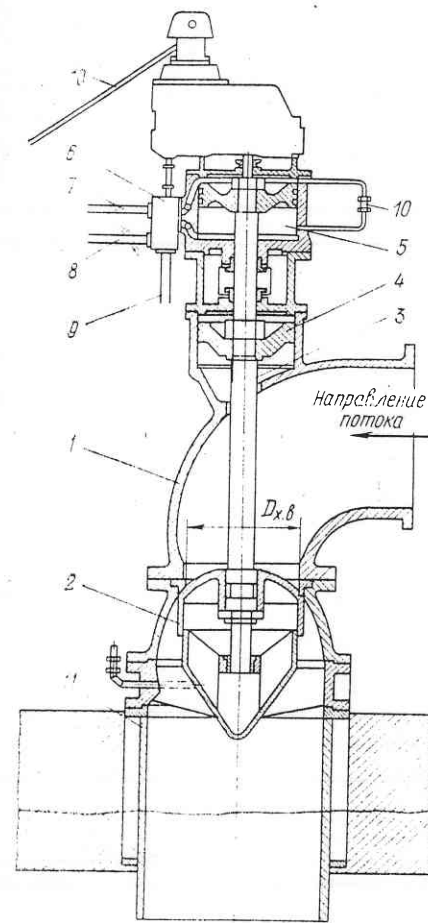


Рис. 10.5. Холодый выпуск турбины

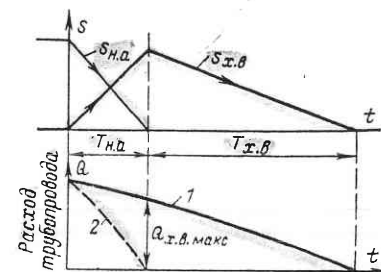


Рис. 10.6. Работа холодного выпуска

10.2. МОНТАЖ ТУРБИН

Условия монтажа крупных турбин имеют свои специфические особенности. Прежде всего крупные турбины всегда проектируются и изготавливаются индивидуально, с учетом конкретных требований гидроэлектростанции, а следовательно, могут иметь в значительной мере и индивидуальные конструктивные решения, что требует и соответствующего подхода к их монтажу. Кроме того, крупные турбины, как правило, на заводе-изготовителе полностью не собираются и, таким образом

монтаж на ГЭС представляет собой и завершающий этап технологического цикла изготовления.

Чрезвычайно важным является и то, что монтажные работы турбин всегда тесно связаны с выполнением строительных работ по зданию ГЭС. С целью достижения максимальной производительности труда и сокращения времени, необходимого для ввода агрегатов ГЭС в эксплуатацию, разрабатывается комплексный проект организации строительных и монтажных работ. При этом, как доказал опыт, наиболее эффективным является параллельное проведение строительных и монтажных работ, выполнение монтажа турбины крупными блоками, сборка которых осуществляется на сборочных площадках, пока в пределах блока производится необходимые строи-

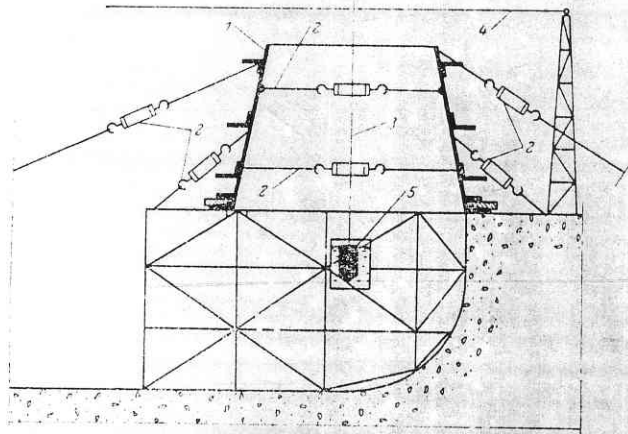


Рис. 10.7. Установка облицовки конуса отсасывающей трубы.

1 — стальная облицовка; 2 — растяжка с талрепами; 3 — струна отвеса; 4 — осевая струна; 5 — отвес в бачке с маслом

тельные работы, организация поточного монтажа сразу на нескольких агрегатах со сдвигом по времени. При составлении проекта большое внимание должно быть уделено необходимым для проведения монтажных работ механизмам и особенно кранам. Как правило, на начальных стадиях монтажа используются строительные краны, а на завершающих — основной кран машинного зала. Монтажные работы на ГЭС выполняются специализированными организациями треста «Спецгидроэнергомонтаж» (подробнее о монтаже турбин см. [10,38]).

Все элементы турбины, подлежащие монтажу, можно разделить на две группы: закладные части, которые после установки заделываются в бетон и не подлежат разборке, и съемные части, которые обычно крепятся болтами или шпильками и при ремонтах допускают разборку.

К закладным частям относятся облицовка конуса отсасывающей трубы, статор (статорные колонны и опорные пояса), камера рабочего колеса поворотно-лопастных и диагональных турбин, стальная спиральная камера.

После того как бетон уложен («выведен») до нижней отметки конуса отсасывающей трубы, производится установка, выверка и раскрепление стальной облицовки.

как показано на рис. 10.7. Затем бетонирование продолжается, при этом стальная облицовка одновременно служит и опалубкой. Такой способ обеспечивает надежную заделку облицовки в бетон.

Большинство закладных частей устанавливается и раскрепляется в штабах, представляющих собой полости и пустоты, оставленные в массивном бетоне. Они хорошо видны на рис. 3.1, 3.7, 3.17. В штрабах на специальных подкладках выставляются статорные колонны и опорные кольца, облицовка камеры рабочего колеса, которая растягивается талрепами (рамка с двумя винтами, имеющими правую и левую резьбу) и распирается домкратами и клиньями. Важно обеспечить правильность установки относительно оси агрегата, правильность формы и размеров (отклонения по диаметру должны быть в пределах допусков), отметок и горизонтальности поверхностей (например, нижнего и верхнего опорных колец статора), надежности раскрепления всех установленных частей. Затем производят тщательную зачистку, насечку и промывку поверхностей ранее уложенного бетона, очистку металлических поверхностей штрабы (укладка штрабного бетона). Тщательное выполнение перечисленных мероприятий необходимо для обеспечения надежности заделки закладных частей.

Особенно ответственной операцией является сборка стальных спиральных камер. На ГЭС поступают отдельные сегменты оболочки, изготовленные из листовой стали, которые на заводе проходят только контрольную сборку, и часто не для всех турбин. Монтаж спиральной камеры осуществляется в два этапа: сборка сегментов на электросварочных прихватках и окончательная сварка. Обычно сборку спирали ведут в двух направлениях: от зуба и от входного сечения. Стык производится на средней секции — замыкающем звене, на котором выбираются все погрешности (см. рис. 6.4).

Особое внимание обращается на качество сварки, обеспечение прочности сварных швов, отсутствие местных деформаций и ослабление металла, вызываемого нагревом. Высокое качество сварных швов достигается соответственной разделкой свариваемых встык листов (V-образная толщиной до 20 мм и X-образная при толщине более 20 мм), применением качественных электродов и строгим поддержанием режима электросварки, высокой квалификацией сварщиков (к сварке стальных спиральных камер допускаются только сварщики, имеющие специальную удостоверение). Особые меры необходимо принимать при сварке высокопрочных, низколегированных сталей, которые используются в спиральных камерах при больших размерах и напорах (особый режим по току, электроды из аустенитной проволоки и др.).

Для контроля качества сварных швов применяют рентгенооскопию, просвечивание гамма-лучами (используется радиоактивный изотоп кобальта — способ, требующий соблюдения особых правил предосторожности), а также ультразвуковой метод. Наряду с современными способами используют старый, но достаточно надежный способ проверки плотности сварных швов с помощью керосина: внутреннюю поверхность шва окрашивают мелом и после высыхания на наружную поверхность кладут тряпки, пропитанные керосином. Через 2—3 ч производят осмотр: если на внутренней поверхности обнаружены пятна керосина, шов имеет неплотности; шов вырубают и заваривают снова.

После окончания сварки спиральной турбинной камеры ее бетонируют, причем верхнюю половину иногда покрывают специальной прокладкой, чтобы избежать передачи нагрузки на бетон (см. рис. 6.6, а).

К выемным частям турбины относятся направляющий аппарат, рабочее колесо, вал и крышка турбины с направляющим подшипником и механизмом привода направляющего аппарата. К началу их монтажа уже установлены закладные части и строительные конструкции здания ГЭС выведены на высокие отметки, обычно уже смонтированы основные краны машинного зала, что позволяет вести монтаж турбины укрупненными блоками.

Порядок монтажа зависит от конструкции турбины. Если нижнее кольцо не препятствует опусканию рабочего колеса, как на рис. 3.7, 3.15, 3.17, то начинают с установки направляющих лопаток цапфами во втулки нижнего кольца. Затем устанавливается промежуточное опорное кольцо, в котором крепятся подшипники цапф направляющих лопаток. Однако часто промежуточного кольца нет и подшипники крепятся непосредственно в крышке турбины (см. рис. 3.7, 3.15, 3.17). В этом случае сначала в кратер опускают рабочее колесо, а затем уже устанавливают крышку турбины, пропуская в отверстия верхние цапфы направляющих лопаток.

Рабочие колеса радиально-осевых турбин в большинстве случаев доставляются на ГЭС цельными, и тогда предварительная сборка сводится только к креплению обтекателя (18 на рис. 3.15). Но иногда рабочее колесо такой турбины из-за невозможности транспортировки по железной дороге изготавливается из двух и даже четырех частей. Тогда на гидроэлектростанции приходится осуществлять очень сложную и ответственную операцию сборки рабочего колеса турбины путем насадки бандажей с предварительным нагревом и специальной сварки.

Рабочие колеса поворотно-лопастных и диагональных турбин всегда поступают на гидроэлектростанцию отдельными деталями (лопасти, части корпуса, поршень сервомотора, рычаги, серьги, обтекатель и другие), поэтому предварительно на монтажной площадке производится сборка рабочего колеса и проверка плавности и легкости движения механизма поворота лопастей путем подачи масла под небольшим давлением 0,2—0,3 МПа.

Чтобы установить отсутствие утечки через соединения и уплотнения лопастей, собранные рабочие колеса подвергаются обязательному гидравлическому испытанию маслом в течение 24 ч.

Учитывая современные требования к охране окружающей среды, внешние утечки масла считаются недопустимыми.

Основными определяющими факторами для выбора способа монтажа являются габариты крана и конструкций. Рабочее колесо может устанавливаться в кратер турбины вместе с валом или отдельно, и тогда соединение с валом производится в кратере. Затяжка болтов фланцевого соединения производится с точным контролем их удлинения, т. е. до строго определенного усилия.

Крышка турбины обычно устанавливается в полностью собранном виде, но окончательное ее крепление производится после центровки рабочего колеса. С этой целью сначала находится положение рабочего колеса по зазорам между лопастями и камерой в поворотно-лопастных и диагональных турбинах или по зазорам в уплотнениях в радиально-осевых турбинах.

После этого выполняется весьма ответственная операция: выверка вертикальности вала, что требует очень высокой точности — допускаемое отклонение от вертикали не должно превышать 0,02 мм на 1 м длины вала. Измерение производится методом четырех струн (см. [38]).

Затем производится крепление крышки, устанавливаются направляющий подшипник и механизмы привода лопаток направляющего аппарата.

Монтажные работы завершаются снятием формуляров, которые являются важным документом, необходимым для приемки турбины и агрегата в эксплуатацию. В частности, формуляры составляются на измерения зазоров рабочего колеса, вертикальности вала, торцевых зазоров и открытия направляющих лопаток при различном ходе штока сервомоторов, на угол установки лопастей рабочего колеса.

После завершения монтажа турбины и генератора проводятся пусковые испытания агрегата, в результате которых в течение 72 ч проверяется работоспособность и соответствие параметров основным гарантийным показателям [44а].

10.3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБИН

Задачей эксплуатации турбин является наиболее эффективное их использование на гидроэлектростанции, их техническое обслуживание, проведение текущих и капитальных ремонтов с целью обеспечения высокой надежности и долговечности (дополнительно см. [66]).

Эффективность использования турбин в основном определяется требованием достижения максимального среднего КПД станции (оптимальное распределение нагрузки между агрегатами), которое представляется в виде суммарных характеристик турбин (см. рис. 9.16). При составлении таких характеристик на гидроэлектростанциях рекомендуется вводить коррективы по данным натурных испытаний турбин. Это позволяет уточнить комбинаторные кривые поворотно-лопастных турбин, учесть отклонения характеристик отдельных турбин, а иногда и принять во внимание различие в гидравлических потерях в водоводах разных турбин станции (это может иметь место, если длина водоводов неодинакова или имеются разветвления).

Надежность является очень важным показателем турбин, причем это понятие включает целый ряд оценок. Наибольшее значение имеют следующие. **Работоспособность** — рабочее состояние турбины, соответствующее установленным техническим требованиям по мощности, КПД, вибрации, шуму, протечкам и другим показателям. **Неисправность** — потеря работоспособности, которая может выражаться либо в невозможности работы — **полный отказ** (например, вышел из строя направляющий подшипник, произошла поломка механизма поворота лопастей поворотно-лопастной турбины), либо в отклонении какого-нибудь показателя против допускаемого предела (например, снизился КПД, повысился уровень вибрации). В последнем случае работа турбины допустима, но она не может считаться исправной. **Долговечность** — время, в течение которого турбина сохраняет работоспособность для обусловленных технической документацией условий эксплуатации. **Вероятность безотказной работы** — способность в заданном интервале времени работать с определенной вероятностью отсутствия неисправностей.

Имеются различные количественные критерии надежности [4]. Для условий ГЭС широко используется так называемый коэффициент готовности K_r , который для турбин определяется выражением

$$K_r = \frac{\sum_T t_{\text{раб}}}{\sum_T (t_{\text{раб}} + t_{\text{рем}})}, \quad (10.1)$$

где

$$\sum_T t_{\text{раб}} = \sum_T (t_{\text{турб}} + t_{\text{комп}} + t_{\text{рез}}).$$

Здесь $t_{\text{турб}}$, $t_{\text{комп}}$ — время работы соответственно в турбинном и компенсаторном режиме; $t_{\text{рез}}$ — время нахождения в резерве (полная готовность к работе); $t_{\text{рем}}$ — время нахождения турбины в ремонте (дополнительное время, затраченное на ремонт других частей агрегата, например подпятника, не включается). Сумма берется за достаточно длительное время T (не менее года).

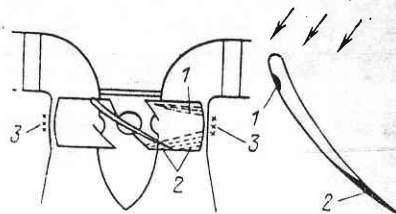


Рис. 10.8. Места кавитационных разрушений осевых турбин

Гидравлические турбины являются простыми в эксплуатации и весьма надежными машинами, и при благоприятных условиях их коэффициент готовности составляет 0,96—0,97 и даже выше. Однако в отдельных случаях, особенно при повышенном кавитационном и абразивном износе, он может снижаться до 0,9 и ниже.

Износ турбины вызывается кавитацией, абразивным воздействием взвешенных в воде наносов или комбинированным — абразивным и кавитационным — воздействием.

Осевые поворотно-лопастные турбины больше подвержены кавитационным разрушениям, которые, как видно из рис. 10.8, развиваются на тыльной («вакуумной») стороне лопастей рабочего колеса, причем зона 1 у входной кромки вызывается местным отрывом потока при больших углах атаки. Наиболее развитой является зона 2 у выходной кромки с расширением к периферии. Интенсивному разрушению подвергаются иногда камера рабочего колеса 3 в зоне ниже оси поворота лопастей и торцевые поверхности пера лопасти (здесь проявляется так называемая щелевая кавитация).

В радиально-осевых турбинах наибольшему кавитационному износу подвержена часть лопастей («вакуумная») рабочего колеса, расположенная ближе к выходной кромке, и внутренняя часть нижнего обода.

Интенсивность кавитационного износа (эрозия) иногда весьма высока и достигает по глубине до 5—10 мм/год.

Она зависит от свойств турбины, условий эксплуатации (режима работы, отметки нижнего бьефа и величины H_s ; особенно опасно, когда H_s увеличивается сверх допустимых пределов) и от материала.

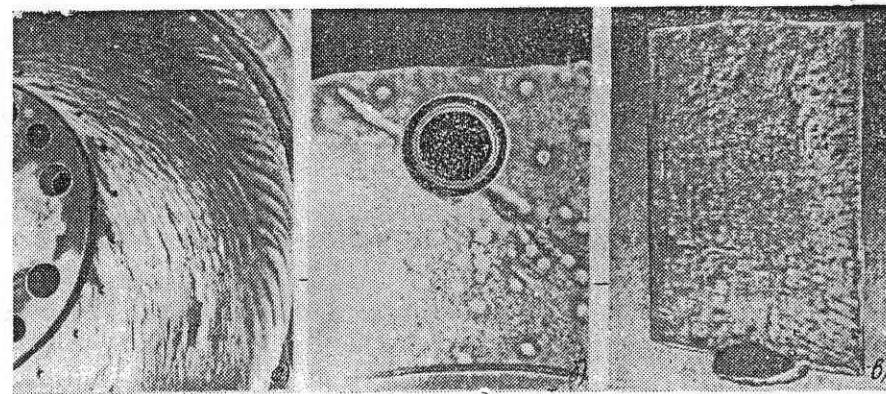


Рис. 10.9. Абразивный износ деталей радиально-осевой турбины

Высокую кавитационную стойкость имеют аустенитные, нержавеющие малоуглеродистые, хромистые стали, получившие широкое применение для изготовления лопастей рабочих колес турбин (например, сталь 00X12H3Д с содержанием 12—14 % хрома и 1—3 % никеля). Изготавливаются также лопасти из более дешевой углеродистой стали, например 20ГСЛ, с защитной облицовкой из нержавеющей стали 1X18H9Т (17—20 % хрома, 8—11 % никеля), наносимой дуговой наплавкой или сваркой методом взрыва.

Значительный интерес представляет возможность защиты поверхностей от износа покрытием из неметаллических материалов с использованием эпоксидной смолы, резины, капрона и других покрытий. Особенно эффективно покрытие материалами, обладающими свойствами резины. Но серьезные трудности связаны еще с обеспечением достаточно надежного сцепления с металлом (адгезии) при простой технологии нанесения [30].

Абразивное воздействие содержащихся в воде наносов, особенно кварцевых, вызывает чрезвычайно интенсивный износ турбин. Чаще с этим явлением приходится встречаться на деривационных ГЭС, сооружаемых на горных реках.



Рис. 10.10. Влияние износа на характеристику радиально-осевой турбины

Механизм абразивного износа конструкций, в том числе гидромашин, весьма сложен, и, несмотря на проводимые исследования, многие вопросы еще не решены. Согласно существующим представлениям абразивный износ является следствием ударов и царапания частицами наносов обтекаемых поверхностей. Для абразивного износа решающее значение имеют содержание опасных фракций наносов в воде (мутность), относительная скорость воды и показатель абразивной изнашиваемости материала.

В турбинах абразивному износу подвергаются направляющие лопатки (на рис. 10.9, *а* видна чужайчатая поверхность), опорное кольцо (на рис. 10.9, *б* видны следы износа, причем четко выделяется углубление, выработанное в месте длительного нахождения торца направляющей лопатки), рабочие колеса (на рис. 10.9, *а* показана обращенная к крышке поверхность верхнего обода рабочего колеса, изношенная наносами). Интенсивному абразивному износу подвержены рабочие колеса радиально-осевых турбин, особенно обод, входные и выходные кромки лопастей, а также верхнее и нижнее уплотнение. Опасно попадание наносов в направляющий подшипник, так как это приводит к быстрому его износу.

Износ турбины вызывает ухудшение их энергетических показателей, снижение КПД, иногда падение мощности, может приводить к усилению вибраций, шума, увеличению потерь воды при неработающей турбине за счет протечек через направляющий аппарат. Как видно из рис. 10.10, КПД турбины снизился на 10—12 %, но мощность сохранилась, так как возросла пропускная способность за счет укорочения выходных кромок, вызванного абразивным истиранием.

Интенсивный износ вызывает необходимость останавливать турбину и производить ее ремонт путем наплавки и зачистки изношенных поверхностей или замены деталей новыми. Все это снижает эффективность станции и вызывает повышение стоимости эксплуатации.

Важным фактором является установление оптимального межремонтного периода. Для обычных условий при отсутствии в воде повышенного количества абразивных наносов срок между капитальными ремонтами может быть установлен 25 000—30 000 ч работы турбины. В ГОСТ на гидравлические турбины указывается срок между капитальными ремонтами не менее 4 лет при работе не менее 25 000 ч, общий срок службы не менее 30 лет.

НАСОСЫ

Глава 11

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК И ВИДЫ НАСОСОВ

11.1. НАПОРЫ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Принципиальная схема насосной установки, приведенная на рис. 1.1, *б*, показывает, что назначением насоса является преобразование подведенной к нему энергии от привода в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости.

Рассмотрим гидравлическую схему насосной установки (рис. 11.1, *а*), применимую к насосам любого вида. Основными элементами установки являются насос, имеющий два патрубка: входной (всасывающий) — сечение 1-1 и выходной (напорный) — сечение 2-2; подводный (всасывающий) трубопровод *В* и напорный трубопровод *Н*.

Выделяют следующие показатели установки.

Статический, или геометрический, напор насосной установки $H_{ст}$, м, представляет собой разность отметок в верхнем $z_{вб}$ и в нижнем $z_{нб}$ бассейнах, т. е. высоту, на которую поднимается жидкость:

$$H_{ст} = z_{вб} - z_{нб}. \quad (11.1)$$

Если жидкость подается в резервуар, в котором поддерживается избыточное давление p , Па, как показано на рис. 11.1, *б*, то статический напор равен:

$$H_{ст} = z_{вб} - z_{нб} + \frac{p}{\rho g}, \quad (11.1a)$$

где ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

Статическая, или геометрическая, высота всасывания, или просто высота всасывания H_s — высота установки насоса над уровнем в нижнем бассейне (рис. 11.1, *а*).

Давление во входном патрубке. Запишем уравнение Бернулли (1.8) для потока между двумя сечениями: поверх-

ности жидкости в нижнем бассейне — сечением $НБ$ и сечением $1-1$. Расположим плоскость сравнения $0-0$ на отметке $НБ$. Для данных условий, имея в виду, что на поверхности $НБ$ избыточное давление равно нулю $p_{нб}/\rho g = 0$, $z_{нб} = 0$ и $v_{нб} = 0$, считая $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, получаем:

$$0 = \frac{p_1}{\rho g} + H_s + \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс},$$

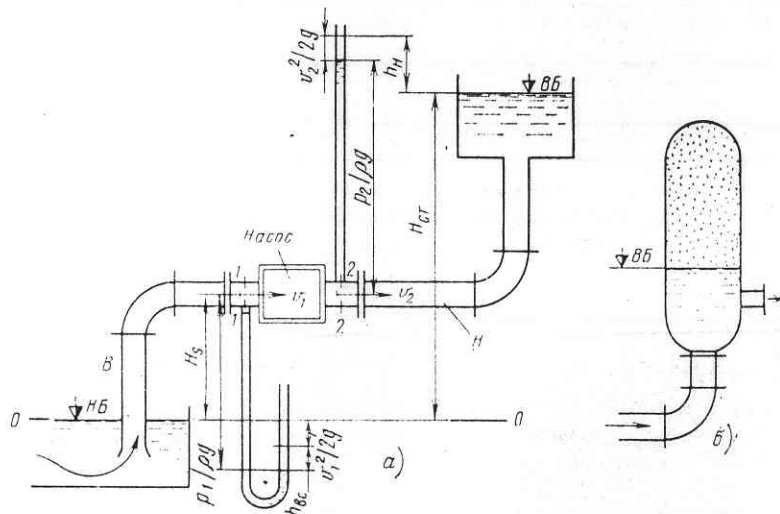


Рис. 11.1. Схема насосной установки

где $p_1/\rho g$ — пьезометрическая высота, соответствующая давлению во входном сечении $1-1$; $h_{вс}$ — гидравлические потери во всасывающем трубопроводе. Отсюда находим:

$$\frac{p_1}{\rho g} = - \left(H_s + \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс} \right). \quad (11.2)$$

Получили, что $p_1/\rho g < 0$. Это указывает на наличие в сечении $1-1$ вакуума H_v (рис. 1.6) — вакуумметрической высоты всасывания насоса:

$$H_v = H_s + \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс}. \quad (11.3)$$

Абсолютное давление в жидкости практически не может быть отрицательным ($p_a > 0$), так как при этом происходит разрыв сплошности. Следовательно, согласно (1.3) это соответствует требованию

$$H_v < p_{атм}/\rho g.$$

На уровне моря $p_{атм} \approx 0,1$ МПа, т. е. $H_v < 10$ м. Подставляя это значение в (11.3), приходим к выводу, что геометрическая высота всасывания насоса должна быть ограничена значением $H_s < 10$ м. Это важный для практики вывод.

Давление в напорном патрубке. Составим уравнение Бернулли для потока между сечениями $2-2$ и свободной поверхностью в верхнем бассейне $ВБ$. Плоскость сравнения $0-0$ сохраним на отметке $НБ$. Учитывая параметры, показанные на схеме рис. 11.1, $p_{вб}/\rho g = 0$, $v_{вб} = 0$, получаем:

$$\frac{p_2}{\rho g} + H_s + \frac{v_2^2}{2g} = H_{ст} + h_n.$$

Здесь h_n — гидравлические потери в напорном трубопроводе. Отсюда искомое давление

$$\frac{p_2}{\rho g} = H_{ст} - H_s - \frac{v_2^2}{2g} + h_n. \quad (11.4)$$

На рис. 11.1, а показаны геометрические значения пьезометрической высоты $p_1/\rho g$ и $p_2/\rho g$.

Напор насоса H равен разности удельных энергий жидкости в выходном e_2 и во входном e_1 патрубках:

$$H = e_2 - e_1. \quad (11.5)$$

Согласно (11.5) из определения удельной энергии жидкости, данного в § 1.1, следует, что напор H , м, показывает численное значение энергии в джоулях, которое получает масса протекающей жидкости, соответствующая силе веса в 1 Н, прошедшая через насос и подаваемая в выходной патрубок (в напорный трубопровод). В технической системе единиц напор показывает значение энергии в кгс·м, получаемой каждым 1 кгс веса жидкости, подаваемым в выходной патрубок насоса.

Используя выражение удельной энергии (1.4) и принимая согласно схеме на рис. 11.1 $z_1 = z_2 = H_s$, получаем следующие выражения для e_1 и e_2 при $\alpha = 1$:

$$e_2 = \frac{p_2}{\rho g} + H_s + \frac{v_2^2}{2g}; \quad e_1 = \frac{p_1}{\rho g} + H_s + \frac{v_1^2}{2g}. \quad (11.5a)$$

Подставив в (11.5a) значения $p_1/\rho g$ по (11.2) и $p_2/\rho g$ по (11.4), получим

$$e_1 = - \left(H_s + \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс} \right) + H_s + \frac{v_1^2}{2g};$$

$$e_2 = \left(H_{ст} - H_s - \frac{v_2^2}{2g} + h_n \right) + H_s + \frac{v_2^2}{2g}$$

и, беря их разность в соответствии с (11.5), определим напор:

$$H = H_{\text{ст}} + h_{\text{пот}}. \quad (11.6)$$

Здесь $h_{\text{пот}} = h_{\text{вс}} + h_{\text{н}}$ — суммарные гидравлические потери по длине и местные во всасывающем и в напорном трубопроводах. Итак, напор насоса равен сумме статического напора и гидравлических потерь в сети или трубопроводах.

Поскольку, как известно из гидравлики, при турбулентном движении потери (местные и по длине) определяются формулой

$$h_i = \zeta_i \frac{v_i^2}{2g},$$

причем

$$v_i = Q/F_i,$$

где v_i — средняя скорость течения; Q — расход и F_i — площадь сечения трубопровода, то $h_{\text{пот}}$ в (11.6) можно выразить через Q :

$$h_{\text{пот}} = \left(\sum \frac{\zeta_i}{2gF_i^2} \right) Q^2$$

или

$$h_{\text{пот}} = K_c Q^2.$$

Как следует из приведенных соотношений, K_c — коэффициент сопротивления трубопровода (сети), зависящий только от геометрии трубопровода (диаметры, длины) и видов установленных дополнительных сопротивлений (задвижки, вентили и пр.).

В результате получается другое выражение напора, необходимого для обеспечения подачи Q на данную сеть (поэтому он обозначен H_c):

$$H_c = H_{\text{ст}} + K_c Q^2. \quad (11.6a)$$

Зависимости (11.6) и (11.6a) называются характеристической сетью.

Напор насоса измеряется манометром M , присоединяемым к выходному патрубку, и вакуумметром B , установленным на входном патрубке (рис. 11.2). Перед измерениями оба прибора продувают открытием трехходовых кранов. В результате трубка, соединяющая манометр, будет заполнена жидкостью, а в трубке к вакуумметру будет находиться воздух. Таким образом, вакуумметр показывает вакуум в точке трубопровода, к которой он присоединен, а манометр — давление с поправкой на высоту его установки $z_{\text{м.в}}$. Непосредственно по отчетам, приведенным к высоте, находится пьезометрический перепад, создаваемый насосом:

$$\frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} = h_{\text{м}} + H_{\text{в}} + z_{\text{м.в}},$$

где $h_{\text{м}}$, $H_{\text{в}}$ — показания манометра и вакуумметра, пересчитанные на высоту подъема перекачиваемой жидкости.

Напор насоса согласно (11.5) и (11.5a) равен:

$$H = h_{\text{м}} + H_{\text{в}} + z_{\text{м.в}} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (11.7)$$

т. е. незначительно отличается от пьезометрического перепада.

Если насос установлен с подпором (см. рис. 17.1) и в его входном патрубке имеется избыточное давление, то напор насоса определяется по показаниям двух манометров:

$$H = h_{\text{м2}} - h_{\text{м1}} + z_{1-2} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (11.7a)$$

Здесь $h_{\text{м1}}$ и $h_{\text{м2}}$ — показания манометров, присоединенных к входному и напорному патрубкам, пересчитанные на высоту подъема перекачиваемой жидкости, а z_{1-2} — разность отметок установки манометров.

Давление насоса H , P по ГОСТ 17398-72 для схемы рис. 11.1 определяется выражением

$$P = p_2 - p_1 + \rho \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}, \quad (11.8)$$

где p_1 и p_2 — давления во входном и выходном патрубках по (11.2) и (11.4), а v_1 и v_2 — соответствующие скорости.

При известном давлении насоса напор насоса согласно (11.7) определяется зависимостью

$$H = P/\rho g. \quad (11.8a)$$

11.2. МОЩНОСТЬ НАСОСА

Важным параметром, характеризующим работу насоса и насосной установки, является подача (расход) жидкости Q , т. е. объем жидкости, подаваемой насосом в напорный патрубок в единицу времени. Подача Q измеряется в л/с, м³/с или м³/ч.

Согласно определению напор H представляет собой удельную энергию в Дж/Н. Следовательно, общая полезная мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкости, $N_{\text{ж}}$, Вт,

$$N_{\text{ж}} = \rho g Q H. \quad (11.9)$$

Здесь ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²; Q — подача насоса, м³/с.

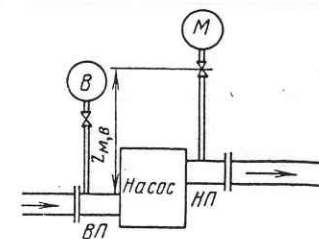


Рис. 11.2. Измерение напора насоса

Не вся мощность, потребляемая насосом N , передается жидкости. В насосе существуют потери энергии, которые учитываются коэффициентом полезного действия насоса η :

$$\eta = \frac{N_{ж}}{N} \quad (11.10)$$

Используя (11.9) и (11.10), найдем формулу, определяющую мощность насоса N , кВт, необходимую для его привода:

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \quad (11.11)$$

Для чистой воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ и формула мощности принимает вид:

$$N = \frac{9,81 Q H}{\eta} \quad (11.11a)$$

Пример 11.1. Определить мощность насоса для условий: подача $Q = 20 \text{ л/с}$ чистой воды, напор $H = 45 \text{ м}$, $\eta = 75 \%$.

Решение. По (11.11a) для $Q = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}$

$$N = \frac{9,81 \cdot 0,02 \cdot 45}{0,75} = 11,8 \text{ кВт.}$$

Пример 11.2. Определить мощность насоса, перекачивающего пульпу; плотность пульпы $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$, подача $Q = 1100 \text{ л/с}$, напор $H = 60 \text{ м}$, $\eta = 70 \%$.

Решение. По (11.11)

$$N = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 60}{1000 \cdot 0,7} = 1110 \text{ кВт.}$$

11.3. ВИДЫ НАСОСОВ

Общий анализ условий работы насосов показывает, что в них должен осуществляться обмен энергией между жидкостью и каким-либо движущимся рабочим органом, к которому подводится энергия. Видов, типов и конструкций насосов имеется огромное количество, но по используемому принципу действия все они в основном могут быть разделены на два вида: **о б ъ е м н ы е** и **д и н а м и ч е с к и е**.

Объемные насосы

Объемные насосы перемещают жидкость путем периодического изменения объема заполняемой ею камеры, попеременно сообщаемой с входным и выходным патрубками. Это общий принцип. Поясним его некоторыми конкретными схемами.

П л у н ж е р н ы й насос (рис. 11.3) состоит из корпуса 1, плунжера 2 диаметром d , совершающего от внешнего привода возвратно-поступательное движение (ход s), и двух клапанов: всасывающего 3 и напорного 4. Привод к плунжеру от электродвигателя может

быть осуществлен посредством кривошипно-шатунного механизма. Когда плунжер движется вправо, объем камеры K возрастает, давление в ней падает и в нее всасывается жидкость из нижнего водоема. При этом всасывающий клапан открывается потоком воды. Как только направление движения плунжера изменится, он пойдет влево и начнет уменьшать объем камеры K , всасывающий клапан закроется, а жидкость начнет вытесняться из камеры через напорный клапан. За каждый цикл в напорную трубу поступает объем жидкости, равный $\pi d^2 s / 4$. Следовательно, если число циклов в минуту составляет $n_{ц}$, то средняя теоретическая подача такого насоса составит:

$$Q_{ср. теор} = \frac{\pi d^2}{4} s \frac{n_{ц}}{60} \quad (11.12)$$

Одна из особенностей такого насоса состоит в том, что подача осуществляется толчками (пульсирующая), причем $Q_{макс}$ значительно превосходит $Q_{ср}$ (рис. 11.3).

П о р ш н е в о й насос двустороннего действия (рис. 11.4) состоит из цилиндра 1 диаметром d , внутри которого совершает возвратно-поступательное движение поршень 2 со штоком 3. На цилиндре имеются две группы клапанов: нагнетательные 4 и всасывающие 5. Привод поршня осуществляется кривошипно-шатунным механизмом, состоящим из шатуна 5, ползуна 7 и маховика 8 с приводным пальцем, установленным на радиусе r . За каждый оборот маховика 8 поршень совершает двойной ход на $2r$.

Поршневой насос работает следующим образом. При движении штока и поршня 2 вправо открываются левый всасывающий клапан 5 и правый напорный клапан 4. Вода из всасывающего трубопровода заполняет левую полость, а из правой вытесняется в напорный трубопровод. При обратном движении вода из левой полости вытес-

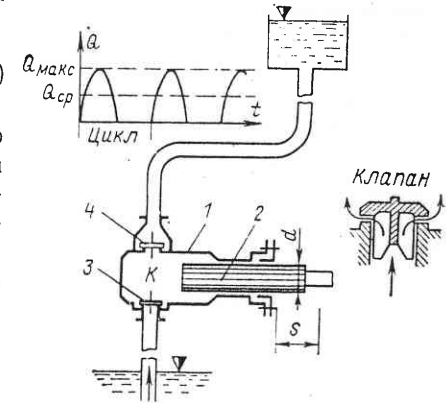


Рис. 11.3. Плунжерный насос

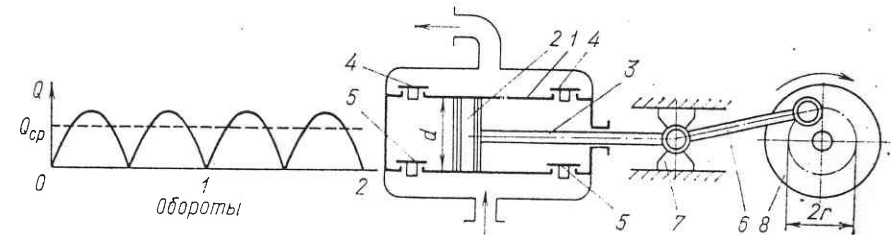


Рис. 11.4. Поршневой насос двустороннего действия

няется, а в правую всасывается. Таким образом, на каждый оборот, как видно из приведенного графика, в напорный трубопровод поступают две порции объема воды. Подача пульсирующая, но перепады меньше, чем в насосе (рис. 11.3) одностороннего действия. Средняя подача, если не учитывать площади штока 3, составляет:

$$Q_{\text{ср}} = 2 \frac{\pi a^2}{4} 2r \frac{n}{60}. \quad (11.12a)$$

Здесь n — частота вращения, об/мин.

Диафрагменный насос (рис. 11.5) отличается тем, что он имеет гибкую диафрагму 1 (резина или прорезиненная ткань),

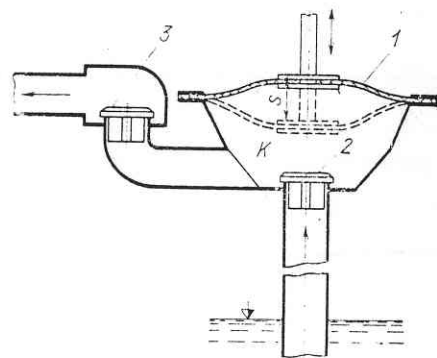


Рис. 11.5. Диафрагменный насос

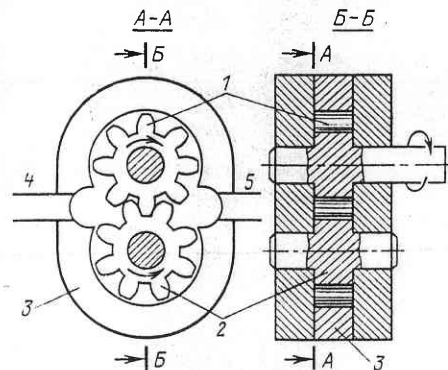


Рис. 11.6. Шестеренный насос

которая за счет возвратно-поступательного движения штока деформируется на ход s и изменяет объем камеры K , имеющей два клапана: всасывающий 2 и напорный 3.

Шестеренный насос (рис. 11.6). Рабочим органом этого насоса являются две шестерни 1 и 2, размещенные в корпусе 3 с небольшими радиальными и торцевыми зазорами. При вращении шестерен, как показано на рисунке, жидкость будет двигаться из левого трубопровода 4 в правый 5. Такие насосы широко используются в системах смазки.

Винтовой насос (рис. 11.7). Его рабочими органами являются три винта (трехвинтовой): центральный, ведущий 1 и замыкающие, ведомые 2 и 3; помещенные в корпус 4. Расточка (сечение $A-A$) выполнена так, что зазор между корпусом и внешней поверхностью мал. Винты имеют специальную форму резьбы (деталь A), при которой обеспечивается непрерывное касание между сопрягающимися поверхностями. Благодаря этому между гребнями винтов и корпусом создаются три группы замкнутых полостей $a, a; \dots; b, b; \dots; c, c \dots c$ перемещающихся при вращении винтов по стрелке слева направо. Жидкость из входного патрубка $ВП$ через отверстия в корпусе попадает к винтам, заполняет полости a, b, c ,

выносятся в правую часть и далее подается к напорному патрубку $НП$.

Винтовые насосы могут развивать высокое давление, дают равномерную подачу, но в основном используются для перекачки смазывающих жидкостей. Такие насосы, например, устанавливаются на маслонапорных установках (МНУ) (см. рис. 10.1).

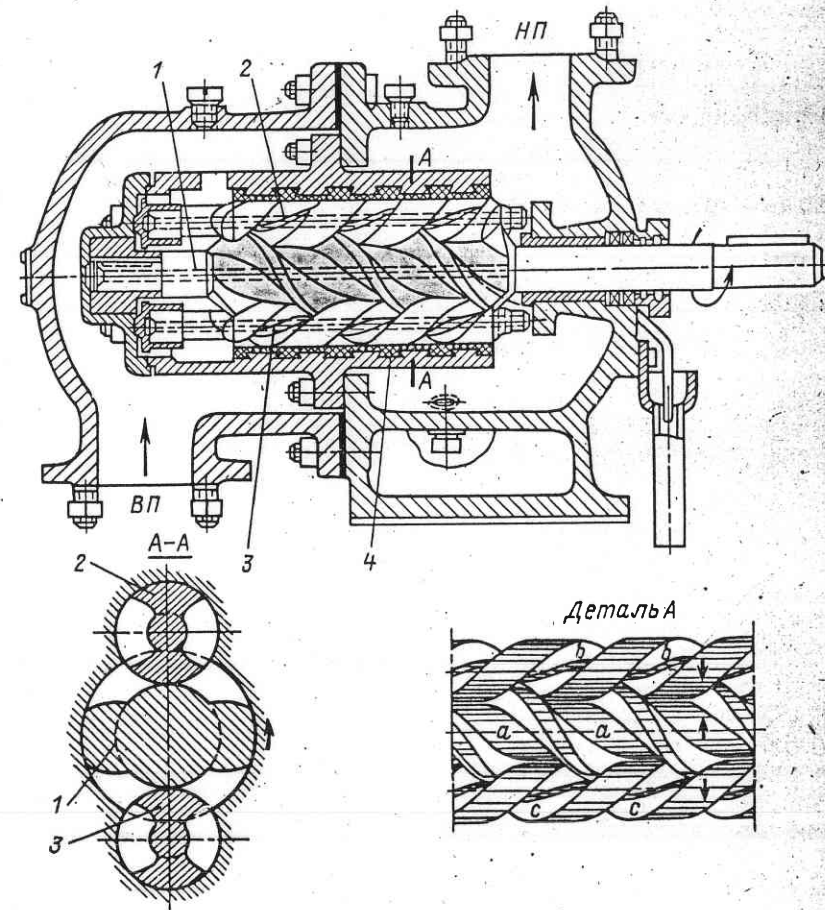


Рис. 11.7. Винтовой насос

Выпускаются винтовые насосы и с двумя винтами (двухвинтовые), они несколько проще трехвинтовых и могут использоваться для перекачки и несмазывающих жидкостей.

Приведенные схемы достаточно наглядно характеризуют принцип объемных насосов. Развиваемый объемными насосами напор теоретически ничем не ограничен. Он зависит от усилия, которое может быть создано на рабочем органе, и от прочности элементов. В

связи с этим ни в коем случае нельзя закрывать вентиль на напорном трубопроводе при работе объемного насоса. Плунжерные и поршневые насосы, как отмечалось, имеют неравномерную, пульсирующую подачу, что является известным недостатком. С целью выравнивания подачи часто ставят специальные воздушные котлы (колпаки).

Динамические насосы

В динамических насосах жидкость движется под силовым воздействием в камере, имеющей постоянное сообщение с входным и выходным патрубками. К динамическим относится очень большая группа лопастных насосов, имеющих широкое применение, а также вихревые, струйные и другие насосы. Рассмотрим принципиальные схемы некоторых из них.

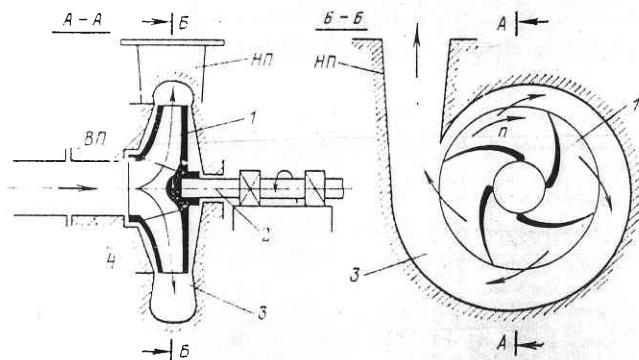


Рис. 11.8. Схема центробежного насоса

Лопастные насосы осуществляют преобразование энергии за счет динамического взаимодействия между потоком жидкости и лопастями вращающегося рабочего колеса, которое является их рабочим органом. К ним относятся центробежные, осевые, диагональные насосы.

Центробежный насос (рис. 11.8) состоит из рабочего колеса 1 с криволинейными лопастями, насаженного на вал 2, и камеры 3, в которой располагается рабочее колесо. Вода поступает в насос через входной патрубок (ВП) 4 к центральной части рабочего колеса и выбрасывается из него в спиральную камеру — отвод 3, переходящую в короткий диффузор (напорный патрубок НП).

Рабочее колесо вращается в направлении n , при этом жидкость увлекается лопастями и отбрасывается к периферии (это послужило основанием называть такой насос центробежным). Динамическое воздействие лопастей на поток приводит к тому, что давление в напорном патрубке НП будет больше, чем давление во всасывающем

патрубке ВП, т. е. такой насос создает напор, который, очевидно, должен зависеть от частоты вращения колеса. В общем, чем больше частота вращения, тем больше и создаваемый напор. Привод насоса можно осуществить непосредственно от вала электродвигателя, что весьма удобно.

Осевой насос (рис. 11.9) состоит из рабочего колеса 1 с втулкой a , на которой укреплено несколько рабочих лопастей 6 (их число 4—6). Вал 2 вращается в подшипниках 3 и 4, причем нижний подшипник опирается на радиально поставленные лопатки

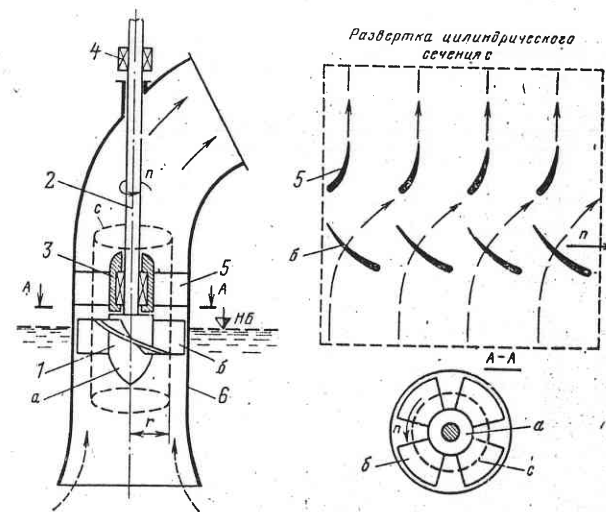


Рис. 11.9. Схема осевого насоса

(решетку) — так называемый выправляющий аппарат 5. Рабочее колесо и выправляющий аппарат размещены в трубчатом корпусе 6, по которому забирается и отводится вода, перекачиваемая насосом.

В осевых насосах форму лопастей рабочего колеса и выправляющего аппарата, так же как и характер движения воды, удобно представлять в виде цилиндрических сечений. Такое сечение с радиусом r показано на рис. 11.9. Здесь же дана развертка этого сечения. Рабочие лопасти 6 движутся в направлении n . Захватываемая ими вода подходит к их входным кромкам, имея направление движения, близкое к осевому (пунктирные линии со стрелками), а с выходных кромок она выбрасывается, имея косое направление (движется по винтовым линиям), однако, пройдя лопатки выправляющего аппарата 5, вода опять приобретает близкое к осевому направление, что способствует уменьшению гидравлических потерь и увеличивает напор, развиваемый насосом.

Вихревой насос (рис. 11.10) состоит из рабочего колеса 1 и корпуса 2 с кольцевым каналом, имеющим перемычку 3. Короткие прямолинейные лопатки рабочего колеса частично перекрывают цилиндрический канал, и при вращении жидкость увлекается лопатками и одновременно действием центробежных сил закручивается, как показано на сечении. Таким образом, по кольцевой камере движется спаренный вихревой валец, создающий «сцепление» жидкости

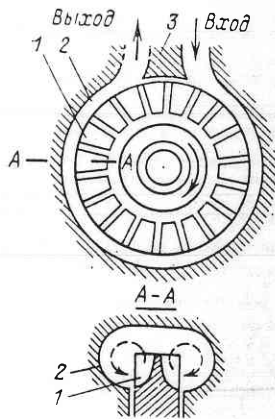


Рис. 11.10. Схема вихревого насоса

с рабочим колесом и заставляющий ее двигаться от входного отверстия к выходному.

Струйный насос (рис. 11.11) отличается от всех рассмотренных выше тем, что у него нет подвижных частей, а рабочим органом является сама жидкость. Насос состоит из трубопровода 1, по которому подводится жидкость под напором, сопла 2, камер смешения 3, 4 и диффузора 5. Жидкость из сопла 2 выбрасывается с большой скоростью в камеру смешения 4 и увлекает подсосываемую в нее жидкость, передавая ей часть своей энергии. Расход перекачиваемой жидкости обозначен Q , а жидкости, создающей напор, — Q_c . Эти жидкости могут быть различными. Например, Q_c — чистая вода, а Q — загрязненная.

Классификация видов насосов

Общая схема классификации насосов по принципу действия, по виду силового воздействия на жидкость, по форме движения рабочих органов и по виду рабочих органов показана на рис. 11.12.

К центробежным насосам относятся консольные, двустороннего входа, многоступенчатые и др. Диагональные лопастные насосы отличаются от рассмотренных выше осевых тем, что имеют наклонные оси установки лопастей рабочего колеса (см. рис. 13.10). Эрлифты, или воздухоподъемники, создают подъем воды по трубе за счет впуска сжатого

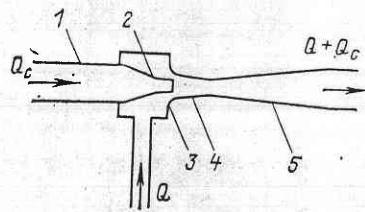


Рис. 11.11. Струйный насос (эжектор)

воздуха (см. рис. 18.19). В диафрагменных шланговых насосах используются гибкие элементы (резиновые), что особенно важно при перекачке жидкостей с песком или даже цементных или известковых растворов. В пневматических насосах вытеснение жидкости из камеры производится сжатым

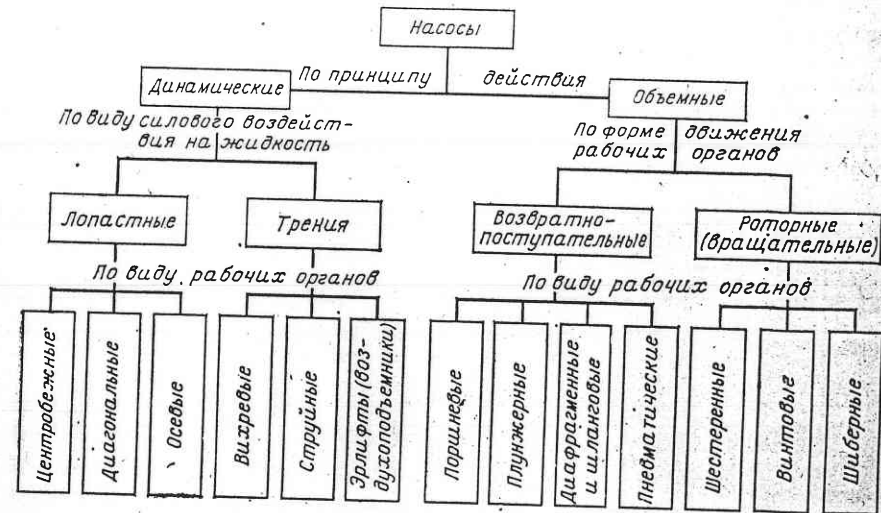


Рис. 11.12. Классификация насосов

воздухом. Рабочим органом шиберных насосов является цилиндрический барабан с прорезями, в которые вставлены замыкающие пластинки, создающие с эксцентрично расположенным корпусом замкнутые камеры изменяющегося при вращении объема.

Кроме приведенных, существует разделение насосов по виду перекачиваемых жидкостей, по виду привода и другим классификационным признакам.

Глава 12

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

12.1. КИНЕМАТИКА ПОТОКА В ЛОПАСТНЫХ НАСОСАХ

Рассмотренные схемы лопастных насосов показывают, что основная их функция — преобразование энергии осуществляется за счет прохождения потока жидкости через вращающуюся решетку лопастей рабочего колеса. Отсюда следует, что одним из основных факторов, характеризующих работу этих насосов, является структура потока, определяющаяся взаимодействием между жидкостью и ло-

пастями рабочего колеса. Существенное значение имеют кинематические показатели: величины и направления скоростей, ускорения, формы траекторий движения (линии тока).

Движение жидкости в пределах вращающегося рабочего колеса может рассматриваться как сумма двух движений: переносного — вращение и относительного — перемещение относительно самого рабочего колеса. Обозначив векторы соответствующих скоростей u и w , получим вектор абсолютной скорости:

$$\dot{v} = u + w. \quad (12.1)$$

Отсюда вытекает, что анализ кинематики потока в пределах рабочего колеса насоса может базироваться на построении параллелограммов скоростей.

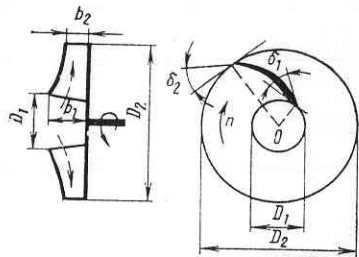


Рис. 12.1 Геометрия рабочего колеса центробежного насоса

Чтобы построить параллелограммы скоростей, необходимо знать форму и размеры рабочего колеса и его отдельных частей в пределах проточного тракта (геометрия проточной части рабочего колеса); кроме того, должны быть заданы условия работы насоса. Рассмотрим некоторые основные случаи.

Центробежные насосы (см. рис. 11.8). Движение в рабочем колесе близко к плоскому.

Все размеры, определяющие проточную часть рабочего колеса, известны, причем величины, относящиеся к входной кромке лопастей, имеют индекс 1, а к выходной — индекс 2 (рис. 12.1).

Направление лопастей рабочего колеса определяется углом δ между касательной к лопасти, проведенной в сторону течения жидкости, и нормалью к радиусу. Ширина лопастей рабочего колеса определяется значениями b_1 и b_2 .

Условия работы насоса задаются двумя параметрами: подачей Q и частотой вращения рабочего колеса n , об/мин.

Направление скорости при входе на рабочее колесо зависит от условий подвода. В насосах при осевом подводе перед входом на рабочее колесо можно принять, что абсолютная скорость v_1 направлена по радиусу, т. е. $\alpha_1 = 90^\circ$ (рис. 12.2). В этих условиях среднее значение скорости¹

$$v_1 = \frac{Q}{\pi D_1 b_1 \psi_1}, \quad (12.2)$$

где коэффициент $\psi_1 < 1$ учитывает стеснение, вызываемое лопастями. Окружная скорость на входной кромке u_1 зависит от D_1 и n :

$$u_1 = \pi D_1 n / 60. \quad (12.3)$$

¹ Приняты следующие обозначения: векторы v , u , w , соответственно их модули v , u , w .

Имея два вектора v_1 и u_1 , можно построить параллелограмм скоростей на входе и определить w_1 (рис. 12.2). С целью сокращения часто строят треугольник скоростей, показанный там же.

Переносная скорость u_2 в выходном сечении рабочего колеса (см. рис. 12.3) находится по формуле

$$u_2 = \pi D_2 n / 60. \quad (12.3a)$$

Относительную скорость w_2 можно вычислить, если знать ее направление. Тогда, как это следует из рис. 12.1 и 12.3,

$$w_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2}. \quad (12.4)$$

В первом приближении принимают $\beta_2 = \delta_2$, т. е. направление w_2 совпадает с направлением выходной кромки лопасти (в действитель-

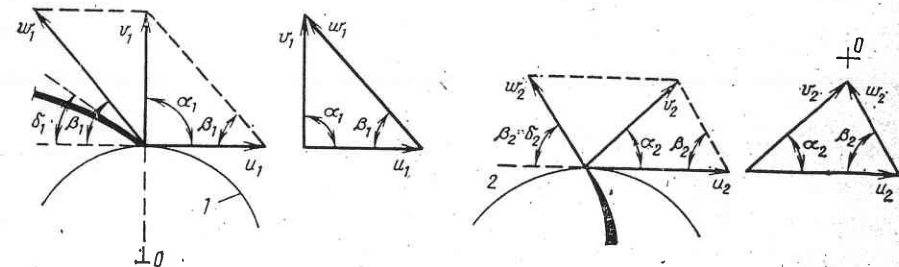


Рис. 12.2. Параллелограммы и треугольники скоростей на входной кромке рабочего колеса центробежного насоса

Рис. 12.3. Параллелограмм и треугольник скоростей на входной кромке рабочего колеса центробежного насоса

ности имеется некоторое отклонение угла $\Delta\beta_2$, которое учитывается при проектировании). Имея два вектора u_2 и w_2 , можно построить параллелограмм или треугольник выходных скоростей и найти вектор v_2 и угол α_2 .

Зная размеры рабочего колеса и форму лопастей, для данных условий работы (Q и n) можно определить треугольники скоростей для промежуточных сечений, с их помощью найти векторы v и по ним провести траектории абсолютного движения жидкости. Их форма показана на рис. 12.4. Как видно из рисунка, рабочее колесо насоса закручивает проходящий через него поток жидкости.

Показателем закрученности потока является циркуляция Γ (5.2), которая в данном случае может быть представлена выражением

$$\Gamma = \pi D v \cos \alpha. \quad (12.5)$$

Учитывая форму треугольника скоростей на рис. 12.2 и 12.3, приходим в выводу, что $\Gamma_1 = 0$ и $\Gamma_2 > 0$. Таким образом, по мере движения жидкости через рабочее колесо насоса ее циркуляция возрастает.

Осевые насосы (см. рис. 11.9) отличаются тем, что у них в пределах рабочего колеса жидкость в основном перемещается в осевом направлении. Анализ кинематики потока производится, как показано на рис. 11.9, для отдельных цилиндрических сечений радиусом r .

Имеются две особенности, которые следует учитывать при построении параллелограммов или треугольников скоростей осевых насосов:

1) окружные скорости всех точек лопастей рабочего колеса на данном цилиндрическом сечении равны и определяются частотой вращения n и радиусом r сечения:

$$u_1 = u_2 = u = 2\pi r n / 60; \quad (12.6)$$

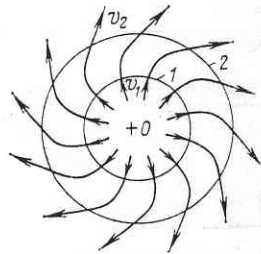


Рис. 12.4. Траектория абсолютного движения жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

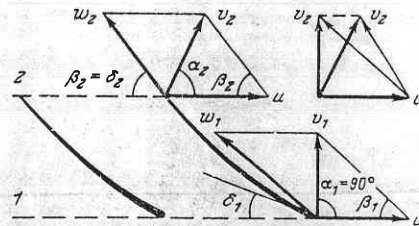


Рис. 12.5. Параллелограммы и треугольники скоростей в рабочем колесе осевого насоса

2) осевые составляющие векторов абсолютной и относительной скоростей течения во всех точках данного цилиндрического сечения должны быть одинаковы:

$$v_1 \sin \alpha_1 = w_1 \sin \beta_1 = v_2 \sin \alpha_2 = w_2 \sin \beta_2.$$

Если принять равномерное распределение осевых компонент скоростей по сечению, то

$$v_i \sin \alpha_i = w_i \sin \beta_i = \frac{4Q}{\pi (D^2 - d_{\text{вт}}^2) \psi}, \quad (12.7)$$

где D — диаметр рабочего колеса; $d_{\text{вт}}$ — диаметр втулки; ψ — коэффициент стеснения лопастями, $\psi < 1$.

Построение параллелограммов и треугольников скоростей в рабочем колесе осевого насоса показано на рис. 12.5. На входной кромке 1 скорость u определена по (12.6). Считая, что на входе поток не закручен, $\Gamma_1 = 0$ и $\alpha_1 = 90^\circ$, по (12.7) получаем:

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi (D_1^2 - d_{\text{вт}}^2) \psi}. \quad (12.8)$$

По u и v_1 строится параллелограмм и находятся w_1 и β_1 . На выходной кромке 2, считая $\beta_2 = \delta_2$, определяют по (12.7) w_2 и строят параллелограмм по u и w_2 .

12.2. ОСНОВНОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Выше были рассмотрены соотношения, характеризующие кинематику потока в рабочем колесе. Теперь приступим к рассмотрению динамических и энергетических показателей.

Для нахождения силового взаимодействия между лопастями рабочего колеса и протекающей жидкостью используем уравнение момента количества движения в форме (5.14) для объема жидкости, ограниченного ободами рабочего колеса и контрольными поверхностями 1 и 2, проведенными по входным и выходным кромкам лопастей (рис. 12.6). В уравнении (5.14) Q — подача насоса; ρ — плотность перекачиваемой жидкости, причем

$$v_{1u} r_1 = 0,5 D_1 v_1 \cos \alpha_1;$$

$$v_{2u} r_2 = 0,5 D_2 v_2 \cos \alpha_2.$$

Моменты внешних сил относительно оси $0-0$, действующих на выделенный объем жидкости, складываются из момента, передаваемого лопастями насоса M , и момента сил трения, который не учитываем.

Силы давления, нормальные к ограничивающим поверхностям, не дают момента относительно оси $0-0$, так как либо направлены к центру (поверхности 1 и 2), либо лежат в меридианной плоскости (поверхности ободов). Таким образом, сумма моментов внешних сил, действующих на выделенный объем жидкости, сводится к крутящему моменту M , передаваемому жидкости лопастями рабочего колеса:

$$M = \rho Q (0,5 D_2 v_2 \cos \alpha_2 - 0,5 D_1 v_1 \cos \alpha_1). \quad (12.9)$$

Используя понятие циркуляции жидкости в форме (12.5), имеем на входе в рабочее колесо $\Gamma_1 = \pi D_1 v_1 \cos \alpha_1$ и на выходе $\Gamma_2 = \pi D_2 v_2 \cos \alpha_2$, тогда выражение (12.9) можно представить так:

$$M = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_2 - \Gamma_1). \quad (12.9a)$$

Полученный результат показывает, что момент, развиваемый рабочим колесом, пропорционален массовому расходу и изменению циркуляции жидкости или ее момента скорости.

Зная момент, развиваемый рабочим колесом M , Н·м, и угловую скорость ω , 1/с ($\omega = 2\pi n / 60$), получаем секундную энергию, т. е.

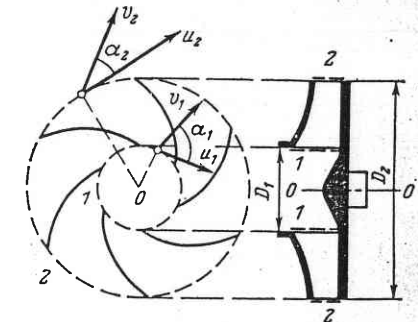


Рис. 12.6. К выводу основного уравнения лопастного насоса

мощность, которую развивает рабочее колесо, воздействуя на жидкость, определяемую произведением $[M\omega] = H \cdot \text{м/с} = \text{Дж/с} = \text{Вт}$. Если принять, что энергия, передаваемая рабочим колесом массе, соответствующей силе веса в 1 Н, протекающей через него жидкости, равна H_T , то мощность, получаемая жидкостью, по аналогии с (11.9) составит $\rho g Q H_T$, Вт. Приравнявая обе мощности и используя (12.9), получаем:

$$M\omega = \omega \rho Q (0,5D_2 v_2 \cos \alpha_2 - 0,5D_1 v_1 \cos \alpha_1) = \rho g Q H_T,$$

откуда, учитывая, что $0,5D\omega = u$ — окружная, т. е. переносная скорость, приходим к выражению для теоретического напора насоса H_T :

$$H_T = \frac{1}{g} (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1), \quad (12.10)$$

или по (12.9а)

$$H_T = \frac{\omega}{g2\pi} (\Gamma_2 - \Gamma_1). \quad (12.10a)$$

Полученные формулы, представляющие собой основное уравнение насосов, или уравнение Эйлера, применимы к лопастным насосам любого вида. Они имеют очень большое практическое значение, так как дают связь между теоретическим напором и кинематическими показателями потока жидкости, протекающей через рабочее колесо.

Выше отмечалось, что обычно α_1 близко к 90° , т. е. $\Gamma_1 = 0$. Из уравнения Эйлера следует, что теоретический напор насоса определяется в основном произведениями $\omega \Gamma_2$ или $u_2 v_2 \cos \alpha_2$. Чем больше эти произведения, тем больше и теоретический напор.

Действительный напор H , развиваемый насосом, будет меньше теоретического за счет гидравлических потерь в самом рабочем колесе, а также в элементах подвода и отвода. Если гидравлические потери составляют h_r , то $H = H_T - h_r$. Вводя понятие гидравлического КПД

$$\eta_r = \frac{H}{H_T} \quad \text{или} \quad \eta_r = \frac{H}{H + h_r}, \quad (12.11)$$

получаем:

$$H = H_T \eta_r. \quad (12.12)$$

Формула (12.12) совместно с уравнением Эйлера (12.10) или (12.10а) позволяет найти выражения для действительного напора насоса:

$$\frac{H}{\eta_r} = \frac{1}{g} (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1) \quad (12.13)$$

или

$$\frac{H}{\eta_r} = \frac{\omega}{g2\pi} (\Gamma_2 - \Gamma_1). \quad (12.13a)$$

Гидравлический КПД насосов составляет $\eta_r = 0,75 \div 0,93$ (меньшие значения для малых насосов).

12.3. РЕЖИМ РАБОТЫ НАСОСА И УСЛОВИЯ ПОДОБИЯ РЕЖИМОВ

Условия режима работы насоса могут быть заданы двумя параметрами: подачей (расходом) Q и частотой вращения n . Как изменяются параллелограммы скоростей, если при постоянном значении n изменять подачу Q , показано на рис. 12.7; а — для центробежного насоса и б — для осевого, для входной 1 и выходной 2 кромок

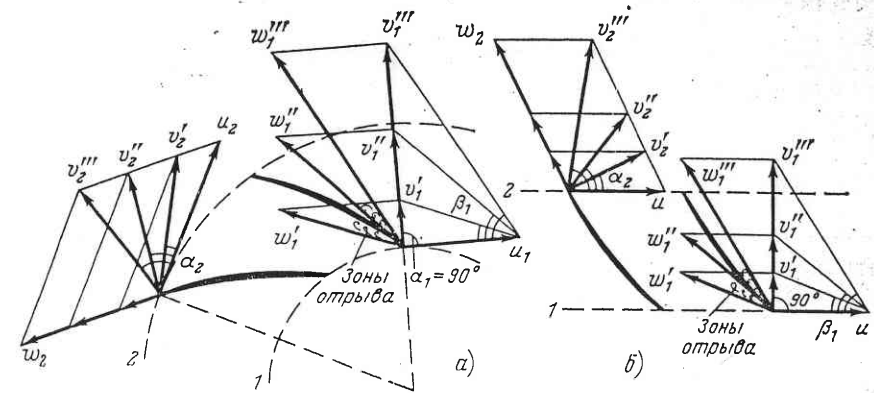


Рис. 12.7. Изменение режима работы насосов в зависимости от подачи при постоянной частоте вращения

лопастей рабочего колеса. При постоянстве n вектор u сохраняет свое значение. Подачу характеризуют векторы v_1 , которые, как видно из (12.2) и (12.8), пропорциональны Q , индекс «'» — соответствует малому Q , а индекс «'''» — большому.

На входе в рабочее колесо изменение Q вызывает изменение вектора w_1 и его направления β_1 . С увеличением Q угол β_1 увеличивается. Когда угол β_1 мал (условия «'») и когда он велик (условия «'''»), вода входит под некоторым углом к входной кромке лопасти, что вызывает местный отрыв потока (создание вихревой зоны) и приводит к увеличению гидравлических потерь. При малых расходах зона отрыва расположена с тыльной стороны лопастей, при большом — с рабочей. Потери на вход будут минимальны, если $\beta_1 \approx \delta_1$, т. е. если угол β_1 близок к углу входной кромки лопасти (рис. 12.1), что примерно соответствует v'' .

Условия, при которых $\beta_1 = \delta_1$ и потери на вход в рабочее колесо минимальны, называют условиями безударного входа.

На выходе из рабочего колеса с уменьшением расхода уменьшается и угол α_2 вектора v_2 . Это приводит, как видно из параллелограммов скоростей, к возрастанию окружной компоненты скорости $v_2 \cos \alpha_2$ и выходной циркуляции Γ_2 , что должно влиять и на потери, и на напор насоса.

Выполненный анализ показывает, что условия работы лопастного насоса, т. е. его режим, определяются в основном углами параллелограммов скоростей, т. е. значениями α и β . При сохранении углов α и β режимы считаются кинематически подобными.

В связи с этим подобные режимы иногда называют и з о г о н а л ь н ы м и.

Приведенное определение позволяет дать математическое выражение условий подобия режимов работы насоса, которое сводится к двум соотношениям:

1) отношение скоростей в соответственных точках i должно сохраняться постоянным:

$$\frac{v_{i1}}{v_{i2}} = \frac{u_{i1}}{u_{i2}} = \frac{w_{i1}}{w_{i2}} = \text{const}; \quad (12.14)$$

2) соответственные углы параллелограммов скоростей должны быть равны:

$$\alpha_{i1} = \alpha_{i2}, \quad \beta_{i1} = \beta_{i2}. \quad (12.15)$$

Отсюда выводятся кинематические условия подобия режимов работы насосов. Как отмечалось, условия работы насоса могут быть заданы в виде значений подачи Q и частоты вращения n . Используя формулы (12.2), (12.3), получаем:

$$\frac{v_{i1}}{v_{i2}} = \frac{Q_1}{\pi D_1 b_1 \psi_1} \frac{\pi D_1 b_1 \psi_1}{Q_2} = \frac{Q_1}{Q_2};$$

$$\frac{u_{i1}}{u_{i2}} = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \frac{60}{\pi D_1 n_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Учитывая соотношение (12.14), приходим к следующему условию:

$$\frac{v_{i1}}{v_{i2}} = \frac{u_{i1}}{u_{i2}}; \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

которое и дает окончательное условие кинематического подобия режимов для данного насоса:

$$Q/n = \text{const}. \quad (12.16)$$

Тип лопастного насоса определяется формой (геометрией) его проточной части, а в основном — рабочего колеса. Насосы с геометри-

чески подобной проточной частью представляют собой насосы одного типа, характеризующиеся следующими соотношениями (рис. 12.1):

1) отношение соответствующих размеров должно быть постоянным:

$$\frac{D_{i1}}{D_{i2}} = \frac{b_{i1}}{b_{i2}} = \dots = \text{const}; \quad (12.17)$$

2) все соответственные углы должны быть равны:

$$\delta_{i1} = \delta_{i2}. \quad (12.18)$$

Пусть имеются два насоса с геометрически подобной проточной частью, т. е. одного типа, но с различными значениями D_1 и D_2 (здесь принимаются соответствующие диаметры, например, выходные рабочего колеса), с подачами Q_1 и Q_2 и частотами вращения n_1 и n_2 . Для них, используя те же формулы (12.2) и (12.3), получаем:

$$\frac{v_{i1}}{v_{i2}} = \frac{Q_1}{\pi D_1 b_1} \frac{\pi D_2 b_2}{Q_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2;$$

$$\frac{u_{i1}}{u_{i2}} = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \frac{60}{\pi D_2 n_2} = \frac{D_1 n_1}{D_2 n_2}.$$

Согласно (12.7) при подобии режимов оба отношения должны быть равны:

$$\frac{Q_1}{Q_2} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 = \frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} \quad \text{или} \quad \frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3}.$$

В результате приходим к общей формуле кинематического подобия режимов:

$$\boxed{\frac{Q}{n D^3} = \text{const}.} \quad (12.19)$$

Если в насосе может изменяться геометрия проточной части, например у осевых насосов — угол установки лопастей рабочего колеса, то соотношение (12.19) применимо только для одних и тех же углов.

В кинематические условия подобия режимов (12.14) не был включен важный параметр — напор. Чтобы его учесть, необходимо рассмотреть энергетические зависимости.

Для некоторого режима работы насоса, определяемого параметрами n_1 , Q_1 и D_1 , уравнение Эйлера можно записать в форме (12.13)

$$H_1 = \frac{1}{g} (u_{21} v_{21} \cos \alpha_{21} - u_{11} v_{11} \cos \alpha_{11}) \eta_{r1}. \quad (12.20)$$

Пусть параметры изменились на n_2 , Q_2 и D_2 (тип насоса тот же), но подобие режимов сохраняется. Для новых значений параметров уравнение Эйлера имеет вид:

$$H_2 = \frac{1}{g} (u_{22}v_{22} \cos \alpha_{22} - u_{21}v_{21} \cos \alpha_{21}) \eta_{r2}. \quad (12.21)$$

Поскольку режимы подобны, то должны удовлетворяться условия (12.14) и (12.15):

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{22} &= \alpha_{21} \text{ и } \alpha_{12} = \alpha_{11}; \\ \frac{u_{22}}{u_{21}} &= \frac{v_{22}}{v_{21}} = \frac{u_{12}}{u_{11}} = \frac{v_{12}}{v_{11}} = \frac{n_2 D_2}{n_1 D_1}. \end{aligned} \right\} \quad (12.22)$$

Используя соотношение (12.22), уравнение (12.21) можно преобразовать так:

$$H_2 = \frac{1}{g} \left(\frac{n_2 D_2}{n_1 D_1} \right)^2 (u_{21}v_{21} \cos \alpha_{21} - u_{11}v_{11} \cos \alpha_{11}) \eta_{r2}. \quad (12.23)$$

Беря отношение (12.20) к (12.23) и принимая, что при подобных режимах сохраняется и гидравлический КПД $\eta_{r2} = \eta_{r1}$, получаем:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1 D_1}{n_2 D_2} \right)^2. \quad (12.24)$$

Найденная связь между напорами, частотами вращения и диаметрами рабочих колес (12.24) с учетом условия кинематического подобия (12.19) позволяет записать общие формулы подобия режимов работы насоса:

$$\boxed{\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2}; \quad (12.25)$$

$$\boxed{\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right) \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3}. \quad (12.26)$$

Кроме того, используя формулу (11.11) и принимая $\eta_1 = \eta_2$, получаем:

$$\boxed{\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5}. \quad (12.27)$$

Формулы подобия (12.25) и (12.26) имеют очень большое значение, так как позволяют пересчитывать параметры, определяющие работу насосов, их характеристики при изменении частоты вращения n , а также пересчитывать на условия натурности характеристики насосов, полученные на модельных установках, что особенно важно для крупных насосов. При этом КПД натурального насоса может пересчитываться с модели по формуле (8.18) при $\epsilon = 0,6$.

12.4. КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ НАСОСА

Выше было показано, что насосы данного типа (геометрически подобные) могут выполняться различного размера и работать в широком диапазоне частот вращения, подач, напоров и мощности. Следовательно, для того чтобы характеризовать тип насоса, нужны какие-то показатели, приведенные к единым, стандартным условиям. Одним из таких показателей, широко используемым для лопастных насосов, является коэффициент быстроходности.

Коэффициент быстроходности данного насоса n_s — частота вращения геометрически подобного насоса, имеющего такой размер, что при напоре $H = 1$ м он дает подачу 75 л/с.

Пусть для какого-то насоса известны D , H , n и Q (определяющей считается подача, соответствующая оптимальному режиму, при наибольшем КПД). Требуется определить его коэффициент быстроходности, который согласно приведенному определению соответствует параметрам: n_s , D_s (диаметр рабочего колеса), $H = 1$ м, $Q = 75$ л/с = 0,075 м³/с.

По (12.25)

$$\frac{H}{1} = \left(\frac{n}{n_s} \right)^2 \left(\frac{D_1}{D_s} \right)^2;$$

по (12.26)

$$\frac{Q}{0,075} = \frac{n}{n_s} \left(\frac{D}{D_s} \right)^3.$$

Чтобы исключить D_s , первое уравнение возведем в степень 3/2

$$\frac{H^{3/2}}{1} = \left(\frac{n}{n_s} \right)^3 \left(\frac{D}{D_s} \right)^3$$

и разделим второе уравнение на новое. Получим:

$$\frac{Q}{0,075 H^{3/2}} = \left(\frac{n_s}{n} \right)^2.$$

Определяем коэффициент быстроходности n_s (учитываем, что $1/\sqrt{0,075} = 3,65$):

$$\boxed{n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}}. \quad (12.28)$$

Здесь Q — в м³/с, H — в м, n — в об/мин.

Коэффициент быстроходности n_s является важным удельным показателем, который широко используется в качестве характеристики типа насоса. Универсальность этого показателя состоит в том, что он одновременно учитывает три наиболее существенных параметра лопастного насоса: частоту вращения, подачу и напор. Благодаря этому коэффициент быстроходности довольно полно характеризует тип насоса. Например, у нескольких различных по типу, форме проточного тракта и конструкции насосов с близкими значениями n_s

будут близки и многие свойства. Например, тихоходные насосы ($n_s = 60 \div 100$ об/мин) всегда используются при высоких напорах, наоборот, быстроходные ($n_s = 400 \div 800$) — для низких напоров.

Коэффициент быстроходности n_s в большой степени определяет и форму рабочего колеса насоса (рис. 12.8, а). Тихоходные колесо ($n_s = 60 \div 80$) характеризуется тем, что выходной диаметр намного больше входного и ширина b_2 относительно мала. С увеличением бы-

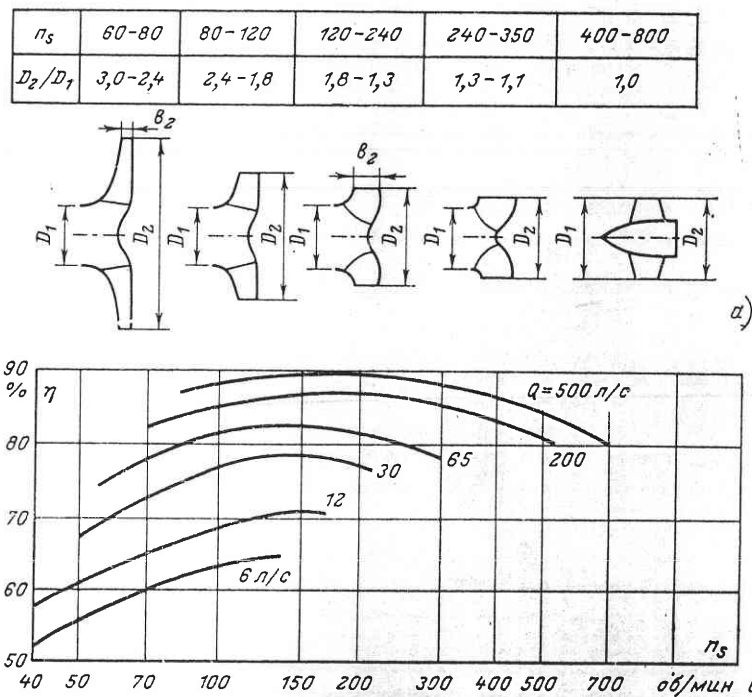


Рис. 12.8. Влияние коэффициента быстроходности на форму рабочего колеса и на КПД насоса

строходности эта разница сокращается, а ширина растет, далее колесо переходит в диагональное и осевое.

Коэффициент быстроходности влияет и на КПД насоса. Общий характер этой зависимости показывают кривые на рис. 12.8, б, из которых следует, что максимальные КПД соответствуют диапазону $n_s = 140 \div 220$ об/мин, причем существенное влияние оказывает подача Q , т. е. размер насоса. С ростом Q увеличивается и КПД.

12.5. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ХАРАКТЕР ПОТОКА В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ

Особенность течения в движущейся решетке лопастей при ее силовом взаимодействии с потоком жидкости была рассмотрена в § 5.9. Там было показано, что силовое воздействие между жидко-

стью и лопастью возможно лишь при наличии циркуляции вокруг лопасти $\Gamma_{\text{л}}$ [(см. (5.40)]. Следовательно, в пределах межлопастного канала рабочего колеса должна существовать неравномерность распределения скоростей и давлений, так как здесь на осредненный поток накладывается циркуляционное движение.

Примерный характер течения в рабочем колесе центробежного насоса показан на рис. 12.9: а — направление лопастной циркуля-

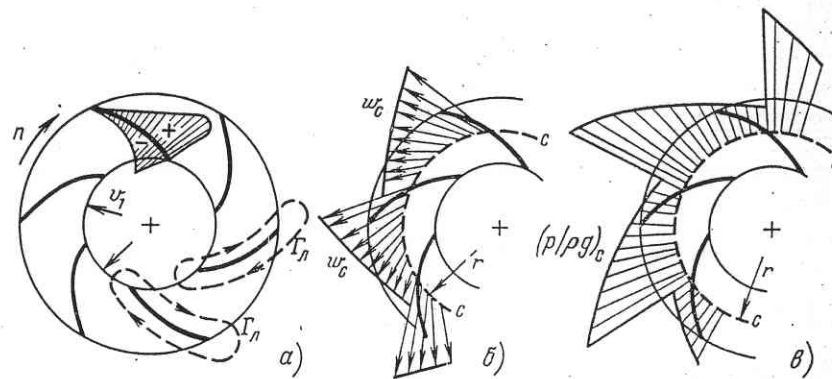


Рис. 12.9. Структура потока в рабочем колесе центробежного насоса

ции $\Gamma_{\text{л}}$ и распределение давления на лопасти; б — распределение относительных скоростей в межлопастных каналах и в — распределение давлений на некотором радиальном сечении. Воздействие лопастного циркуляционного течения вызывает снижение относительной скорости у рабочей стороны лопасти и увеличение на тыльной стороне, обратной направлению вращения. Это создает перепад давлений, преодолеваемый усилием, развиваемым приводом.

Важным для работы насоса является неравномерность распределения давлений и, в частности, тот факт, что на тыльной стороне лопасти, особенно на входном участке, создается дополнительное понижение давления относительно среднего давления на входе.

Глава 13

КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

13.1. ВИДЫ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Число видов лопастных насосов, выпускаемых промышленностью, очень велико, и с целью большего удобства рассмотрения их можно разделить на две группы: насосы общего применения и насосы специальные.

Насосы общего применения предназначены для перекачки чистой воды (допускается небольшое содержание примесей,

но не агрессивных, температура воды не выше 70—100 °С). Их изготовляют серийно следующих параметров: подача от 1,5 до 5000 л/с, напор от 5 до 700—800 м, мощность от 0,5 до 1500 кВт. К этим насосам относятся следующие виды насосов: консольные, двустороннего входа, вертикальные осевые, диагональные и многоступенчатые. Последние применяются для получения высокого напора, превосходящего 100—120 м.

Специальные насосы могут различаться по роду перекачиваемой жидкости, по способу установки либо по параметрам. Например, насосы, предназначенные для перекачки жидкостей, содержащих большое количество абразивных частиц (гидросмеси с твердыми включениями: грунт, песок, зола, шлак, измельченная руда), — грунтовые насосы; для перекачки фекальных и других загрязненных жидкостей — фекальные насосы; для перекачки химически активных жидкостей — кислотные насосы и др.

К специальным относятся насосы, предназначенные для откачки воды из скважин или шахт, — скважинные насосы и погружные электронасосы.

К специальным можно отнести также насосы, параметры которых выходят за пределы, указанные для насосов общего применения: насосы крупных ирригационных установок, гидроаккумулирующих электростанций или циркуляционных систем крупных тепловых электростанций. Эти насосы могут иметь очень большую мощность, 5—100 МВт и более. Изготавливают их, как правило, индивидуально.

Питательные насосы, предназначенные для подачи воды в паровые котлы, должны развивать очень высокий напор — до 2000—3500 м и работать на воде с температурой до 160 °С и выше. Конденсатные насосы, предназначенные для откачки конденсата, должны работать в условиях глубокого вакуума с температурой воды до 120 °С [29].

13.2. КОНСОЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Принципиальная схема консольного лопастного насоса приведена на рис. 11.8. Это горизонтальный насос (по положению вала), у которого рабочие органы закреплены на консольном конце вала (отсюда название «консольный»). На рис. 13.1 показан продольный разрез консольного насоса типа К, а его внешний вид дан на рис. 13.2. Рабочее колесо 1 с помощью гайки и шпонки укреплено на конце вала 2. Цельнолитая спиральная камера 3 с напорным патрубком НП болтами крепится к опорной раме 4. Торцевая расточка, диаметр которой несколько больше диаметра рабочего колеса, закрыта крышкой 5, отлитой вместе с входным патрубком ВП. В случае необходимости можно, сняв крышку 5, извлечь рабочее колесо 1, не производя полной разборки насоса. Вал насоса 2 крепится в шариковых подшипниках 6 и 7, установленных в расточке опорной рамы, часть которой образует ванну, заполняемую маслом. На конце вала насажена полумуфта 8, которая смыкается с полумуфтой 9, насаживаемой на конец вала электродвигателя.

Для уменьшения протечек из спиральной камеры 3 во входной патрубке ВП по зазорам служит кольцевое уплотнение 10. Для «уравновешивания» рабочего колеса, точнее, для снижения действующего на него осевого усилия устраивается второе кольцевое уплотнение 11 и предусматриваются отверстия 12.

Весьма ответственным элементом насоса является сальник, уплотняющий отверстие, через которое проходит вал. При работе насоса во всасывающем патрубке создается иногда весьма глубокий вакуум. Отверстия 12 приводят к тому, что такой же вакуум обра-

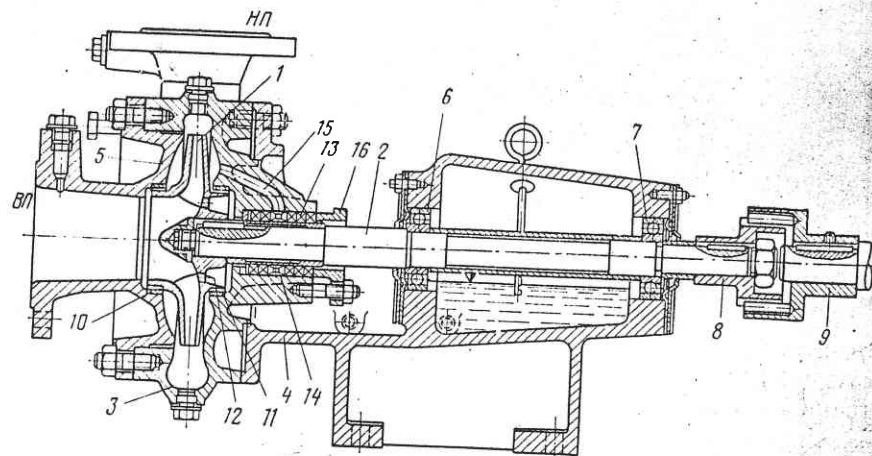


Рис. 13.1. Консольный центробежный насос типа К

зуется и у ступицы колеса со стороны вала. В связи с этим при недостаточной герметичности уплотнения вала во время работы насоса во всасывающий патрубок будет попадать воздух, что может привести к срыву работы насоса («срыв вакуума»). С целью повышения надежности уплотнения сальник снабжают «водяным замком». Между сальниковой набивкой 13 (хлопчатобумажный жгут, проваренный в сале с графитной пудрой) вставлено металлическое распорное кольцо 14, к которому через отверстие 15 подводится вода под давлением (во многих насосах вода подводится через внешнюю трубку). Это исключает возможность проникновения воздуха в камеру рабочего колеса. Сальник затягивается нажимной крышкой 16 с помощью болтов. По мере износа сальниковой набивки, при подтекании сальника, производится периодическая подтяжка крышки 16.

Как правило, консольные насосы поставляются в комплекте с электродвигателем, смонтированные на общей литой раме (рис. 13.2). Напорный патрубок НП вместе со спиральной камерой может поворачиваться на 90° и устанавливаться при монтаже

в любое из четырех положений (два горизонтальных и два вертикальных).

Широкое применение получают моноблочные консольные насосы марки КМ (рис. 13.3), отличающиеся тем, что ра-

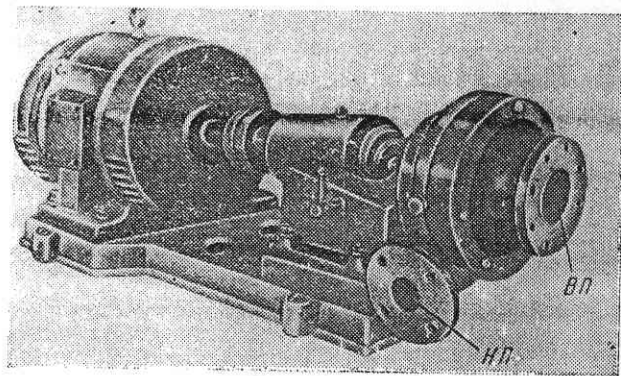


Рис. 13.2. Консольный насос с электродвигателем

бочее колесо 1 крепится непосредственно на конец вала 2 фланцевого электродвигателя. Это исключает необходимость иметь собственные подшипники насоса и соединительную муфту и позволяет

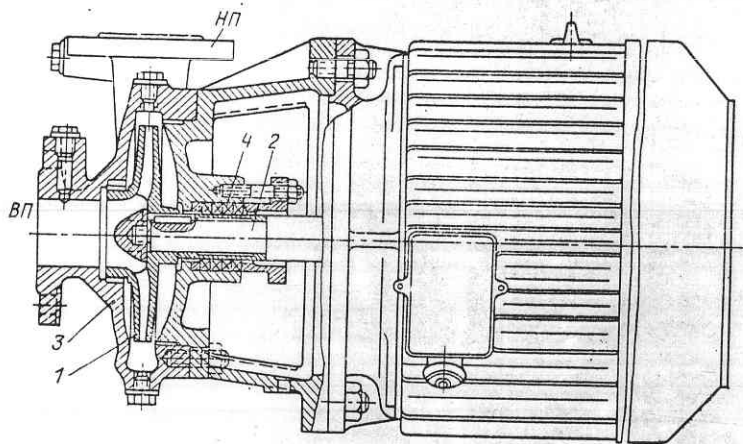


Рис. 13.3. Моноблочный насос типа КМ

сократить габарит и массу. У этого насоса рабочее колесо 1 не нагружено (нет отверстий в ступице и второго уплотняющего кольца). В связи с этим здесь применен простой сальник 4 без водяного замка. Спиральный корпус 3 отлит вместе с входным ВП и напорным НП патрубками.

13.3. НАСОСЫ ДВУСТОРОННЕГО ВХОДА

Внешний вид насоса двустороннего входа типа Д показан на рис. 13.4. Входной ВП и напорный НП патрубки представляют собой единую литую деталь вместе с корпусом 1 и опорными лапами 2 и 3. Таким образом, всасывающий и напорный трубопровод подходят к насосу горизонтально. Крышка насоса 4 крепится к корпусу болтами (осевой разъем).

Разрез насоса типа Д по оси вращения показан на рис. 13.5. Здесь 1 — корпус насоса, 2 и 3 — опорные лапы, 4 — съемная крышка (стык не виден, так как он заслонен валом). Рабочее колесо 5 насажено на горизонтальный вал 6. Каналы *b* соединяются с входным патрубком, и вода подводится к рабочему колесу с двух сторон (отсюда название «двустороннего входа»). Из рабочего колеса вода выбрасывается в спиральный отвод 7, по которому она подается в напорный патрубок. Вал опирается на подшипники 11 и на одном конце имеет муфту 12

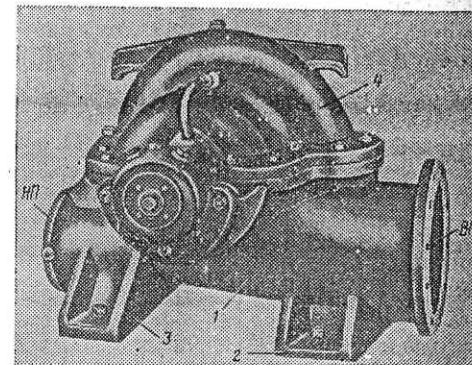


Рис. 13.4. Внешний вид насоса двустороннего входа типа Д

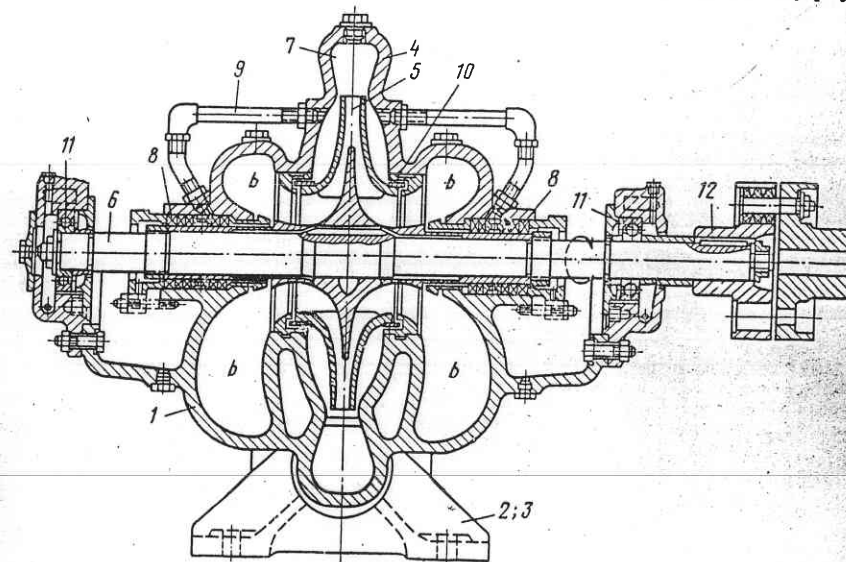


Рис. 13.5. Насос двустороннего входа типа Д

для соединения с валом электродвигателя. Поскольку сальники 8 уплотняют полости *b*, в которых может быть довольно глубокий вакуум, то они снабжены водяным замком. Подвод воды к сальникам из полости повышенного давления осуществляется трубками 9. На ободах рабочего колеса имеются кольцевые уплотнения 10.

Рабочее колесо насоса двустороннего входа является, по существу, спаренным, если его сравнивать с рабочим колесом консольного насоса. В связи с этим при вычислении коэффициента быстроходности колеса насоса типа Д по формуле (12.28) берут не полную подачу *Q*, а 0,5 *Q*.

Отличительными особенностями насосов типа Д являются почти в 2 раза большая подача по сравнению с консольными при тех же диаметрах рабочего колеса, уравновешенность осевых нагрузок рабочего колеса, что облегчает работу подшипников, возможность извлечения рабочего колеса с валом без необходимости отсоединения подходящих к насосу трубопроводов.

13.4. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

Принципиальная схема осевого насоса показана на рис. 11.9, основные его элементы хорошо видны на рис. 13.6, разрез вертикального осевого насоса дан на рис. 13.7.

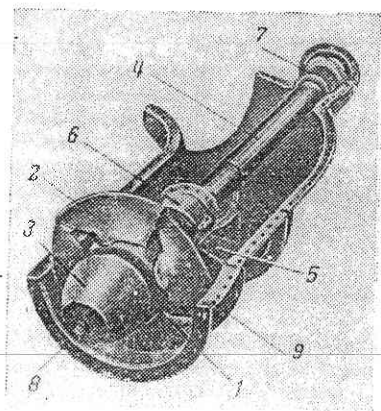


Рис 13.6. Осевой насос

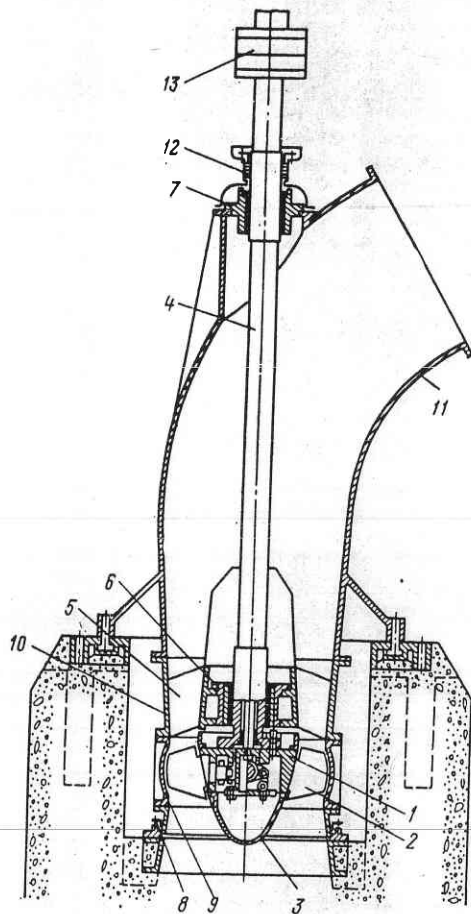


Рис. 13.7. Осевой насос типа ОПВ

Рабочее колесо насоса состоит из втулки 1, лопастей 2 (их число от 4 до 8) и обтекателя 3. Рабочее колесо крепится болтами к нижнему фланцу вала 4, положение которого фиксируется двумя подшипниками: нижним направляющим 6, расположенным в ступице направляющего аппарата 5 (его лопатки 5 видны на рис. 11.9), и верх-

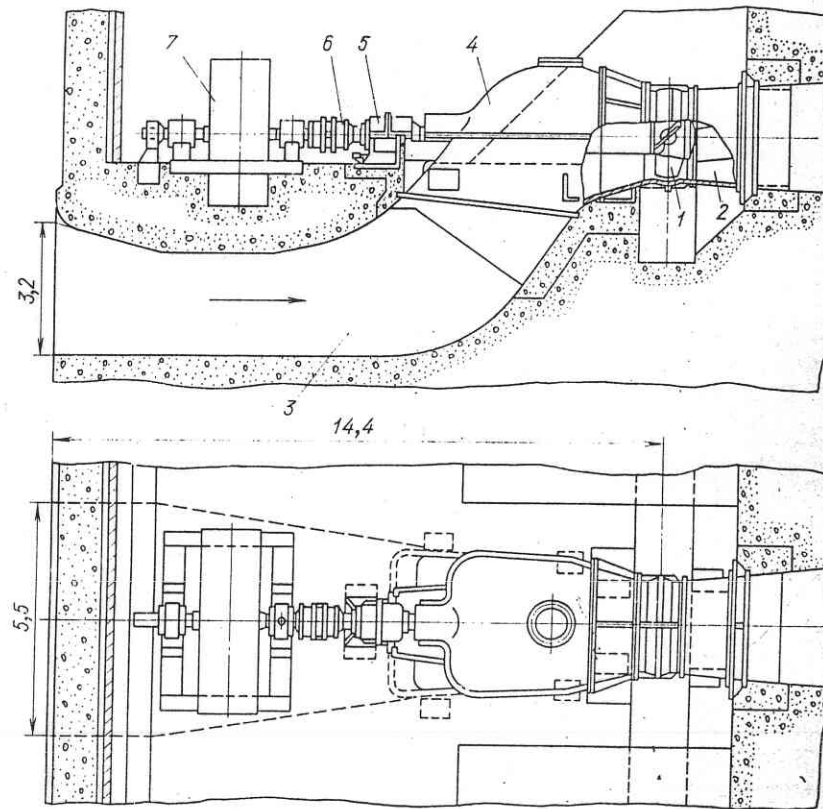


Рис. 13.8. Горизонтальный осевой насос типа ОПГ-220Г.

ним 7. Осевое усилие воспринимается подшипниками электродвигателя. Корпус состоит из нижнего опорного кольца 8, сопрягаемого с всасывающей трубой, камеры рабочего колеса 9, звена выправляющего аппарата 10 и отводящего колена 11, к которому присоединяется напорный трубопровод. Нижний направляющий подшипник, как правило, работает на водяной смазке и имеет лигнофолевые (древеснослойный пластик) вкладыши, верхний может быть как с водяной, так и с масляной смазкой. В последнем случае он выносятся за пределы корпуса. В месте выхода вала имеется сальник 12. Фланцем 13 вал насоса соединяется с валом двигателя.

Угол установки лопастей рабочего колеса может быть различным в зависимости от требуемых подачи и напора. Существуют два типа насосов: с жестким закреплением лопастей на заданный угол при монтаже — тип О и с возможностью изменять его в процессе работы — тип ОП. Последнее может осуществляться либо вручную при остановленном насосе, либо на ходу с помощью масляных сервомоторов или электропривода (поворотно-лопастный насос). Тяга к механизму привода лопастей рабочего колеса, расположенному внутри втулки 1, проходит через полость вала.

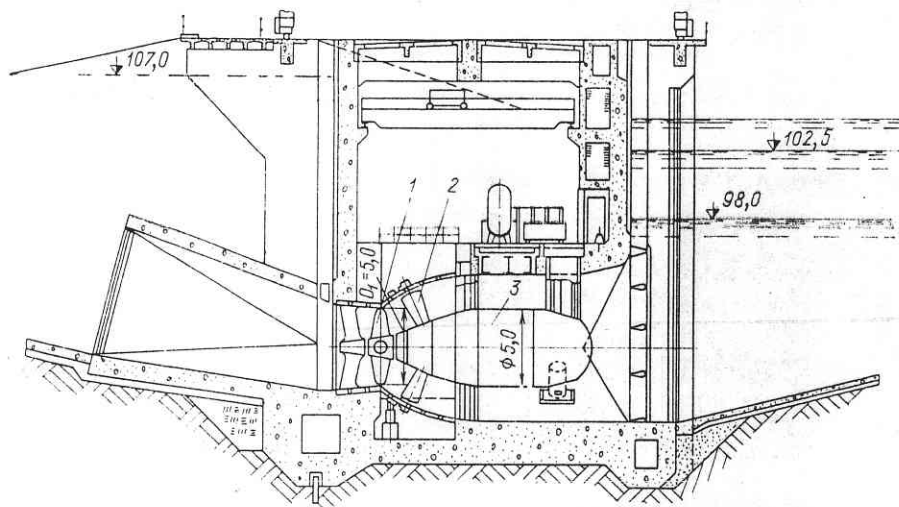


Рис. 13.9. Горизонтальный капсульный агрегат с осевым насосом

Осевые насосы используются при сравнительно низком напоре (до 15—25 м) и большой подаче.

Выпускаются и горизонтальные осевые насосы. На рис. 13.8 показан горизонтальный насос типа ОПГ-220Г. Здесь 1 — рабочее колесо диаметром 220 см; 2 — выправляющий аппарат, 3 — S-образная всасывающая труба с металлической частью 4, через которую проходит вал, опирающийся на подшипник 5 и имеющий на конце муфту 6 для соединения с валом горизонтального электродвигателя 7. Подача насоса регулируется поворотом лопастей рабочего колеса, который осуществляется гидравлическим (масляным) сервомотором. Такие насосы используются для напоров до 7—10 м. За рубежом имеются подобные насосные установки с наклонным размещением вала, но вал и электродвигатель располагаются со стороны отводящего водовода.

Находят применение осевые насосы и в виде горизонтальных капсульных агрегатов. Они особенно

эффективны при очень большой подаче, например 100—250 м³/с, и при напорах до 10—12 м. Такие насосные агрегаты предполагается использовать для системы переброски части стока рек Сибири в районы Средней Азии. На рис. 13.9 показан проект насосной станции с капсульным агрегатом, состоящим из рабочего колеса 1 диаметром 5,0 м, выправляющего аппарата 2 и обтекаемой водой капсулы 3, внутри которой размещается электродвигатель.

Из уравнения (12.10а) видно, что если направляющим аппаратом создать циркуляцию Γ_1 в сторону, обратную вращению рабочего колеса, то насос может работать и в условиях $\Gamma_2 \approx 0$, т. е. когда поток за рабочим колесом близок к осевому. В этом случае развитый выправляющий аппарат не требуется.

13.5. ДИАГОНАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

На рис. 13.10 показан диагональный насос поворотно-лопастного типа с диаметром рабочего колеса 2,0 м рассчитанный на напор 30 м. Основными его частями являются рабочее колесо, состоящее из лопастей 1, укрепленных во втулке 2, вала 3, направляющего подшипника 4, расположенного внутри обтекателя 5, который опирается на корпус 6 через выправляющие лопатки 7. Отвод воды осуществляется коленом 8, к которому присоединяется напорный трубопровод. В верхней части расположены сальник 9 и блок подшипников 10. Число лопастей у крупных диагональных насосов 6—9, у мелких ($D < 100$ см) число лопастей

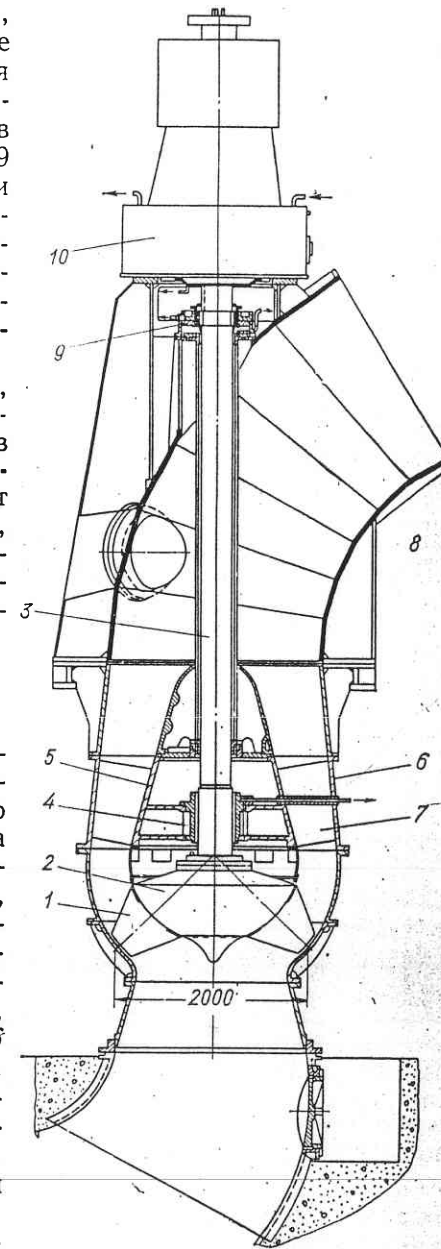


Рис. 13.10. Диагональный насос

меньше. Диагональные насосы, особенно мелкие, выпускаются и с жестким закреплением лопастей (пропеллерные).

Как видно из рис. 13.10, диагональные насосы по компоновке похожи на осевые, основное отличие состоит в форме рабочего колеса.

13.6. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Основными преимуществами вертикальных центробежных насосов являются меньшие размеры в плане по сравнению с горизонтальными и удобство компоновки для некоторых типов насосных станций. Эти преимущества особенно существенны для крупных насосов.

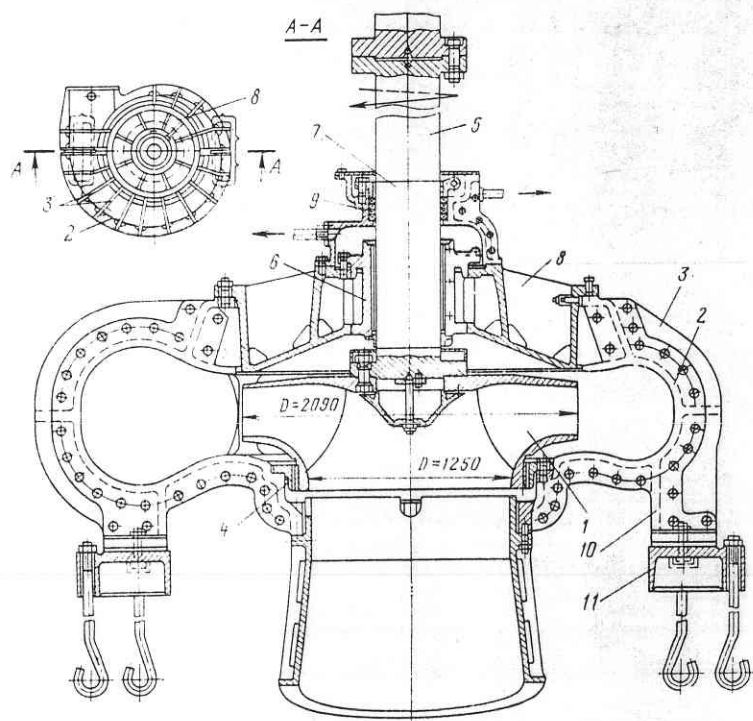


Рис. 13.11. Вертикальный центробежный насос типа В

На рис. 13.11 дан разрез по крупному вертикальному насосу типа В. Диаметр рабочего колеса $D = 2,09$ м, а диаметр входного отверстия 1,25 м. Вода из рабочего колеса 1 выбрасывается в цельнолитую спиральную камеру 2, переходящую в напорный патрубок. Поскольку сечение спирали не замкнутое, то внутреннее давление вызывает большие изгибающие моменты, для восприятия которых устраиваются мощные ребра 3.

Корпус насоса литой, состоит из двух половин, соединяемых на болтах (см. план). На нижнем ободе рабочего колеса имеется щелевое уплотнение 4 (зазор 0,8—1,2 мм). Рабочее колесо укреплено на нижнем фланце вала 5, который фиксируется направляющим подшипником 6 с лигнофолевыми вкладышами, работающим на водяной смазке (на участке подшипника на вал насажена защитная рубашка 7 из нержавеющей стали). Подшипник крепится к литой крышке насоса 8. Над подшипником расположен сальник 9. Верхний фланец вала спаривается с фланцем вала электродвигателя. В данном случае осевые усилия рабочего колеса не уравновешены, что приводит к возникновению большой осевой нагрузки, определяемой разностью давлений на ободья рабочего колеса сверху и снизу. Это усилие воспринимается подшипниками электродвигателя. Насос крепится к фундаменту анкерными болтами с помощью лап 10 и подушек 11.

13.7. МНОГУСТУПЕНЧАТЫЕ НАСОСЫ

В многоступенчатых насосах перекачиваемая жидкость последовательно проходит через несколько рабочих колес, ступеней. Если каждая ступень создает напор H_i , то развиваемый напор насоса при z ступенях составит $H = \sum_1^z H_i$ или, если все колеса одинаковы, $H = zH_1$.

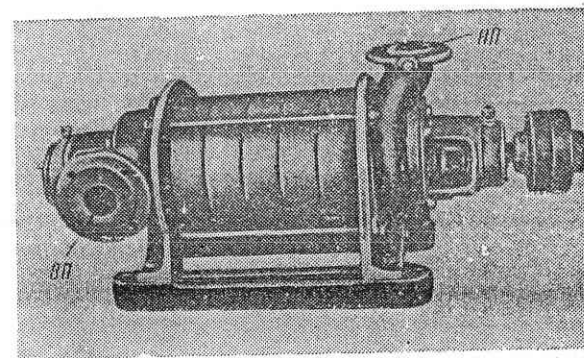


Рис. 13.12. Многоступенчатый секционный насос (внешний вид)

Для многоступенчатого насоса при определении коэффициента быстроходности рабочего колеса n_s по (12.28) подставляют не полный напор H насоса, а H/z (при одинаковых колесах) или H_1 — напор первой ступени.

По конструкции выпускаемые многоступенчатые насосы можно разделить на два вида: секционные, имеющие корпус с торцевыми разъемами, и насосы, имеющие общий корпус из двух частей с осевым разъемом.

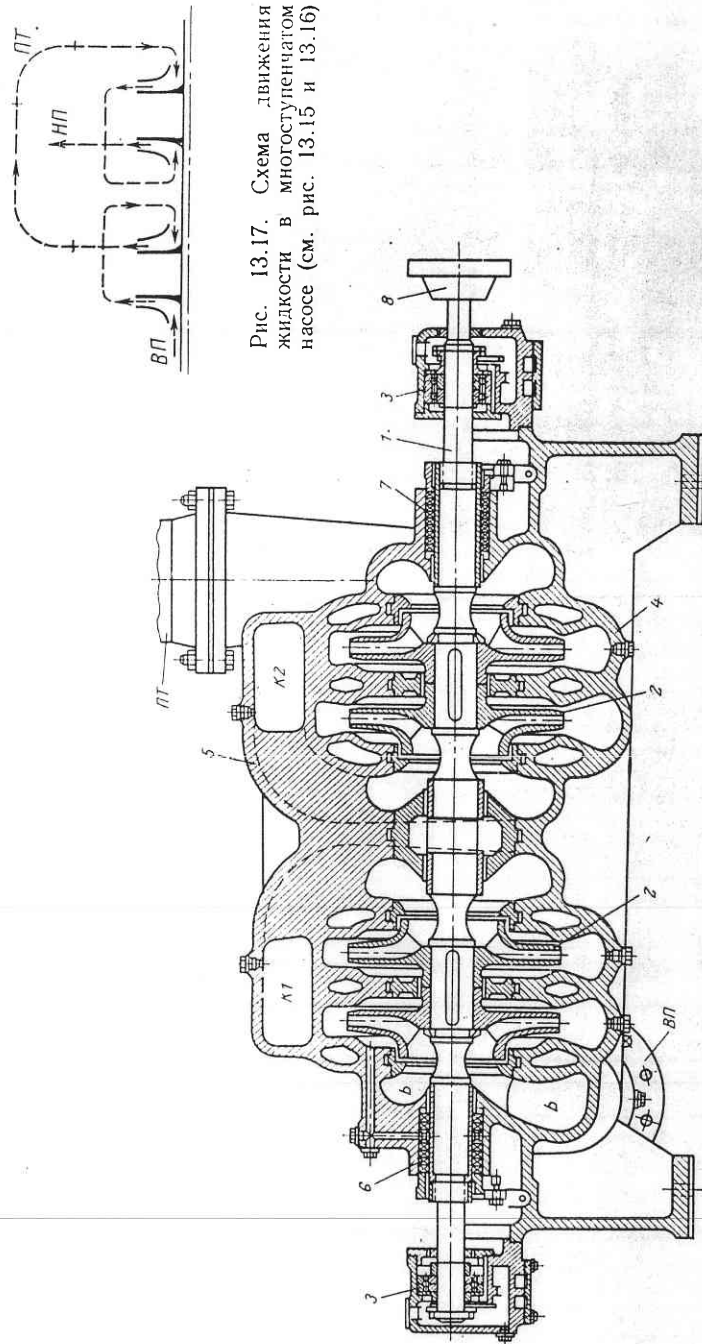


Рис. 13.17. Схема движения жидкости в многоступенчатом насосе (см. рис. 13.15 и 13.16)

Рис. 13.16. Многоступенчатый насос с осевым разъемом (осевой разрез)

13.8. НЕКОТОРЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Рабочее колесо является основным элементом насоса, так как в нем происходит преобразование энергии, получаемой от двигателя, в энергию перекачиваемой жидкости. Форма рабочего колеса зависит от его коэффициента быстроходности n и изменяется в соответствии с рис. 12.8, а. Рабочие колеса осевых насосов обычно имеют отъемные лопасти, колеса центробежных насосов, как правило, цельнолитые (бронзовые, чугунные, стальные). Поскольку относительная скорость обтекания жидкостью рабочего колеса весьма велика, то с целью уменьшения гидравлических потерь и повышения КПД они должны быть тщательно обработаны и иметь гладкую поверхность.

Формы и размеры лопастей рабочего колеса определяются гидромеханическим расчетом и экспериментальной отработкой.

Давление в полости между рабочим колесом и корпусом (рис. 13.18, а) оказывает существенное влияние на работу насоса. В точке А давление такое же, как в спирали, но по мере приближения к точке Б давление в полости будет падать за счет воздействия центробежных сил, вызываемых вращением жидкости в зазоре. Это вращение является следствием увлечения жидкости стенками рабочего колеса.

Пусть на радиусе r (рис. 13.18, б) окружная скорость вращения жидкости v_u . Из механики известно, что при таком движении возникает центростремительное ускорение a , определяемое выражением

$$a = \frac{v_u^2}{r}. \quad (13.1)$$

Если во вращающейся жидкости выделить кольцо радиусом r , то изменение давления dp на слое dr с учетом (13.1) равно:

$$dp = \rho \frac{v_u^2}{r} dr. \quad (13.2)$$

Здесь ρ — плотность жидкости.

Интегрируя (13.2), можно найти перепад давления между двумя радиусами R_1 и R_2 :

$$p_2 - p_1 = \rho \int_{R_1}^{R_2} \frac{v_u^2}{r} dr. \quad (13.3)$$

Из (13.3) видно, что перепад давления зависит от эпюры окружных скоростей $v_u(r)$. Если принять, что жидкость вращается как твердое тело с постоянной угловой скоростью $\omega_{ж}$, то

$$v_u = \omega_{ж} r. \quad (13.4)$$

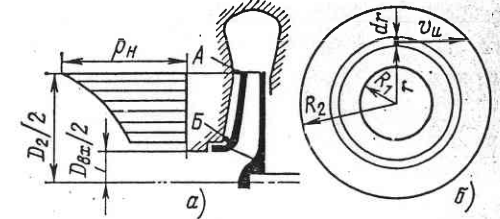


Рис. 13.18. Давление в зазоре между вращающимся рабочим колесом и корпусом

Подставляя v_u по (13.4) в (13.3), получаем перепад напора, вызываемый вращением жидкости:

$$\Delta H_{вр} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{\omega_{ж}^2}{2g} (R_2^2 - R_1^2). \quad (13.5)$$

Для зазора при гладких торцевых поверхностях рабочего колеса обычно принимают:

$$\omega_{ж} = 0,5\omega, \quad (13.6)$$

где $\omega = 2\pi n/60$ — угловая скорость рабочего колеса.

Из (13.5) следует, что эпюра давления в зазоре представляет собой параболоид вращения (рис. 13.18, а).

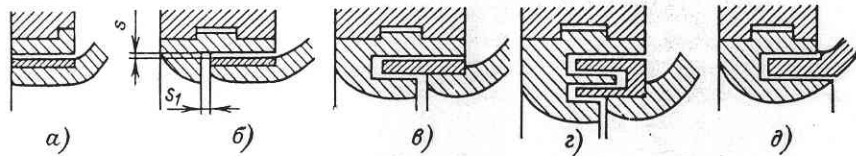


Рис. 13.19. Виды уплотнений рабочего колеса

Уплотнения рабочего колеса. Перепад давления между точкой *Б* (рис. 13.18, а) и входным сечением меньше напора H , развиваемого рабочим колесом, на $\Delta H_{вр}$ по (13.5), однако этот перепад остается весьма большим.

Произведем количественную оценку. Пусть $D_2 = 270$ мм и $D_{вх} = 100$ мм, напор $H = 90$ м и $n = 2900$ об/мин. Это дает $\omega = 300$ 1/с. Принимая по (13.6) $\omega_{ж} = 150$ 1/с, по (13.5) получаем:

$$\Delta H_{вр} = \frac{150^2}{2 \cdot 9,81} (0,135^2 - 0,05^2) = 18,0 \text{ м.}$$

Следовательно, перепад ΔH между точкой *Б* и входом составит:

$$\Delta H = 90 - 18 = 72 \text{ м.}$$

В этих условиях серьезной проблемой является устройство уплотнения между корпусом и вращающимся рабочим колесом.

Уплотнения рабочего колеса всегда делаются щелевые, т. е. без непосредственного трения между твердыми уплотняющими элементами, но сечение и конфигурация зазоров выбираются такими, чтобы свести до минимума переток из напорной полости во всасывающий патрубок, определяющий объемный КПД насоса.

Различные виды уплотнений показаны на рис. 13.19. Следует отметить, что минимальный, т. е. уплотняющий, зазор s (0,2—0,5 мм) всегда делается радиальным, а осевой зазор s_1 должен быть значительно больше. Простейшими являются кольцевые уплотнения (рис. 13.19, а и б), установленные в насосах на рис. 13.1 и 13.11. Большее сопротивление, а следовательно, меньшие протечки дают лабиринтные уплотнения (рис. 13.19, в—д), но они сложнее. Например, уплотнение показано на рис. 13.19, в, применимо в насосах на рис. 13.5.

Следует отметить, что стенки уплотнений — это одна из частей насосов, подверженных довольно интенсивному износу. Разработка зазоров происходит за счет быстрого движения жидкости в зазоре и особенно быстро, если в перека-

чиваемой жидкости содержится даже небольшое количество абразивных частиц. Учитывая это, уплотнения большей частью выполняются со съемными кольцами, которые можно заменять.

Уравновешивание осевой силы рабочего колеса одностороннего входа (см., например, рис. 13.1) обеспечивается созданием разгрузочных отверстий и второго кольца уплотнения. В этом случае эпюры давления на правую и левую стороны почти одинаковы и осевое усилие практически равно нулю. Это облегчает работу подшипников, но в то же время усложняет конструкцию самого насоса, а главное почти в 2 раза возрастают протечки из напорной полости во входную, т. е. увеличиваются объемные потери. В связи с этим часто воспринимают осевое усилие специальными гидравлическими устройствами (барабаны, диски) или подшипниками (см. [29]). При этом механические потери будут больше, но во многих случаях это покрывается уменьшением объемных потерь.

Сальники являются очень важным и ответственным элементом насосов и требуют к себе наибольшего внимания в процессе эксплуатации. Как было установлено при рассмотрении конструкций насосов, сальники бывают обычные, когда давление в уплотняющей полости выше атмосферного, и вакуумные, когда в уплотняющей полости может быть разрежение. В последнем случае применяются сальники с водяным замком (см. рис. 13.1 и 13.5).

В пределах сальника шейка вала обжата сальниковой набивкой, и здесь возможен местный износ. Особенно опасно, когда с водой попадают абразивные частицы. С целью облегчения ремонта вала, а также для снижения интенсивности износа в месте прохода через сальник на вал насаживается защитная рубашка, которая изготавливается из нержавеющей стали. Такая система применена в насосах на рис. 13.1 и 13.5. Рубашка из нержавеющей стали, как правило, ставится на валу в месте расположения сальника и опирается на подшипник скольжения с водяной смазкой в осевых (рис. 13.7) и вертикальных (рис. 13.11) насосах.

Отводы насосов принимают воду, выбрасываемую рабочим колесом, и отводят ее к напорному патрубку или к колесу следующей ступени в многоступенчатых насосах. Жидкость выбрасывается из рабочего колеса с большой скоростью $v_2 = 20 \div 40$ м/с, т. е. кинетическая энергия ее высока. Очень важно использовать эту энергию и преобразовать ее в энергию давления. Эта задача и решается при проектировании отводов насосов.

Как было видно при рассмотрении конструкций насосов, применяется два вида отводов: спиральный и с направляющим аппаратом.

Форма спирального отвода показана на рис. 13.20. Размеры поперечных сечений выбираются таким образом, что средняя скорость жидкости по отводу со-

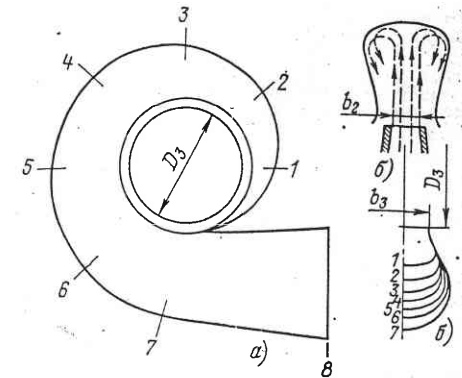


Рис. 13.20. Спиральный отвод центробежного насоса:

а — продольное сечение; б — поперечные сечения

храняется почти постоянной. Конечная часть отвода между сечениями 7 и 8 представляет собой диффузор, по длине которого средняя скорость течения убывает, что позволяет дополнительно преобразовать часть кинетической энергии в энергию давления.

Ширина отвода b_3 обычно больше ширины рабочего колеса b_2 (см. также рис. 13.1, 13.5, 13.11).

В отводах с направляющим аппаратом (см. рис. 13.14) вода из рабочего колеса попадает в диффузорные, расширяющиеся каналы, по длине которых скорость плавно убывает, что позволяет преобразовать кинетическую энергию в энергию давления. В СССР такие отводы применяются для секционных многоступенчатых насосов. Некоторые зарубежные фирмы, например «Зульцер» (Швейцария), выпускают и одноступенчатые насосы с направляющим аппаратом.

Глава 14

КАВИТАЦИЯ В НАСОСАХ

14.1. ЯВЛЕНИЕ КАВИТАЦИИ И ДОПУСТИМАЯ ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ

В § 11.1 было установлено, что при работе насосной установки давление во входном патрубке насоса может быть низким и часто здесь возникает довольно глубокий вакуум. Кроме того, как показано в § 12.5, на тыльной стороне лопастей возникает дополнительное понижение давления. В итоге в некоторой части рабочего колеса, в основном во входной, абсолютное давление в потоке может снижаться до давления насыщенных паров жидкости, при котором возникает явление кавитации.

Физическая природа кавитации, связанная с падением давления в потоке до давления насыщенных паров жидкости $p_a \leq p_{п.ж}$ и образованием разрывов сплошности течения — каверн, была рассмотрена в § 7.1. Наиболее важные воздействия кавитации: увеличение гидравлических потерь, возникновение шумов и вибраций, интенсивный износ поверхностей — указывают на недопустимость кавитации при нормальной работе насосов. Условием отсутствия кавитации согласно (7.2) является требование, чтобы в пределах проточного тракта абсолютное давление было выше давления насыщенного пара жидкости:

$$p_{at} > p_{п.ж}.$$

Трудность заключается в нахождении точки i , в которой давление будет минимальным, и в определении самого давления p_{at} . В связи с этим кавитационные критерии определяются экспериментальным путем (подробнее см. [17]).

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания

Произведем следующий опыт. Будем ступенями снижать давление во входном патрубке насоса, т. е. увеличивать H_B , поддерживая постоянными подачу Q и частоту вращения (способы испытания описаны в § 15.3). При каждом H_B измеряем напор H , мощность N и КПД η .

Строим график изменения указанных величин в функции от H_B (рис. 14.1). До некоторого значения H_B точки H , N и η будут ложиться на горизонтальную линию, что указывает на отсутствие влияния H_B . Но с некоторого значения H_B возникают явные откло-

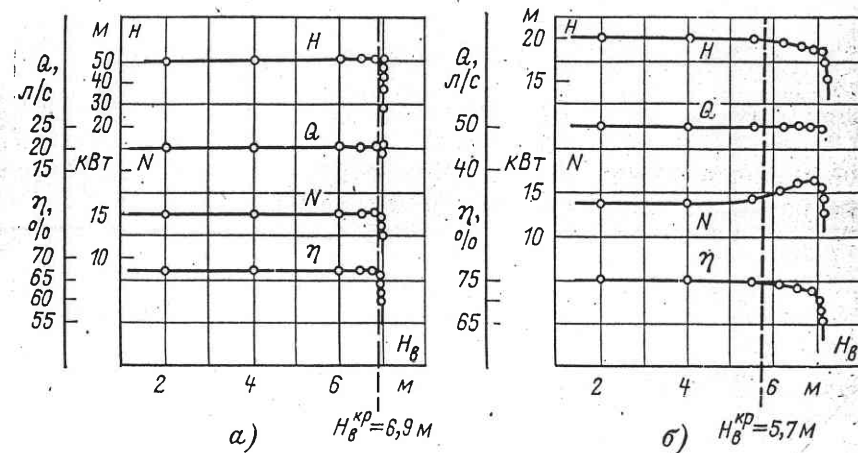


Рис. 14.1. Определение критической вакуумметрической высоты всасывания насоса

нения, которые проявляются сразу в виде резкого срыва (рис. 14.1, а), либо перед срывом возникают плавные изменения (рис. 14.1, б).

Срыв и изменения параметров вызываются возникновением в насосе кавитации (в этом можно убедиться и по другим признакам: появление специфического шума в виде треска, усиление вибраций, возникновение интенсивных ультразвуковых колебаний). Это позволяет установить значение критической вакуумметрической высоты всасывания $H_B^{кр}$, выше которой в насосе возникает кавитация. Вводя некоторый запас (15—25%), определяют допустимую вакуумметрическую высоту $H_B^{доп}$.

Зная $H_B^{доп}$, условие отсутствия кавитации в насосе можно представить соотношением

$$H_B \leq H_B^{доп}. \quad (14.1)$$

Согласно (14.1) кавитации в насосе не будет, если вакуумметрическая высота всасывания не превышает допустимого значения.

Используя формулу (11.3) для вакуумметрической высоты всасывания H_B , можем перейти к геометрической (статической) высоте всасывания H_s (см. рис. 11.1):

$$H_B = H_s + \frac{v^2}{2g} + h_{вс} \leq H_B^{\text{доп}}. \quad (14.2)$$

Отсюда

$$H_s \leq H_B^{\text{доп}} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{вс}. \quad (14.3)$$

Таким образом, чтобы исключить кавитацию в насосе, высота всасывания должна быть ограничена в соответствии с формулой (14.3).

Обычно $H_B^{\text{доп}}$ дается для нормального атмосферного давления на уровне моря и для холодной воды $t \leq 35^\circ\text{C}$. С повышением отметки местности атмосферное давление снижается согласно рис. 1.5 на $\Delta p_{\text{атм}}$. Приближенно по (1.2) можно считать:

$$\frac{\Delta p_{\text{атм}}}{\rho g} = \frac{\nabla}{900},$$

где ∇ — абсолютная отметка уровня в нижнем бассейне, м (выше уровня моря $\nabla > 0$, ниже — $\nabla < 0$). Если перекачивается нагретая жидкость, то дополнительно следует учитывать и давление ее насыщенных паров $p_{п.ж}$ [для воды $p_{п.ж} = f(t)$ дана на рис. 7.1].

Для более общего случая с учетом отметки установки и температуры жидкости высота всасывания может определяться по формуле

$$H_s \leq H_B^{\text{доп}} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{вс} - \frac{\Delta p_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g}. \quad (14.4)$$

Пример 14.1. Определить допустимую высоту всасывания консольного насоса, для которого согласно характеристике на рис. 15.2 при подаче $Q = 48 \text{ л/с}$ $H_B^{\text{доп}} = 7,0 \text{ м}$. Перекачивается холодная вода и вода с температурой 70°C . Абсолютная отметка нижнего бассейна (НБ) $\nabla = 0$.

Подсчитано, что для $Q = 48 \text{ л/с}$ $v_1 = 3,0 \text{ м/с}$, $h_{вс} = 1,5 \text{ м}$.

Решение. 1. По (14.3)

$$H_s \leq 7,0 - \frac{3,0^2}{2 \cdot 9,8} - 1,5 = 5,1 \text{ м}.$$

2. По рис. 7.1 для воды с температурой 70°C $p_{п.ж} = 30 \text{ кПа}$. Следовательно,

$$\frac{p_{п.ж}}{\rho g} = \frac{30 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} = 3,05 \text{ м}.$$

По (14.4)

$$H_s \leq 7,0 - \frac{3,0^2}{19,6} - 1,5 - 3,05 = 2,05 \text{ м}.$$

Полученный результат показывает, что с повышением температуры воды допустимая высота всасывания убывает.

Если бы абсолютная отметка НБ была выше, например $+400 \text{ м}$, то согласно (14.4) допустимая высота всасывания уменьшилась бы на $400/900 = 0,45 \text{ м}$.

Кавитационный запас насосов

Часто в качестве кавитационного критерия насоса используется так называемый кавитационный запас Δh , показывающий избыток абсолютной удельной энергии жидкости во входном патрубке насоса относительно удельной энергии, определяемой давлением насыщенных паров жидкости:

$$\Delta h = \left(\frac{p_{a1}}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \frac{p_{п.ж}}{\rho g}. \quad (14.5)$$

Здесь $p_{a1}/\rho g$ — высота абсолютного давления во входном патрубке.

Проводя испытания насоса при постоянных подаче и частоте вращения, но при изменяемом кавитационном запасе (этого можно достигнуть, изменяя потери $h_{вс}$ задвижкой), строят кривые изменения параметров насоса в функции от Δh аналогично кривым на рис. 14.1. По этим кривым находится $\Delta h_{кр}$, а введением коэффициента запаса $1,1-1,3$ устанавливается и допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп}$.

Зная $\Delta h_{доп}$, условие отсутствия кавитации в насосе можно представить соотношением

$$\Delta h \geq \Delta h_{доп}. \quad (14.6)$$

Согласно (14.6), чтобы в насосе не возникла кавитация, фактический кавитационный запас должен быть больше допустимого.

Установим связь между $\Delta h_{доп}$ и высотой всасывания H_s . В соответствии с (1.3)

$$\frac{p_{a1}}{\rho g} = \frac{p_{атм}}{\rho g} + \frac{p_1}{\rho g}.$$

Учитывая $p_1/\rho g$ по (11.2), получаем:

$$\frac{p_{a1}}{\rho g} = \frac{p_{атм}}{\rho g} - \left(H_s + \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс} \right),$$

откуда согласно (14.5)

$$\Delta h = \frac{p_{атм}}{\rho g} - H_s - h_{вс} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g}. \quad (14.7)$$

Учитывая (14.6), имеем:

$$\frac{p_{атм}}{\rho g} - H_s - h_{вс} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g} \geq \Delta h_{доп},$$

откуда

$$H_s \leq \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{доп}} - h_{\text{вс}} - \frac{p_{\text{п.ж}}}{\rho g}. \quad (14.8)$$

Это общий вид формулы, учитывающий и атмосферное давление, и температуру, и свойства перекачиваемой жидкости.

Кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$ удобнее $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$, так как его значение не зависит от температуры воды и от $p_{\text{атм}}$, а в формулу (14.8) не входит скорость v_1 . Следует только иметь в виду, что Δh — это по существу не «запас» против кавитации, а предельно допустимое значение. «Запас» будет, если $\Delta h > \Delta h_{\text{доп}}$.

Отметим, что имеются три формы записи условий отсутствия кавитации в насосе: *п р я м а я* (7.2), относящаяся непосредственно к точке возникновения кавитации, и *к о с в е н н ы е* (14.1) и (14.6), относящиеся к входному патрубку насоса. В практике используются обе формулы для определения высоты всасывания — (14.3) и (14.8) в зависимости от того, даны ли значения $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$ или $\Delta h_{\text{доп}}$.

Пример 14.2. Определить допустимую высоту всасывания для осевого насоса, для которого согласно характеристике на рис. 15.2 при подаче $Q = 5,2 \text{ м}^3/\text{с}$ (вода холодная) $\Delta h_{\text{доп}} = 12,0 \text{ м}$. Абсолютная отметка НБ + 300 м, $h_{\text{вс}} = 0,5 \text{ м}$. Решением H_s находим по (14.8):

$$\frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} = 10,3 - \frac{300}{900} = 10,0 \text{ м}; \quad \frac{p_{\text{п.ж}}}{\rho g} = 0,3 \text{ м};$$

$$H_s \leq 10,0 - 12,0 - 0,5 - 0,3 = -2,8 \text{ м}.$$

Насос должен быть установлен так, чтобы ось лопастей рабочего колеса была на 2,8 м ниже НБ (с подтоплением).

14.2. ПЕРЕСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАВИТАЦИИ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ НАСОСА

Положим, что для какого-то n известна вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{в}}^{\text{кр}}$. Тогда

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H_{\text{в}}^{\text{кр}} - \frac{p_{\text{п.ж}}}{\rho g} \quad (14.9)$$

представляет собой дополнительное динамическое понижение давления на участке от входного патрубка до области в рабочем колесе, на котором давление минимально и возникает кавитация. Очевидно, что динамическое воздействие потока пропорционально квадрату его скорости v , а поскольку для данного насоса при сохранении подобия режимов согласно (12.14) с учетом (12.3) имеем

$$\frac{v}{v_1} = \frac{n}{n_1},$$

то для новой частоты вращения n_1 можно записать:

$$\left(\frac{\Delta p}{\rho g} \right)_1 = \frac{\Delta p}{\rho g} \left(\frac{n_1}{n} \right)^2. \quad (14.10)$$

Новому перепаду давления будет соответствовать другое значение $H_{\text{в}}^{\text{кр}}$, которое определим, используя (14.9) и (14.10):

$$\left(\frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H_{\text{в}}^{\text{кр}} - \frac{p_{\text{п.ж}}}{\rho g} \right) \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H_{\text{в}}^{\text{кр}} - \frac{p_{\text{п.ж}}}{\rho g}.$$

Отсюда

$$H_{\text{в}}^{\text{кр}} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \left(\frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H_{\text{в}}^{\text{кр}} - \frac{p_{\text{п.ж}}}{\rho g} \right) \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 - \frac{p_{\text{п.ж}}}{\rho g}. \quad (14.11)$$

Для нормального атмосферного давления $p_{\text{атм}}/\rho g = 10,3$ и холодной воды $t < 35^\circ\text{C}$ $p_{\text{п.ж}}/\rho g = 0,3 \text{ м}$. В итоге по (14.10) имеем:

$$H_{\text{в}}^{\text{кр}} = 10 - (10 - H_{\text{в}}^{\text{кр}}) \left(\frac{n_1}{n} \right)^2.$$

Это соотношение принимается и для допустимой вакуумметрической высоты всасывания. Тогда

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = 10 - (10 - H_{\text{в}}^{\text{доп}}) \left(\frac{n_1}{n} \right)^2. \quad (14.12)$$

Найдем, как изменяется кавитационный запас при изменении частоты вращения. Согласно определению (14.5) записываем:

$$\Delta h_{\text{кр}} = \left(\frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{п.ж}}}{\rho g} \right) + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{\Delta p_{\text{кр}}}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g},$$

где $\Delta p_{\text{кр}}/\rho g$ — критический перепад давления ΔH ; v_1 — скорость во входном патрубке насоса. Но поскольку при подобных режимах работы по (12.25) напор ΔH , а следовательно, и v^2 пропорциональны квадрату частоты вращения, то для новой частоты вращения n_1 получаем:

$$\Delta h_{\text{кр}1} = \Delta h_{\text{кр}} \left(\frac{n_1}{n} \right)^2. \quad (14.13)$$

Распространяя эту зависимость и на допустимые значения, имеем:

$$\Delta h_{\text{доп}1} = \Delta h_{\text{доп}} \left(\frac{n_1}{n} \right)^2. \quad (14.14)$$

Как видно из (14.12) и (14.14), кавитационные критерии насоса — допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$ и допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$ — изменяются, даже если сохраняется подобие режимов работы. Это является некоторым недостатком данных критериев.

14.3. КАВИТАЦИОННЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ НАСОСА

Одна из особенностей коэффициента быстроходности n_s по (12.28) состоит в том, что для подобных режимов насоса данного типа он не изменяется. Это свойство можно использовать и для получения кавитационного критерия.

Критический кавитационный запас $\Delta h_{кр}$ по (14.5) представляет собой некоторый создаваемый рабочим колесом напор, который пропорционален напору насоса. Действительно, согласно (14.13) с учетом формулы подобия (12.25) имеем:

$$\frac{\Delta h_{кр1}}{\Delta h_{кр2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2}.$$

Отсюда

$$\Delta h_{кр} = kH,$$

причем для подобных режимов k сохраняет постоянное значение. Следовательно, подставив в (12.28) $\Delta h_{кр}$ вместо H , получим коэффициент, который также будет обладать свойством неизменности при подобии режимов. С целью большего удобства в знаменатель вводят $\Delta h_{кр}/10$. Тогда получается выражение для коэффициента:

$$C = \frac{n\sqrt{Q}}{(\Delta h_{кр}/10)^{3/4}}, \quad (14.15)$$

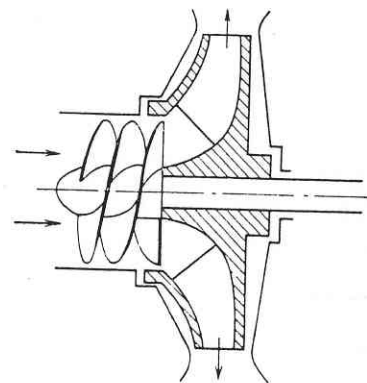


Рис. 14.2. Рабочее колесо центробежного насоса с предвключенным шнеком

который называют кавитационным коэффициентом быстроходности.

Коэффициент C , предложенный проф. С. С. Рудневым, имеет ряд важных достоинств. Прежде всего, как уже отмечалось, для подобных режимов он постоянен. Кроме того, для лопастных насосов разных типов C изменяется мало. Так, для режимов близких к оптимальным у насосов с хорошими кавитационными показателями, $C = 900 \div 1100$; у насосов, имеющих наиболее высокие кавитационные качества, C достигает 1300—1500. Таким образом, кавитационный коэффициент быстроходности позволяет не только определить $\Delta h_{кр}$, но и оценить кавитационные качества насоса.

Для повышения кавитационных качеств насосов, увеличения допустимой вакуумметрической высоты всасывания, снижения допустимого кавитационного запаса производится соответствующая обработка проточного тракта, в основном рабочего колеса. Для этого расширяются проходные сечения, снижается скорость потока, уменьшается кривизна линий тока, т. е. принимаются меры для повышения давления в проточном тракте. В некоторых случаях применяют специальные устройства, позволяющие достичь ту же

цель. Таким устройством является рабочее колесо центробежного насоса с предвключенным шнеком (рис. 14.2), жестко связанным с рабочим колесом и вращающимся с той же угловой скоростью. Шнек, представляющий собой двух- или трехзаходный винт, увеличивает давление на входе в колесо и повышает значение критического кавитационного коэффициента быстроходности по (14.15) до $C = 3000 \div 5000$.

Глава 15

ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

15.1. ВИДЫ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ

В процессе проектирования насосных установок важным этапом является подбор насосов, определение их типов, размеров, основных параметров, необходимой мощности двигателей, а также решение вопросов, связанных с условиями установки насосов, в значительной степени зависящих от допустимой высоты всасывания. В процессе эксплуатации необходимо определить наиболее целесообразные режимы использования насосов как по потребляемой энергии, так и по надежности и долговечности работы, эксплуатационным условиям и затратам. Для решения всех этих задач требуются достаточно полные данные о свойствах насосов при различных режимах их работы. Эти данные представляются в форме характеристик насосов.

В результате рассмотрения условий работы лопастных насосов в гл. 12 было установлено, что основные его параметры: напор, подача, КПД и др. — зависят от формы и размеров проточной части (рабочего колеса) и от режима работы.

Конкретные зависимости параметров насоса от режима работы, представляемые обычно в графической форме, называются характеристиками насоса. Характеристики даются для насоса данного типа (определенная форма и размеры проточной части) при постоянной частоте вращения.

В качестве примера на рис. 15.1 показана характеристика центробежного консольного насоса типов 6К-12 и 6КМ-12 при $n = 1450$ об/мин и внешнем диаметре рабочего колеса $D = 264$ мм. На характеристике дано изменение всех наиболее важных величин: H , η , N , $N_b^{доп}$ в зависимости от подачи Q . Рекомендуемая область использования насоса, которая указывается на кривой H , лежит в зоне подач 30—58 л/с. Здесь $N_b^{доп}$ изменяется от 8,5 до 6,6 м. Необходимая мощность при $Q = 0$ составляет 4 кВт, а при $Q = 58$ л/с она увеличивается до 13 кВт. Наибольшее значение КПД в оптимальном режиме составляет 81 %, а в пределах рекомен-

дуемой области использования оно снижается до 75—77 %. Обычно эта область выбирается такой, чтобы снижение КПД против η_{\max} не превышало 5—8 %.

На рис. 15.2 показана универсальная характеристика осевого насоса типа ОП2-110 при $n = 485$ об/мин. В поле координат Q, H проведены кривые для различных углов установки лопастей рабочего колеса от $\varphi = -10^\circ$ до $\varphi = +2^\circ$ (за угол $\varphi = 0$ принимается расчетный, на который проектировалось колесо, поэтому этот угол обычно проходит вблизи области максимума КПД характеристики — «яблочка»). Нужно обратить внимание на одну особенность этих кривых: при $Q = 0$ развиваемый насосом напор составляет 30—32 м, с увеличением подачи Q напор быстро падает, кривые $H = f_H(Q)$ близки к прямым, но на участке $Q = 1,6 \div 3,2$ м³/с они резко смещаются вверх, причем чем больше φ , тем это смещение больше. Далее с ростом Q развиваемый напор падает. Эта зона является рабочей частью характеристики (сейчас принято давать не всю характеристику, а только ее рабочую зону). Здесь

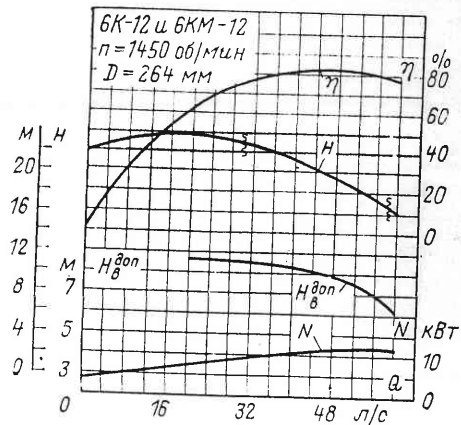


Рис. 15.1. Характеристика центробежного насоса типов 6К-12 и 6КМ-12

нанесены изолинии КПД, причем в зоне оптимального режима он составляет 87 %. Рекомендуемая область использования насоса, показанная утолщенной линией, располагается в пределах углов от $\varphi = +2^\circ$ до $\varphi = -8^\circ$.

Пунктирные кривые представляют собой изолинии $\Delta h_{\text{доп}}$ допустимого кавитационного запаса. Следует обратить внимание на то, что минимальное значение $\Delta h_{\text{доп}}$ составляет 9 м, а далее оно быстро увеличивается и достигает 12—14 м. Следовательно, согласно (14.8) высота всасывания $H_s < 0$, что указывает на необходимость заглубления рабочего колеса под уровень НБ — нижнего бассейна (см. пример 14.2).

Мощность насоса на характеристике не показана, но для каждой режимной точки, зная H, Q и η , ее можно вычислить по формулам (11.11).

15.2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Приближенные зависимости, характеризующие изменение показателей работы насоса, можно установить на основании уравнения Эйлера и построением треугольников скоростей.

«яблочка»). Нужно обратить внимание на одну особенность этих кривых: при $Q = 0$ развиваемый насосом напор составляет 30—32 м, с увеличением подачи Q напор быстро падает, кривые $H = f_H(Q)$ близки к прямым, но на участке $Q = 1,6 \div 3,2$ м³/с они резко смещаются вверх, причем чем больше φ , тем это смещение больше. Далее с ростом Q развиваемый напор падает. Эта зона является рабочей частью характеристики (сейчас принято давать не всю характеристику, а только ее рабочую зону). Здесь

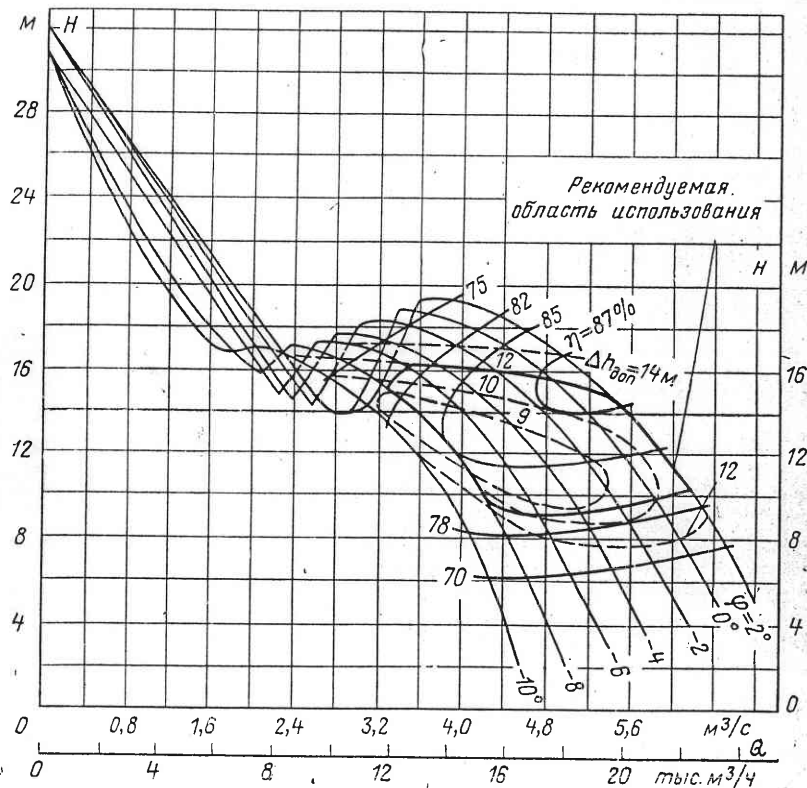


Рис. 15.2. Характеристика осевого насоса типа ОП2-110 ($n = 485$ об/мин, $D = 1100$ мм)

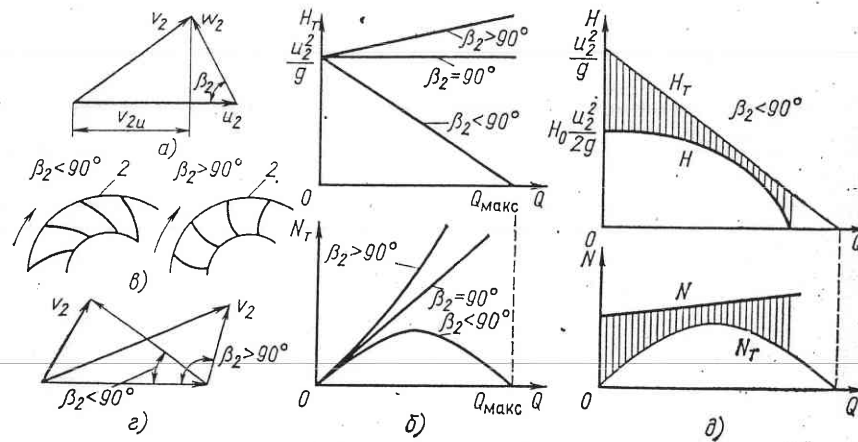


Рис. 15.3. Теоретические характеристики лопастного насоса

Примем, что поток при входе на рабочее колесо осевой ($\Gamma_1 = 0$, $\alpha_1 = 90^\circ$). Тогда по (12.10) теоретический напор насоса

$$H_T = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

Треугольник выходных скоростей показан на рис. 15.3, а. Окружная компонента абсолютной скорости $v_2 \cos \alpha_2 = v_{2u}$ зависит от подачи Q и угла выхода β_2 , который упрощенно можно принять близким к углу выходной части лопастей δ_2 . По (12.4)

$$\omega_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2}$$

и из треугольника скоростей

$$v_{2u} = u_2 - \omega_2 \cos \beta_2 = u_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Подставив найденные значения в исходную зависимость, получим:

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \frac{u_2}{g} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (15.1)$$

Формула (15.1) представляет собой искоемую теоретическую напорную характеристику насоса. Она показывает, что напор линейно зависит от подачи Q (рис. 15.3, б), причем, если $\beta_2 < 90^\circ$ (лопасть «отогнута» назад, рис. 15.3, в), с ростом Q напор H_T снижается, если $\beta_2 = 90^\circ$, $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ и $H_T = u_2^2/g = \text{const}$ и, наконец, если $\beta_2 > 90^\circ$ (лопасть «отогнута» вперед), с ростом Q напор H_T возрастает. Казалось бы, это дает возможность повысить напор насоса, однако, как видно из соответствующих треугольников скоростей (рис. 15.3, г), с увеличением β_2 возрастает v_2 , т. е. кинетическая энергия на выходе из рабочего колеса увеличивается, а это вызывает рост гидравлических потерь. Кроме того, увеличение β_2 может приводить к неустойчивым режимам. Поэтому обычно в центробежных насосах β_2 не превышает 20—35°.

Мощность насоса, зная H_T и Q , определяем аналогично (11.9) и, считая ее «теоретической», записываем:

$$N_T = \rho g Q H_T = \rho g Q \left(\frac{u_2^2}{g} - \frac{Q u_2}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right).$$

После преобразований получаем:

$$N_T = \rho \left(u_2^2 Q - \frac{Q^2}{\pi D_2 b_2 \psi_2} u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 \right). \quad (15.2)$$

Формула (15.2) представляет собой теоретическую мощность характеристику насоса. Она показывает, что мощность N_T в зависимости от Q изменяется по параболическому закону, причем если $\beta_2 < 90^\circ$, то максимум лежит в точке $0,5Q_{\text{макс}}$ (рис. 15.3, б).

Теоретические характеристики получены без учета потерь, поэтому они должны отличаться от действительных. Для сравнения на рис. 15.3, д дано сопоставление теоретических напорной H_T и мощностной N_T характеристик с действительными H и N при постоянстве частоты вращения. Разность $H_T - H$ показывает гидравлические потери, а разность $N - N_T$ — энергетические. Интересны значения напоров для обеих характеристик при нулевой подаче $Q = 0$. Формула (15.1) дает:

$$H_{T0} = u_2^2/g,$$

а по действительной характеристике

$$H_0 = k_H u_2^2/2g, \quad (15.3)$$

причем для центробежных насосов k_H близко к единице. Таким образом, для $Q = 0$ действительный напор практически в 2 раза меньше теоретического. При больших значениях Q расхождение меньше.

15.3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ

Характеристики насосов получают путем испытаний отдельных натуральных образцов, а если их размеры и требуемая мощность слишком велики, то путем испытания геометрически подобных моделей. В последнем случае полученная модельная характеристика пересчитывается на натурные условия по формулам подобия (12.25) и (12.26).

Принципиальная схема стенда для снятия характеристик насосов показана на рис. 15.4 (более подробно см. [26, 70]). Здесь 1 — насос; 2 — напорный трубопровод; 3 — герметичный бак, частично заполненный водой (уровень воды контролируется по водомерному стеклу 9); 4 — всасывающий трубопровод. Таким образом, получается замкнутая система, работающая на постоянном объеме воды. Насос имеет привод от балансирующего электродвигателя 5, позволяющего измерять крутящий момент $M_{кр}$. Балансирный электродвигатель отличается тем, что его статор опирается на подшипники a и может поворачиваться. К статору на кронштейне b прикреплена чашка для гирь c . Статор уравновешен противовесом d . При работе ротор стремится повернуть статор в противоположном направлении, но этому препятствует нагрузка P , H . Момент $M_{кр}$ вычисляется по формуле

$$M_{кр} = Pr, \quad (15.4)$$

где r — плечо, м.

Для того чтобы иметь возможность изменять частоту вращения, часто применяют электродвигатель постоянного тока.

Частоту вращения n измеряют тахометром или счетчиком, а мощность N , зная $M_{кр}$ и n , вычисляют по формуле

$$N = M_{кр} \omega / 1000,$$

где $\omega = 2\pi n / 60$; N — в кВт; $M_{кр}$ — в Н·м; ω — в 1/с.

Развиваемый насосом напор находится по показаниям манометра h_m и вакуумметра H_v [см. (11.7)]. Подача Q определяется с помощью мерной диафрагмы b (может также использоваться мерное

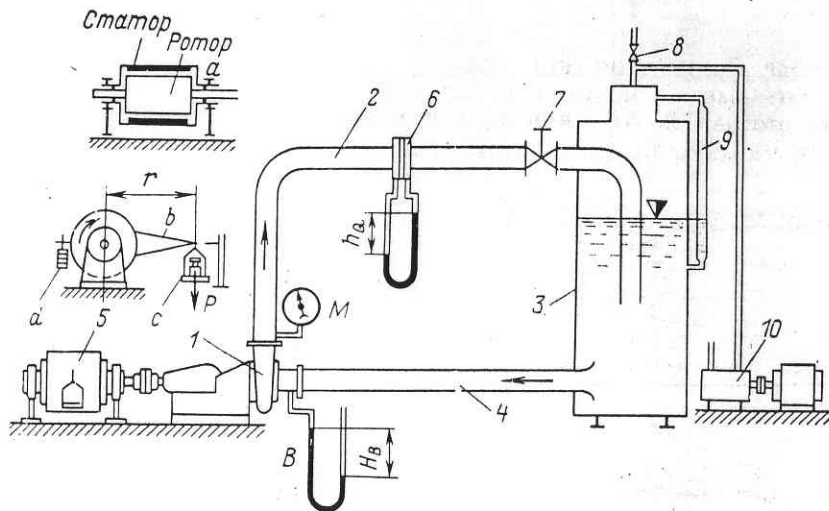


Рис. 15.4. Схема стенда для снятия характеристик насосов

сопло или трубка Вентури). Перепад h_a измеряется дифференциальным манометром, а расход вычисляется по формуле

$$Q = C \sqrt{h_a},$$

где C — коэффициент расходомера (нормальные диафрагмы и сопла могут применяться без тарировки, если они осуществлены в соответствии со специальными правилами).

Расходная характеристика насоса обычно снимается при атмосферном давлении в баке над уровнем воды (вентиль δ открыт). Частоту вращения насоса поддерживают постоянной, а режим работы устанавливается задвижкой 7 , с помощью которой расход можно изменять от нуля до некоторого максимума (полное открытие). При каждом открытии задвижки определяются Q , H , N и η . Коэффициент полезного действия для чистой воды вычисляется по формуле

$$\eta = 9,81QH/N. \quad (15.5)$$

Если во время испытаний не удастся держать частоту вращения постоянной, то получаемые параметры пересчитываются на тре-

§ 15.4] Зависимость формы характеристики насоса от его быстроходности 231

буемую частоту вращения по формулам подобия, приведенным в гл. 12.

Кавитационная характеристика насоса снимается на этом же стенде в соответствии с принципом, изложенным в гл. 14. Устанавливается какой-либо режим, и при закрытом вентиле δ последовательно снимаются точки при увеличивающемся вакууме в баке 3 над уровнем воды. Вакуум создается специальным вакуум-насосным агрегатом 10 . Вакуум у всасывающего патрубка H_v измеряется вакуумметром B . В процессе испытаний задвижкой 7 расход поддерживают постоянным. По измерениям для каждого режима строится кривая изменения параметров, показанная на рис. 14.1, и по ней устанавливается критическое значение $H_v^{кр}$ или критическое значение кавитационного запаса $\Delta h_{кр}$.

15.4. ЗАВИСИМОСТЬ ФОРМЫ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА ОТ ЕГО БЫСТРОХОДНОСТИ

Теоретический анализ (§ 15.2) показывает, что вид характеристики насоса существенно зависит от формы рабочего колеса и других частей проточного тракта и должен изменяться в зависимости от коэффициента быстроходности n_s . Связь между формой рабочего колеса и n_s показана на рис. 12.8, а на рис. 15.5 дан вид соответ-

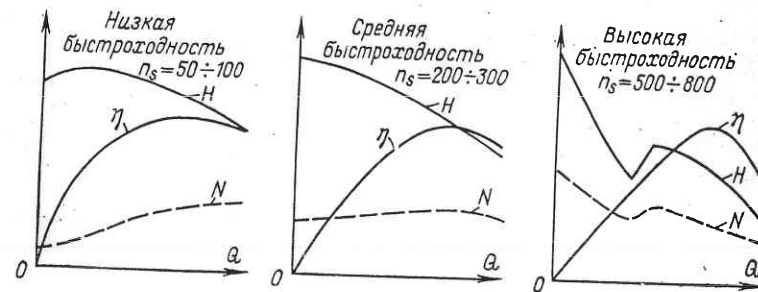


Рис. 15.5. Влияние быстроходности насоса на форму его характеристики

ствующих характеристик H , η и N в функции от подачи Q . Как видно, с увеличением быстроходности кривая $H-Q$ снижается быстрее и у быстроходных осевых насосов на ней появляется перелом. Кривые КПД также изменяются, хотя и не столь резко. У тихоходных насосов они «полнее» и зона высоких КПД занимает более широкую область по Q . С ростом быстроходности изменение КПД с Q становится более резким, а зона оптимальных КПД сужается. Изменение насосов потребляемая мощность непрерывно увеличивается с ростом Q , а при $Q = 0$ она минимальна. В насосах средней быстроходности изменение мощности с ростом Q становится меньшим, а при

длине вала и потребовало установить промежуточный подшипник. Выходной патрубок насоса через конический переход соединен с напорным трубопроводом диаметром 1,1 м, на котором установлен дисковый затвор (насос пускается при закрытом затворе).

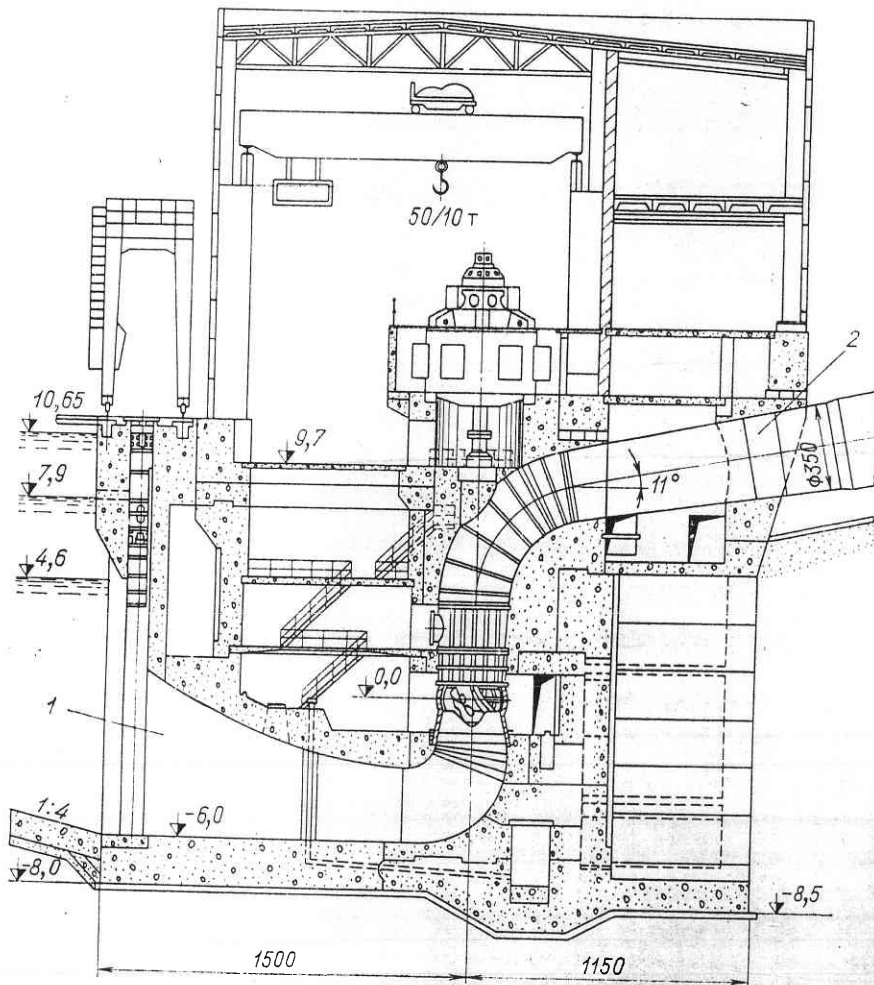


Рис. 16.1. Насосная станция с вертикальными осевыми насосами

В насосных установках, например системы технического водоснабжения в зданиях ГЭС, устройствах дренажа, пожаротушения и других, обычно используются более мелкие насосные агрегаты, которые не оказывают большого влияния на строительную часть, но и в этом случае важно выбрать наиболее целесообразные виды и

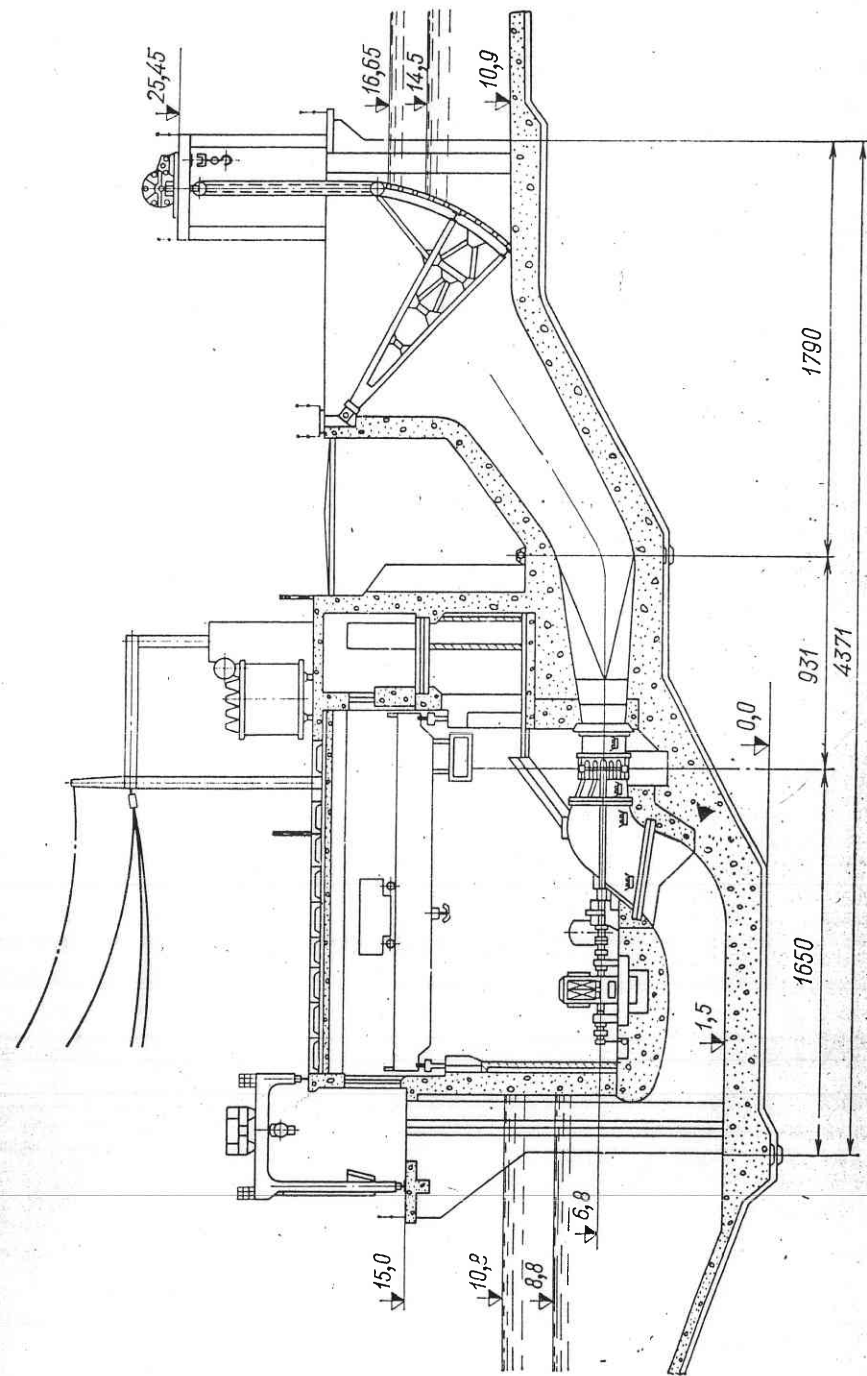


Рис. 16.2. Насосная станция с горизонтальными осевыми насосами

типы насосов, правильно назначить способы их установки (отметки) и оптимальные режимы работы.

Основными исходными данными для подбора насосов служат требуемая суммарная подача (расход) и напор. При этом ставится

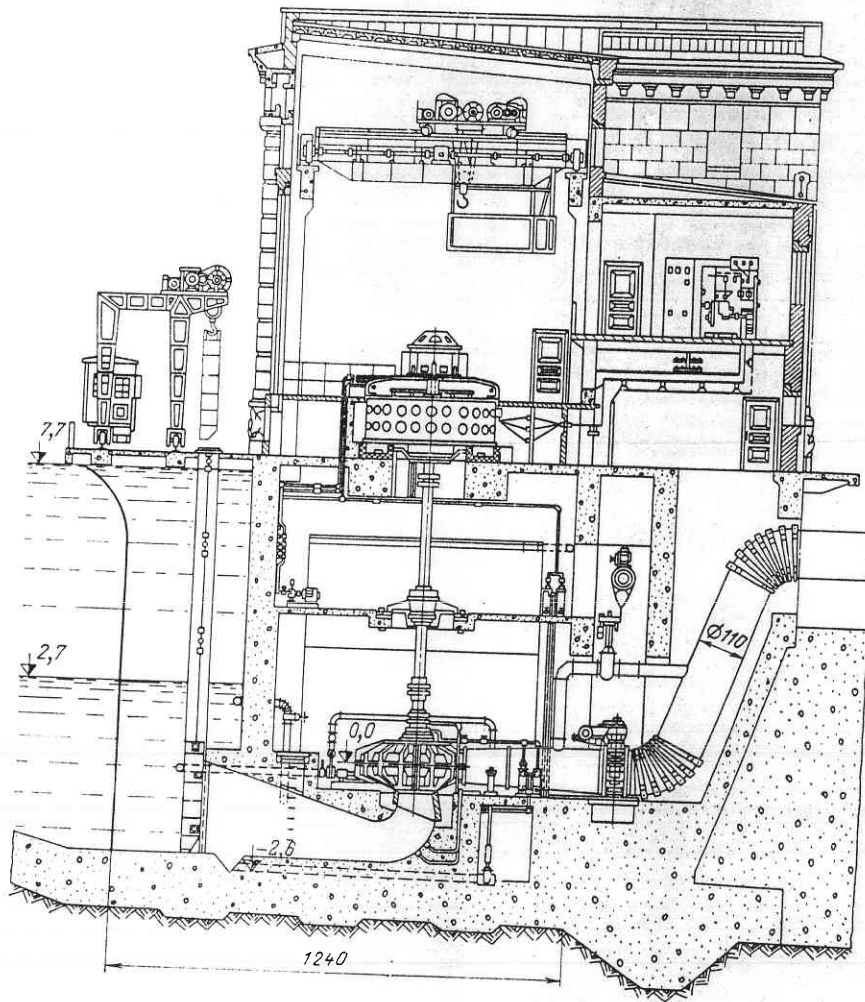


Рис. 16.3. Насосная станция с вертикальными центробежными насосами

задача найти оптимальный вариант насосного оборудования (типы, размеры, количество), удовлетворяющий условиям эксплуатации, требующий минимальных капиталовложений и годовых издержек (подробнее см. [18, 43, 55]).

16.2. ХАРАКТЕРИСТИКА СЕТИ И ФАКТИЧЕСКАЯ ПОДАЧА НАСОСА

В результате анализа работы насосной установки (см. § 11.1) было найдено выражение напора в форме (11.6а) — характеристика сети или трубопровода, которая в поле координат Q, H представляется параболой, выходящей из точки $Q = 0$ и $H_c = H_{ст}$, где $H_{ст}$ — статический напор при $Q = 0$ (рис. 16.4, а). Коэффициент K_c для данного трубопровода сохраняет постоянное значение, и для неразветвленного трубопровода он может быть вычислен с помощью формулы

$$K_c = \frac{16}{\pi^2 2g} \left(\sum \lambda_i \frac{l_i}{d_i^5} + \sum \xi_i \frac{1}{d_i^4} \right), \quad (16.1)$$

где l_i и d_i — длина и диаметр участков трубопроводов; λ_i и ξ_i — коэффициенты потерь на трение по длине и местные.

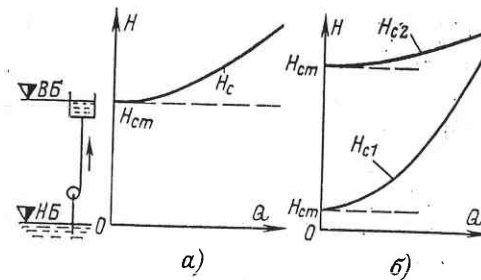


Рис. 16.4. Характеристики сети (трубопроводов)

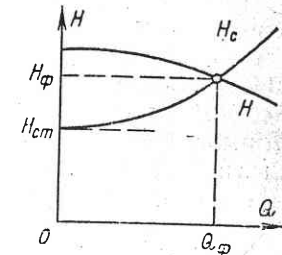


Рис. 16.5. Определение фактического режима работы насоса

Характеристика сети может иметь различную форму. Она может представляться крутой параболой, выходящей почти из начала координат, когда напор $H_{ст}$ мал, а основной напор затрачивается на преодоление потерь (рис. 16.4, б, кривая H_{c1}); она может быть очень пологой, когда длина трубопровода мала или сечение велико и потери в нем малы, а основной напор затрачивается на подъем воды (рис. 16.4, б, кривая H_{c2}).

При рассмотрении теоретических (см. рис. 15.3) и экспериментальных (см. рис. 15.1, 15.2) характеристик насосов было установлено, что напор, развиваемый лопастным насосом, существенно зависит от подачи. В связи с этим, имея характеристику насоса, нельзя заранее сказать, какая будет обеспечиваться подача при работе на данный трубопровод. Фактическая подача $Q_{ф}$ может быть установлена только совмещением двух характеристик: насоса $H-Q$ и сети H_c-Q , причем рабочий режим определится точкой их пересечения (рис. 16.5). Этот режим позволит найти фактический напор $H_{ф}$, КПД, $H_{в}^{доп}$ и требуемую мощность. Отсюда совершенно очевидно, что изменение характеристики сети, например, за счет изме-

нения длины трубопровода или $H_{ст}$ будет приводить к изменению фактической подачи $Q_{ф}$, а при чрезмерном увеличении $H_{ст}$ подача может упасть и до нуля (если $H_{ст} > H_{Q=0}$).

16.3. НОМЕНКЛАТУРА НАСОСОВ

Для каждого вида насосов предусматривается выпуск определенного ряда типоразмеров, соответствующих требуемому диапазону параметров, который и представляет собой номенклатуру насосов. Построение номенклатуры является технико-экономической задачей, при решении которой учитывается и стоимость производства, и стоимость эксплуатации, включая расходы на электроэнергию.

С целью получения наиболее выгодного решения стремятся расширить возможность использования каждого выпускаемого типоразмера насоса. Это достигается несколькими путями.

1. Расширение области использования по Q , т. е. допущение больших отклонений от оптимального режима в некоторых пределах целесообразно, но при слишком больших отклонениях падение КПД становится столь значительным, что стоимость избыточно расходуемой энергии уже начинает превышать получаемую экономию в стоимости производства.

2. Изменение угла установки лопастей рабочего колеса осевых и диагональных насосов позволяет использовать каждый типоразмер для довольно широкого диапазона расходов и напоров. Так, насос ОПВ2-110 (см. рис. 15.2) с углами установки лопастей от $+2$ до -8° может быть эффективно использован при подаче от 4,0 до 6,0 м³/с и для напоров от 10 до 16 м при одной частоте вращения.

3. В центробежных насосах типов К, Д, В (см. рис. 13.1, 13.5, 13.11) для дополнительного смещения характеристики в основном по напору применяется обточка рабочего колеса по диаметру вместе с лопастями, что приводит к уменьшению D . Установлено, что если при этом диаметр уменьшается не более чем на 15–20 %, это не приводит к значительному снижению КПД (в пределах 1–2 %).

Поскольку согласно (15.1) напор пропорционален квадрату окружной скорости, то можно принять следующую приближенную зависимость для определения $H_{обт}$:

$$H_{обт} = H (D_{обт}/D)^2. \quad (16.2)$$

Подача при обточке колеса невысокой быстроходности снижается примерно в соответствии с отношением диаметров

$$Q_{обт} = QD_{обт}/D. \quad (16.3)$$

Следует иметь в виду, что обточка колеса осуществляется на заводе и указывается на характеристиках и в номенклатурах соответствующих типоразмеров насосов. Например, характеристика цен-

тробежного насоса типа 12Д-9 с обточкой колеса (типы 12Д-9а и 12Д-9б) показана на рис. 16.6. Здесь нормальное колесо имеет выходной диаметр 432 мм, обточка (12Д-9а) — 395 мм и (12Д-9б) —

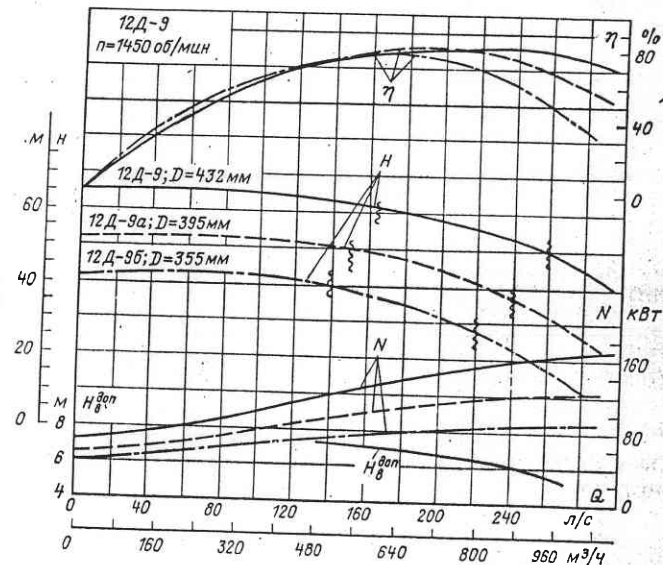


Рис. 16.6. Характеристика насоса с обточкой рабочего колеса

355 мм. Соответственно довольно сильно снижаются напор H и мощность N . Смещения по КПД и подаче невелики. Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания $H_в^{доп}$ при той же подаче не изменяется. Это объясняется тем, что условия входа на рабочее колесо при обточке сохраняются.

С учетом обточки рабочего колеса каждый типоразмер насоса имеет несколько (две или три) смещенных по высоте напорно-расходных характеристик. Если брать только их рекомендуемые области использования, то можно считать, что каждый типоразмер насоса в поле Q, H покрывает некоторую область, ограниченную криволинейным четырехугольником, который для насоса 12Д-9 (рис. 16.6) показан на рис. 16.7. Аналогичную форму имеют области использования осевых и диагональных насосов с учетом диапазона изменения угла лопастей рабочего колеса φ (см. рис. 15.2).

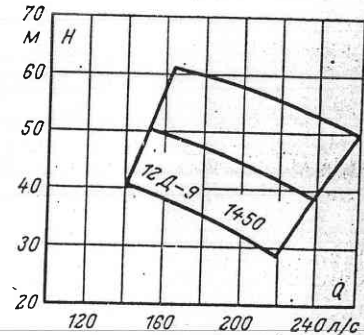


Рис. 16.7. Область применения насоса данного типа

Маркировка насосов

Маркировка насосов, как правило, включает три основных показателя.

1. Вид насоса обозначается буквами: К — консольный; КМ — консольный моноблочный; Д — двустороннего входа; В — центробежный вертикальный; ОВ — осевой вертикальный с жестким креплением лопастей рабочего колеса; ОПВ — осевой поворотн-лопастный вертикальный; ОПГ — осевой поворотн-лопастный горизонтальный.

2. Подача расчетная, м³/ч, или для очень крупных насосов, м³/с, соответствующая максимальному диаметру рабочего колеса, при близком к оптимальному режиму (максимум КПД).

3. Напор расчетный, м столба перекачиваемой жидкости, для указанных в п. 2 условий.

4. Иногда дается и характерный размер насоса. Это либо диаметр напорного патрубка (насосы типа В), либо диаметр рабочего колеса (осевые насосы).

Кроме того, обычно дополнительно указываются диаметр рабочего колеса $D_{р.к.}$, что особенно важно, если применяется насос, для которого предусматривается обрезка рабочего колеса, и частота вращения n , об/мин.

Примеры марок насосов:

К45/55, $n = 2900$ об/мин — консольный, подача 45 м³/ч (12,5 л/с);

Д2500-62, $n = 980$ об/мин, $D_{р.к.} = 700$ мм — двустороннего входа, подача 2500 м³/ч (700 л/с), напор 62 м;

1200В-6,3/100, $n = 375$ об/мин — центробежный вертикальный, диаметр напорного патрубка 1200 мм, подача 6,3 м³/с, напор 100 м.

Для ранее выпускавшихся насосов используются старые марки, которые включают вид насоса (обозначается буквами в соответствии с п. 1), размер насоса и расчетный коэффициент быстроходности.

Размер насоса. В большинстве случаев в качестве определяющего размера берется диаметр входного патрубка (для более старых типов — напорного), причем указывается размер в миллиметрах, деленный на 25. Размер ставится перед обозначением вида. Например 12Д — насос двустороннего входа с диаметром входного патрубка $12 \times 25 = 300$ мм.

Расчетный коэффициент быстроходности рабочего колеса n_s определяется по (12.28) и ориентировочно соответствует оптимальному режиму. В марку вписывается $n_s/10$. Например, для насоса 12Д-9 $n_s = 90$ (нужно помнить, что при вычислении n_s в насосах двустороннего входа берется 0,5Q, а в многоступенчатых — напор на одну ступень, обычно первую).

Величины, приводимые в марке, используются следующим образом. Поскольку у насосов расчетная скорость во всасывающем патрубке изменяется мало (составляет 2,8—3,2 м/с), то диаметр всасывающего патрубка, т. е. размер насоса, характеризует расчетную подачу. Коэффициент быстроходности при данных n и Q характеризует напор: чем меньше n_s , тем развиваемый напор больше. На-

пример у насосов 6К-8 и 6К-18 размеры одинаковы, следовательно, эти насосы рассчитаны примерно на одну и ту же подачу, но напор второго насоса с $n_s = 180$ будет меньше, чем у первого, имеющего $n_s = 80$.

В более старых насосах двустороннего входа НД, которые еще выпускаются и эксплуатируются, вместо n_s в марке ставится буквенный индекс, показывающий напор. Имеются насосы НДн, НДс, НДв — низконапорный, средненапорный и высоконапорный.

Номенклатура лопастных насосов

Номенклатуры насосов в форме поля Q, H , на котором показаны области всех предусмотренных типоразмеров насосов данного вида, приводятся в соответствующих каталогах и справочниках, где обычно даются также характеристики и необходимые размеры на-

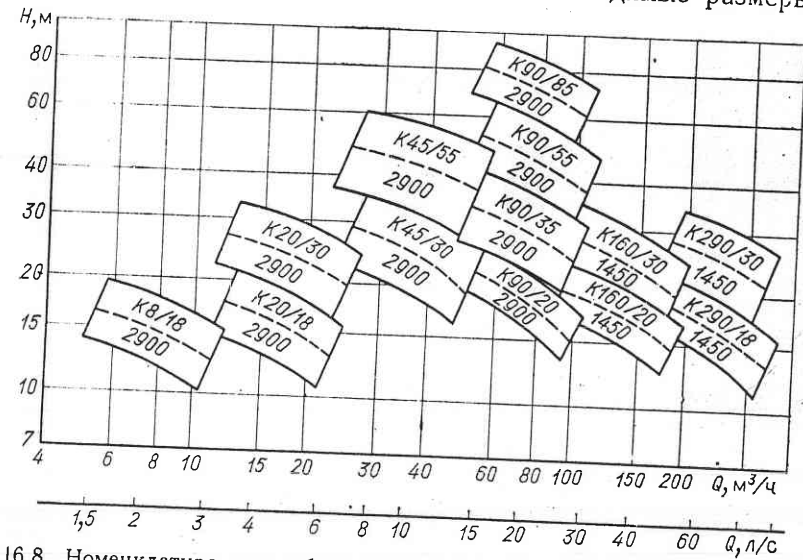


Рис. 16.8. Номенклатура центробежных насосов К и КМ

сосов. Номенклатуры насосов содержатся и в ГОСТ. Эти данные используются при подборе насосов и проектировании насосных установок и станций.

Современные номенклатуры насосов включают и некоторые выпускавшиеся ранее типоразмеры, и такие насосы могут иметь два обозначения: новое и старое. Это важно учитывать при использовании каталогов и справочников.

Ниже приводятся номенклатуры наиболее широко используемых лопастных насосов (дополнительно см. [24, 25, 33, 59]).

Номенклатура центробежных консольных насосов для воды по ГОСТ 22247-76 показана на рис. 16.8. Как видно, эти насосы могут применяться в диапазоне подач 5—300 м³/ч

(1,5—90 л/с) и напоров от 30 до 60 м. Предусмотрен выпуск насосов на отдельной стойке (тип К, см. рис. 13.2) и моноблочных с электродвигателем (тип КМ, см. рис. 13.3).

Номенклатура центробежных насосов двустороннего входа типа Д (см. рис. 13.4) для воды по ГОСТ 10172-77 показана на рис. 16.9. Эти насосы предназначены для использования в диапазоне подач от 200 до 12 500 м³/с (5—

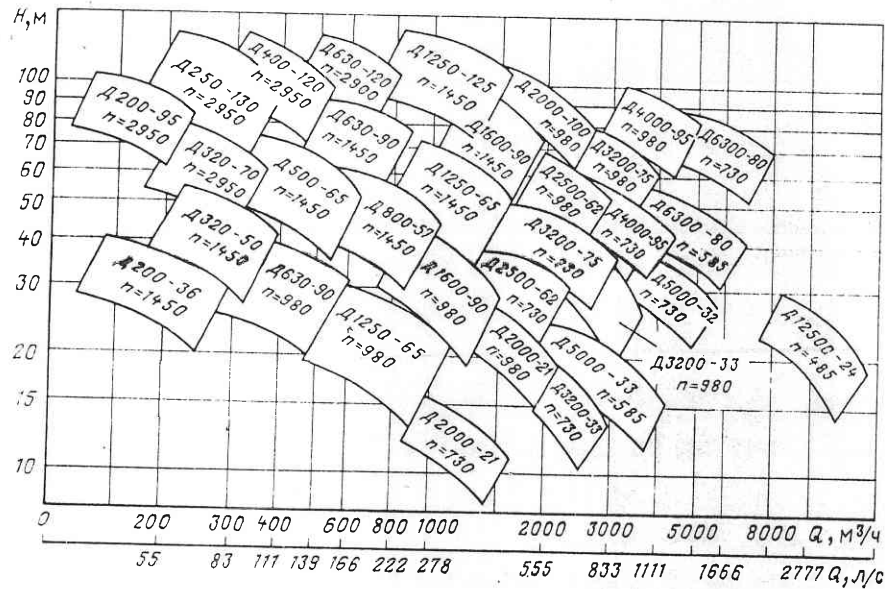


Рис. 16.9. Номенклатура центробежных насосов Д

3500 л/с) и напоров от 15 до 120 м. С целью сокращения количества типоразмеров некоторые насосы поставляются с двигателями пониженной частоты вращения. Тогда фактические параметры по подаче и напору меньше, чем номинальные, включенные в марку. Таким, например, является насос Д3200-75, 730 об/мин.

Номенклатура центробежных вертикальных насосов типа В (см. рис. 13.11) по ГОСТ 19740-74 показана на рис. 16.10. Эти насосы, имеющие диаметр напорного патрубка от 600 до 2400 мм, предназначены для использования в диапазоне подач от 1,2 до 25 м³/с и напоров от 30 до 100 м.

Номенклатура осевых вертикальных насосов типов ОВ с жесткой установкой лопастей рабочего колеса и ОПВ — поворотнo-лопастных (см. рис. 13.7) по ГОСТ 9366-71 показана на рис. 16.11. Здесь марка насоса, например ОВ5-47, 730 об/мин, обозначает: вид и номер типа проточной части, диаметр

рабочего колеса в сантиметрах и частоту вращения. Номенклатурой предусматривается выпуск осевых вертикальных насосов с диаметрами рабочего колеса от 47 до 260 см, причем они покрывают диапазон по подачам от 0,6 до 40 м³/с и по напорам от 3 до 15—25 м.

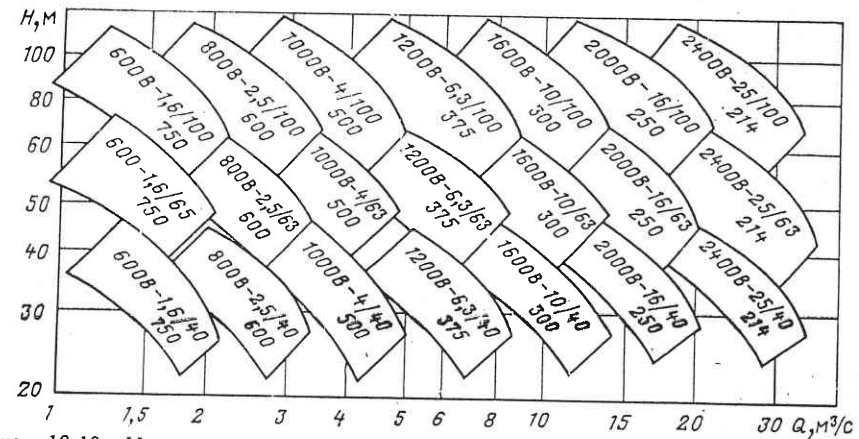


Рис. 16.10. Номенклатура центробежных вертикальных насосов В

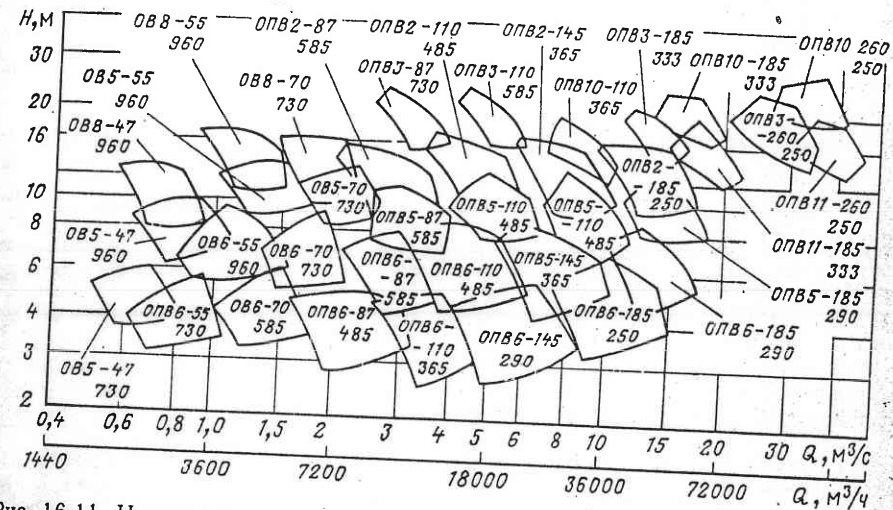


Рис. 16.11. Номенклатура осевых вертикальных насосов ОВ и ОПВ

Номенклатура осевых горизонтальных насосов типа ОГ по ГОСТ 9366-71 с жестким креплением лопастей дана на рис. 16.12. Эти насосы с диаметрами рабочего колеса от 15 до 70 см покрывают диапазон по подачам от 0,05 до 2 м³/с (180—

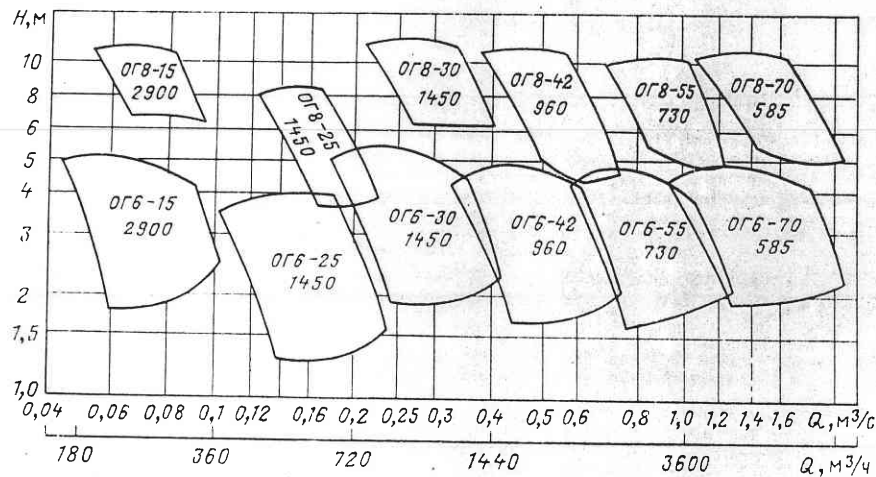


Рис. 16.12. Номенклатура осевых горизонтальных насосов ОГ

7200 м³/ч) и по напорам от 2 до 12 м. Выпускаются и более крупные горизонтальные поворотно-лопастные насосы, например ОПГ-220Г с рабочим колесом диаметром 220 см (см. рис. 13.8).

16.4. ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ НАСОСОВ НА ОБЩИЙ ТРУБОПРОВОД

Если на одну линию параллельно присоединяется несколько насосов (рис. 16.13, а), то расход в линии равен сумме подач всех параллельно работающих насосов, а напоры, развиваемые всеми насосами, будут практически одинаковы. Это условие позволяет построить суммарную характеристику для всей группы параллельно работающих насосов.

На рис. 16.13, б показан простейший случай, когда параллельно включаются два одинаковых насоса H_1 . Суммарная характеристика H_{1+2} строится удвоением абсцисс (подач) одной характеристики. Аналогично деформируется линия КПД η_{1+2} . Следует обратить внимание на то, что для двух насосов H_{1+2} рекомендуемая область использования расширяется по Q .

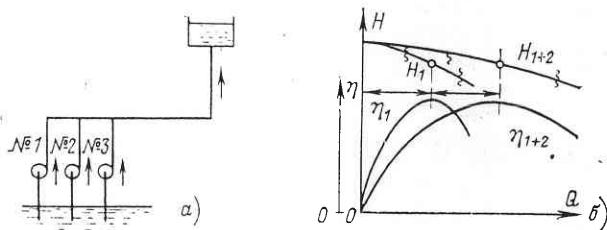


Рис. 16.13. Параллельное соединение насосов на общий трубопровод

Рассмотрим, как будет изменяться фактический расход, подаваемый в трубопровод, при включении насосов на параллельную работу. Пусть дана характеристика сети $H_c = f(Q)$ (рис. 16.14, а). Все насосы одинаковы. Если работает один насос, то расход Q_1 , если два насоса — Q_{1+2} и три — Q_{1+2+3} . При построении суммарной характеристики группы производилось удвоение, утроение расхода одного насоса, но фактическая суммарная подача с учетом характеристики сети будет увеличиваться медленнее: $Q_{1+2} > 2Q_1$. Это вполне понятно и объясняется кривизной характеристики сети. Очевидно, чем круче поднимается характеристика сети, т. е. чем больше потери, тем меньший эффект в части увеличения расхода будет давать параллельное подключение дополнительных насосов.

Бывают случаи, когда при параллельном соединении вообще нельзя работать одним или двумя насосами, а надо включать боль-

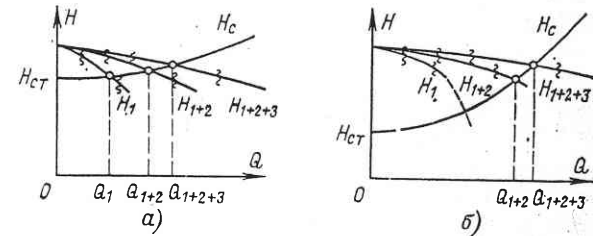


Рис. 16.14. Расход в трубопроводе при параллельной работе насосов

шую группу. Например, в условиях, показанных на рис. 16.14, б, только при параллельной работе трех насосов режимная точка попадает в рекомендуемую для использования область, а при работе двух насосов и тем более одного режимные точки лежат значительно правее рекомендуемой области, что неблагоприятно и по энергетическим (низкий КПД) и по кавитационным условиям (быстро падает $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$).

Рассмотрим случай, когда для параллельной работы подключаются разные насосы. Для этого сначала разберем один частный вопрос.

Положим, что уровень в баке постепенно повышается (рис. 16.15). В этих условиях подача насоса снижается и $Q = 0$ при $H_{\text{ст}} = H_{Q=0}$. Дальше уровень в баке поднимается за счет действия насоса не будет. А если подавать воду в бак от другого источника, то уровень может подняться выше $H_{Q=0}$, но, несмотря на то что насос будет работать, вода через него будет двигаться в обратном направлении — насос работает в режиме противотока.

Вернемся к поставленной задаче. Пусть параллельно соединяются насосы с разными напорными характеристиками H_1 и H_2 (рис. 16.16). Очевидно, для напоров $H < H_{1, Q=0}$ суммарная характеристика H_{1+2} определится суммированием подач (абсцисс) каждого насоса при данном напоре. Но на участке $H > H_{1, Q=0}$ (левее точки А) насос № 1 будет работать в режиме противотока. В результате сум-

марная кривая подачи пойдет левее H_2 (суммарная подача будет меньше подачи одного насоса № 2). Нецелесообразность работы в пределах этого участка двумя насосами совершенно очевидна, насос № 1 надо отключить.

Из приведенного рассмотрения следует практически важный вывод, что на параллельную работу следует подключить только такие насосы, у которых развиваемые напоры близки (размер или подача значения не имеет).

Средний КПД группы параллельно работающих различных на-

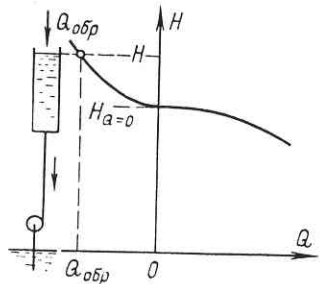


Рис. 16.15. Работа насоса в режиме противотока

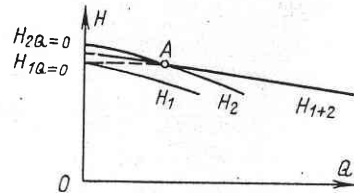


Рис. 16.16. Параллельное соединение различных насосов

сосов находится исходя из соотношения, представляющего собой суммарную мощность каждого насоса и всей группы по (11.11)

$$\frac{\rho g H \sum Q_i}{1000 \eta_{\text{ср}}} = \sum \frac{\rho g H Q_i}{1000 \eta_i}$$

в котором m — число работающих насосов.

Отсюда

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\sum Q_i}{\sum \frac{Q_i}{\eta_i}} \quad (16.4)$$

Если параллельно соединяются одинаковые насосы, то КПД сохраняется, а подача $\sum Q_i = mQ$, где m — число насосов.

16.5. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ НАСОСОВ НА ОБЩИЙ ТРУБОПРОВОД

При последовательном соединении напорный патрубок первого насоса (первой ступени) соединяется с входным патрубком второго насоса (второй ступени) и т. д., как показано на рис. 16.17. На основании данной схемы видно, что при последовательном соединении насосов пропускемые всеми насосами расходы равны, а напор равен

сумме напоров каждого из насосов (ступеней). Это правило позволяет построить характеристику всей группы последовательно соединенных насосов по характеристикам отдельных насосов.

На рис. 16.18 показаны характеристики двух насосов H_1, η_1 и H_2, η_2 дана линия общего напора H_{1+2} при их последовательном соединении. Соответствующее значение КПД $\eta_{\text{ср}}$ всей группы насосов может быть определено исходя из выражения мощности (11.11)

$$\frac{\rho g Q (H_1 + H_2)}{1000 \eta_{\text{ср}}} = \frac{\rho g Q H_1}{1000 \eta_1} + \frac{\rho g Q H_2}{1000 \eta_2}$$

из которого следует, что

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{H_1 + H_2}{H_1/\eta_1 + H_2/\eta_2} \quad (16.5)$$

Если последовательно соединяется несколько одинаковых насосов, то КПД сохраняется, а общий напор $H_m = mH$, где m — число насосов и H — напор насоса.

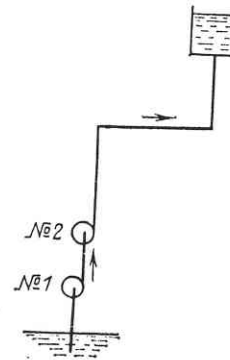


Рис. 16.17. Последовательное соединение насосов

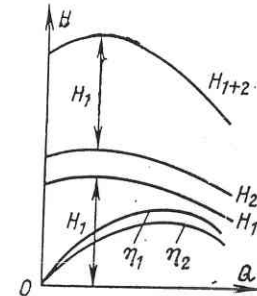


Рис. 16.18. Суммарная характеристика насосов при последовательном соединении

Последовательное соединение насосов используется в практике, когда требуется получить больший напор, чем может развить данный насос, или когда нужно иметь возможность изменять напор, развиваемый насосной установкой.

Однако нужно иметь в виду, что корпуса и другие части насосов рассчитаны на определенное давление. Обычно в каталогах в технических характеристиках насосов указывается предельное допустимое давление во входном патрубке, которое и ограничивает возможности последовательного соединения насосов.

Отметим, что для работы при последовательном соединении можно использовать насосы различного напора, но поскольку про-

ходящий расход одинаков, то эти насосы должны иметь близкие по значениям расчетные подачи, т. е. их размеры должны быть близки.

16.6. ПОРЯДОК ПОДБОРА НАСОСОВ

Исходными данными для подбора насосов служат: расчетный расход насосной установки или насосной станции $Q_{нс}$, ее схема, включая размеры всасывающих и напорных трубопроводов, статический напор $H_{ст}$, расчетная подача насосного агрегата Q_p . Подбор насосов выполняется в два этапа: выбор вида и типоразмера насоса; определение фактических показателей насосного агрегата.

1. Выбор вида и типоразмера насоса производится с помощью полей номенклатуры. Предварительно находится расчетный напор H_p . Для этого на основании заданных размеров и схемы трубопроводов вычисляется коэффициент K_c [для неразветвленного трубопровода по (16.1)] и определяются расчетные потери $h_{пот. p}$ по формуле

$$h_{пот. p} = K_c Q_p^2.$$

Расчетный напор выражается формулой согласно (11.6)

$$H_p = H_{ст} + h_{пот. p}.$$

Вид и типоразмер насоса устанавливаются с помощью поля соответствующей номенклатуры по «расчетной точке» с координатами Q_p и H_p . Нужно, чтобы расчетная точка попала в рабочую область какого-либо типоразмера. Если она оказывается вне рабочей области, то следует внести изменения в схему насосной установки или насосной станции, например изменить количество насосных агрегатов, т. е. Q_p .

2. Определение фактических показателей насосного агрегата производится совмещением характеристики насоса из соответствующего каталога и характеристики сети (трубопровода) согласно рис. 16.5. В результате находится диаметр рабочего колеса для центробежного насоса или угол установки лопастей для осевого и диагонального насоса при условии, чтобы фактическая подача Q_f была близка к расчетной Q_p , устанавливаются значения фактического напора H_f , КПД, мощности двигателя [по графику или по формуле (11.11)], допустимой вакуумметрической высоты всасывания $H_v^{доп}$ или допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{дон}$, по которым вычисляется допустимая высота всасывания H_s по (14.3) или (14.8).

Все необходимые габаритные, установочные и присоединительные размеры насоса, а также показатели массы даются в каталогах насосов.

Пример 16.1. Подобрать насосы для насосной станции типа приведенной на рис. 16.3, у которой расход $Q_{нс} = 14 \text{ м}^3/\text{с}$, количество агрегатов 4, со стальными трубопроводами диаметром по 1,1 м, длиной 1250 м, статический напор $H_{ст} = 40,0 \text{ м}$, расчетная подача $Q_p = 3,5 \text{ м}^3/\text{с}$, абсолютная отметка нижнего бьефа 630 м.

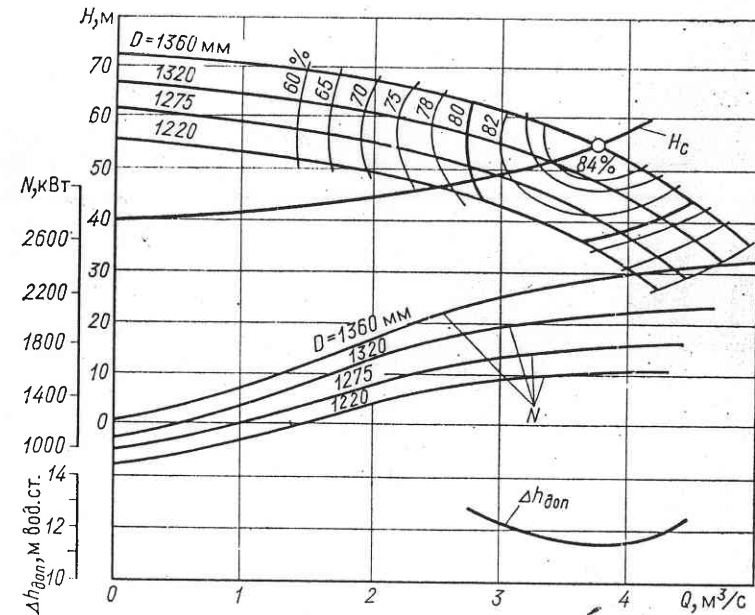


Рис. 16.19. К примеру 16.1. Характеристика насоса и сети

Решение. 1. Выбор вида и типоразмера насоса.

а) Определение расчетных потерь. Для трубы $d = 1,1 \text{ м}$ при коэффициенте шероховатости $n = 0,012$ $\lambda = 0,0165$ (по справочнику [48]). По (16.1), без учета местных потерь

$$K_c = \frac{16 \cdot 0,0165 \cdot 1250}{\pi^2 \cdot 2g \cdot 1,1^5} = 1,06;$$

расчетные потери

$$h_{пот. p} = K_c Q_p^2 = 1,06 \cdot 3,5^2 = 13,0 \text{ м}.$$

б) Расчетный напор насоса

$$H_p = H_{ст} + h_{пот. p} = 40 + 13,0 = 53,0 \text{ м}.$$

в) По номенклатуре (рис. 16.10) расчетная точка $Q_p = 3,5 \text{ м}^3/\text{с}$ и $H_p = 53,0 \text{ м}$ попадает в рабочую область насоса 1000 В-4/63, $n = 500 \text{ об/мин}$, который и принимаем.

2. Определение фактических параметров насоса.

а) Вычисления характеристики сети по (11.6а), $K_c = 1,06$:

$$H_c = H_{ст} + 1,06 Q^2.$$

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	1,0	2,0	3,0	3,5	4,0
$h_{пот. p}, \text{ м}$	0	1,1	4,4	9,9	13,0	17,0
$H_c, \text{ м}$	40,0	41,1	44,4	49,9	53,0	57,0

б) Нахождение фактического режима работы насоса. В каталоге * берем характеристику насоса 40В-16, $n = 500$ об/мин, соответствующего подобранному, и наносим на нее характеристику сети по п. «а», как показано на рис. 16.19. Точка $Q_p = 3,5$ м³/с лежит между кривыми для $D = 1360$ мм и 1320 мм. С некоторым запасом берем $D = 1360$ мм.

в) Фактические параметры, определенные точкой пересечения характеристик насоса и сети: подача $Q_{\Phi} = 3,8$ м³/с, напор $H_{\Phi} = 55$ м, КПД $\eta = 84\%$, кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}} = 11,5$ м вод. ст., мощность электродвигателя 2500 кВт. Проверка по (11.11а) дает:

$$N = \frac{9,81 \cdot 3,8 \cdot 55,0}{0,84} = 2460 \text{ кВт,}$$

По (14.8) находим допускаемую высоту всасывания. Согласно (1.2)

$$\frac{\Delta p_{\text{атм}}}{\rho g} = \frac{V}{900} = \frac{630}{900} = 0,7 \text{ м.}$$

Для всасывающей трубы вида (рис. 16.3 можно принять $h_{\text{вс}} = 0,5$ м. Для холодной воды $r_{\text{в.п}}/\rho g = 0,3$ м. По (14.8)

$$H_s = 10,3 - 0,7 - 11,5 - 0,5 - 0,3 = -2,7 \text{ м.}$$

Установка насоса видна на рис. 16.3.

Глава 17

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

17.1. ЗАПУСК ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Колесо насоса, вращающееся в воздухе, создает напор, равный H , м вод. ст. В пересчете на воду этот напор будет очень мал. Например, если по характеристикам $H = 24 \div 64$ м, то, поскольку плотность воздуха примерно в 800 раз меньше, чем воды, напор составит всего 0,03—0,08 м вод. ст. Таким образом, если корпус и всасывающая линия насоса заполнены воздухом, то после включения электродвигателя насос будет способен поднять, «подсосать» воду во всасывающую линию всего на 3—8 см, а так как H_s обычно превышает это значение, то вода не заполнит корпус и рабочее колесо и не будет поступать в напорный патрубок. Насос не запустится. Отсюда следует чрезвычайно важный вывод: для того чтобы лопастный насос при включении электродвигателя запустился и начал подавать жидкость в напорный патрубок, необходимо заполнить жидкостью его всасывающую линию, камеру и рабочее колесо. Все используемые способы запуска лопастных насосов сводятся к осуществлению этого основного требования. Часто применяются следующие способы запуска.

1. Установка насоса с подпором, т. е. ниже уровня в нижнем бассейне $НБ$ (в этом случае $H_s < 0$), как показано

* Насосы осевые типа «О», «ОП» и центробежные вертикальные типа «В». Каталог-справочник. ЦИНТИХимнефтемаш. М., 1970.

на рис. 16.1—16.3 и на схеме рис. 17.1. При этом всасывающая линия и камера рабочего колеса всегда заполнены водой и никаких операций перед запуском производить не нужно. Однако такая установка насоса не всегда возможна. В осевых насосах она может диктоваться и кавитационными условиями, так как у них по (14.8) часто $H_s < 0$.

2. Заливка всасывающей линии и корпуса насоса водой перед запуском (рис. 17.2). На конце всасывающего трубопровода устанавливается приемный клапан $ПК$. Перед запуском воду заливают либо через напорный трубопровод (точка B), либо через отверстие в спирали точка A).

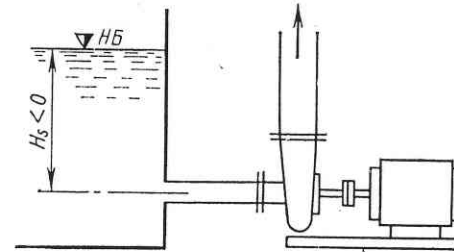


Рис. 17.1. Установка насоса с подпором

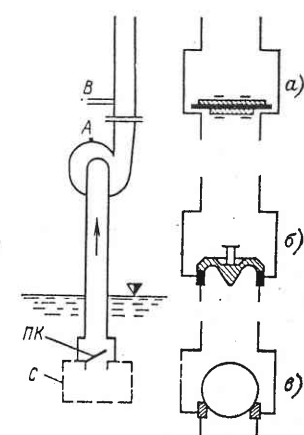


Рис. 17.2. Приемный клапан для заливки насоса

В мелких насосах, особенно при временной установке, например в условиях строительства, иногда насос заливают вручную, через воронку, установленную в отверстии A . При заливке важно обеспечить возможность выхода воздуха из всех точек всасывающей линии и корпуса (например, при заливке в точку B в точке A следует открыть кран и заливку производить до тех пор, пока из него не потечет вода). Если где-нибудь остаются «воздушные мешки», то и после заливки насос часто не запускается, т. е. не подает воду в напорный патрубок при включении двигателя. Иногда из-за этого приходится повторять операцию запуска несколько раз.

Успех запуска зависит и от того, насколько хорошо закрывается приемный клапан. Если протечки велики, то трудно обеспечить полное удаление воздуха из всасывающего тракта насоса, что затрудняет запуск, а иногда просто делает невозможным заливку насоса. Чтобы уменьшить вероятность засорения и повреждения клапана, перед ним ставится защитная сетка или перфорированный кожух C . Конструкция приемного клапана может быть различной. Простейшим является откидной клапан, металлический или из

мягкой резины («хлопушка») (рис. 17.2, а), более сложными являются седловой (рис. 17.2, б) и шаровой (рис. 17.2, в).

Запуск путем предварительной заливки достаточно прост и широко используется для мелких насосов. Его недостатком является необходимость иметь приемный клапан, работающий в довольно тяжелых условиях и труднодоступный для осмотра и ремонта. Этот клапан создает добавочное сопротивление, что вызывает необходимость снижать высоту всасывания H_s . Все это приводит к тому, что для крупных насосов такой способ запуска оказывается нецелесообразным (считается приемлемым для установок с диаметром всасывающего трубопровода менее 200 мм).

3. Использование вакуум-насосов. Перед запуском насоса (рис. 17.3) задвижка 3 на напорном трубопроводе

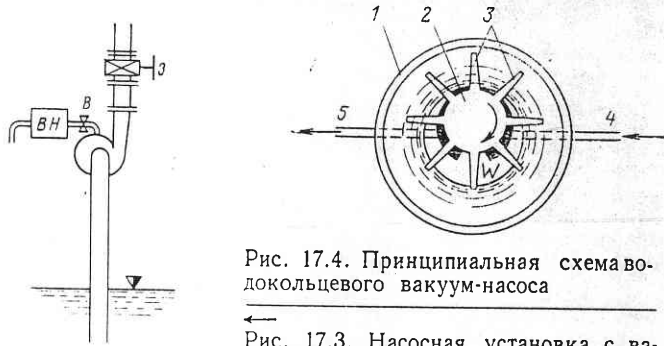


Рис. 17.4. Принципиальная схема водокольцевого вакуум-насоса

Рис. 17.3. Насосная установка с вакуум-насосом для запуска

закрывается, открывается вентиль В и включается вакуум-насос ВН, присоединенный к верхней точке спирали. По мере откачки воздуха вакуум в полости возрастает и вода поднимается вверх по всасывающей линии. Когда весь проточный тракт будет полностью заполнен водой, из вакуум-насоса ВН вместо воздуха начнет выбрасываться вода. После этого можно включать электродвигатель и открывать задвижку 3. Насос начнет работать и будет подавать воду в напорный трубопровод. Вентиль В закрывается и вакуум-насос ВН отключается. Процесс запуска получается весьма простым, но требуется достаточная герметичность всей системы. Время запуска (заполнения) определяется объемом всасывающей линии и производительностью вакуум-насоса.

Для запуска насосов могут применяться только специальные вакуум-насосы, которые не боятся попадания в них воды. Наиболее широко для этой цели используются водокольцевые вакуум-насосы и эжекторы.

Водокольцевой вакуум-насос (рис. 17.4) состоит из цилиндрического корпуса 1 с плоскими боковыми стенками, в котором эксцентрично помещен вращающийся барабан 2 с лопатками 3. Высота барабана и лопаток почти равна высоте цилиндри-

ческого корпуса 1, что обеспечивает минимальные зазоры по торцевым поверхностям. В боковой стенке имеются две канавки — прорези (на чертеже показаны черным), сообщающиеся с трубами 4 и 5.

Перед запуском в корпус вакуум-насоса заливают немного воды. Когда барабан 2 вращается, лопатки захватывают воду и под действием центробежной силы она вращается; внутренний радиус кольца вращения определяется положением канавок.

Принцип работы вакуум-насоса следующий. Благодаря эксцентричному положению барабана 2 с лопатками 3 в цилиндрическом корпусе при их вращении объем W замкнутой полости, ограниченной стенками лопаток и поверхностью воды, изменяется: сверху, где лопатки максимально утоплены в водяное кольцо, он минимальный, внизу, где лопатки больше всего выходят из воды, — максимальный. При движении по стрелке, пока полость W движется вдоль прорези трубки 4, объем ее увеличивается и она заполняется воздухом. Далее при движении вдоль прорези трубки 5 объем полости W уменьшается, давление воздуха возрастает и он выбрасывается в трубку 5. Таким образом, водокольцевой вакуум-насос работает по принципу объемного насоса.

Водокольцевой вакуум-насос очень прост, не имеет клапанов и создает вакуум, достаточный для подъема воды на 8—9 м; для него не опасно, если во всасывающую трубку 4 будет попадать вода, т. е. он вполне пригоден для запуска лопастных насосов. Единственным его недостатком является то, что он может работать только на чистой воде, не содержащей абразивных включений (песок), причем это касается и перекачиваемой насосом воды, так как при запуске она неизбежно попадает в вакуум-насос.

Водокольцевые вакуум-насосы выпускаются номинальной подачей от 0,75 до 50 м³/мин воздуха, мощностью от 2 до 85 кВт.

Струйный насос (эжектор), схема которого показана на рис. 11.11, может использоваться и для создания вакуума, необходимого для заполнения водой всасывающего трубопровода и камеры рабочего колеса. При подаче к соплу воды с достаточным напором (более 20—30 м) выбрасываемая струя увлекает с собой воздух из подводной камеры и действует как вакуум-насос.

Легко видеть, что эжектор чрезвычайно удобен для запуска лопастных насосов. Он не имеет движущихся частей, не боится попадания воды в приемную камеру и частиц песка. Это особенно важно для грунтовых насосов (землесосов) и для обычных насосных установок, которыми перекачивается засоренная вода.

Для выбора способа пуска насоса важно установить допустимость его пуска на закрытую задвижку. Решающее значение при этом имеет форма кривой изменения мощности. Как следует из рис. 15.5, у насосов низкой и средней быстроходности с увеличением подачи от нуля мощность возрастает. Для таких насосов вполне допустим пуск на закрытую задвижку или закрытый обратный клапан, которые установлены на напорном трубопроводе.

У быстроходных осевых или диагональных насосов при $Q = 0$ мощность может значительно превосходить требуемую для рабочего режима. Кроме того, на напорной характеристике этих насосов имеется перелом, в пределах которого насос работает нестабильно. В связи с отмеченными особенностями такие насосы, как правило, запускаются при опорожненном трубопроводе и в начальный момент напор $H_0 = 0$. По мере увеличения частоты вращения и заполнения трубопровода напор возрастает до требуемого, после чего открывается затвор или включается сифонный водовыпуск на верхней части водовода. Таким образом, пуск осевых и диагональных насосов имеет специфические трудности.

17.2. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ ЛОПАСТНОГО НАСОСА

Насос или группа насосов подбираются обычно по максимальной требуемой подаче. Однако в условиях эксплуатации часто оказывается необходимым иметь возможность подавать в напорную линию и меньший расход, т. е. изменять, регулировать подачу насоса в довольно широких пределах. Как известно, фактическая подача определяется точкой пересечения напорно-расходной характеристики насоса с характеристикой сети (см. рис. 16.5, 16.14). Следовательно, изменить подачу можно либо за счет изменения характеристики насоса, либо сети. В практике используется несколько способов регулирования подачи.

1. Регулирование задвижкой или дросселированием — один из наиболее широко используемых способов регулирования подачи лопастных насосов. Состоит он в том, что, уменьшая открытие задвижки, установленной на напорной линии, создают дополнительное сопротивление и за счет этого изменяют характеристику сети. С учетом этого входящий в формулу (16.1) коэффициент K_c можно представить суммой $K_c = K_{тр} + K_{завд}$, где $K_{тр}$ — коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах, а $K_{завд}$ — дополнительные потери, создаваемые задвижкой. Тогда характеристика сети определится формулой

$$H_c = H_{ст} + K_{тр}Q^2 + K_{завд}Q^2. \quad (17.1)$$

Коэффициент $K_{завд}$ растет с уменьшением открытия. Изменение характеристики сети и подачи насоса с изменением открытия задвижки s в процентах можно проследить по точкам 0—4 на рис. 17.5. Здесь же дана кривая $Q_{ф} = f(s)$ фактического расхода в напорном трубопроводе в функции от открытия задвижки s . Как видно, изменяя открытие задвижки, можно плавно регулировать расход в диапазоне от $Q_{макс}$ до нуля.

Регулирование расхода задвижкой — дросселированием чрезвычайно просто. К недостаткам этого способа относится повышенная затрата энергии, в основном на преодоление дополнительного сопротивления $K_{завд}Q^2$.

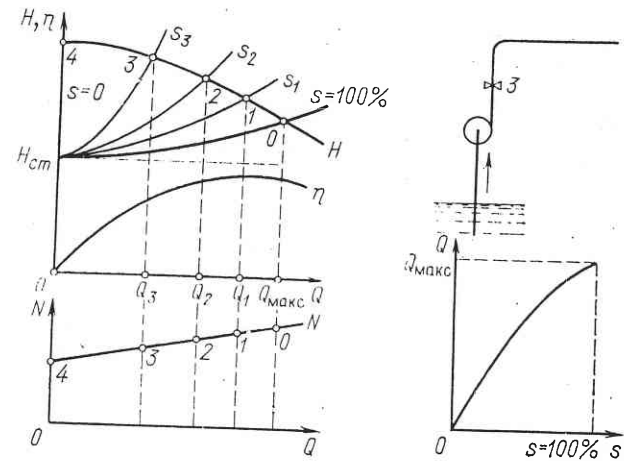


Рис. 17.5. Регулирование подачи задвижкой (дросселированием)

2. Регулирование изменением частоты вращения насоса. Если при некоторой расчетной частоте вращения n_0 характеристика насоса $H_{н0}$, подача $Q_{макс}$, то уменьшение частоты вращения до $0,9n_0$, $0,8n_0$ и т. д. приведет к снижению характеристик согласно (12.25) и (12.26) и уменьшению подачи (рис. 17.6). В результате плавное изменение частоты вращения позволяет плавно изменять расход $Q = f(n)$ в широком диапазоне. Практическое осуществление этого весьма эффективного способа регулирования подачи встречает большие трудности, поскольку наиболее широко используемый в качестве привода асинхронный

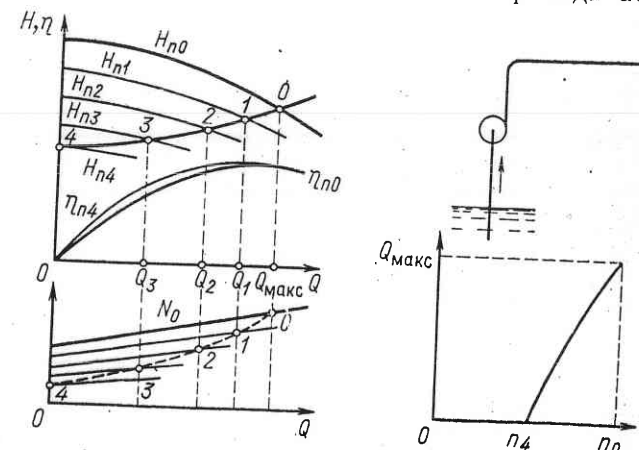


Рис. 17.6. Регулирование подачи изменением частоты вращения насоса

электродвигатель работает практически с постоянной частотой вращения. Существующие способы изменения частоты вращения асинхронных электродвигателей, основанные на изменении частоты электрического тока или использующие принцип повышенного скольжения, пока не получили широкого распространения.

Имеется возможность изменять частоту вращения насоса при постоянной частоте вращения двигателя путем установки между насосом и двигателем гидравлической или электромагнитной регулируемой муфты скольжения. Однако это также вызывает услож-

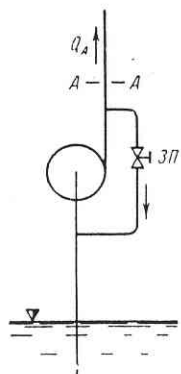


Рис. 17.7. Регулирование подачи перепуском

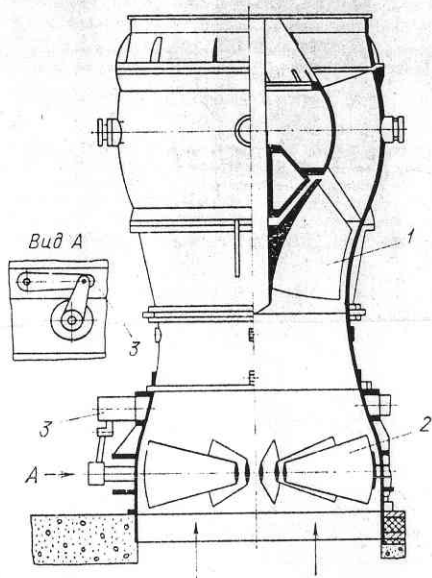


Рис. 17.8. Регулирование подачи изменением входной циркуляции

нение и удорожание установки; кроме того, в муфтах имеются и дополнительные потери энергии.

Сопоставить энергетические показатели обоих способов регулирования подачи можно путем сравнения мощности при дросселировании (рис. 17.5) и изменении частоты вращения (рис. 17.6). В первом случае мощность изменяется по линии N , а во втором она снижается с уменьшением Q гораздо быстрее за счет смещения линии N по (12.27), точки 0—4.

3. Регулирование перепуском (рис. 17.7) осуществляется изменением открытия задвижки ЗП, установленной на обводном трубопроводе, соединяющем напорный трубопровод с всасывающим. С увеличением открытия этой задвижки расход Q_A , поступающий в напорный трубопровод, уменьшается. Такой способ регулирования может быть целесообразным по энергетическим показателям только для быстроходных насосов, у которых с увеличением подачи мощность снижается. Нужно, однако, учитывать, что с от-

крытием задвижки ЗП фактическая подача насоса возрастает и он попадает в режимы с худшими кавитационными показателями. Регулирование подачи перепуском используется редко, иногда при пусках быстроходных насосов.

4. Регулирование изменением угла установки лопастей рабочего колеса может осуществляться только в осевых и диагональных поворотно-лопастных насосах, имеющих механизм, обеспечивающий возможность изменять угол лопастей на ходу. Этот способ регулирования, как видно из характеристики, например, на рис. 15.2, позволяет плавно изменять расход, но в ограниченном диапазоне.

5. Регулирование изменением циркуляции потока перед входом на рабочее колесо. Уравнение Эйлера (12.10а) показывает, что изменение входной циркуляции Γ_1 должно изменять развиваемый насосом напор. Это свойство можно использовать для регулирования подачи насоса. На рис. 17.8 показан диагональный насос фирмы «Ганц Маваг» (ВНР), в котором перед рабочим колесом 1 расположен осевой поворотный направляющий аппарат, лопатки которого 2 имеют привод от регулирующего кольца 3. Поворотом кольца 3 можно примерно на 30 % изменять подачу при сохранении достаточно высокого КПД.

6. Регулирование путем изменения числа работающих насосов. При параллельном соединении нескольких насосов подаваемый расход можно регулировать изменением числа работающих насосов (у остановленных насосов задвижки на напорных линиях должны быть закрыты). Как будет при этом изменяться расход, можно проследить по рис. 16.14. Такой способ регулирования удобен, но дает только скачкообразное изменение подаваемого расхода. Правда, его можно использовать в комбинации с дросселированием, что позволит получить лучшие энергетические показатели.

17.3. УСТАНОВКА ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

В процессе проектирования насосных установок и станций, даже при решении вопросов о временных насосных установках, необходимо учитывать ряд требований, от выполнения которых зависит надежность их работы. Прежде всего это относится к выбору типоразмера насосов и их числа, который должен производиться в соответствии с необходимыми расходами и напорами, причем особое внимание должно быть обращено на правильный учет гидравлических потерь.

Большое значение имеет выбор высоты установки насоса относительно уровня воды в низовом бассейне, т. е. H_s , определяемой по формулам (14.3) или (14.8). Значения $H_s^{доп}$ и $\Delta h_{доп}$ находятся по характеристике насоса, причем учитывается наиболее неблагоприятный режим.

Из приведенных формул видно, что H_s зависит от потерь во всасывающей линии $h_{вс}$. В связи с этим с целью увеличения H_s и снижения опасности возникновения кавитации следует всегда по возможности уменьшать потери во всасывающем трубопроводе. Для этого длина трубопровода должна быть минимальной (что облегчит и запуск насоса, поскольку уменьшит объем заливаемой воды или отсасываемого воздуха), скорость во всасывающем трубопроводе должна быть меньше, чем в напорном, т. е. диаметр несколько больший. Нужно избегать лишних поворотов трубопровода, чтобы не создавать дополнительных местных потерь. Если

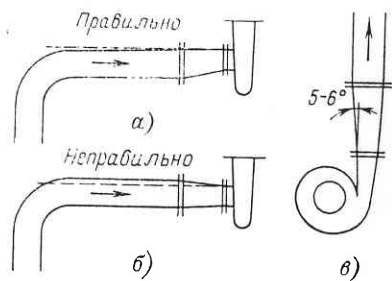


Рис. 17.9. Прокладка всасывающего трубопровода и присоединение к насосу напорного трубопровода

устанавливается приемный клапан для заливки насоса (см. рис. 17.2), то при определении $h_{вс}$ учитываются гидравлические потери и в самом клапане, и в решетке. Размер клапана должен быть больше, чем размер трубопровода.

Надежность работы и легкость запуска насоса в значительной мере зависят от качества прокладки всасывающего трубопровода. Прежде всего необходимо, чтобы всасывающий трубопровод был полностью герметичным, так как при работе в нем создается довольно глубокий вакуум и через неплотности в стыках будет всасываться воздух, который не только вызывает снижение подачи, но может привести и к срыву вакуума, т. е. к полному прекращению подачи в напорный трубопровод.

Форма всасывающего трубопровода должна быть такой, чтобы в нем не могли создаваться «воздушные мешки». Для этого конфузор и всасывающий трубопровод должны быть выполнены так, как показано на рис. 17.9, а. Если же его сделать по рис. 17.9, б, то при заливке в верхней части останется воздушная полость, которая, когда рабочее колесо начнет вращаться, расширится, перекроет все сечение и не даст возможности запустить насос; при запуске с помощью вакуум-насоса будет происходить скапливание воздуха, выделяющегося из воды в процессе работы, что также может привести к «срыву» и прекращению подачи.

Напорный трубопровод на работу насоса влияет значительно меньше. Но поскольку фактическая подача зависит от размера потерь, диаметр напорного трубопровода должен подбираться соответствующим образом. Средняя скорость в напорном патрубке насосов достигает 6—7 м/с, а в напорных трубопроводах она обычно составляет 2—3 м/с. С целью снижения потерь рекомендуется у напорного патрубка ставить конический диффузор с центральным углом 10—12° (рис. 17.9, в).

17.4. КАВИТАЦИОННЫЙ И АБРАЗИВНЫЙ ИЗНОС НАСОСОВ

Лопастные насосы являются весьма долговечными машинами и при нормальных условиях эксплуатации могут работать более 20—30 лет. Однако в практике нередко встречаются случаи, когда насос изнашивается значительно быстрее и через каждые 1—2 года приходится производить его капитальный ремонт. Такой износ обычно вызывается кавитацией и абразивным воздействием твердых примесей, содержащихся в перекачиваемой жидкости, или совместным их действием.

Хотя при установке насоса принимаемая высота всасывания находится из условия отсутствия кавитации, при длительной работе иногда обнаруживается довольно интенсивный кавитационный износ, который может являться следствием двух групп факторов: вызываемых условиями эксплуатации и связанных с качеством насоса.

К эксплуатационным факторам кавитационного износа относятся все причины, в результате которых фактический вакуум во всасывающем патрубке (11.3) больше или фактический кавитационный запас (14.5) меньше, чем допускаемые. Обычно это объясняется повышенными гидравлическими потерями во всасывающем трубопроводе по сравнению с расчетными значениями (частичное засорение приемной сетки, увеличенное сопротивление клапана, местные нарушения всасывающей линии) или тем, что фактическое значение H_s больше допустимого (например, уровень в нижнем бассейне стоит ниже, чем предусмотрено). Обнаружить эти факторы легко путем измерения вакуума во всасывающем патрубке насоса и сравнения его с допустимым по характеристике для того же расхода.

Причины кавитационного износа, связанные с качеством насоса, проявляются в том, что паспортные его кавитационные характеристики $H_s^{доп}$, $\Delta h_{доп}$ не обеспечивают отсутствия кавитации. Как известно, критические значения H_s и Δh определяются в результате стендовых испытаний при развитой кавитации и устанавливаются точкой срыва (см. рис. 14.1). Но в отдельных местах кавитация может зарождаться раньше и, не проявляясь на изменении КПД и других показателей насоса, вызывать ускоренный местный износ. Повышенный кавитационный износ может вызываться и отдельными дефектами изготовления или монтажа (неровности, перекосы, увеличенные зазоры и пр.).

Опасными областями по условиям кавитационного износа являются такие, в которых возникает наиболее глубокий вакуум. В центробежных насосах (рис. 17.10) — это входные участки лопастей рабочего колеса с тыльной стороны А, внутренняя поверхность входного обода В и зазор уплотняющей кромки С. В зазоре развивается особая форма кавитации, так называемая щелевая, вызываемая местными отжимами потока, где создается дополнительное понижение давления.

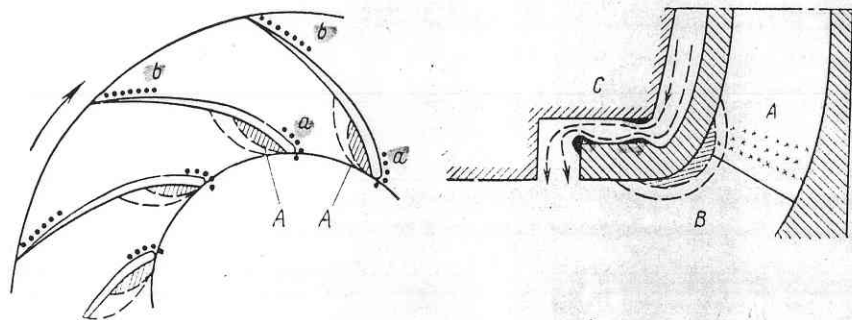


Рис. 17.10. Места наиболее интенсивного износа центробежных насосов:
 А, В, С — кавитационного; а, б — абразивного

В осевых насосах (рис. 17.11) кавитационные разрушения возникают на входном участке лопастей рабочего колеса с тыльной стороны А, на концах пера лопасти В, на нижней части поверхности сферической камеры рабочего колеса С, на торцах лопастей (щелевая кавитация) D и на поверхности втулки E. Для снижения интенсивности щелевой кавитации рекомендуется округлять торцевые кромки лопасти (деталь II) или устраивать концевое ребро (деталь I).

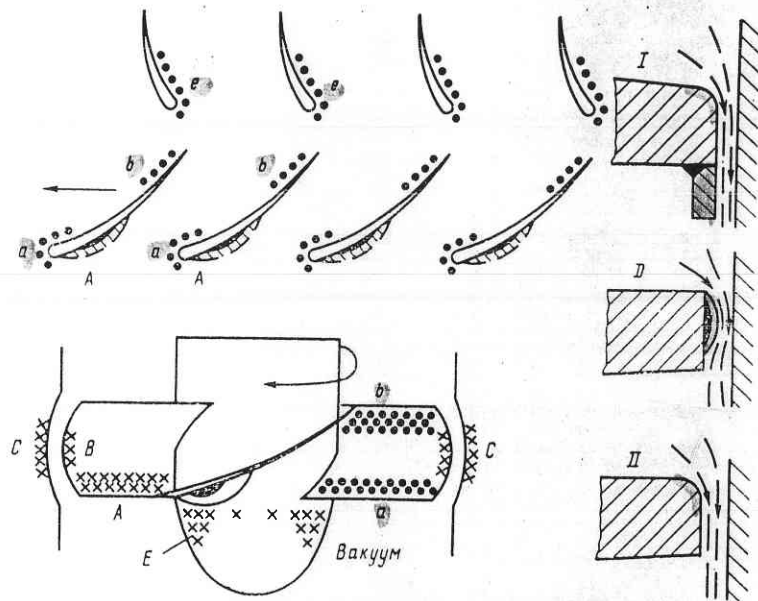


Рис. 17.11. Места наиболее интенсивного износа осевых насосов:
 А, В, С, D, E — кавитационного; а, б, е — абразивного

Если перекачиваемая насосом жидкость (вода) содержит твердые частицы, то они оказывают абразивное (и изнашивающее) воздействие на элементы насоса. Абразивный износ в основном зависит от содержания в воде наносов, относительной скорости в насосе и показателя абразивной изнашиваемости материала.

Как показывает опыт эксплуатации, в центробежных насосах (рис. 17.10) наиболее интенсивному абразивному износу подвергаются лопасти рабочего колеса у входной кромки а и на выходном участке б с рабочей стороны. Попадание твердых частиц приводит к быстрому износу (разработке) уплотняющих зазоров. В осевых насосах (рис. 17.11) наиболее интенсивному абразивному износу подвергаются входные кромки а и выходные участки б лопастей рабочего колеса с рабочей стороны, а также лопатки выправляющего аппарата е.

Переносимые с жидкостью твердые частицы вызывают еще одну форму абразивного износа: попадая в сальники и подшипники, они приводят к ускоренному местному истиранию вала. С целью облегчения ремонта часто в этих местах на вал надевается втулка (рубашка), которую можно менять. С этой же целью у насосов предусматриваются сменные уплотняющие кольца (см. рис. 13.1, 13.5).

Кавитационный износ насосов можно уменьшить различными средствами. Прежде всего это эксплуатационные возможности, которые сводятся к тому, чтобы снизить до минимума время работы в кавитационно опасных режимах, по возможности увеличить фактический кавитационный запас (снизить вакуум во всасывающей трубке). Это можно сделать уменьшением H_s , сокращением потерь во всасывающем трубопроводе.

Большое значение имеет материал, из которого изготовлены рабочие органы: наименее стоек чугун, лучше всего противостоит кавитационному износу нержавеющая сталь, очень хорошую кавитационную и абразивную стойкость имеют некоторые пластмассы и резина. Эти материалы могут использоваться для защиты стальных элементов. Предложен ряд способов нанесения защитных покрытий из полимерных материалов: либо в форме шпатлевки, которая наносится слоем в несколько миллиметров, либо в форме окраски. Основная трудность состоит в обеспечении прочного скрепления (адгезии) покрытия с металлом. Это зависит и от состава покрытия, и от способа его нанесения, и от качества подготовки поверхности. При высоком содержании в воде абразивных частиц следует применять специальные песковые или грунтовые насосы.

17.5. НЕУСТОЙЧИВАЯ РАБОТА НАСОСА

Для нормальной эксплуатации насосов и насосных установок требуется обеспечить устойчивую работу системы насос—трубопровод. Это значит, что после случайных возмущений, которые могут вызываться различными причинами (временное изменение потребляемого расхода, сопротивления и пр.), режим должен возвращаться к исходному.

Рассмотрим работу насоса и трубопровода при неизменном значении статического напора (вода подается в большой водоем) и проверим, будет ли устойчив режим P , определяющий фактическую подачу $Q_{\text{ф}}$ (рис. 17.12, а). Создадим временное увеличение расхода на ΔQ . При этом H_c возрастет, напор H снизится, создастся разность напоров ΔH , направленная против движения воды, которая будет уменьшать ее расход и воздействовать на возвращение режима в исходную точку P , как показано стрелками. Если расход временно снизить на ΔQ , то ΔH будет на-

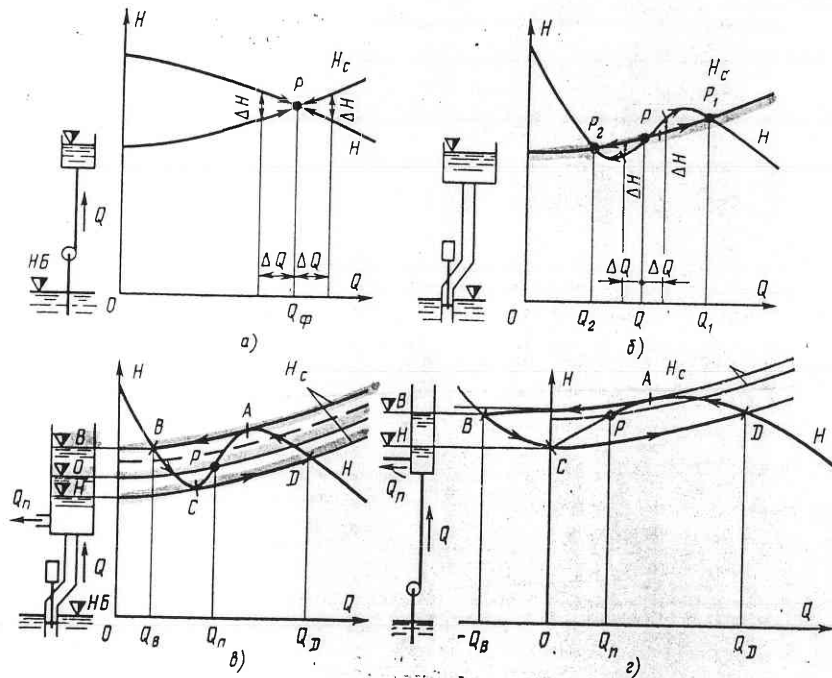


Рис. 17.12. Устойчивые и неустойчивые режимы работы насоса. Помпаж

правлен по движению жидкости, что приведет к увеличению расхода, т. е. к возврату к исходной точке P , как показано стрелками. Из проведенного анализа видно, что режим P , определяющий фактическую подачу по рис. 17.12, а, является устойчивым.

Рассмотрим теперь для тех же условий быстроходный насос, характеристика которого имеет перегиб (см. рис. 15.5) и проверим устойчивость режима P , показанного на рис. 17.12, б. Увеличим расход на ΔQ . При этом развиваемый насосом напор H возрастет больше, чем H_c , создавшийся перепад ΔH будет направлен по течению жидкости и вызовет еще большее увеличение расхода. Режим не будет возвращаться к исходному и, как показано стрелками, будет отклоняться от него до тех пор, пока не достигнет точки P_1 пересечения кривых H и H_c . Если уменьшить расход на ΔQ , то создавшийся перепад ΔH будет направлен против движения жидкости, это вызовет дальнейшее уменьшение расхода, т. е. приведет к смещению

режима в точку P_2 . Проведенный анализ показывает, что режим P на рис. 17.12, б неустойчив и самопроизвольно смещается либо в P_1 , либо в P_2 .

Из анализа можно сформулировать и критерий устойчивости режима, который связан с наклоном касательных к кривым H и H_c . Режим будет устойчив при условии, что в данной точке пересечения характеристик насоса и H_c сети соблюдается условие

$$\frac{\partial H}{\partial Q} < \frac{\partial H_c}{\partial Q}. \quad (17.2)$$

Рассмотрим более сложный случай, когда система обладает еще и емкостью (рис. 17.12, в). Из верхнего резервуара забирается постоянный расход $Q_{\text{п}}$, а уровень в резервуаре и статический напор могут изменяться в зависимости от соотношения между подачей насоса Q и расходом $Q_{\text{п}}$.

Пусть расход $Q_{\text{п}}$ попадает в зону перегиба характеристики (точка P). Положим, подача немного увеличилась. Это приведет к росту уровня в резервуаре и к подъему линии H_c , подача увеличится еще более, а это в свою очередь приведет к дальнейшему росту уровня в резервуаре. Так будет продолжаться до тех пор, пока характеристика H_c не достигнет точки A . Здесь подача $Q > Q_{\text{п}}$ и уровень в резервуаре продолжает расти, кривая H_c поднимается, но отрывается от характеристики насоса и режим перескакивает по характеристике насоса из A в B (при этом действуют и силы инерции), где подача насоса $Q < Q_{\text{п}}$. Теперь уровень в резервуаре понижается и режимная точка движется по характеристике насоса, пока не достигнет точки C . Здесь опять происходит срыв режима и он переходит в точку D , в которой $Q > Q_{\text{п}}$, что вызывает рост уровня в резервуаре и движение режимной точки от D к A . После этого процесс будет повторяться. Таким образом, режимная точка непрерывно движется по участкам характеристики $DACB$, $BCAD$, проходя через неустойчивую точку P . При этом уровень в резервуаре изменяется от ∇H до ∇B , а подача — от Q_B до Q_D .

Это чрезвычайно интересное явление, которое называют помпаж, представляет собой одну из форм автоколебаний, крайне неблагоприятных для работы насоса и всей системы.

Помпаж может возникать и в установках с центробежными насосами. Положим, имеется система, показанная на рис. 17.12, , причем потребляемый расход $Q_{\text{п}}$ таков, что режимная точка P лежит на восходящей части характеристики насоса H . Эта точка неустойчива, так как здесь $\partial H / \partial Q > \partial H_c / \partial Q$, т. е. условие (17.2) не удовлетворяется. Положим, режим смещается вправо, что сопровождается увеличением подачи насоса Q и ростом уровня в резервуаре. Линия H_c поднимается, достигает точки A , после чего происходит срыв режима и переход его в точку B , расположенную в левом квадранте характеристики (см. рис. 16.15). Теперь расход Q идет через насос в обратную сторону и уровень в резервуаре быстро падает. Режимная точка смещается от B к C . Здесь опять происходит изменение режима с C на D , после чего уровень в резервуаре растет, что приводит к смещению режима от D к A . Далее процесс повторяется. Создается автоколебательный процесс, при котором подача насоса изменяется от Q_B до Q_D , а уровень в резервуаре — от ∇B до ∇H .

Период колебаний при помпаже зависит от характеристик насоса H , сети H_c и площади резервуара,

Чтобы избежать явления помпажа, нежелательно работать на восходящей части характеристики насоса, где $dN/dQ > 0$. Эту область иногда называют неустойчивой, хотя, если условие (17.2) удовлетворяется во всех точках характеристики, система и здесь будет работать устойчиво.

Глава 18

СПЕЦИАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

18.1. ГРУНТОВЫЕ НАСОСЫ

Грунтовые насосы предназначены для перекачки пульпы — смеси воды с грунтом (раньше их называли «землесосы»). Они используются для разработки карьеров и котлованов, намыва плотин и дамб (гидротехническое строительство, горное дело), транспорта грунта и полезных ископаемых (руда, уголь), дноуглубления (водный транспорт), золоудаления на тепловых электростанциях и др.

Особенности конструкции грунтовых насосов определяются на-

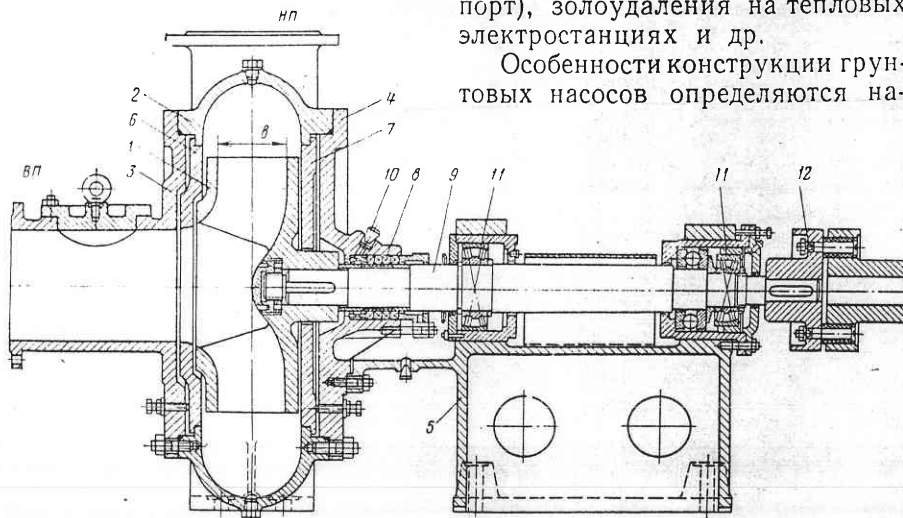


Рис. 18.1. Грунтовый насос типа Гр

личием большого количества твердых частиц в перекачиваемой воде, что создает интенсивное абразивное воздействие, и необходимостью обеспечить пропуск довольно крупных включений (галечки, камни), которые могут попадать с грунтом (дополнительно см. [15, 63]).

Грунтовой насос типа Гр для легкого режима работы показан на рис. 18.1. Общая его компоновка аналогична обычному консольному насосу (см. рис. 13.1) и особенности конструкции целиком определяются указанными выше специфическими требованиями.

Рабочее колесо 1 имеет относительно большую ширину b и только 3—4 лопасти, что диктуется необходимостью обеспечить достаточное проходное сечение. Массивный корпус 2 образует просторную, приемную камеру с почти постоянным проходным сечением, переходящую в напорный патрубок НП. К корпусу крепится крышка 3 с входным патрубком ВП, а сам корпус 2 через плиту 4 скреплен со станиной 5. И корпус и станина анкерными болтами укрепляются на фундаменте. Между рабочим колесом и деталями корпуса установлены защитные диски 6 и 7, изготовленные из износостойкой стали. В месте расположения сальника 8 на вал 9 надета защитная втулка, которая заменяется при износе. Для уменьшения количества твердых частиц, попадающих в полость между вращающимися и неподвижными деталями, через штуцер 10 подводится чистая вода. Вал укреплен на роликовых подшипниках 11 и имеет шариковый упорный подшипник, воспринимающий осевое усилие (осевое усилие рабочего колеса не уравновешено). С помощью упругой муфты 12 вал насоса соединяется с валом электродвигателя.

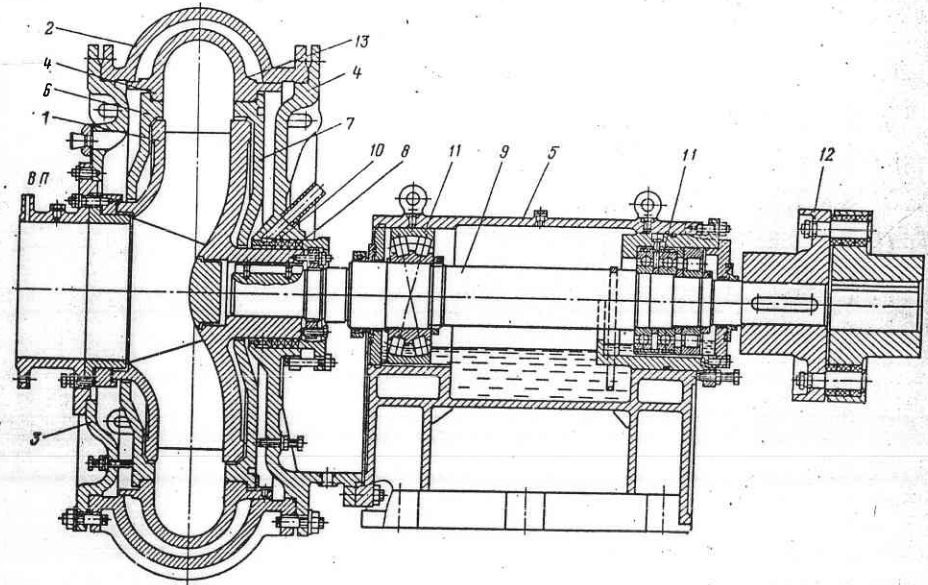


Рис. 18.2. Грунтовый насос типа ГрТ

Грунтовой насос типа ГрТ, рассчитанный на тяжелый режим работы (рис. 18.2), отличается более надежной защитой за счет применения двойного корпуса. Основные детали этого насоса те же, что и грунтового насоса легкого режима (рис. 18.1), но внутри несущего корпуса 2 вставлен дополнительный защитный корпус 13, плотно сопрягающийся с защитными дисками 6 и 7. Таким образом,

рабочее колесо 1 вращается в сплошной защитной оболочке, изготовленной из износостойчивой стали.

Несмотря на защитные меры, рабочие части грунтовых насосов

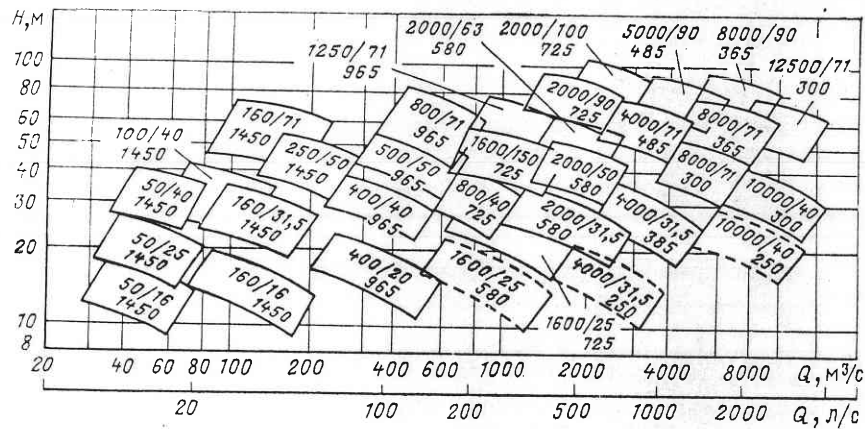


Рис. 18.3. Номенклатура грунтовых насосов

довольно быстро изнашиваются, особенно при тяжелых режимах работы, поэтому предусматривается возможность легкой разборки их и смены износившихся частей.

Номенклатура грунтовых насосов согласно ГОСТ 9075-75 (рис. 18.3) предусматривает выпуск насосов с «нормальным» проходным сечением — тип Гр и с «увеличенным» проходным сечением — тип Гру. Выпускается несколько типов грунтовых насосов для различных условий работы по интенсивности абразивного воздействия: однокорпусные легкие, средние с футеровкой из резины — индекс Р или из абразивного материала на органической связке — индекс К; тяжелые двухкорпусные — индекс Т.

Марка грунтового насоса включает буквенное обозначение типа конструкции, расчетные значения объемной подачи, м³/ч, и напора, м, а также частоту вращения. Дополнительно может указываться диаметр рабочего колеса. Например Гру 800/40, 725 — грунтовой насос для легких условий работы с увеличенным на 25 % проходным сечением, расчетные подачи 800 м³/ч и напор 40 м, частота вращения 725 об/мин; ГрТ 800/71, 965 — грунтовой насос двухкорпусный нормального проходного сечения, рассчитанный на тяжелые условия работы, расчетные подачи 800 м³/ч и напор 71 м, частота вращения 965 об/мин.

Предусмотренные типоразмеры грунтовых насосов покрывают диапазон по подаче от 40 до 12 500 м³/ч и по напорам от 10—15 до 70—100 м.

В каталогах и справочниках встречаются и старые марки грунтовых насосов. Буквенное обозначение типа аналогично описанному

выше, но вместо подачи и напора в марке указываются размер — диаметр напорного патрубка, деленный на 25, и расчетный коэффициент быстроходности по (12.28), деленный на 10. Например

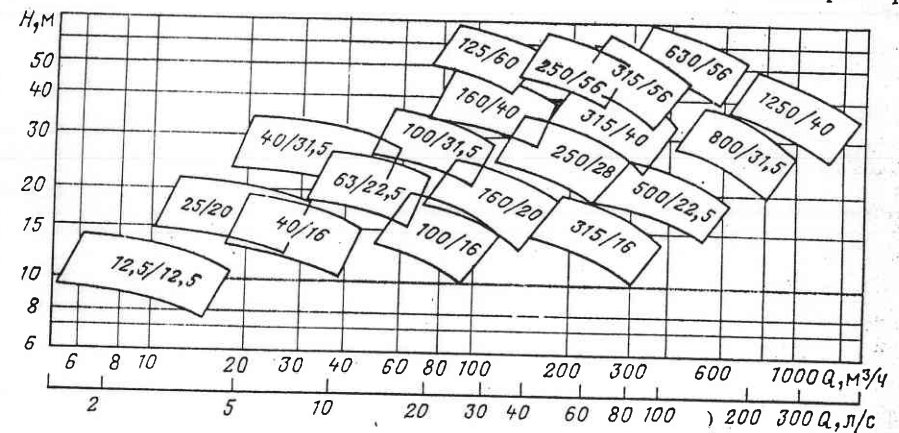


Рис. 18.4. Номенклатура песковых насосов

10Гру-8 — означает диаметр напорного патрубка $10 \cdot 25 = 250$ мм и $n_s = 80$ (соответствует Гру 800/40).

Для перекачивания гидросмесей, содержащих мелкие частицы (песок, раздробленная руда или шлак, мелкая зола и пр.), при-

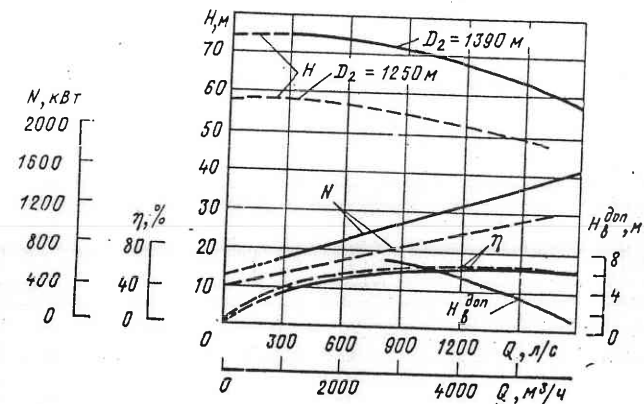


Рис. 18.5. Характеристика грунтового насоса ГрТ 4000/71, 485 об/мин

меняются песковые насосы, которые по конструкции похожи на насосы типа Гр легкого режима, но имеют меньшие размеры и легко разборный корпус. Номенклатура песковых насосов по ГОСТ 8388-77 показана на рис. 18.4. Как видно, это в основном мелкие насосы

с диапазоном подачи от 6 до 1200 м³/ч и напоров 10—60 м. Предусмотрен выпуск двух типов песковых насосов: П — с осевым входом и ПБ — с боковым входом.

Характеристики грунтовых насосов всегда даются для чистой воды. В качестве примера на рис. 18.5 показана характеристика грунтового насоса ГрТ 4000/71 с двумя диаметрами рабочего колеса («нормального» 1390 и обточенного 1250 мм). Даны линии напора H , мощности N , КПД η и допустимой вакуумметрической высоты всасывания $H_{в.п}^{\text{доп}}$. Можно отметить, что, несмотря на значительные размеры, КПД этого насоса довольно низок, лишь немного превышает 60 %, что объясняется вынужденной, неблагоприятной по гидравлическим условиям формой проточного тракта.

При пересчете параметров грунтового насоса на условия работы на пульпе принимается, что средняя плотность пульпы $\rho_{\text{ср.п}}$ зависит от относительной объемной концентрации твердых фракций:

$$\varepsilon_{\text{ТВ}} = W_{\text{ТВ}}/W_{\text{П}}, \quad (18.1)$$

где $W_{\text{ТВ}}$ — объем всех содержащихся твердых частиц; $W_{\text{П}}$ — общий объем пульпы. Поскольку плотность воды $\rho_{\text{в}} = 1 \text{ т/м}^3$, то

$$\rho_{\text{ср.п}} = \varepsilon_{\text{ТВ}} (\rho_{\text{ТВ}} - 1) + 1. \quad (18.2)$$

Здесь $\rho_{\text{ТВ}}$ — плотность твердых частиц, составляющая для грунта около 2,5 т/м³.

Средняя плотность пульпы составляет $\rho_{\text{ср.п}} = 1,15 \div 1,20 \text{ т/м}^3$ (предельное значение до 1,3 т/м³).

При рассмотрении условий работы грунтовых насосов обычно пульпу считают тяжелой, однородной жидкостью. Тогда при переходе от воды к пульпе развиваемое давление $H_{\text{П}}$ и мощность $N_{\text{П}}$ должны изменяться пропорционально отношению $\rho_{\text{ср.п}}/\rho_{\text{в}}$, а подача пульпы $Q_{\text{П}}$ не изменяется. Но поскольку пульпа лишь условно может рассматриваться как однородная жидкость, вводятся поправочные коэффициенты (подробнее см. [63 и 69]):

$$\left. \begin{aligned} H_{\text{П}} &= k_{\text{Н}} \frac{\rho_{\text{ср.п}}}{\rho_{\text{в}}} H; \\ Q_{\text{П}} &= Q; \\ N_{\text{П}} &= \frac{k_{\text{Н}}}{k_{\eta}} \frac{\rho_{\text{ср.п}}}{\rho_{\text{в}}} N. \end{aligned} \right\} \quad (18.3)$$

Здесь $\rho_{\text{в}}$ — плотность воды; $k_{\text{Н}}$ и k_{η} — поправочные коэффициенты для напора и КПД. Природа этих коэффициентов состоит в том, что при наличии ускорения пульпы возникает дополнительное движение тяжелых твердых частиц относительно жидкости. Это приводит к изменению силового воздействия и создает дополнительные потери. В итоге напор снижается, а потери возрастают. Значения коэффициентов зависят от ряда факторов, но одним из основных является крупность. Для мелкого грунта $d < 3 \text{ мм}$ можно принимать $k_{\text{Н}} = 1$ и $k_{\eta} = 1$, для крупных фракций гравия $k_{\text{Н}} = 0,85$, $k_{\eta} = 0,95$.

Соответственно для пульпы перестраивается и характеристика сети $H_{\text{с.п}}$, м:

$$H_{\text{с.п}} = \frac{\rho_{\text{ср.п}}}{\rho_{\text{в}}} H_{\text{ст}} + h_{\text{п}}, \quad (18.4)$$

где $H_{\text{ст}}$ — геометрический напор (разность отметок), м; $h_{\text{п}}$ — потери при движении пульпы по трубопроводу, м.

Фактическая подача определяется точкой пересечения смещенной по (18.3) характеристики грунтового насоса со смещенной по (18.4) характеристикой сети.

Особое внимание нужно обратить на правильное определение допустимой высоты всасывания (геометрической) $H_{\text{в.п}}^{\text{доп}}$. На характеристиках грунтовых насосов дается линия $H_{\text{в.п}}^{\text{доп}}$, полученная в результате испытаний на воде, т. е. при $\rho_{\text{в}} = 1 \text{ т/м}^3$. Если ρ жидкости увеличивается, то динамическое понижение давления должно возрасти, а следовательно, допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{в.п}}^{\text{доп}}$ для пульпы должна снизиться.

При работе на воде в момент возникновения кавитации динамическое понижение давления в рабочем колесе относительно давления во входном патрубке составляет:

$$\Delta H_{\text{дин}} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H_{\text{в}}^{\text{кр}} - \frac{p_{\text{в.п}}}{\rho g}.$$

Для нормального атмосферного давления и холодной воды можно принять:

$$\frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{в.п}}}{\rho g} \approx 10$$

и

$$\Delta H_{\text{дин}} = 10 - H_{\text{в}}^{\text{кр}}.$$

При перекачивании пульпы, если считать ее за тяжелую жидкость со средней плотностью $\rho_{\text{ср.п}}$, получим в м вод. ст.:

$$\Delta H_{\text{дин.п}} = \frac{\rho_{\text{ср.п}}}{\rho_{\text{в}}} (10 - H_{\text{в}}^{\text{кр}}).$$

Отсюда, поскольку

$$H_{\text{в}}^{\text{кр}} = 10 - \Delta H_{\text{дин}},$$

получаем для пульпы в м вод. ст.:

$$H_{\text{в.п}}^{\text{кр}} = 10 - \frac{\rho_{\text{ср.п}}}{\rho_{\text{в}}} (10 - H_{\text{в}}^{\text{кр}}).$$

Распространяя этот результат и на допустимую вакуумметрическую высоту всасывания, получаем формулу пересчета (в м вод. ст.):

$$H_{\text{в.п}}^{\text{доп}} = 10 - \frac{\rho_{\text{ср.п}}}{\rho_{\text{в}}} (10 - H_{\text{в}}^{\text{доп}}). \quad (18.5)$$

При пересчете характеристики грунтового насоса на пульпу новая линия $H_{\text{в.п}}^{\text{доп}}$ строится по формуле (18.5).

Вакуумметрическая высота всасывания грунтового насоса, перекачивающего пульпу $H_{\text{в.п}}$, в отличие от (11.3), зависит и от заглубления всасывающего трубопровода под уровень $h_{\text{загл}}$ (рис. 18.6). Выражая $H_{\text{в.п}}$ в м вод. ст., получаем:

$$H_{\text{в.п}} = \frac{\rho_{\text{ср.п}}}{\rho_{\text{в}}} H_{\text{с}} + h_{\text{загл}} \frac{\rho_{\text{ср.п}} - \rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{\text{вс.}} \quad (18.6)$$

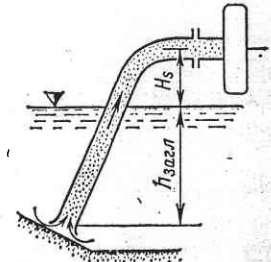


Рис. 18.6. К определению допустимой высоты всасывания грунтового насоса

Здесь $h_{вс}$ — гидравлические потери во всасывающем трубопроводе, м вод. ст., включая перепад давления на входе, необходимый для всасывания грунта.

Допустимая высота всасывания $H_s^{доп}$ получается по (18.6):

$$H_s^{доп} = \frac{\rho_{в}}{\rho_{ср.п}} \left(H_{в.п}^{доп} - h_{загл} \frac{\rho_{ср.п} - \rho_{в}}{\rho_{в}} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{вс} \right). \quad (18.7)$$

Для исключения кавитации в грунтовом насосе должно соблюдаться условие

$$H_s \leq H_s^{доп}.$$

Полученные результаты показывают, что в установках с грунтовыми насосами допустимая высота всасывания снижается особенно существенно, когда засасывание грунта производится с большой глубины. В связи с этим находят применение различные способы, позволяющие повысить давление во всасывающем трубопроводе. К ним относится установка специальных эжекторов на конце у грунтозаборного конца всасывающего трубопровода (см., например, рис. 18.17, в).

Эффективным способом предотвращения кавитации является погружная установка грунтового насоса ниже отметки поверхности воды.

18.2. ГЛУБИННЫЕ НАСОСЫ

Насосы, специально предназначенные для подачи воды из скважин или шахт, называемые скважинными, используются для водоснабжения, понижения уровня грунтовых вод, осушения котлованов, дренажных установок. Наибольшее распространение имеют две системы скважинных лопастных насосов с трансмиссионным валом (раньше назывались артезианскими) и с погружным электродвигателем (более подробно см. [57]).

Скважинные насосы с трансмиссионным валом представляют собой агрегаты, состоящие из трех основных частей (рис. 18.7, а): I — собственно насоса (центробежного, многоступенчатого), конструктивно выполненного таким образом, что его можно опустить в скважину, II — опорной части с электродвигателем, располагаемой на поверхности, и III — напорного трубопровода и трансмиссия — вала, проходящего внутри трубы и опирающегося на промежуточные направляющие подшипники. С помощью этого длинного вала осуществляется привод насоса. Сам насос вместе с приемной сеткой IV погружается под уровень воды в скважине.

На рис. 18.7, б дана конструкция трехступенчатого насоса. Каждая секция состоит из центробежного рабочего колеса 1, насаженного на вертикальный вал 2, корпуса 3, внутри которого имеется разделяющий обтекатель 4 с вкладышем, через который проходит вал. Между корпусом и обтекателем располагаются лопатки направляющего аппарата 5, по форме похожие на приведенные на рис. 13.14, снижающие до нуля циркуляцию потока, создаваемую рабочим колесом. Эти лопатки являются одновременно распорками между корпусом 3 и обтекателем 4. Секции соединяются с помощью болтов и шпилек.

Перед первой секцией укреплен входной конус 6, в центре которого находится нижний направляющий подшипник. К конусу крепится входная сетка 7. Выше последней секции, на фланцах, крепятся звенья напорного трубопровода 8 длиной по 2—3,5 м. В верхней части каждой секции располагается направляющий подшипник 9

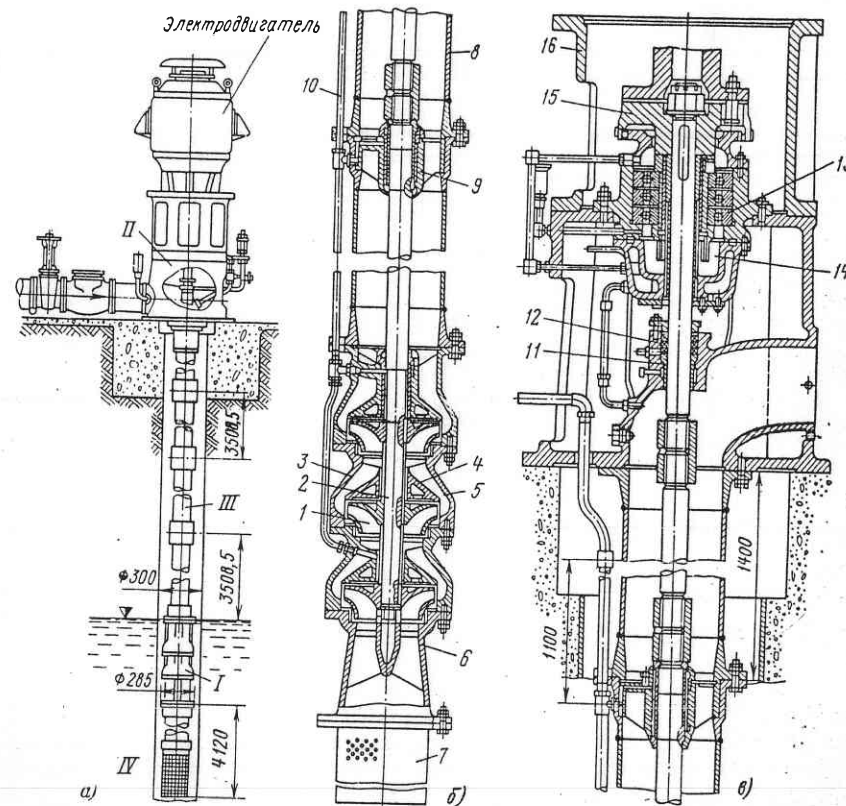


Рис. 18.7. Скважинный насос с трансмиссионным валом

с водяной смазкой. Чтобы исключить попадание песка в подшипники, к ним подводится чистая вода по трубе 10.

Основными элементами верхней опорной части (рис. 18.7, в) являются выходное колено, к которому снизу подходит последнее звено напорного трубопровода, а в горизонтальном направлении может присоединяться отводящий напорный трубопровод, направляющий подшипник 11 и сальник 12 и очень мощный упорный подшипник 13 с масляной ванной 14, который воспринимает вес всех вращающихся частей насоса и суммарное гидравлическое осевое усилие. На верхнем конце вала укреплен муфта 15 для соединения

с валом вертикального электродвигателя, который крепится к фланцу 16.

Центробежные скважинные насосы с трансмиссионным валом типа ЦТВ предназначены для чистой холодной воды, содержащей не более 0,1 % механических примесей. Предусматривается специальное изготовление насосов для агрессивной воды (индекс А) и для повышенной температуры (индекс Т). Характерным размером насоса

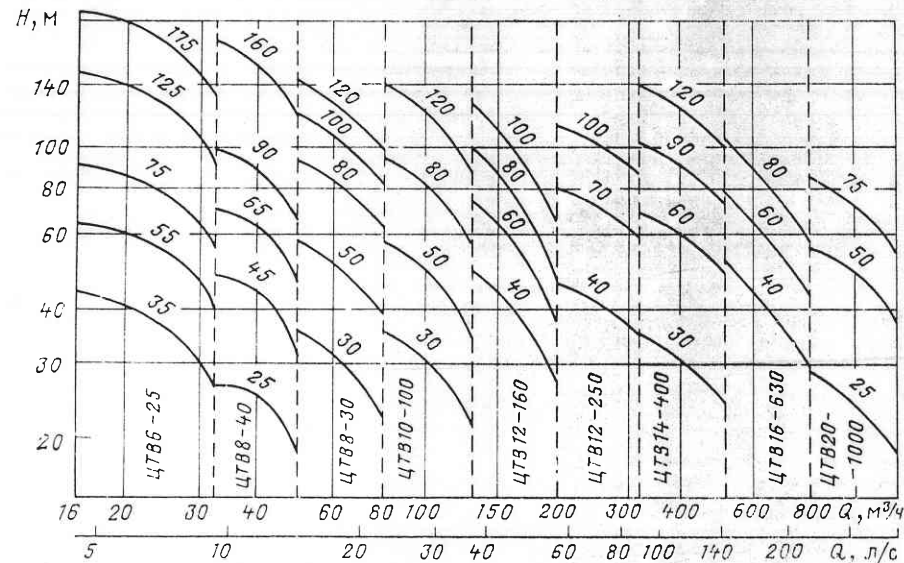


Рис. 18.8. Номенклатура скважинных насосов с трансмиссионным валом

является минимальный диаметр трубы, в которую он может быть опущен. Так, насос ЦТВ8 может быть опущен в трубу диаметром $8 \times 25 = 200$ мм. Кроме того, в марке указываются подача и напор. Например, насос ЦТВ8-63-80А — диаметр 200 мм, подача $63 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор 80 м для агрессивной воды.

Из номенклатуры насосов типа ЦТВ (рис. 18.8) видно, что предусмотренные типоразмеры имеют диапазон подачи от 4 до $1250 \text{ м}^3/\text{ч}$, напоров от 25 до 200 м, причем длина трансмиссионного вала должна быть не более 100 м (ГОСТ 14835-75).

Скважинные насосы с трансмиссионным валом довольно сложны, требуют очень тщательного монтажа (недопустимы переломы оси трубы, перемещения и другие дефекты). Глубина установки должна точно определяться количеством стандартных звеньев.

Скважинные насосы с погружным электродвигателем отличаются тем, что у них для привода применен электродвигатель, который находится под уровнем воды. Насосная установка, показанная на рис. 18.9, а, состоит из собственно насоса

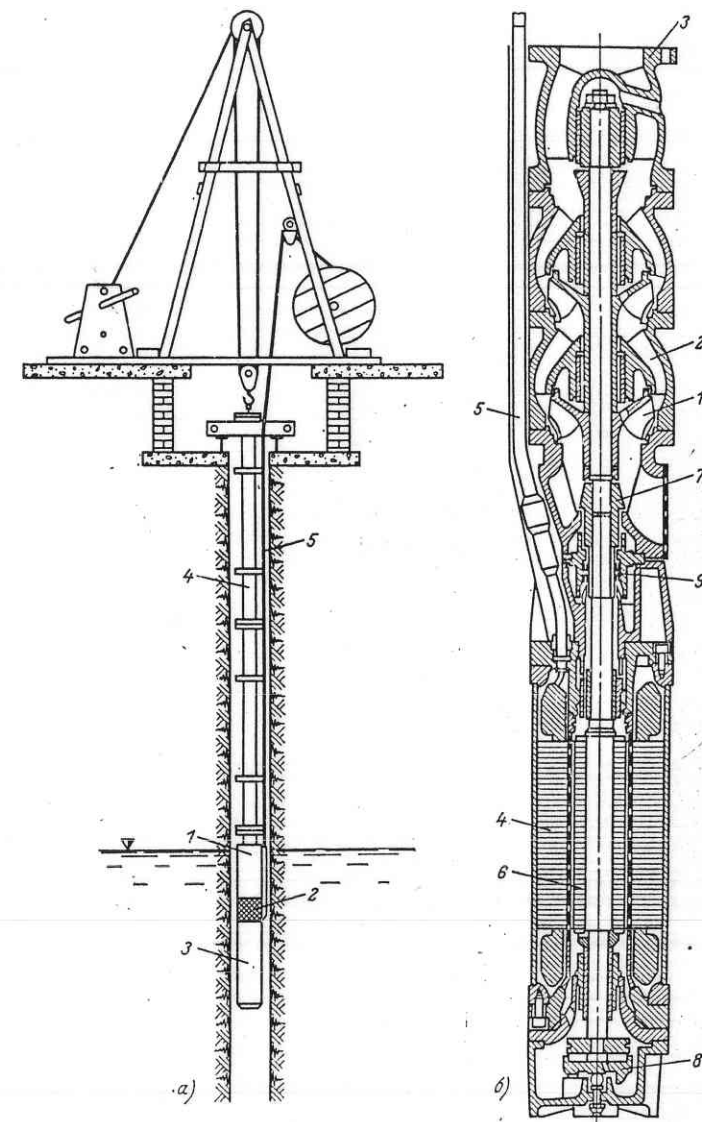


Рис. 18.9. Скважинный насос с погружным электродвигателем

центробежного многоступенчатого 1, приемной сетки 2, погружного электродвигателя 3, напорного трубопровода 4, электрокабеля 5. Двухступенчатый насос показан на рис. 18.9, б. Здесь: 1 — рабочие колеса, 2 — направляющие лопатки и 3 — верхний фланец для крепления напорного трубопровода. Асинхронный электродвигатель имеет статорную обмотку 4 с пластмассовой изоляцией. Соединение концов обмотки с вводным кабелем 5 надежно герметизировано. Короткозамкнутый ротор $\bar{\delta}$ вращается в воде. Двигатель и на-

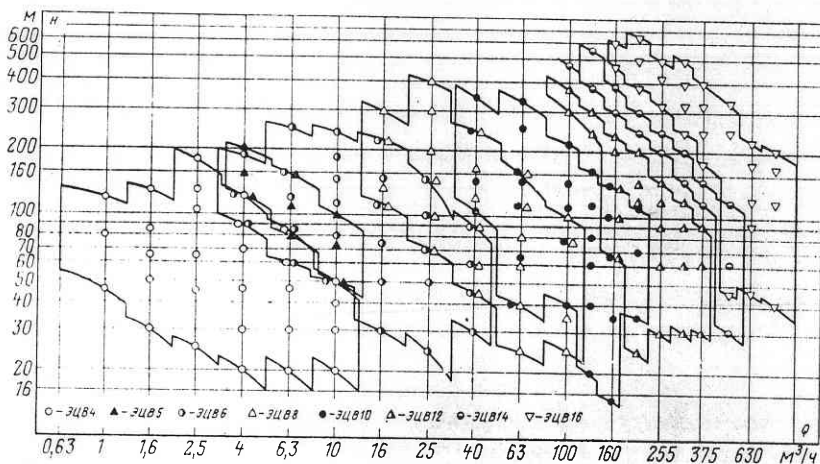


Рис. 18.10. Номенклатура скважинных насосов с погруженным электродвигателем

сос имеют жестко спаренные валы с помощью муфты 7, направляющие подшипники на водяной смазке и подпятник 8, воспринимающий осевое усилие.

Для обеспечения долговечности работы такого агрегата необходимо исключить возможность попадания взвешенных абразивных частиц в электродвигатель. С этой целью электродвигатель заливается чистой водой, которая отделяется от перекачиваемой манжетным уплотнением 9. Применяются и маслonaполненные электродвигатели.

Глубинные насосы типа ЭЦВ с погружным электродвигателем предназначены для чистой холодной воды, но предусматриваются и модификации, рассчитанные для работы на химически активной воде и с повышенным содержанием твердых частиц.

Марка насоса включает: минимальный диаметр обсадной колонны (скважины), мм, уменьшенный в 25 раз, в которую может быть опущен насос, подачу, $\text{м}^3/\text{ч}$, и напор, м. Например, ЭЦВ14-255-200 — скважинный насос с погружным электродвигателем, минимальный диаметр скважины $14 \times 25 = 350$ мм, подача $255 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напор 200 м.

Номенклатура насосов типа ЭЦВ согласно ГОСТ 10428-79, показанная на рис. 18.10, предусматривает большое число типоразмеров с диапазонами подачи от $0,63$ до $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напоров от 20 до 400 и даже 500 м, диаметры скважин от 100 до 400 мм.

18.3. НАСОСЫ ГИДРОАККУМУЛИРУЮЩИХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС) предназначены для выравнивания графиков нагрузки энергосистем. Принцип работы ГАЭС состоит в том, что в ночные часы, когда потребление электроэнергии уменьшается, включаются насосы и перекачивают воду из нижнего бассейна в верхний, а в дневные часы пика нагрузки включаются турбины и сбрасывают воду из верхнего водохранилища. Таким образом, ГАЭС ночью потребляет электроэнергию, а днем ее генерирует.

На ГАЭС устанавливаются насосы иногда очень большой мощности и высокого напора. Стремление увеличить напор объясняется тем, что это позволяет уменьшить объемы перекачиваемой и аккумулируемой воды. В связи с тем что насосы ГАЭС, как правило, имеют уникальные параметры, они проектируются и изготавливаются индивидуально и в этом отношении аналогичны крупным турбинам. Исследования и снятие характеристик этих насосов производятся на моделях, и параметры (КПД и др.) пересчитываются на условия природы по формулам подобия. Виды и конструкции насосов, устанавливаемых на ГАЭС, так же как и параметры их, весьма разнообразны.

На рис. 18.11 показан вертикальный насос ГАЭС Вальдек II (ФРГ) с рабочим колесом диаметром 4110 мм и следующими параметрами: напор 330 м, подача $65,5 \text{ м}^3/\text{с}$, частота вращения 375 об/мин и мощность 230 МВт. Вал насоса имеет направляющий подшипник 1, укрепленный в мощной крышке, и подпятник 2, передающий осевую нагрузку через опорный конус на статор. Насос имеет сложную систему уплотнения с кольцами 3 и 4, смещаемыми в осевом направлении с целью устранить опасность их повреждения при работе агрегата в генераторном режиме, когда вода из полости рабочего колеса насоса отжата сжатым воздухом.

На ГАЭС Вианден (Люксембург) установлены двухступенчатые насосы двустороннего входа (рис. 18.12) мощностью по 69 МВт и частотой вращения 428 об/мин, развивающие напор 268—282 м и обеспечивающие подачу $23—20,7 \text{ м}^3/\text{с}$. Между колесами первой 1 и второй ступеней насосы имеют направляющие аппараты 2, которые подводят воду к колесу двустороннего входа 3 второй ступени. Спираль 4 снабжена стяжными направляющими лопатками. Справа показана муфта 5, которая имеет небольшую ковшовую турбину. С помощью этой турбины рабочее колесо насоса вхолостую раскручивается до синхронной скорости, после чего можно ввести в зацепление венцы муфты.

В данном насосе, рассчитанном на напор 268—282 м, использованы две ступени, а в насосе, показанном на рис. 18.11, при напоре 330 м — всего одна ступень. Это в соответствии с (15.3) в основном зависит от окружной скорости рабочего колеса. В первом случае $D = 2,32$ м и

$$u_2 = \frac{\pi \cdot 2,32 \cdot 428}{60} = 52 \text{ м/с};$$

считая $k_H = 1$, получаем:

$$\frac{u_2^2}{2g} = \frac{52^2}{2g} = 138 \text{ м.}$$

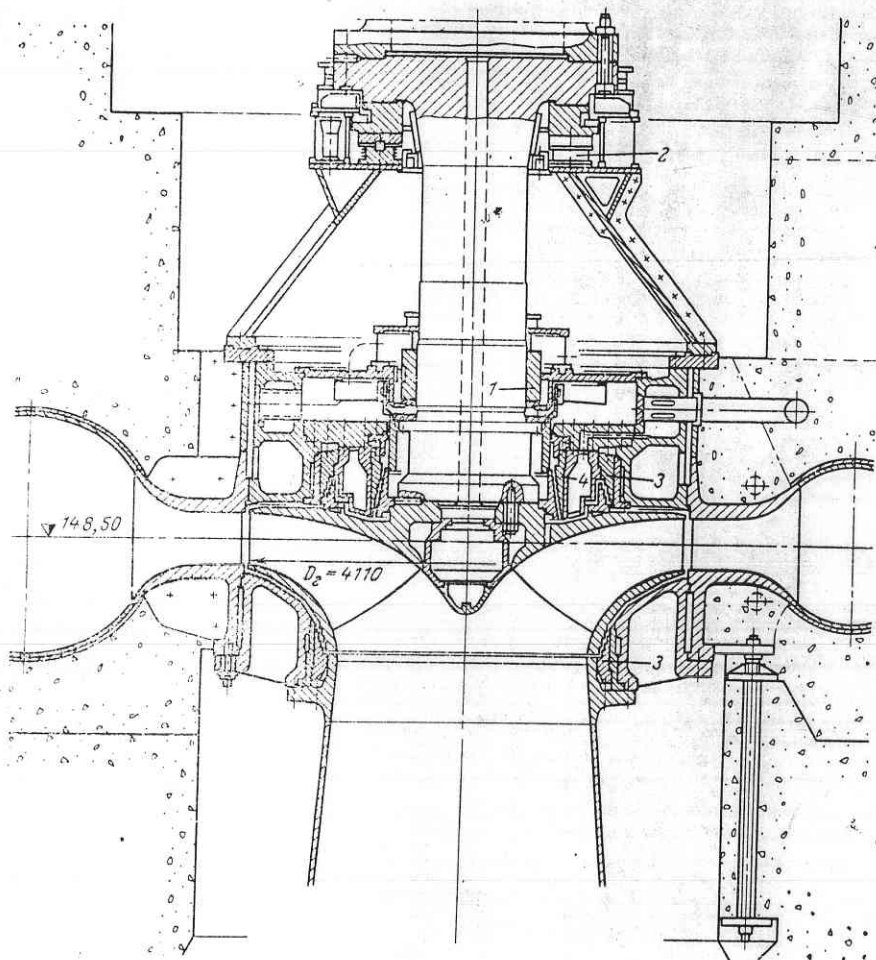


Рис. 18.11. Вертикальный насос ГАЭС Вальдек II

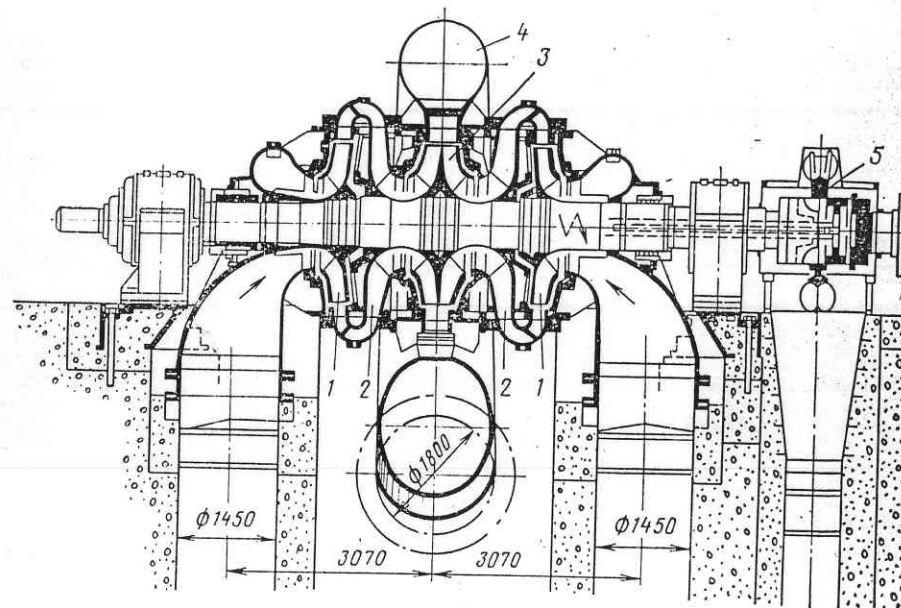


Рис. 18.12. Горизонтальный двухступенчатый насос ГАЭС Вианден

Таким образом, для требуемого напора необходимо было предусмотреть две ступени.

Во втором случае (рис. 18.11)

$$u_2 = \frac{\pi \cdot 4,11 \cdot 375}{60} = 80,7 \text{ м/с}$$

и

$$\frac{u_2^2}{2g} = \frac{80,7^2}{2} = 333 \text{ м.}$$

что соответствует требуемому напору.

На рис. 18.13 показан двухступенчатый вертикальный насос ГАЭС Черны Ваг (ЧССР), изготовленный заводом «ЧКД-Бланско», с рабочим колесом диаметром 2,6 м и следующими параметрами: напор 439—415 м, подача 20 м³/с, мощность 97,2 МВт и частота вращения 500 об/мин. Между колесами первой и второй ступеней расположены направляющие лопатки — прямые 1 и обратные 2 (см. рис. 13.14). Имеются два направляющих подшипника и подпятник 3, установленный на бетонной опоре. На верхнем конце вала установлена зубчатая муфта 4, позволяющая отключать насос, когда агрегат работает с приводом от турбины.

На рис. 18.14 показан вертикальный пятиступенчатый насос, изготовленный заводом «ЧКД-Бланско» (ЧССР) для ГАЭС Белмекен (Болгария). Диаметр рабочего колеса насоса 2090 мм, напор 748—

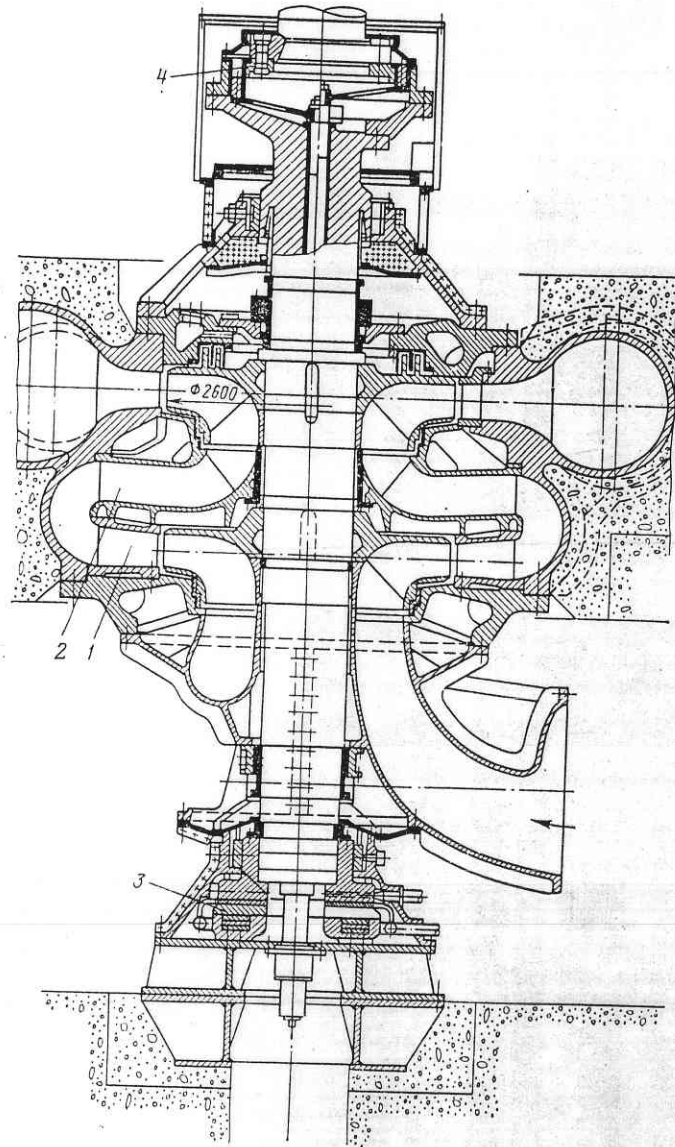


Рис. 18.13. Вертикальный двухступенчатый насос
ГАЭС Черны Ваг

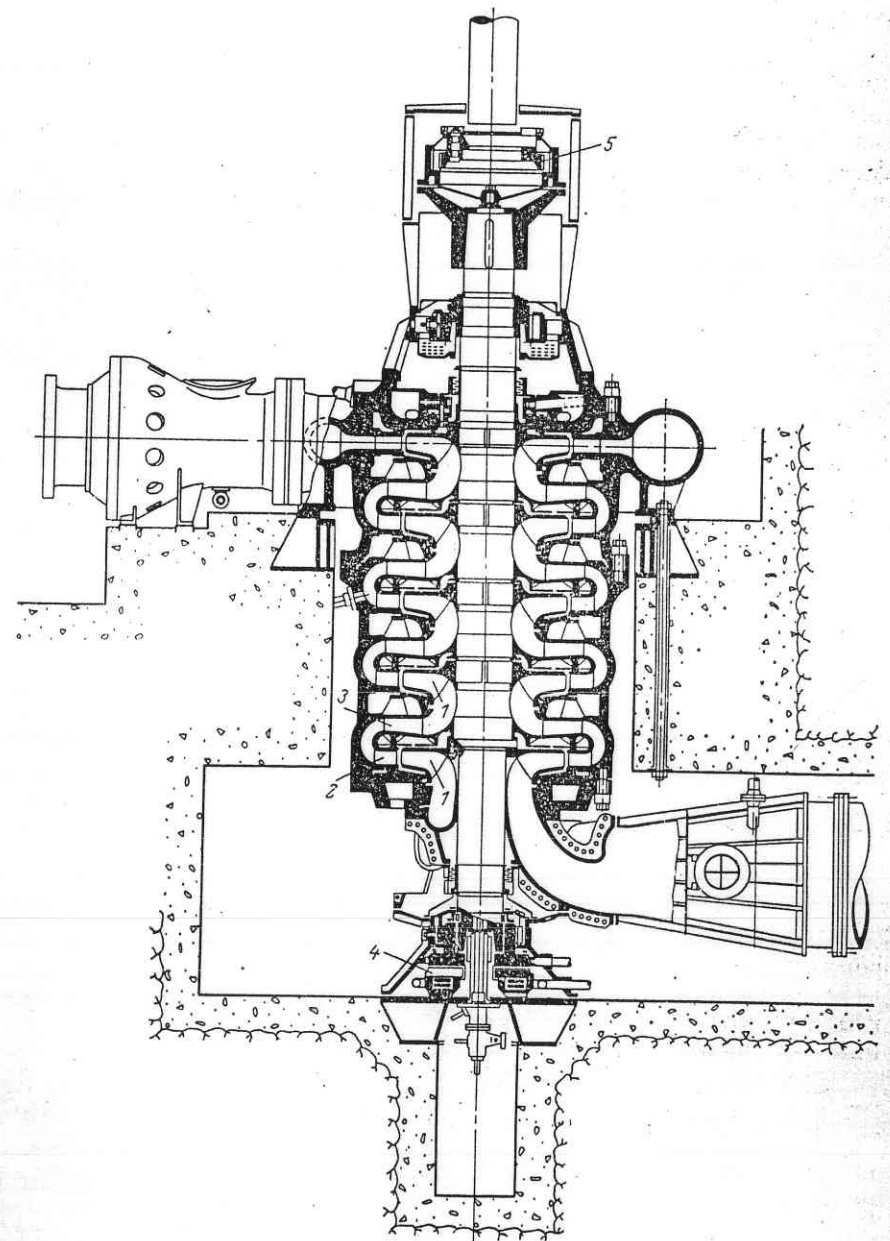


Рис. 18.14. Вертикальный пятиступенчатый насос ГАЭС Белмекен

чим из (18.13), добавив к правой части разность скоростных напоров в сечениях II-II и I-I:

$$H_{с.н.ид} = \frac{v_c^2}{2g} \left[\frac{2}{s} + \frac{s-2}{(s-1)^2 s} q^2 - \frac{1}{s^2} (1+q)^2 \right]. \quad (18.14)$$

Фактический напор струйного насоса $H_{с.н}$ будет, конечно, меньше, чем идеализированный по (18.14), так как из него нужно вычесть потери в приемной камере $h_{п.к.}$, в камере смешения $h_{к.с.}$, в диффузоре $h_{дифф.}$:

$$H_{с.н} = H_{с.н.ид} - h_{п.к.} - h_{к.с.} - h_{дифф.} \quad (18.15)$$

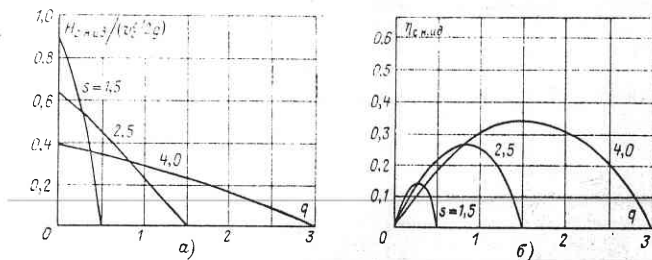


Рис. 18.16. Теоретические характеристики струйного насоса

Зависимость (18.14) позволяет проанализировать характеристики струйных насосов. Прежде всего оно ясно показывает, что развиваемый струйным насосом напор пропорционален $v_c^2/2g$, т. е. напору H_c , с которым подводится вода к соплу, так как $v = \varphi \sqrt{2gH_c}$. Кроме того, напор $H_{с.н}$ зависит от геометрического параметра s и относительного расхода q .

На рис. 18.16, а даны характеристики для $s = 1,5; 2,5$ и 4 , которые показывают, что с увеличением s снижается напор, развиваемый струйным насосом, но возрастает относительный расход.

КПД струйного насоса определяется отношением полезной энергии жидкости к подведенной и без учета потерь выражается формулой

$$\eta_{с.н.ид} = q \left[\frac{2}{s} + \frac{s-2}{(s-1)^2 s} q^2 - \frac{1}{s^2} (1+q)^2 \right]. \quad (18.16)$$

С целью оценок абсолютных значений на рис. 18.16, б построены кривые $\eta_{с.н.ид}$ для $s = 1,5; 2,5$ и 4 . Они показывают, что наивысший КПД расположен в средней части характеристики и максимум его невелик. Для $s = 2,5$ и 4 $\eta_{с.н.макс} = 0,27 \div 0,35$. Эти значения КПД учитывают только потери на смешение потоков с различными скоростями (на удар).

Если струйный насос используется для водоснабжения или охлаждения, то полезным является суммарный расход $Q + Q_c$, поступающий в сечение III-III, и тогда КПД будет выше.

Струйный насос (эжектор) по своему устройству весьма прост и доступен для изготовления в местных условиях. Нужно, однако, иметь в виду, что для обеспечения хорошей его работы требуется правильный подбор размеров и тщательное изготовление. Существенное значение имеют форма сопла, расстояние от сопла до камеры смешения, форма приемной камеры, форма диффузора (дополнительно см. [12, 16]).

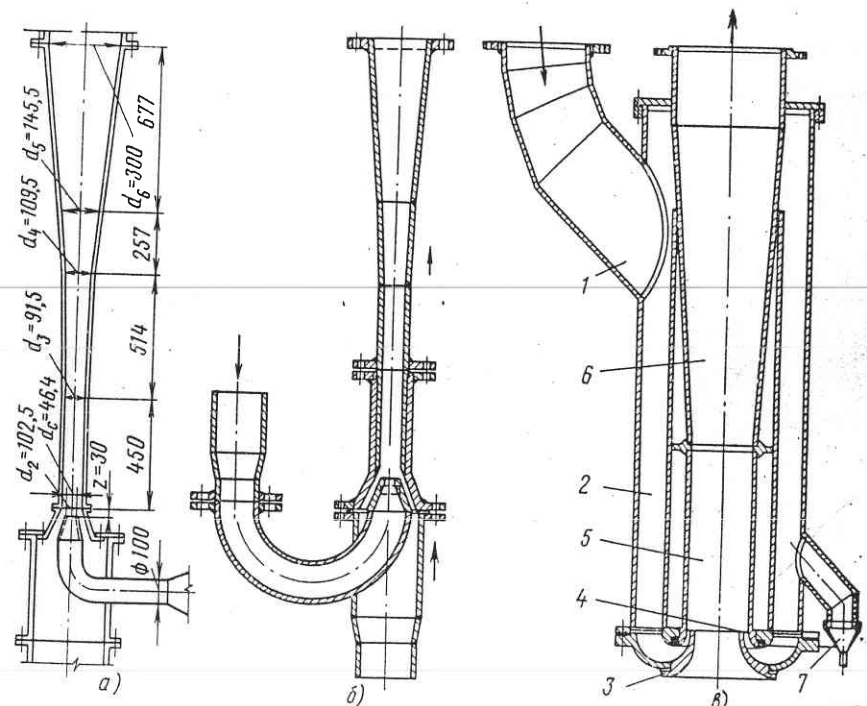


Рис. 18.17. Примеры конструкции струйных насосов (эжекторов)

На рис. 18.17, а показан эжектор для системы технического водоснабжения мощного агрегата гидроэлектростанции: вода в водосборник забирается из нижнего бьефа, а к соплу подводится по трубопроводу диаметром 100 мм из спиральной камеры с напором 90—100 м.

На рис. 18.17, б представлен гидроэлеватор — эжектор, предназначенный для водоотлива при проходке шахтных стволов. Подобные гидроэлеваторы могут применяться и для отсасывания пульпы из приямков, шахт или при разработке мелких грунтов для опускных колодез.

На рис. 18.17, в показан эжекторный грунтозаборный наконечник плавучего земснаряда с грунтовым насосом. Вода под напором через

патрубок 1 по кольцевой полости 2 подводится к кольцевой щели 4 и создает эжектирующее действие на поток, поступающий через насадок 3 в камеру смешения 5 и далее в диффузор 6. Сопло 7 повышает интенсивность разработки грунта.

Применение эжектирующих устройств на всасывающих трубопроводах установок с грунтовыми и обычными насосами позволяет уменьшить вакуум во входном патрубке и тем исключить возникновение кавитации, а также может служить средством увеличения допустимой высоты всасывания.

18.5. УСТАНОВКИ ВАКУУМНОГО ВОДОПОНИЖЕНИЯ

Для понижения уровня грунтовых вод, в основном при строительстве, а также для подачи грунтовой воды для хозяйственных целей используются установки вакуумного водопонижения. Система вакуумного водопонижения (рис. 18.18, а) состоит из иглофильтров И

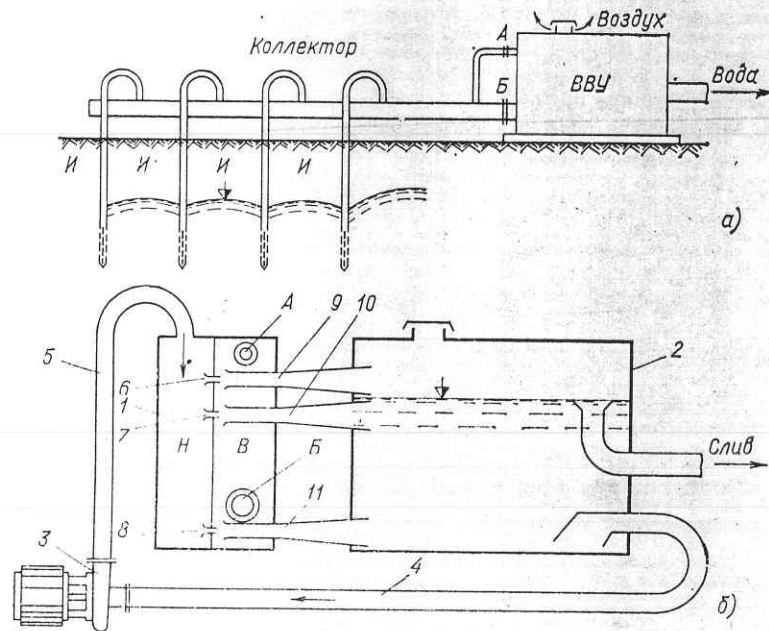


Рис. 18.18. Установка вакуумного водопонижения

(стальные трубы, перфорированные и защищенные сеткой в концевой части, погружаемые в грунт ниже уровня грунтовых вод), коллектора, к которому присоединяются шлангами иглофильтры и насосной водовакуумной установки ВВУ. При работе ВВУ в коллекторе создается вакуум, что вызывает подъем воды в иглофильтрах и истечение ее в коллектор, из которого она выбрасывается на слив

или, при необходимости, может подаваться в напорный трубопровод. Насосная водовакуумная установка (рис. 18.18, б) состоит из напорно-вакуумной камеры 1, циркуляционного бака 2 и циркуляционного центробежного насоса 3. Установка работает следующим образом. Циркуляционный бак заливается водой до отметки сливной воронки. При работе насоса 3 вода перекачивается из циркуляционного бака по трубам 4 и 5 и подается в напорно-вакуумную камеру, разделенную перегородкой 6 на напорное Н и вакуумное В отделения. Из напорного отделения вода через сопла 6—8 выбрасывается в вакуумное отделение В и далее попадает в камеру смешения 9—11 с коническими диффузорами, выходящими в циркуляционную камеру. Сопла с камерами смешения и диффузорами работают как струйные насосы (см. § 18.4) и создают эжектирующее действие, причем верхний эжектор 6—9 в основном работает на смеси вода — воздух, а нижний 8—11 — вода — вода. В вакуумном отделении В имеются два фланца: к нижнему Б присоединяется коллектор, а к верхнему А — отвод воздушной трубки от коллектора. Поступающая из коллектора вода выбрасывается эжекторами 8—11 и 7—10 в циркуляционный бак и оттуда вытекает на слив через сливную воронку.

Достоинствами системы вакуумной водооткачки являются простота и мобильность. Однако очевидно, что высота подъема воды такой установкой не превышает 7—8 м. Выпускаются установки УВВ-2 и УВВ-3, которые рассчитаны на подачу 45 м³/ч (12,5 л/с), максимальный вакуум 0,075 МПа (вакуумметрическая высота всасывания 7,5 м) циркуляционный насос 6КМ-12 мощностью 15 кВт*.

18.6. ЭРЛИФТ

Эрлифт, или воздухоподъемник (рис. 18.19), состоит из вертикальной водоподъемной трубы 1, воздухоподводящей трубы 2 с воздухо-выпускными отверстиями в концевой ее части, воздухоотделителя 3 и водосборного бака 4. Водоподъемная труба опускается на глубину погружения под уровень воды H_p . Сжатый воздух от компрессора подается по трубе 2 и выбрасывается через отверстия в концевой части. В результате в водоподъемной трубе образуется водовоздушная эмульсия, плотность которой $\rho_{эм}$ меньше плотности воды ρ . Это и обеспечивает подъем, всплывание эмульсии на высоту H к воздухоотделителю.

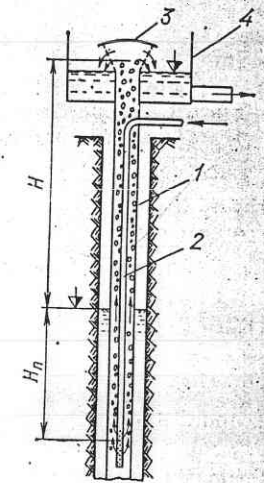


Рис. 18.19. Схема эрлифта

* Подробнее см.: В. М. Григорьев, К. С. Боголюбов. Рекомендации по применению установки УВВ-2 при строительном водопонижении — М.: ВНИИВОДГЕО, 1978.

В нижнем, входном сечении трубы 1 давление воды составляет $\rho g H_{\text{п}}$, а давление столба эмульсии $\rho_{\text{эм. ср}} g (H_{\text{п}} + H)$, где $\rho_{\text{эм. ср}}$ — средняя плотность эмульсии. Очевидно, что эмульсия будет подниматься по трубе 1 — всплывать, т. е. будет обеспечиваться подача воды к верхнему выходному концу трубы 1, если

$$\rho H_{\text{п}} > \rho_{\text{эм. ср}} (H_{\text{п}} + H).$$

Отсюда можно определить напор эрлифта:

$$H = H_{\text{п}} \left(\frac{\rho}{\rho_{\text{эм. ср}}} - 1 \right) - h_{\text{пот.}} \quad (18.17)$$

Здесь $h_{\text{пот.}}$ — гидравлические потери в трубе 1. Формула (18.17) показывает, что с увеличением требуемого напора эрлифта или высоты подъема воды необходимо увеличивать заглубление входного отверстия под уровень, так как для обеспечения удовлетворительных условий работы плотность эмульсии не может быть слишком малой.

Давление воздуха $p_{\text{возд}}$ зависит от $H_{\text{п}}$ и определяется формулой

$$p_{\text{возд}} = \rho g H_{\text{п}} + \Delta p, \quad (18.18)$$

где Δp — потери в трубопроводах от компрессора и в распылителе.

Как показывает опыт, наиболее выгодные условия работы эрлифта, характеризующиеся относительной глубиной погружения $H_{\text{п}}/H$ и относительным расходом воздуха $Q_{\text{в. а}}/Q$, где $Q_{\text{в. а}}$ — расход воздуха при атмосферном давлении, зависят в основном от напора:

$H, \text{ м}$	$H_{\text{п}}/H$	$Q_{\text{в. а}}/Q$
До 20	3—2,5	1,5—2
40	2,0	3,5—2
60	1,5	5—5,5
80	1,2	6,5—7
100	1,0	8—9

Устройство эрлифта чрезвычайно просто. Он не имеет подвижных частей и потому не боится попадания взвешенных частиц. Эрлифт особенно удобен для подъема воды из скважин, причем скважина может быть малого диаметра. Его можно легко собрать на строительстве, использовав для подачи воздуха передвижной компрессор. К недостаткам эрлифта следует отнести необходимость большого заглубления трубы под уровень, а также сравнительно низкий КПД, который по энергии подводимого сжатого воздуха обычно не превышает 40—50 %, а по затрате электроэнергии с учетом потерь в компрессоре составляет 15—25 %.

ОБРАТИМЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Глава 19

ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН

19.1. НАЗНАЧЕНИЕ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН И УСЛОВИЯ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

Работа ГАЭС в основном состоит из двух циклов: режима заряда, когда вода из нижнего бассейна подается в верхний, и режима разряда, когда накопленная вода сбрасывается и генерируется энергия, необходимая для покрытия графика нагрузки энергосистемы.

В ГАЭС могут использоваться различные схемы оборудования. Возможна установка отдельных насосных и турбинных агрегатов, так называемая четырехмашинная схема. Часто устанавливаются отдельные насосы и турбины с общим приводом от одного двигателя-генератора, так называемая трехмашинная схема. Но наиболее широко используется двухмашинная схема, состоящая из двигателя-генератора и обратной гидромашинны (насосотурбины), способной работать и как насос, и как турбина. Двухмашинная схема компактна и требует меньших затрат на оборудование и строительную часть.

Напор при работе в турбинном режиме всегда меньше, чем в насосном, так как в первом случае потери в водоводах вычитаются из статического напора (2.5), а во втором случае они добавляются к нему (11.6). Следовательно, расчетные напоры обоих режимов будут разные. Обычно ГАЭС работает в насосном режиме большее число часов, чем в турбинном, и максимальная подача насосного режима меньше, чем расход турбинного. Соответственно различны и мощности. Во многих случаях за период цикла ГАЭС отметки ВВ и НВ изменяются, что приводит к переменности и напора, и высоты всасывания H , обратимых гидромашин (дополнительно см. [1, 6, 34]).

19.2. ПРИНЦИП ОБРАТИМОСТИ ГИДРОМАШИН И ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАСОСНОГО И ТУРБИННОГО РЕЖИМОВ

На рис. 19.1 показан фрагмент радиально-осевой гидромашинны, состоящей из решетки направляющих лопаток и лопастей рабочего колеса (кромки 1 и 2) с углами δ_1 и δ_2 . Поскольку в обратной гидромашине поток изменяет направление, то здесь названия кромок

«входная» и «выходная» непрiemлемы. Условимся обозначать их индексами 1 и 2, причем 1 всегда будет соответствовать входной кромке в турбинном режиме. В оптимальном режиме на кромках 2 должно удовлетворяться условие безударного входа в насосном режиме и близкое к нормальному выходу — в турбинном. Соответствующие треугольники скоростей для равных окружных скоростей и одинаковых расходов показаны на рис. 19.1. Здесь также даны треугольники скоростей на кромках 1, где в турбинном режиме должно удовлетворяться условие безударного входа, а в насосном — направление выходной скорости должно совпадать с установкой

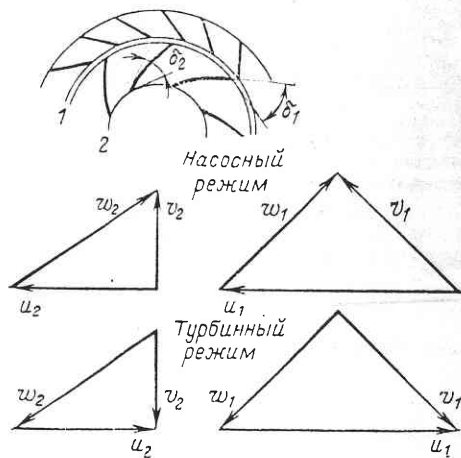


Рис. 19.1. Треугольники скоростей радиально-осевой обратимой гидромашин

Здесь η_T и η_H — гидравлические КПД турбинного и насосного режимов. Для принятых условий выражения в скобках равны. С учетом этого находим отношение

$$H_H/H_T = \eta_T \eta_H. \quad (19.1)$$

Оно показывает, что при изменении и направления вращения и направления течения жестколопастная гидромашинна обладает свойством обратимости, но напор, развиваемый в насосном режиме, меньше, чем в турбинном (если в среднем принять КПД около 90 %, то $H_H/H_T = 0,8$). Между тем, как было отмечено, при работе ГАЭС напор в насосном режиме должен быть выше, чем в турбинном. Следовательно, при подборе обратимой гидромашинны следует исходить из напора, необходимого при насосном режиме.

Анализ рабочего процесса лопастных насосов, а также формулы (15.1) показывают, что развиваемый напор зависит от ряда факторов, формы и размеров рабочего колеса, в том числе от углов лопастей:

направляющих лопаток (безударный вход на лопатки). Как видно требуемые условия оптимальности в первом приближении удается удовлетворить при изменении направления вращения рабочего колеса и направления течения при сохранении частоты вращения.

Определим, каковы будут соотношения напоров для обоих режимов. Для этого запишем уравнение Эйлера (5.19) для турбинного режима

$$H_T \eta_T = \frac{1}{g} (u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2)$$

по (12.13) для насосного режима

$$H_H = \frac{\eta_H}{g} (u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2).$$

формы и размеров всего проточного тракта, режима работы, т. е. от n и Q . Однако одним из основных факторов является окружная скорость рабочего колеса u_1 . С учетом этого развиваемый лопастной гидромашинной напор в оптимальном режиме приближенно можно выразить формулой

$$H_H = k_H u_1^2 / 2g. \quad (19.2)$$

Здесь k_H — коэффициент напора, который зависит от коэффициента быстроходности $n_{сн}$ в насосном режиме, определенного для оптимальных условий (максимум КПД) по (12.28). Значения k_H даны для насосов и некоторых обратимых гидромашин на рис. 19.2. Приведенные данные показывают, что по коэффициенту k_H насосы и обратимые гидромашинны близки. С ростом $n_{сн}$ коэффициент напора k_H закономерно снижается. Хотя и имеется разброс точек, что, очевидно, отражает влияние других факторов, не учитываемых формулой (19.2), основная закономерность проявляется достаточно четко и может быть выражена приближенной эмпирической формулой

$$k_H = 1,2e^{-\frac{n_{сн}}{500}}, \quad (19.3)$$

пригодной для весьма широкого диапазона $n_{сн}$.

Переходя к приведенной частоте вращения n'_{IH} по (5.34) для $H_H = 1$ и для $D_1 = 1$ и используя (19.2), получаем:

$$n'_{IH} = \frac{nD_1}{\sqrt{H_H}} = \frac{nD_1}{\sqrt{k_H \left(\frac{\pi n D_1}{60}\right)^2 \frac{1}{2g}}}$$

или

$$n'_{IH} = \frac{84,8}{\sqrt{k_H}}. \quad (19.4)$$

Следовательно, для обеспечения требуемого напора в насосном режиме лопастная гидромашинна должна иметь достаточно высокое значение приведенной частоты вращения n'_{IH} .*

Характерным показателем турбинного режима обратимой гидромашинны является коэффициент быстроходности $n_{ст}$, определяемый по (5.38) или (5.39) для номинальной мощности и расчетного напора. На рис. 19.3 дано поле $H, n_{ст}$, на котором нанесены точки, соответствующие обратимым гидромашиннам ряда современных ГАЭС. Приведенные данные показывают, что со снижением напора $n_{ст}$ возрастает, причем отмеченная закономерность

* При использовании (19.4) для диагональных гидромашин n'_{IH} следует относить к внешнему диаметру рабочего колеса, а не к D_1 по рис. 9.7.

несмотря на некоторый разброс точек выявляется очень четко. Ориентируясь на большие из используемых значений $n_{ст}$, зависимость $n_{ст}$ от напора можно представить следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} \text{при } H \leq 300 \text{ м } n_{ст} &= \frac{1550}{H^{0,4}} \\ \text{при } H > 300 \text{ м } n_{ст} &= \frac{15000}{H^{0,8}} \end{aligned} \right\} \quad (19.5)$$

Коэффициент быстроходности насосного режима $n_{сн}$ обычно составляет:

$$n_{сн} = (0,85 \div 0,95) n_{ст}. \quad (19.5a)$$

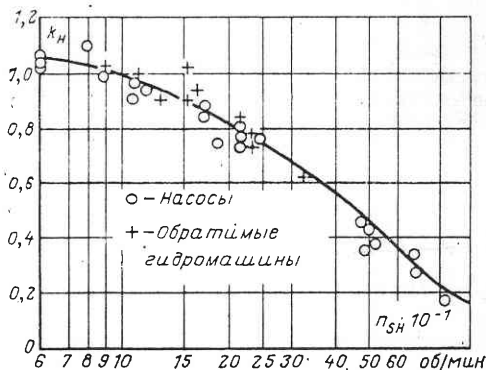


Рис 19.2. Зависимость коэффициента напора от быстроходности в насосном режиме

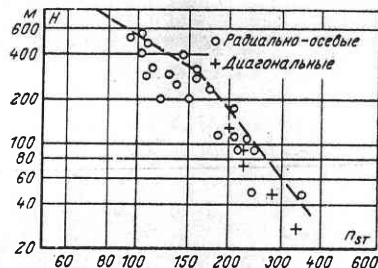


Рис. 19.3. Зависимость коэффициента быстроходности современных обратимых гидромашин от напора

Коэффициент кавитации для турбинных режимов обратимых гидромашин близок к значениям σ для турбин аналогичной быстроходности и соответствует графику рис. 7.8. Однако при определении допустимой высоты всасывания H_s , от которой зависит и отметка установки обратной гидромашин, решающее значение имеют насосные режимы.

Для этих условий кавитационные показатели могут быть оценены исходя из следующих соображений.

Запишем выражение для определения высоты всасывания H_s для критических условий по (14.8)

$$H_s = \frac{p_{атм}}{\rho g} - \Delta h_{кр} - h_{вс} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g}$$

и по (7.12)

$$H_s = \frac{p_{атм}}{\rho g} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g} - \sigma_{кр} H.$$

Приравнивая правые части, находим связь между $\Delta h_{кр}$ и $\sigma_{кр}$:

$$\sigma_{кр} = \frac{\Delta h_{кр}}{H} + \frac{h_{вс}}{H}. \quad (19.6)$$

С помощью (14.15) $\Delta h_{кр}/H$ можно выразить через кавитационный коэффициент быстроходности C :

$$\frac{\Delta h_{кр}}{H} = \frac{10}{C^{4/3}} \frac{(n \sqrt{Q})^{4/3}}{H}$$

или, учитывая выражение для коэффициента быстроходности насоса по (12.28),

$$\frac{\Delta h_{кр}}{H} = \frac{10}{3,65^{4/3}} \left(\frac{n_{сн}}{C} \right)^{4/3} = \frac{n_{сн}^{4/3}}{0,56 C^{4,3}}. \quad (19.7)$$

В итоге в соответствии с (19.6) получаем формулу для $\sigma_{кр}$:

$$\sigma_{кр} = \frac{n_{сн}^{4/3}}{0,56 C^{4,3}} + \Delta \sigma_{вс}, \quad (19.8)$$

в которой

$$\Delta \sigma_{вс} = h_{вс}/H \quad (19.9)$$

учитывает дополнительные потери $h_{вс}$ во всасывающем трубопроводе (входные, по длине, на поворот).

Имея в виду значение $C = 1100$, приходим к формуле

$$\sigma_{кр} = \frac{n_{сн}^{4/3}}{6400} + \Delta \sigma_{вс}, \quad (19.10)$$

которая позволяет оценить значение коэффициента кавитации в насосном режиме. При определении допустимой высоты всасывания по (7.13) расчетный коэффициент кавитации $\sigma_{н.р}$ находится по (7.14), причем $k_{\sigma} = 1,1 \div 1,2$, но для высоконапорных гидромашин ($H > 400$ м) запас увеличивают до 1,5—2,0. Получаем:

$$\sigma_{н.р} = k_{\sigma} \sigma_{кр}. \quad (19.11)$$

Коэффициент кавитации в насосных режимах обратимых гидромашин устанавливается путем испытания моделей на кавитационном стенде с учетом потерь во всасывающей трубе. Коэффициенты кавитации даются на характеристиках обратимых гидромашин, и в этом случае нет необходимости использовать (19.10), разве только для оценки уровня кавитационных качеств данной гидромашин.

19.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН ПО ОБОБЩЕННЫМ ПОКАЗАТЕЛЯМ

При подборе оборудования ГАЭС обычно задаются следующие показатели: напоры — расчетный турбинного режима $H_{т.р}$, максимальный и минимальный насосного режима $H_{н.макс}$, $H_{н.мин}$, мощность агрегата в турбинном режиме $N_{а.т}$, отметки НБ. По этим

данным с учетом приведенных в § 19.2 обобщенных показателей можно определить параметры гидромашин. Расчеты проводятся в следующем порядке.

1. По $H_{т.р}$ находим расчетный расход турбинного режима:

$$Q_{т.р} = \frac{N_{а.т}}{9,81 H_{т.р} \eta_T \eta_r}, \quad (19.12)$$

где $\eta_T = 0,9 \div 0,92$ и $\eta_r = 0,97 \div 0,98$.

2. По (19.5) в соответствии с $H_{т.р}$ находим коэффициент быстроходности $n_{ст}$ и по (19.5а) $n_{сн}$.

3. Определяем расчетное значение приведенной частоты вращения в насосном режиме $n'_{ин}$ по (19.4), причем коэффициент k_H вычисляем с помощью (19.3) по найденному $n_{сн}$.

4. Зная $n_{ст}$ и считая, что $n'_{т} = n'_{ин}$ (частота вращения турбинного и насосного режимов одинакова, различие напоров не учитываем), находим приведенный расход турбинного режима $Q'_{т}$:

$$Q'_{т} = \left(\frac{n_{ст}}{3,65 n'_{т}} \right)^2 \frac{1}{\eta_T}. \quad (19.13)$$

5. Имея $Q_{т.р}$ по (19.12) и $Q'_{т}$, по (9.7) находим диаметр рабочего колеса D_1 .

6. Определяем частоту вращения гидромашин с помощью (9.8) и принимаем ближайшее значение, соответствующее синхронной частоте вращения по (9.1).

7. По $n_{сн}$ (п. 2) и $n'_{ин}$ (п. 3) находим приведенный расход насосного режима $Q'_{ин}$ и фактическую подачу $Q_{н.ф}$:

$$Q'_{ин} = \left(\frac{n_{сн}}{3,65 n'_{ин}} \right)^2; \quad (19.14)$$

$$Q_{н.ф} = Q'_{ин} D_1^2 \sqrt{H_{н.ср}}, \quad (19.15)$$

причем $H_{н.ср} = 0,5 (H_{н.макс} + H_{н.мин})$.

8. Проверяем, перекрывает ли обратимая гидромашинка требуемый диапазон напоров ΔH_H в насосном режиме $H_{н.макс} - H_{н.мин}$. Допустимое значение отношения $\Delta H_H / H_{н.ср}$ зависит от типа гидромашин $n_{сн}$, определенного для среднего напора. Приблизительно эта зависимость для радиально-осевых гидромашин представляется формулой

$$\frac{\Delta H_H}{H_{н.ср}} \leq 0,07 n_{сн}^{0,25}. \quad (19.16)$$

Если требуемый диапазон больше, то следует применять гидромашину другого типа.

9. Определяем допустимую высоту всасывания H_s . Для насосного режима приблизительно находим значение потерь во всасывающей трубе для $Q_{н.ср}$ и вычисляем $\Delta \sigma_{вс}$ по (19.9), а затем по (19.10) и зна-

чение σ_H . Расчетный коэффициент кавитации $\sigma_{н.р}$ берем по (9.11); H_s вычисляем в соответствии с (7.13) по формуле

$$H_s = 10 - \frac{V}{900} - \sigma_{н.р} H_{н.ср}. \quad (19.17)$$

Отсчитываем H_s согласно рис. 7.9.

Приведенный выше расчет позволяет проанализировать влияние изменения (увеличения или уменьшения) коэффициента быстроходности $n_{ст}$ на параметры гидромашин по (19.5).

Следует иметь в виду, что наиболее надежные данные получаются при расчете параметров обратимых гидромашин по их экспериментальным характеристикам, описание которых дается ниже. Однако для предварительных проектных проработок, когда еще нет опытных характеристик, данные, полученные по обобщенным показателям, так же как и имеющиеся аналоги, могут быть весьма полезными.

Пример 19.1. Определить параметры обратимой гидромашинки для следующих условий. Напоры: расчетный турбинный $H_{т.р} = 100$ м, насосные $H_{н.макс} = 116$ м, $H_{н.мин} = 94$ м; мощность агрегата в турбинном режиме $N_{а.т} = 200$ МВт, отметка НБ + 200 м.

Решение. 1. Расход по (19.12)

$$Q_{т.р} = \frac{200\,000}{9,81 \cdot 100 \cdot 0,92 \cdot 0,98} = 226,1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Коэффициент быстроходности по (19.5)

$$n_{ст} = \frac{1550}{100^{0,4}} = 245,6 \text{ об/мин};$$

по (19.5а)

$$n_{сн} = 0,9 \cdot 245,6 = 221,0 \text{ об/мин}.$$

3. Приведенная частота вращения по (19.3)

$$k_H = 1,2e^{-221/500} = 0,8;$$

по (19.4)

$$n'_{ин} = 84,8 / \sqrt{0,8} = 94,7 \text{ об/мин}.$$

4. Приведенный расход турбинного режима по (19.13)

$$Q'_{т} = \left(\frac{245,6}{3,65 \cdot 94,7} \right)^2 \frac{1}{0,92} = 0,549 \text{ м}^3/\text{с}.$$

5. Диаметр рабочего колеса по (9.7)

$$D_1 = \sqrt{\frac{226,1}{0,549 \sqrt{100}}} = 6,4 \text{ м}.$$

6. Частота вращения по (9.8)

$$n = \frac{94,7 \sqrt{100}}{6,4} = 148,0 \text{ об/мин}.$$

Принимается ближайшая синхронная по (9.1) $n = 150$ об/мин ($p = 40$).

7. Подача насосного режима по (19.14) и (19.15)

$$Q'_{1н} = \left(\frac{221,1}{3,65 \cdot 94,7} \right)^2 = 0,409 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средний напор $H_{н.ср} = 0,5 (116 + 94) = 105 \text{ м}.$

$$Q_{н.ср} = 0,409 \cdot 6,4^2 \sqrt{105} = 171,7 \text{ м}^3/\text{с}.$$

8. Проверка требуемого диапазона напоров в насосном режиме по (19.15)

$$\frac{\Delta H_{н}}{H_{н.ср}} \leq 0,07 \cdot 221^{0,25} = 0,269.$$

Разность напоров $\Delta H_{н} = 116 - 94 = 22 \text{ м}.$
Фактическое значение отношения

$$\frac{\Delta H_{н}}{H_{н.ср}} = \frac{22,0}{105,0} = 0,209 < 0,269.$$

Требуемый диапазон напоров обеспечивается.

9. Высота всасывания H_s . Для расхода $171,7 \text{ м}^3/\text{с}$ потери во всасывающей трубе приняты $0,7 \text{ м}$:
по (19.9)

$$\Delta \sigma_{вс} = \frac{0,7}{105} = 0,007;$$

по (19.10)

$$\sigma_{н} = \frac{(221,1)^{4/3}}{6400} + 0,007 = 0,216;$$

по (19.11) для $k_{\sigma} = 1,1$

$$\sigma_{н.р} = 0,216 \cdot 1,1 = 0,238;$$

по (19.17)

$$H_s = 10 - \frac{200}{900} - 0,238 \cdot 105 = 10 - 0,22 - 24,99 = -15,21 \text{ м}.$$

Если бы оказалось нужным увеличить высоту всасывания (повысить отметку установки гидромашин), то следует принять коэффициент быстроходности меньший, чем дают формулы (19.5).

19.4. КРУГОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЛОПАСТНОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Приведенное рассмотрение показывает, что обратимые гидромашин работают в широком диапазоне режимов. Однако и обычные насосы могут проходить широкий диапазон режимов, например если при работе отключится от сети электродвигатель, под действием напора насос попадает в режим противотока, а после этого изменяет направление вращения и переходит в турбинный режим. Таким образом, изучение работы гидромашин в широкой области режимов представляет важную для практики задачу.

Наиболее полное представление о возможных режимах работы гидромашин дает так называемая круговая характеристика, показанная на рис. 19.4. Она построена в координатах n (частота вращения) и Q (расход радиально-осевой машины данного

диаметра при постоянном открытии направляющего аппарата). При этом условие подобия режимов представляется соотношением $Q/n = \text{const}$

и, следовательно, каждый луч, проходящий через начало координат, характеризует свой режим (например, на каждом луче сохраняется КПД).

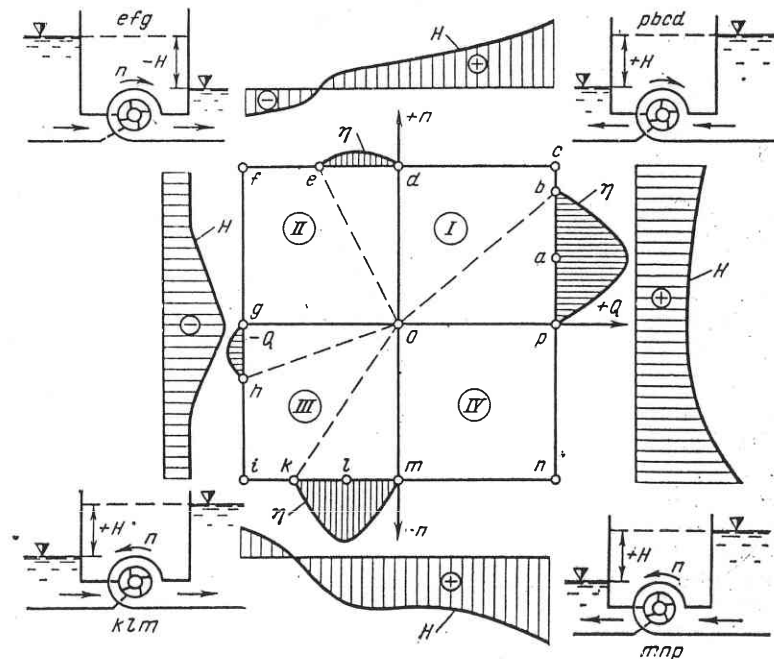


Рис. 19.4. Круговая характеристика радиально-осевой гидромашин

На характеристике показано изменение КПД η и напора H во всех четырех квадрантах (I—IV). Четко выделяются следующие группы режимов: турбинный прямой (I квадрант) — участок $p-b$, точка a — оптимальный турбинный; насосный прямой (IV квадрант) — участок $k-m$, точка l — оптимальный насосный; обратный насосный (II квадрант) — участок $d-e$ (работает как насос, но с обратным вращением рабочего колеса) обратный турбинный (III квадрант) — участок $g-h$. Между этими четырьмя «рабочими» режимами находятся четыре тормозные режима (энергия затрачивается, а полезной работы нет).

Все восемь режимов реально существуют только в установках, где напор может действовать с одной или с другой стороны, например

в приливных электростанциях (ПЭС). В ГАЭС, в которых отметка ВБ всегда выше отметки НБ, т. е. напор имеет один знак, возможны лишь один турбинный режим, два насосных и два тормозных режима.

19.5. ВИДЫ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН И ИХ УНИВЕРСАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Наиболее широкие применения в ГАЭС в настоящее время получили радиально-осевые обратимые гидромашин (ОРО). Имеется некоторое число ГАЭС с диагональными поворотно-лопастными обратимыми гидромашин (ОД). Могут использоваться и осевые обратимые гидромашин.

Как видно из рис. 19.3, радиально-осевые обратимые гидромашин (ОРО) применяются в диапазоне напоров 70—700 м, диагональные поворотно-лопастные гидромашин (ОД) используются при напорах менее 80—100 м, а осевые, в частности капсульные, могут использоваться при малых напорах — 5—20 м.

При напорах выше 600—700 м в современных ГАЭС применяют трехмашинные агрегаты с ковшовыми турбинами (активными) и многоступенчатыми насосами. Однако процесс продвижения обратимых гидромашин в область более высоких напоров непрерывно продолжается. При этом возможны различные пути. Один — повышение напора радиально-осевой обратимой гидромашин. Из формулы (19.2) следует, что с увеличением напора должна расти и окружная скорость колеса. Например, чтобы получить $H_n = 1000$ м, окружная скорость должна составлять 135—150 м/с. С увеличением u_1 быстро растут напряжения в рабочем колесе, повышается относительная скорость течения, что способствует возникновению динамических воздействий и кавитации. Другой путь повышения напора обратимых гидромашин — это применение многоступенчатых гидромашин (см. рис. 20.6).

Универсальные характеристики обратимых гидромашин рассмотрим на примере радиально-осевой гидромашин с $n_{ст} = 250$ об/мин, предназначенной для напоров 95—115 м (рис. 19.5). Характеристика дана в приведенных параметрах n'_i и Q'_i для всех четырех квадрантов, причем нанесены линии открытия направляющих лопаток (указаны для модели диаметром 362 мм), линии приведенных моментов на валу M'_i , а также некоторые линии КПД.

Имея связь между мощностью N , кВт, частотой вращения n , об/мин, и моментом на валу M , кН·м,

$$N = Mn/9,55$$

и используя формулы мощности, можно определить соотношения между приведенными параметрами.

Для турбинного режима

$$N'_i = 9,81Q'_i\eta_T; M'_i = \frac{9,55N'_i}{n'_i} = \frac{9,55 \cdot 9,81Q'_i\eta_T}{n'_i},$$

откуда

$$M'_{iT} = 93,7 \frac{Q'_i}{n'_i} \eta_T. \tag{19.18}$$

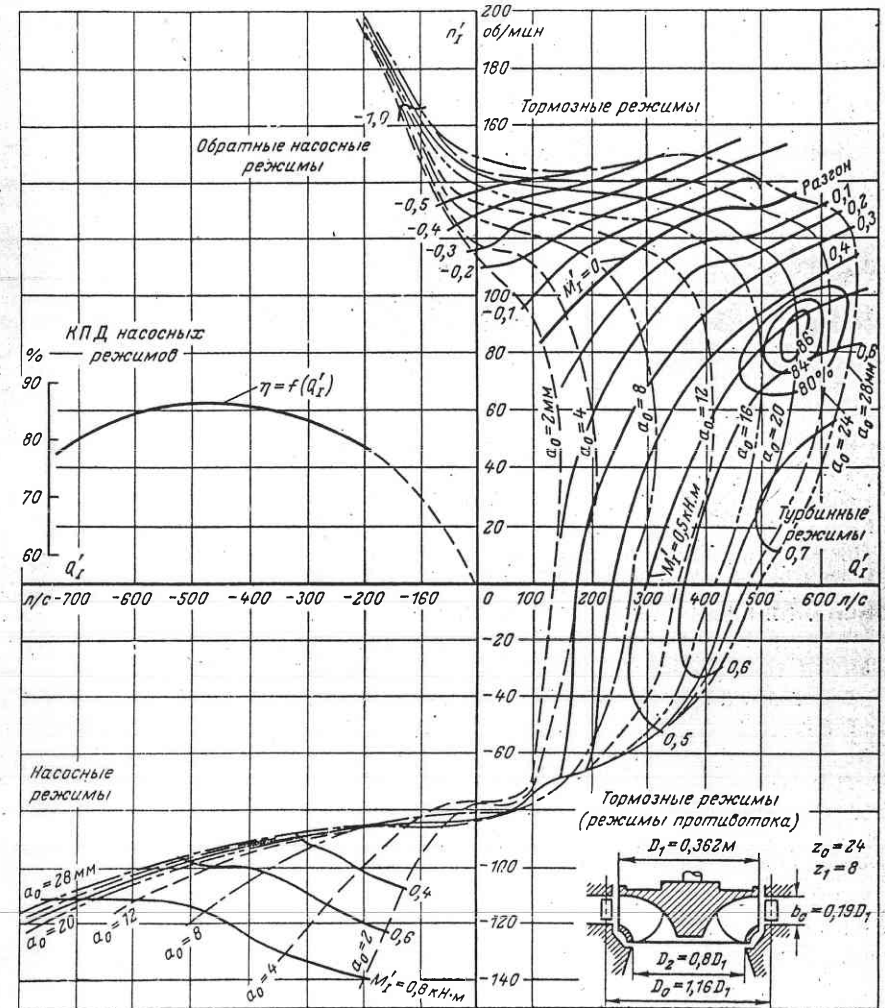


Рис. 19.5. Универсальная характеристика ОРО гидромашин

Для насосного режима

$$N'_1 = \frac{9,81Q'_H}{\eta_H}; \quad M'_1 = \frac{9,55N'_1}{n'_1} = \frac{9,55 \cdot 9,81Q'_1}{n'_1 \eta_H},$$

откуда

$$M'_{1H} = 93,7 \frac{Q'_1}{n'_1 \eta_H}. \quad (19.18a)$$

Формулы (19.18) и (19.18a) позволяют по координатам режимной точки Q'_1 и n'_1 найти связь между M'_1 и КПД.

На характеристике изолинии КПД показаны для узкой зоны «рабочих» турбинных режимов.

Для насосных режимов из-за тесного расположения линий открытия a_0 представить изменение КПД в форме изолиний неудобно. Поэтому здесь изменение КПД дано в виде отдельного графика $\eta = f(Q'_1)$, отвечающего оптимальным открытиям направляющего аппарата.

Координаты оптимального турбинного режима близки к $n'_{1\text{опт}} = 85$ об/мин и $Q'_1 = 560$ л/с. Здесь расход Q'_1 в основном зависит от открытия направляющего аппарата и примерно пропорционален a_0 . Однако с ростом $n'_1 > n'_{1\text{опт}}$ линии a_0 искривляются и Q'_1 резко падает. Это важная особенность радиально-осевых обратимых гидромашин. Одновременно снижается M'_1 . Линия $M'_1 = 0$ характеризует разгонный режим ($\eta = 0$). Выше, при $n'_1 > n'_{\text{разг}}$, там, где $M'_1 < 0$, находятся тормозные (квадрант I) и обратные насосные (квадрант II) режимы.

С уменьшением $n'_1 < n'_{1\text{опт}}$ в области турбинных режимов приведенный расход изменяется немного, вплоть до $n'_1 = 0$. Далее при изменении направления вращения $n'_1 < 0$ для насосного направления вращения, знак расхода Q'_1 сохраняется. Здесь в квадранте III находятся тормозные режимы или так называемые режимы противотока (колесо вращается в насосном направлении, а расход идет в турбинном, т. е. из верхнего бьефа в нижний). При подходе к $n'_1 = -80 \div -85$ об/мин линии всех открытий a_0 сходятся, расход быстро убывает и становится равным нулю: $Q'_1 = 0$. При дальнейшем увеличении n'_1 в том же направлении гидромашинка переходит в насосный режим (прямой, нормальный). Здесь также имеются свои особенности. Линии открытий $a_0 = 28 \div 16$ мм проходят очень близко, и лишь начиная с $a_0 = 12$ мм, т. е. менее 45 % полного открытия начинает заметно снижаться Q'_1 . Таким образом, в насосных режимах открытие направляющего аппарата мало влияет на подачу (расход) и мощность радиально-осевой обратимой гидромашинки.

В насосном режиме максимум КПД соответствует $Q'_1 = 520$ л/с и $n'_1 = 97$ об/мин.

§ 19.5] Виды обратимых гидромашин и их универсальные характеристики 299

С целью большей наглядности на рис. 19.6 построены кривые только для одного открытия $a_0 = \text{const}$. Здесь на общей оси ординат n'_1 представлены зависимости $Q'_1 = f(n'_1)$ и $M'_1 = f_1(n'_1)$. Полезно выделить некоторые особые точки. Это $n'_{1\text{опт}}$ — оптимальная приведенная частота турбинного режима, $n'_{\text{разг}}$ — разгонная частота вращения. Отношение

$$k_{\text{разг}} = \frac{n'_{\text{разг}}}{n'_{1\text{опт}}}, \quad (19.19)$$

дающее коэффициент разгона, является важным показателем. Для радиально-осевой обратимой гидромашинки $k_{\text{разг}}$ зависит от быстроты

ходности и для $n_{\text{ст}} = 140 \div 250$ об/мин $k_{\text{разг}} = 1,5 \div 1,7$, т. е. значительно меньше, чем у турбин соответствующей быстроты.

В области турбинного режима с уменьшением n'_1 от $n'_{\text{разг}}$ приведенный момент M'_1 непрерывно возрастает и лишь при относительно малых значениях n'_1 начинает убывать. С переходом в режимы противотока M'_1 довольно быстро убывает, достигая своего минимума в

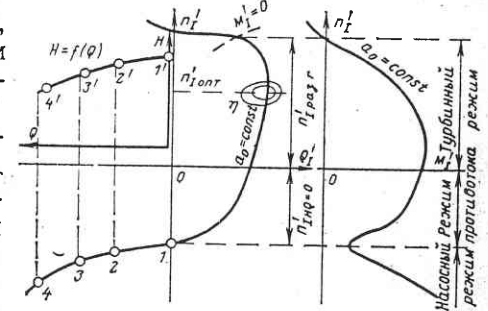


Рис. 19.6. Расходная, моментная и напорная характеристика ОРО гидромашинки

точке $n'_{1H} Q'_1 = 0$, т. е. там, где линия a_0 пересекает вертикаль $Q'_1 = 0$.

Подбор обратимых гидромашин и определение фактических значений подачи, КПД и мощности в насосном режиме производить по приведенной характеристике неудобно. Для этого нужно построить эксплуатационную расходную характеристику для принятых значений частоты вращения n и диаметра D . Пересчет от приведенных параметров производится с помощью формул подобия (5.34) и (5.35). В результате получаем:

$$H = \left(\frac{nD}{n'_1} \right)^2 \quad (19.20)$$

и

$$Q = Q'_1 D^2 \sqrt{H} = Q'_1 D^2 \frac{nD}{n'_1},$$

откуда

$$Q = \frac{Q'_1}{n'_1} n D^3. \quad (19.21)$$

На рис. 19.6 показана перестроенная напорно-расходная характеристика, причем масштаб оси Q связан с Q_1 коэффициентом nD^3 . С целью наглядности даны точки 1—4 на линии a_0 в области насосных режимов и соответствующие точки 1', 2'—4' на линии $Q = H$. Смещение этих точек относительно исходных вызывается влиянием роста n_i в (19.21).

Остановимся на некоторых особенностях подбора обратимых гидромашин. Как видно из характеристики на рис. 19.5, в зоне насосных режимов линии a_0 идут с малым уклоном и это указывает на то, что изменение n_i резко сказывается на Q_i . Следовательно, при всех условиях необходимо обеспечить, чтобы n_i были не ниже требуемых для насосного режима, например для данной характеристики 92—100 об/мин.

Учитывая, что

$$n'_{ин} = \frac{n_n D_1}{\sqrt{H_n}},$$

а в турбинном режиме

$$n'_{ит} = \frac{n_t D_1}{\sqrt{H_t}},$$

где n_n и n_t — частота вращения; H_t и H_n — напор в турбинном и насосном режимах, находим:

$$n'_{ит} = n'_{ин} \frac{n_t}{n_n} \sqrt{\frac{H_n}{H_t}}. \quad (19.22)$$

При одинаковой частоте вращения $n_n = n_t$, если принять $H_n/H_t = 1,06$, для данной характеристики получим диапазон $n'_{ит}$, равный 95—103 об/мин. Как видно, он лежит выше оптимума для турбинного режима, что приводит к снижению КПД. Это является одной из особенностей характеристик радиально-осевых обратимых гидромашин.

Обеспечить совпадение оптимумов по КПД в насосных и турбинных режимах, как видно из (19.22), можно применением двигателей-генераторов с различной частотой вращения $n_t < n_n$. Такие двухскоростные двигатели-генераторы установлены на нескольких ГАЭС (например, на ГАЭС Ава-Спин в Швейцарии, $n_n = 500$ об/мин, $n_t = 375$ об/мин). Но поскольку они имеют большие размеры, более высокую стоимость и худшие энергетические показатели, они применяются редко.

Обычно частота вращения в обоих режимах одинакова — $n_n = n_t$, а оптимальные условия работы стремятся обеспечить разработкой соответствующей формы проточного тракта обратимой гидромашин.

КОНСТРУКЦИИ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН

20.1. РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫЕ ОБРАТИМЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

На завершающейся строительстве Загорской ГАЭС применены обратимые радиально-осевые гидромашин мощностью 206 МВт при напоре 95 м, разработанные и изготовленные ЛМЗ (рис. 20.1). Общее конструктивное решение близко к радиально-осевым турбинам (см. рис. 3.15, 3.17). Рабочее колесо 1 диаметром $D_1 = 6,3$ м с семью лопастями изготовлено из нержавеющей стали, направляющий аппарат высотой $b_0 = 1,15$ м, относительная высота $b_0 = 0,18$, с поворотными направляющими лопатками 2, вал гидромашин 3 опирается на масляный направляющий подшипник 4, укрепленный в мощной крышке 5. Привод направляющих лопаток осуществляется индивидуальными сервомоторами 6.

На рис. 20.2 показана обратимая гидромашин ГАЭС Родунд-II (фирма «Фойт», ФРГ) со следующими параметрами: напор 354 м, мощность в турбинном режиме 270 МВт и расход 85 м³/с, в насосном режиме мощность 256 МВт и подача 67 м³/с, частота вращения 375 об/мин.

Таблица 20.1

Основные данные по радиально-осевым обратимым гидромашин

ГАЭС	Страна	Год	Диаметр рабочего колеса, м	Частота вращения n , об/мин
Загорская и Кайшядорская	СССР	Строится	6,3	150
Нумаппара	Япония	1974	5,0	375
Ладдингтон	США	1973	8,4	112,5
Байна Башта	СФРЮ	1983	4,8	428,6
Бремм	ФРГ	Проект	9,4	125/150

Продолжение табл. 20.1

ГАЭС	Турбинный режим			Насосный режим			H_n , м
	H_{\max} , м	H_{\min} , м	N , МВт	H_{\max} , м	H_{\min} , м	Q , м³/с	
Загорская и Кайшядорская	108	93	206	112	97	170	—15
Нумаппара	500	422	230	528	428	50	—50
Ладдингтон	108	87	343	114	93	314	—7,6
Байна Башта	600,3	497,3	294	621,3	531,7	36,7/50,8	—54,0
Бремм	232	167,3	700	247,3	187,8	220/341	—

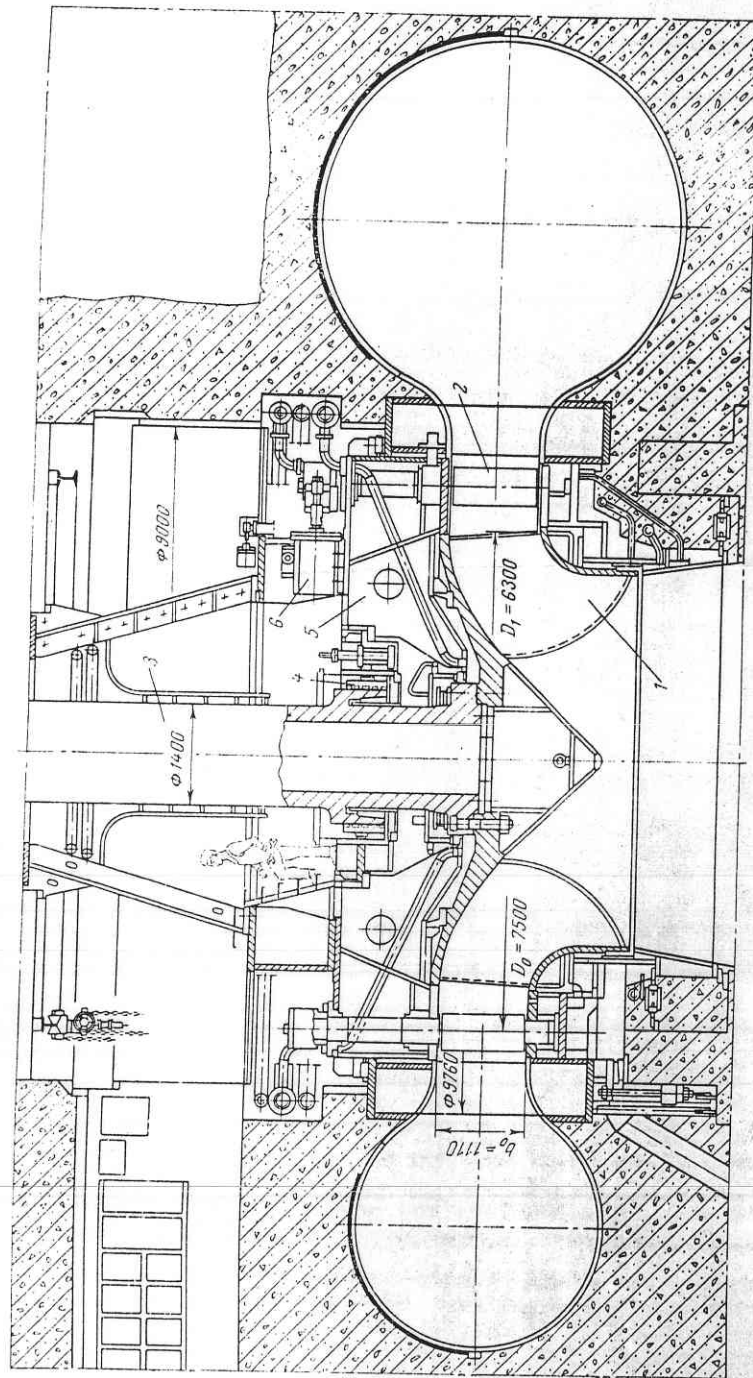


Рис. 20.1. Радиально-осевая обратимая гидромашин Загорской ГАЭС

Рабочее колесо 1 имеет внешний диаметр $D_1 \approx 4,4$ м и внутренний $D_2 \approx 2,4$ м ($D_2/D_1 = 0,55$). Относительная высота направляющего аппарата 2 $b_0 = 0,108$. На мощной крышке 3 укреплен направляющий подшипник 4 с масляной смазкой. Привод к направля-

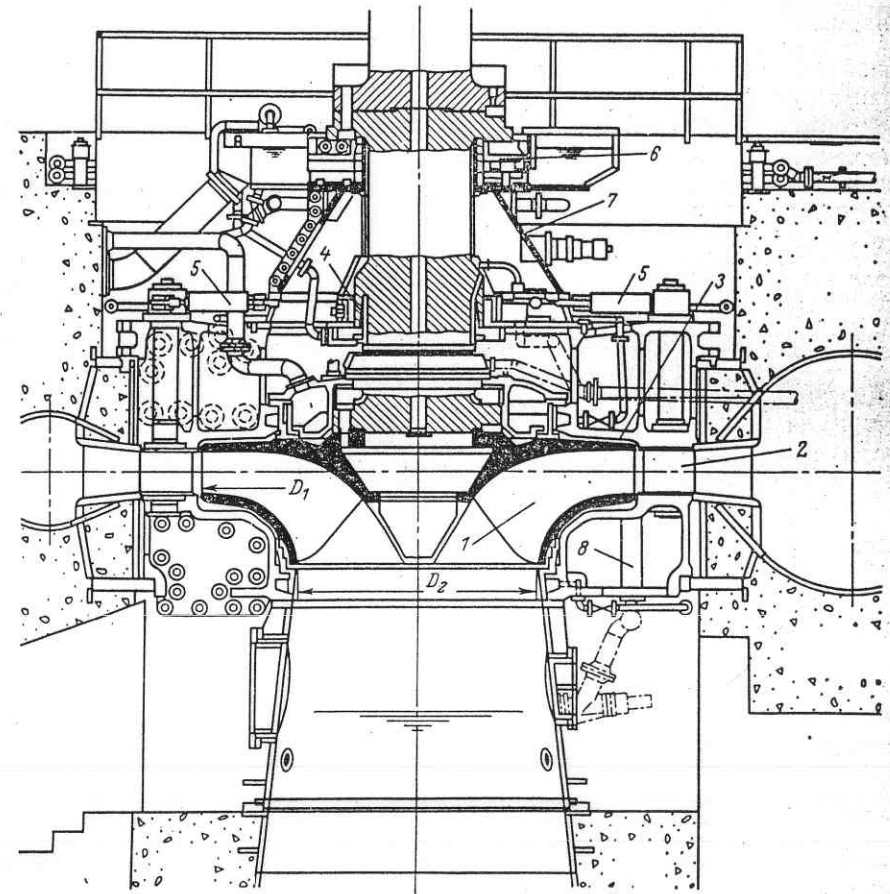
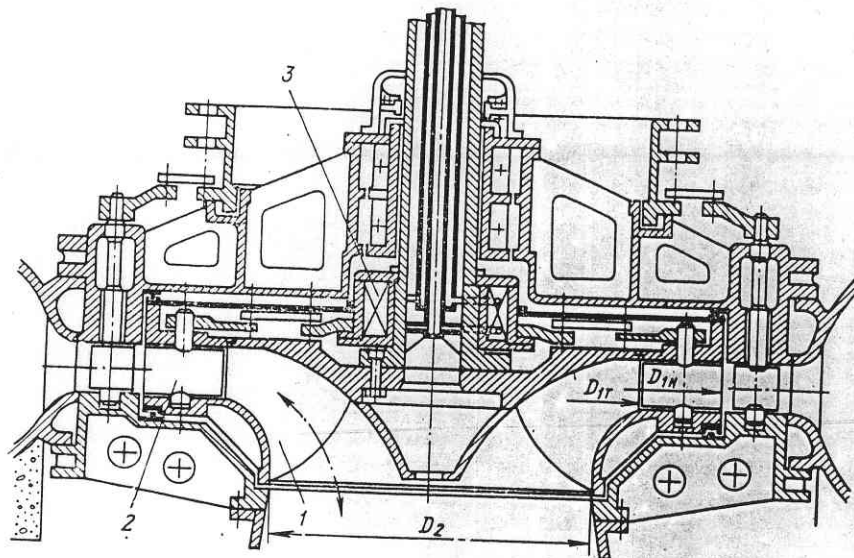


Рис. 20.2. Радиально-осевая обратимая гидромашин ГАЭС Родунд-II

ющим лопаткам осуществлен индивидуальными цилиндрическими сервомоторами 5 для каждой лопатки. Подпятник 6 опирается на мощный стальной конус 7, передающий нагрузку на крышку. Под ободом рабочего колеса имеется просторная полость, из которой через сбросные трубы 8 удаляется вода, протекающая через неплотности направляющего аппарата при компенсаторном режиме. Стальная спиральная камера сопрягается с очень мощными поясами статора.

В табл. 20.1 приведены данные по некоторым радиально-осевым обратимым гидромашинам. ГАЭС Нумаппара является одной из рекордных по напору, а ГАЭС Ладдингтон и Брем — по диаметру рабочего колеса и мощности.

При рассмотрении характеристик радиально-осевых обратимых гидромашин в § 19.5 было отмечено, что при сохранении частоты



Сечение по рабочему колесу

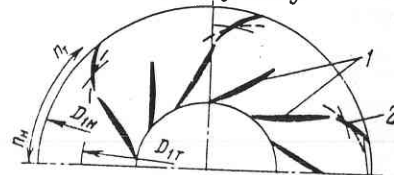


Рис 20.3 Схема обратимой радиально-осевой поворотной-лопастной гидромашин (ОРОПЛ)

вращения трудно обеспечить работу в зоне оптимума КПД по n_i и в насосном, и в турбинном режимах. Этот недостаток устраняется в предложенной Г. И. Кривченко и Н. Н. Аршеневским обратимой радиально-осевой гидромашине, рабочее колесо которой снабжено дополнительными поворотными лопастями (ОРОПЛ).

Как видно из рис. 20.3, главное отличие этой обратимой гидромашин от радиально-осевой обратимой гидромашин состоит в устройстве рабочего колеса, имеющего двойную систему лопастей: жестко заделанные в верхний и нижний обод и поворотные лопатки. Лопасти 1, внешний диаметр которых равен $D_{1т}$, подбираются в основном по условиям работы в турбинном режиме и число их может

составлять 12—16, как у обычных радиально-осевых турбин. Поворотные лопасти 2, имеющие искривленную форму, в турбинном режиме устанавливаются таким образом (показано пунктиром), что они находятся в условиях «нерабочего» обтекания, т. е. с нулевыми углами атаки. Таким образом, в турбинном режиме они выключаются из рабочего процесса.

В насосном режиме при реверсе рабочего колеса лопатки 2 поворачиваются (показано сплошной линией) и вместе с лопастями 1 составляют лопастную систему насосного колеса. Поворот лопаток 2 осуществляется сервомоторами 3 с механизмами привода к каждой лопатке.

Проведенные модельные исследования показали, что в гидромашине (рис. 20.3) соответствующим подбором диаметров $D_{1т}$ и $D_{1н}$, а также формы проточной части можно обеспечить работу в оптимуме по КПД и в турбинном, и в насосном режимах.

20.2. ДИАГОНАЛЬНЫЕ ОБРАТИМЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Первые диагональные обратимые гидромашин были пущены в 1957 г. на ГАЭС Адам-Бек в Канаде (напоры 27—18 м, мощность 34 МВт, частота вращения 92,4 об/мин) и в настоящее время находят довольно широкое применение на ГАЭС (табл. 20.2).

В качестве примера на рис. 20.4 показан обратимый гидроагрегат с диагональной обратимой гидромашин, изготовленной заводом «ЧКД-Бланско» (ЧССР) для ГАЭС Липтовска Мара (1975 г.). Параметры гидромашин следующие: напоры 48—30 м, частота вращения 136,5 об/мин, мощность в турбинном режиме 50,3 МВт, подача 107 м³/с.

Рабочее колесо 1 диаметром 5,0 м имеет 8 поворотных лопастей, установленных под углом 45° к оси вращения. Внутри корпуса 2

Таблица 20.2

Основные данные по диагональным обратимым гидромашин

ГАЭС	Страна	Год	Частота вращения n , об/мин	Турбинный режим			Насосный режим		
				$H_{\text{Макс}}$, м	$H_{\text{Мин}}$, м	N , МВт	$H_{\text{Макс}}$, м	$H_{\text{Мин}}$, м	Q , м ³ /с
Вальдеканас	Испания	1964	150	74	49	82	72	51	96
Такане I	Япония	1969	277	136	—	87	138	—	60
Кагедейра	Япония	1969	240	90	—	48	94	—	24
Гуно де Грандилла (капсульный агрегат)	Испания	1980	88,2	25	18	25,5	25	18	25,5
Константиновская	СССР	проект	107,1	42	18	54	20,6	45	72

находится сервомотор 3 диаметром 1,7 м, с помощью которого изменяется угол установки лопастей. Маслопроводы проходят внутри вала 4. На крышке расположен направляющий подшипник 5 с масляной смазкой. Направляющий аппарат радиальный, высотой 1,35 м ($b_0 = 0,27$). Спиральная камера — круглого сечения, со стальной оболочкой, приваренной к кольцу статора 6. Высота всасывания

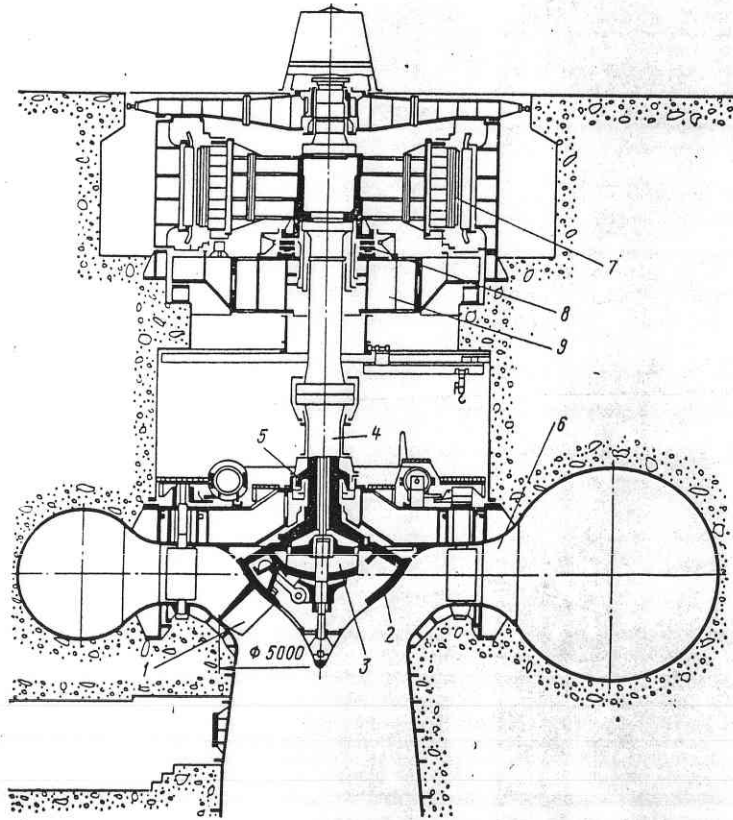


Рис. 20.4. Диагональная обратимая гидромашина ГАЭС Липтовска Мара

$H_s = -9,2$ м. Сверху находится синхронный двигатель-генератор 7 с подпятником 8, опирающимся на несущую крестовину 9. При работе в турбинном и насосном режимах должны выдерживаться свои комбинаторные зависимости, определяющие оптимальное соотношение между углом установки лопастей рабочего колеса и открытием лопаток направляющего аппарата.

Характеристика диагональной обратимой гидромашины в приведенных параметрах (модель $D_1 = 300$ мм) быстроходностью в турбинном режиме около 360 об/мин дана на рис. 20.5. Как видно, для

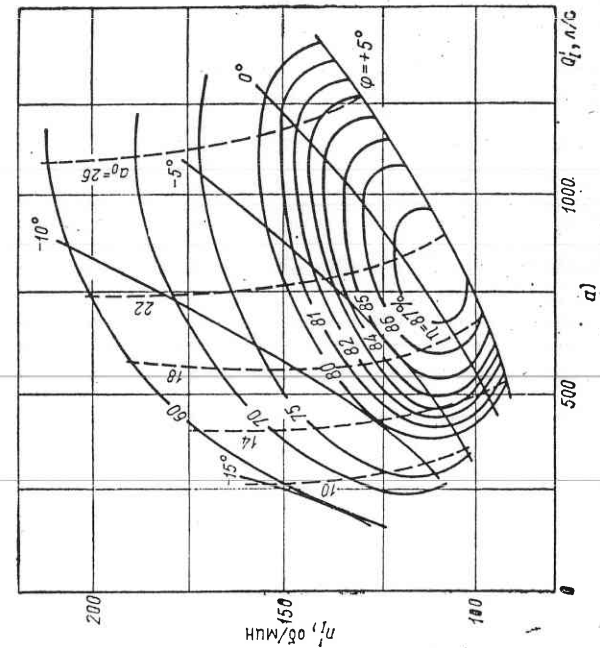
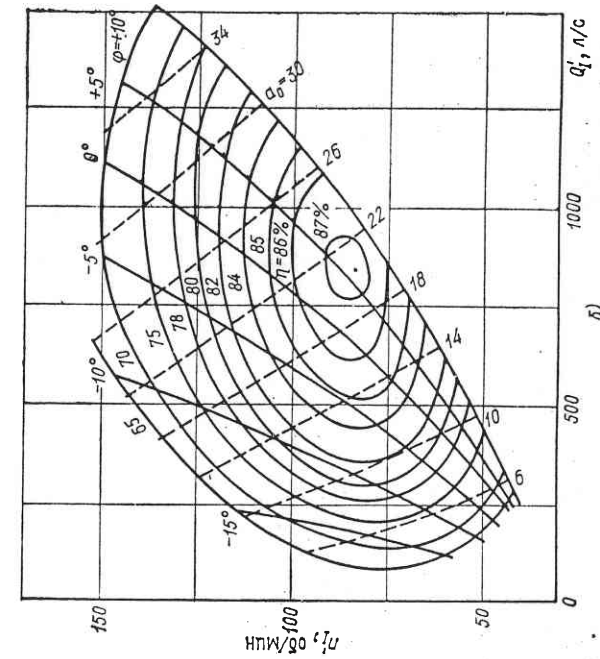


Рис. 20.5. Характеристики диагональной обратимой гидромашины

насосного режима (рис. 20.5, а) требуется n_i около 110 об/мин и при этом в турбинном режиме (рис. 20.5, б) КПД снижается до 84 %. Но это свойство только данной проточной формы.

20.3. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ОБРАТИМЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Одноступенчатые обратимые гидромашины, как было указано выше, достигают напора 600—700 м. При большем напоре приходится либо переходить на трехмашинную схему, либо идти на применение многоступенчатых обратимых гидромашин.

На рис. 20.6 в качестве примера показана двухступенчатая обратимая гидромашина фирмы Нэйрпик (Франция) для ГАЭС Рудлин, которая имеет следующие параметры: напор 600 м, частота вращения 333 об/мин, мощность 600 МВт. На валу 1 насажены два рабочих колеса 2 и 3 диаметром 4,6 м. Имеются два ряда направляющих лопаток 4 и 5. Между рабочими колесами 2 и 3 находятся выправляющие лопатки 6, снимающие циркуляцию, которая создается на выходе из рабочего колеса первой ступени 3 в насосном режиме перед входом в рабочее колесо второй ступени 2. Регулирую-

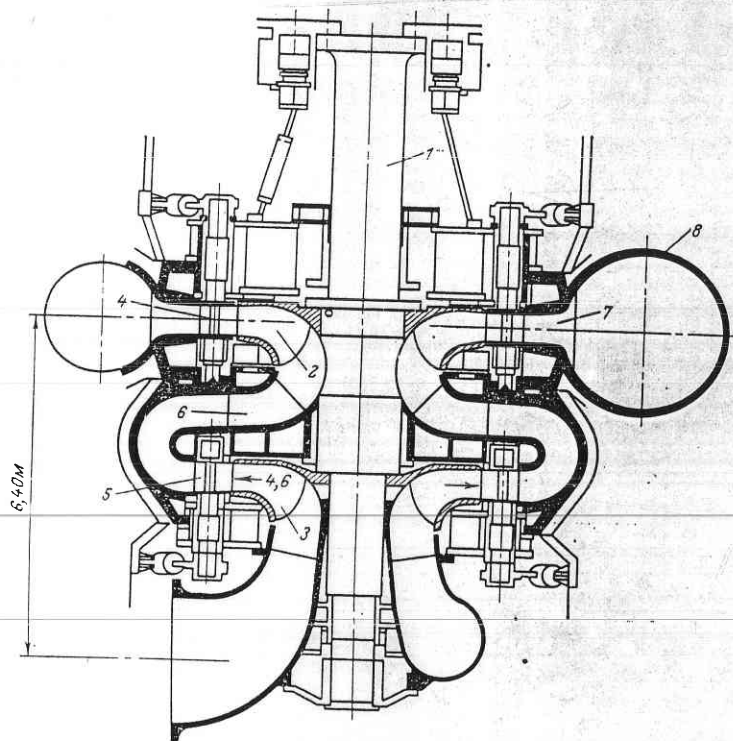


Рис. 20.6. Двухступенчатая обратимая гидромашина

щее кольцо направляющего аппарата 4 расположено сверху, а 5 — снизу. К статору 7 примыкает круглая спираль 8, соединенная с напорным трубопроводом.

Если требуется большее число ступеней (3—5), то приходится отказываться от регулирования мощности и осуществлять пуск и остановку агрегата затвором.

В настоящее время многоступенчатые обратимые гидромашины получают все большее применение. На ГАЭС Чиотас (Италия) установлено 8 обратимых четырехступенчатых гидромашин мощностью по 150 МВт с диаметром рабочего колеса 2,3 м, с напором 1047—1070 м при частоте вращения 600 об/мин. На ГАЭС Эдоло используются пятиступенчатые обратимые гидромашины при напорах 1256—1287 м.

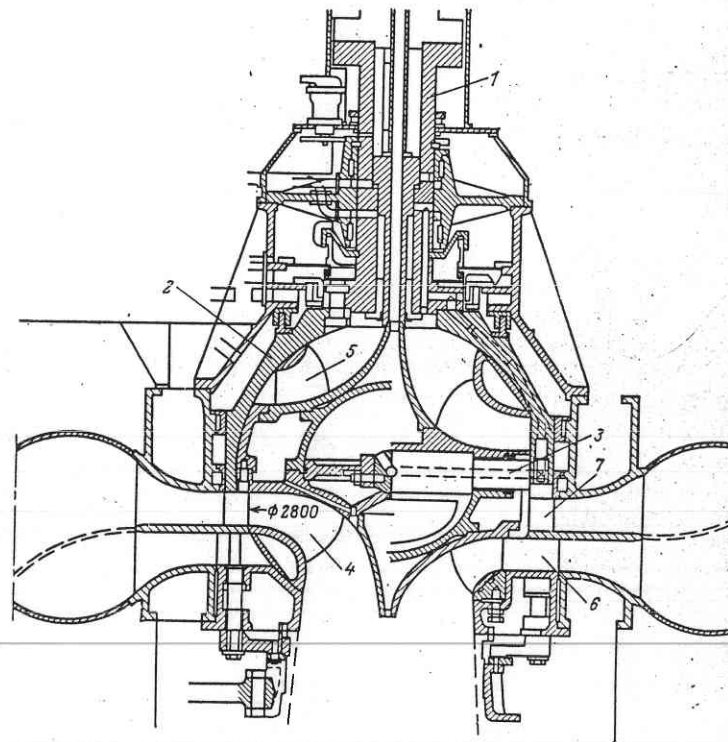


Рис. 20.7. Обратимая гидромашина ГОНЕ

Следует иметь в виду, что применение двухступенчатых и многоступенчатых обратимых гидромашин позволяет не только обеспечить высокий напор, но и снизить требуемое заглубление по условиям устранения кавитации.

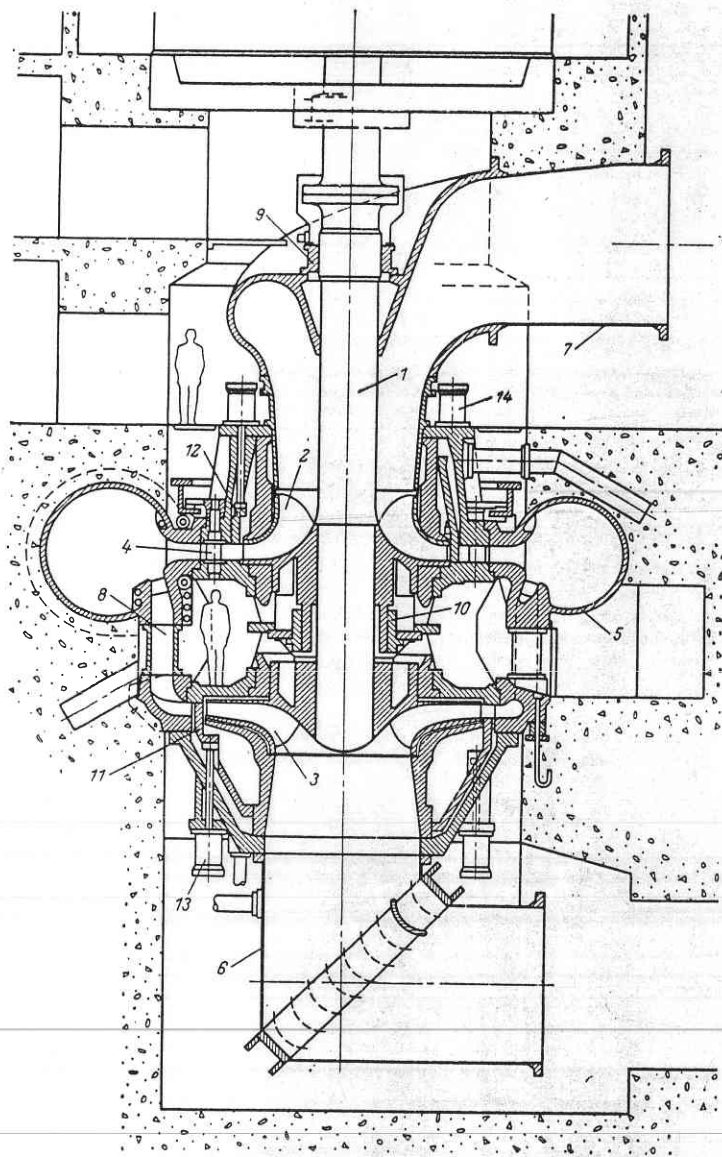


Рис. 20.8. Обратимая гидромашина изожир

20.4. ДВУХКОЛЕСНЫЕ ОБРАТИМЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Выше было отмечено, что создание обратимой гидромашин с одним рабочим колесом, работающим и как турбинное, и как насосное, связано с большими трудностями, как в части оптимальной формы проточного тракта, так и в необходимости изменения направления вращения при переходе из турбинного режима в насосный и обратно. Эти трудности можно разрешить, если перейти на обратимую гидромашину с двумя отдельными рабочими колесами: насосным и турбинным. Строго говоря, это не обратимая гидромашин, а трехмашинная схема, однако она конструктивно решается в виде единой обратимой гидромашин.

Примером такой двухколесной обратимой гидромашин является конструкция ГОНЕ, предложенная инж. Госнеделем и проф. М. Нехлеба в СССР. Схема ее показана на рис. 20.7. К валу 1 прикреплена полусфера 2, внутри которой на оси 3 насажены два рабочих колеса — насосное, большего диаметра, 4 и турбинное 5. Направляющий аппарат здесь двухрядный: нижний ярус 6 — с поворотными лопатками для турбинного колеса, верхний 7 — с жесткими для насосного. При работе требуемое рабочее колесо устанавливается против соответствующего направляющего аппарата путем поворота на оси 3.

Конструкция ГОНЕ весьма сложна. С целью уменьшения гидравлических потерь требуется отжатие воды из пространства, между крышкой и полусферой.

Двухколесная обратимая гидромашин — изожир создана фирмой «Ателье-де-Шарми» (Швейцария). Опытный образец с напором 395 м, мощностью 10 МВт прошел эксплуатационные испытания на ГАЭС Робией в 1968 г. Это позволило разработать и предложить изожир для различных ГАЭС.

На рис. 20.8 показан изожир для ГАЭС От-Шют, рассчитанный на следующие параметры: напоры 610—500 м, частота вращения 428 об/мин, мощность 300—250 МВт, подача 42,4—53,5 м³/с. Основными частями конструкции является вал 1 с рабочими колесами 2 — турбинным и 3 — насосным, направляющий аппарат с поворотными лопатками 4 и спиральная камера 5. К насосному колесу 3 вода подводится по всасывающей трубе 6, а от турбинного колеса отводится по отсасывающей трубе 7. Вода от насосного колеса подается в спиральную камеру по каналам 8. Вал 1 имеет два подшипника 9 и 10. Оба колеса 2 и 3 насажены на вал жестко и вращаются вместе с ним, а для включения или выключения того или иного рабочего колеса служат цилиндрические затворы 11 и 12, перемещаемые сервомоторами 13 и 14. При работе в турбинном режиме затвор 11 закрыт, а 12 — открыт (вид слева), при работе в насосном режиме закрыт затвор 12 и открыт 11 (вид справа). Конструкция получается достаточно сложная.

1. Аршеневский Н. Н. Обратимые гидромашины для гидроаккумулирующих установок. — М.: Энергия, 1977. — 240 с.
2. Бернштейн Л. Б. Капсульные и шахтные гидроагрегаты. — М.: ВИНТИ, 1968. — 215 с.
3. Виктор Г. В. Гидродинамическая теория решеток. — М.: Высшая школа, 1968. — 368 с.
4. Владиславлев Л. А. Надежность гидротурбин. — М.: Энергия, 1970. — 95 с.
5. Вознесенский И. Н. Жизнь, деятельность и избранные труды. Гидравлические машины. — М.: Машгиз, 1952, с. 136—238.
6. Гидроаккумулирующие электростанции/Под ред. Л. Б. Шеймана. — М.: Энергия, 1978. — 183 с.
7. Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках/Под ред. Г. И. Кривченко. — М.: Энергия, 1975. — 367 с.
8. Гидроэлектрические станции/Под ред. Ф. Ф. Губина и Г. И. Кривченко. — М.: Энергия, 1980. — 367 с.
9. Гидроэнергетика и комплексное использование водных ресурсов СССР/Под ред. П. С. Непорожного. — М.: Энергоиздат, 1982. — 560 с.
10. Гончаров А. Н. Гидроэнергетическое оборудование гидроэлектростанций и его монтаж. — М.: Энергия, 1974. — 305 с.
11. Губин М. Ф. Отсасывающие трубы гидроэлектростанций. — М.: Энергия, 1970. — 270 с.
12. Губин М. Ф., Горностаев Ю. Н., Любичский К. А. Применение эжекторов на гидроэлектростанциях. — М.: Энергия, 1971. — 86 с.
13. Гутковский Е. В., Колтон А. Ю. Теория и гидравлический расчет гидротурбин. — Л.: Машиностроение, 1974. — 365 с.
14. Гидроэнергетические установки/Под ред. Д. С. Щавелева — Л.: Энергоиздат, 1981. — 517 с.
15. Животовский Л. С., Смойловская Л. А. Лопастные насосы для абразивных гидросмесей. — М.: Машиностроение, 1978. — 223 с.
16. Каменев П. Н. Гидроэлеваторы в строительстве. — М.: Стройиздат, 1970. — 415 с.
17. Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах — М.: Машиностроение, 1975. — 336 с.
18. Карелин В. Я. Новодережкин Р. А. Насосные станции гидротехнических систем с осевыми и диагональными насосами. — М.: Энергия, 1980. — 288 с.
19. Квятковский В. С. Диагональные гидротурбины. — М.: Машиностроение, 1971. — 206 с.
20. Ковалев Н. Н. Проектирование гидротурбин. — Л.: Машиностроение, 1974. — 277 с.
21. Колтон А. Ю., Этинберг И. Э. Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин. — М.—Л.: Машгиз, 1958. — 358 с.
22. Кривченко Г. И. Автоматическое регулирование гидротурбин. — М.: Энергия, 1964. — 286 с.
23. Кривченко Г. И. Насосы и гидротурбины. — М.: Энергия, 1970. — 448 с.
24. Крупные лопастные насосы для мелиорации, теплоэнергетики и водоснабжения/О. В. Захаров, В. С. Эдрайх, Р. И. Жуковский и др. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1979. — 55 с.
25. Крупные осевые и центробежные насосы/И. И. Киселев, А. Л. Герман, Л. М. Лебедев, В. В. Васильев. — М.: Машиностроение, 1977. — 184 с.

26. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач/Под ред. С. С. Руднева и Л. Г. Подвидза. — М.: Машиностроение, 1974. — 416 с.
27. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. — М.—Л.: Машиностроение, 1966. — 364 с.
28. Лопастные насосы/Под ред. Л. П. Грянка и А. Н. Папира. — Л.: Машиностроение, 1975. — 430 с.
29. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Энергетические насосы. Справочное пособие. — М.: Энергоиздат, 1981. — 199 с.
30. Миличенко С. Л. Ремонт кавитационных разрушений гидротурбин. — М.: Энергия, 1974. — 104 с.
31. Михайлов А. Е. Турбинные камеры гидроэлектростанций. — М.: Энергия, 1970. — 272 с.
32. Михайлов А. И., Малюшенко В. В. Лопастные насосы. — М.: Машиностроение, 1977. — 288 с.
33. Насосы центробежные и осевые. Справочник. М.: Минводхоз СССР. ЦБНТИ, 1972. — 95 с.
34. Обратимые гидромашины/Л. П. Грянка, Н. И. Зубарев, В. А. Умов, С. А. Шумилин. — Л.: Машиностроение, 1981. — 263 с.
35. Орахелашвили М. М. Износостойкость реактивных гидротурбин. — М.: Госэнергоиздат, 1960. — 112 с.
36. Орго В. М. Гидротурбины. — Л.: Изд-во ЛГУ, 1975. — 318 с.
37. Перник А. Д. Проблемы кавитации. — Л.: Судостроение, 1966. — 438 с.
38. Полушкин К. П. Монтаж гидроагрегатов. — Л.: Энергия, 1977. — 512 с.
39. Проскура Г. Ф. Гидродинамика турбомашин. — Киев: Машгиз, 1954.
40. Пылаев Н. И., Эдель Ю. У. Кавитация в гидротурбинах. — Л.: Машиностроение, 1974. — 258 с.
41. Раабе И. Гидравлические машины и установки/Пер. с нем. — М.: Энергия, 1974. — 312 с.
42. Робожев А. В. Насосы для атомных электростанций. — М.: Энергия, 1979. — 135 с.
43. Рычагов В. В., Флоринский М. М. Насосы и насосные станции. — М.: Колос, 1975. — 415 с.
44. Сверхмощные турбины для Сибири и Дальнего Востока/Под ред. Г. С. Щеголева. — Л.: Машиностроение, 1980. — 135 с.
- 44а. Смирнов А. М., Усталов В. А. Испытания и наладка гидроэнергетического оборудования гидроэлектростанций. — М.: Энергия, 1980. — 208 с.
45. Слисский С. М. Гидравлика зданий гидроэлектростанций. — М.: Энергия, 1970. — 423 с.
46. Смирнов И. Н. Гидравлические турбины и насосы. — М.: Высшая школа, 1969. — 400 с.
47. Справочник конструктора гидротурбин/Под ред. Н. Н. Ковалева. — Л.: Машиностроение, 1971. — 304 с.
48. Справочник по гидравлическим расчетам/Под ред. П. Г. Киселева. — М.: Энергия, 1975. — 312 с.
49. Стеклов М. Л. Горизонтальные гидравлические турбины. — Л.: Машиностроение, 1974. — 214 с.
50. Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы/Пер. с англ. — М.: Машгиз, 1960. — 462 с.
51. Степанов Н. Н. Гидравлические машины. — Киев: Вища школа, 1978. — 150 с.
52. Стопский С. Б. Электрические методы обнаружения кавитации в гидротурбинах. — Л.: Энергия, 1974. — 149 с.
53. Тиме В. А. Оптимизация технико-экономических параметров гидротурбин. — Л.: Машиностроение, 1976. — 268 с.
54. Турбинное оборудование гидроэлектростанций. Руководство для проектирования/Под ред. А. А. Морозова. — М.—Л.: Госэнергоиздат, 1958. — 519 с.
55. Турк В. М., Минаев А. В., Карелин В. Я. Насосы и насосные станции. — М.: Стройиздат, 1976. — 304 с.

Предисловие	3
РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ	5
Глава 1. Гидравлические машины и гидравлическая энергия	5
1.1. Гидравлические машины	5
1.2. Энергия жидкости	11
РАЗДЕЛ ВТОРОЙ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТУРБИНЫ	15
Глава 2. Параметры и виды турбин	15
2.1. Напор и мощность турбины	15
2.2. Основные виды турбин	18
2.3. Области использования по напору турбин различных классов и видов	24
Глава 3. Конструкции турбин различных видов	26
3.1. Осевые поворотнo-лопастные турбины	26
3.2. Горизонтальные осевые турбины	35
3.3. Диагональные поворотнo-лопастные турбины	38
3.4. Радиально-осевые турбины	41
3.5. Ковшовые турбины	44
3.6. Турбины малых гидроэлектростанций	48
3.7. Валы и подшипники	50
3.8. Развитие конструкций турбин	53
Глава 4. Механизмы регулирования мощности турбин	54
4.1. Механизмы привода направляющих лопаток	54
4.2. Механизмы поворота лопастей рабочего колеса поворотнo-лопастных турбин	57
4.3. Механизмы привода регулирующей иглы ковшовых турбин	60
Глава 5. Основы теории рабочего процесса турбин	61
5.1. Поток, создаваемый направляющим аппаратом реактивных турбин	61
5.2. Кинематика потока в рабочем колесе реактивных турбин	63
5.3. Режим работы турбины	67
5.4. Основное энергетическое уравнение турбины	69
5.5. Особенность рабочего процесса ковшовых турбин	73
5.6. Турбины одного типа и законы подобия режимов их работы	74
5.7. Приведенные параметры турбин	77
5.8. Коэффициент быстроходности	79
5.9. Реальная форма движения жидкости в рабочем колесе турбины	80
Глава 6. Подводящие и отводящие элементы турбин	82
6.1. Турбинные камеры	82
6.2. Отсасывающие трубы	93
Глава 7. Кавитация и допустимая высота отсасывания турбин	101
7.1. Явление кавитации	101
7.2. Коэффициент кавитации и допустимая высота отсасывания	105

Глава 8. Характеристики турбин	109
8.1. Виды характеристик	109
8.2. Определение характеристик турбин по модельным испытаниям	114
8.3. Построение характеристик поворотнo-лопастных турбин	117
8.4. Пересчет параметров с модели на условия природы	121
8.5. Построение линейных характеристик по главной универсальной характеристике	126
8.6. Построение эксплуатационных характеристик	127
8.7. Разгонные характеристики турбин	130
8.8. Осевые нагрузки рабочего колеса турбины	132
8.9. Сравнение турбин различного вида по их характеристикам	133
Глава 9. Подбор турбин при проектировании гидроэлектростанций	135
9.1. Гидроагрегат и здание ГЭС	135
9.2. Номенклатура реактивных турбин	139
9.3. Подбор реактивных турбин по приведенным параметрам	149
9.4. Особенности подбора ковшовых турбин	154
9.5. Режимный график работы гидроэлектростанции	158
9.6. Суммарные характеристики параллельно работающих турбин гидроэлектростанции	159
Глава 10. Автоматизация, монтаж и эксплуатация турбин	162
10.1. Системы автоматического регулирования турбин	162
10.2. Монтаж турбин	169
10.3. Эксплуатация турбин	173
РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ. НАСОСЫ	177
Глава 11. Основные параметры насосных установок и виды насосов	177
11.1. Напоры насосной установки	177
11.2. Мощность насоса	181
11.3. Виды насосов	182
Глава 12. Рабочий процесс лопастных насосов	189
12.1. Кинематика потока в лопастных насосах	189
12.2. Основное энергетическое уравнение лопастных насосов	193
12.3. Режим работы насоса и условия подобия режимов	195
12.4. Коэффициент быстроходности насоса	199
12.5. Действительный характер потока в рабочем колесе	200
Глава 13. Конструкции лопастных насосов	201
13.1. Виды лопастных насосов	201
13.2. Консольные насосы	202
13.3. Насосы двустороннего входа	205
13.4. Осевые насосы	206
13.5. Диагональные насосы	209
13.6. Вертикальные центробежные насосы	210
13.7. Многоступенчатые насосы	211
13.8. Некоторые элементы конструкции лопастных насосов	215
Глава 14. Кавитация в насосах	218
14.1. Явление кавитации и допустимая высота всасывания	218
14.2. Пересчет показателей кавитации при изменении частоты вращения насосов	222
14.3. Кавитационный коэффициент быстроходности насоса	224

Глава 15. Характеристики лопастных насосов	225
15.1. Виды характеристик насосов	225
15.2. Теоретические характеристики лопастных насосов	226
15.3. Экспериментальное определение характеристик насосов	229
15.4. Зависимость формы характеристики насоса от его быстроходности	231
15.5. Пересчет характеристик насосов при изменении частоты вращения	232
Глава 16. Подбор насосов	233
16.1. Насосные агрегаты насосных станций и установок	233
16.2. Характеристика сети и фактическая подача насоса	237
16.3. Номенклатура насосов	238
16.4. Параллельное соединение насосов на общий трубопровод	244
16.5. Последовательное соединение насосов на общий трубопровод	246
16.6. Порядок подбора насосов	248
Глава 17. Эксплуатация лопастных насосов	250
17.1. Запуск лопастных насосов	250
17.2. Регулирование подачи лопастного насоса	254
17.3. Установка лопастных насосов	257
17.4. Кавитационный и абразивный износ насосов	259
17.5. Неустойчивая работа насоса	261
Глава 18. Специальные насосы	264
18.1. Грунтовые насосы	264
18.2. Глубинные насосы	270
18.3. Насосы гидроаккумулирующих электростанций	275
18.4. Струйные насосы	280
18.5. Установки вакуумного водопонижения	284
18.6. Эрлифт	285
РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ. ОБРАТИМЫЕ ГИДРОМАШИНЫ	287
Глава 19. Характеристики обратимых гидромашин	287
19.1. Назначение обратимых гидромашин и условия их использования	287
19.2. Принцип обратимости гидромашин и основные показатели насосного и турбинного режимов	287
19.3. Определение параметров обратимых гидромашин по обобщенным показателям	291
19.4. Круговая характеристика лопастной гидромашин	294
19.5. Виды обратимых гидромашин и их универсальные характеристики	296
Глава 20. Конструкции обратимых гидромашин	301
20.1. Радиально-осевые обратимые гидромашин	301
20.2. Диагональные обратимые гидромашин	305
20.3. Многоступенчатые обратимые гидромашин	308
20.4. Двухколесные обратимые гидромашин	311
Список литературы	312
Предметный указатель	315