Библиотека СОК

В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ НАСОСЫ

Справочное пособие

МОСКВА ЭНЕРГОИЗДАТ 1981

ББК 31.56
М21
УДК [621.65:621.311.22] (03)

Малюшенко В. В., Михайлов А. К.

М21 Энергетические насосы: Справочное пособие.— М.: Энергоиздат, 1981.—200 с., ил.
В пер. 1 р. 40 к.

Приведены общая классификация энергетических насосов, основные термины и определения, относящиеся к насосным установкам. Изложены основы теории подобия применительно к лопастным насосам. Описаны основные конструктивные схемы исполнения насосов, приведены техинческие данные основного и вспомогательного энергетического насосного оборудования: питательных турбо- и электронасосов, насосов конденсатных, сетевых, циркуляционных, масляных, мазутных и др. Рассмотрены особенности работы насосов в системе. Даны рекомендации по эксплуатацин насосов различных типов.

Для инженерно-технических работников научно-исследовательских институтов, проектных, монтажных и эксплуатационных организаций, занимающихся разработкой, изготовлением, монтажом, наладкой и эксплуатацией энергетического насосного оборудования.

М $\frac{30303-050}{051(01)-81}$ 13—81(Э). 2303020000

ББК 31.56
6П5.7

© Энергоиздат, 1981

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 4
Введение 5

Раздел первый. **Общие сведения о насосах** 6

1.1. Назначение и определение . 6
1.2. Основные параметры насосов и их характеристнки . . . 7
1.3. Классифнкацня насосов . . 11
1.4. Конструктивиые схемы иасосов. Элементы проточной части 17
1.5. Силы, действующие на ротор, и нх уравновешивание . . . 23

Раздел второй. **Работа насоса в системе** 28

2.1. Характеристика системы. Выбор насоса 28
2.2. Устойчнвость работы насоса в системе. Явленне помпажа 29
2.3. Регулирование работы насосной установки 30
2.4. Совместная работа насосов на общую сеть 33
2.5. Всасывающая способность насосов 35

Раздел третий. **Насосное оборудование электростанций** . . . 39

3.1. Общие требоваиия к энергетическим иасосам 39
3.2. Энергетические иасосы тепловой схемы ТЭС 40
3.3. Коиструктивная схема и тип привода насосного агрегата 43
3.4. Принципиальные схемы АЭС 45
3.5. Основное насосное оборудование АЭС 49

Раздел четвертый. **Коиструктивное исполнение основных узлов и деталей насосов** . . . 59

4.1. Корпусиые детали 59
4.2. Детали ротора 62
4.3. Уплотнения насоса . . . 65
4.4. Подшипниковые опоры . . 70
4.5. Узел гидравлической разгрузкн осевого усилия . . . 72

Раздел пятый. **Конструкции энергетических насосов** . . . 72

5.1. Питательные насосы . . . 72
5.2. Конденсатные иасосы . . 106
5.3. Сетевые насосы 121
5.4. Главные циркуляционные и рециркуляциоиные иасосы 130
5.5. Насосы системы циркуляционного водоснабжения 137
5.6. Вспомогательиые иасосы 145

Раздел шестой. **Комплектующее оборудоваиие насосиых установок** 160

6.1. Привод насосных агрегатов 161
6.2. Гидромуфты и редукторы 168
6.3. Маслоустановки агрегатов 172
6.4. Арматура 173
6.5. Система управления, защиты, автоматики и КИП . . . 176

Раздел седьмой. **Осиовы эксплуатации насосов** 176

7.1. Общие соображения по монтажу и пуску в эксплуатацию эиергетических насосов 176
7.2. Обслужнвание иасосои . . 178
7.3. Особенности эксплуатации иасосов АЭС 183
7.4. Испытание насосиых агрегатон 184

Приложение 190
Список литературы 198

ПРЕДИСЛОВИЕ

Электроэнергетика является одним из основных потребителей насосного оборудования. На любой электростанции эксплуатируется большое количество самых разнообразных насосов. Насосное оборудование, работающее в тепловой схеме ТЭС и АЭС, в высокой мере определяет их надежность и эффективность и по праву должно быть отнесено к основному энергетическому оборудованию.

Насосостроение — одна из наиболее быстро развивающихся отраслей машиностроения. Ежегодно промышленность СССР выпускает большое количество новых типов насосов с более высокими параметрами, совершенными конструктивными схемами, изготовленных из более качественных материалов. Постоянно ведутся работы по модернизации ранее выпускавшихся насосов.

В отечественной технической литературе отсутствует книга, в которой были бы сконцентрированы сведения по наиболее распространенным типам энергетических насосов. Литература по отдельным типам насосов исчезает с прилавков магазинов в короткие сроки. Эти обстоятельства побудили Энергоиздат выпустить в свет настоящую книгу, в которой освещены вопросы работы, конструктивного исполнения насосов различных типов, насосных агрегатов, используемых в технологических схемах электростанций. Основное внимание уделено описанию наиболее распространенных лопастных насосов.

Ограниченный объем книги не позволил рассмотреть в ней все применяющиеся в энергетике типы насосов. Для ознакомления с менее распространенными или ранее выпускавшимися типами насосов авторы отсылают читателей к литературе последних лет издания, список которой дается в конце книги. Авторы считают необходимым привести некоторые сведения по перспективным конструкциям насосов зарубежного производства.

В книге в виде таблиц, рисунков, графиков приведены справочные данные о параметрах, габаритных размерах и массах наиболее распространенных типов насосов. Размерности параметров даны в международной системе единиц СИ.

В разд. 1—3 рассмотрены принцип действия, определение основных параметров насосов, дано понятие о характеристиках, освещены вопросы работы насосов в системах и регулирования их рабочего режима.

В разд. 4—6 приводится описание конструкций насосов, их осиовных узлов и комплектующего оборудования насосных установок. Насосы разбиты по группам в зависимости от их назначения в технологических схемах электростанций.

В разд. 7 рассмотрены основные вопросы эксплуатации и испытания энергетических насосов.

Авторы выражают благодарность работникам Всесоюзного научно-исследовательского института атомного и энергетического насосостроения (ВНИИАЭН) и отдела главного конструктора паровых турбин ПО ЛМЗ за предоставленные материалы для подготовки книги. Авторы также приносят свою благодарность за ценные замечания, сделанные при рецензировании книги, Черкасскому Владимиру Михайловичу.

Отзывы, замечания и предложения по книге просим направлять по адресу: 113114, Москва, Шлюзовая наб., 10, Энергоиздат.

ВВЕДЕНИЕ

Насосостроение существенно влияет на развитие научно-технического прогресса важнейших отраслей народного хозяйства и поэтому имеет более высокие темпы ежегодного прироста выпуска продукции по сравнению с другими отраслями машиностроения. Развитие энергетических насосов осуществляется в соответствии с основным направлением научно-технического прогресса — увеличением единичной мощности агрегатов при одновременном повышении экономичности, надежности и долговечности, с обеспечением требуемой номенклатуры изделий для самой отрасли. К насосам, особенно для систем АЭС, предъявляются повышенные требования по безопасной эксплуатации и защите окружающей среды от загрязнения.

Эти требования находят свое отражение в конструкциях новых и модернизации ранее выпускаемых насосов.

За последнее десятилетие произошло значительное изменение в параметрах энергетических насосов, что, в свою очередь, потребовало изменения традиционных конструктивных схем машин, применения более качественных материалов, использования совершенных методов гидравлических и механических расчетов. Параметры основных групп насосов обусловлены действующими и разрабатываемыми ГОСТ. Утвержден ряд ГОСТ, определяющих технические требования на изготовление и поставку наиболее важных типов энергетических насосов.

Кроме специальных энергетических насосов (питательные, конденсатные, сетевые) на электростанциях применяется много насосов общего и особого назначения (насосы для воды, химические, нефтяные, самовсасывающие и др.). В книге приведены довольно подробные данные, касающиеся специальных энергетических насосов. По насосам общего назначения дано описание конструкций наиболее распространенных типов, применяемых в энергетике.

Выпуск энергетических насосов в основном сконцентрирован на предприятиях ПО «Союзнасосмаш» (ПО «Насосэнергомаш», завод «Южгидромаш», ПО «Уралгидромаш» и др.). Эти насосы изготавливают также предприятия других министерств, среди которых можно выделить ПО «Пролетарский завод», ПО «Ленинградский металлический завод», Ясногорский машиностроительный завод.

Создание современного и перспективного насосного оборудования требует проведения большого комплекса научных и экспериментально-исследовательских работ. Эти задачи решаются в крупных НИИ (ВНИИгидромаш и его филиалы, ВНИИАЭН), на специализированных кафедрах вузов (ЛПИ, МВТУ, МЭИ, Сумский филиал ХПИ), в ряде других академических и научных подразделений. Для изготовления и испытания в полупромышленных условиях крупных энергетических насосов в ПО «Насосэнергомаш» созданы мощные экспериментальные стенды. Все это позволяет своевременно и на должном уровне решать задачи создания необходимого насосного оборудования для энергетики.

В предлагаемой книге авторы стремились ознакомить читателей с современными конструкциями насосов, используемых на электростанциях, и направлениями их дальнейшего развития, помочь правильно оценить эксплуатационные возможности насосов и их технико-экономические характеристики.

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСАХ

1.1 НАЗНАЧЕНИЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ

Технологические схемы тепловых (ТЭС) и атомных (АЭС) электростанций требуют перемещения большого количества жидкостей, обладающих различными физико-химическими свойствами при различных давлениях и температуре. Перемещение жидкостей осуществляется насосами.

Насос — это машина, в которой происходит преобразование механической энергии привода в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости, благодаря чему осуществляется поток ее. Насосы используются в составе насосного агрегата, состоящего из одного или нескольких насосов и приводящего двигателя, соединенных между собой [22].

Устройство, состоящее из насоса, двигателя, соединительной муфты (или вариатора частоты вращения) и измерительных приборов, называется насосным агрегатом или *насосной установкой.*

На практике, особенно в энергетике, встречается большое число различных схем насосных установок с разными типами насосов. Однако гидравлическая часть насосной установки, включающая насосы, подводящий и напорный трубопроводы с арматурой и приборами, как правило, выполняются по одинаковой схеме. Принципиальная схема насосной установки приведена на рис. 1.1.

Жидкая среда из приемного резервуара *1* по подводящему трубопроводу *2* подводится в насос *3*, который посредством муфты соединен с приводным электродвигателем *4*. Получив приращение энергии в насосе, жидкость по напорному трубопроводу *6* подается в напорный резервуар *8*. На напорном трубопроводе установлены запорно-регулирующая задвижка *5* и сужающее устройство *7*. Для защиты насоса от обратного тока жидкости при случайном отключении двигателя на напорном трубопроводе может быть установлен обратный клапан. Приемный резервуар мо-

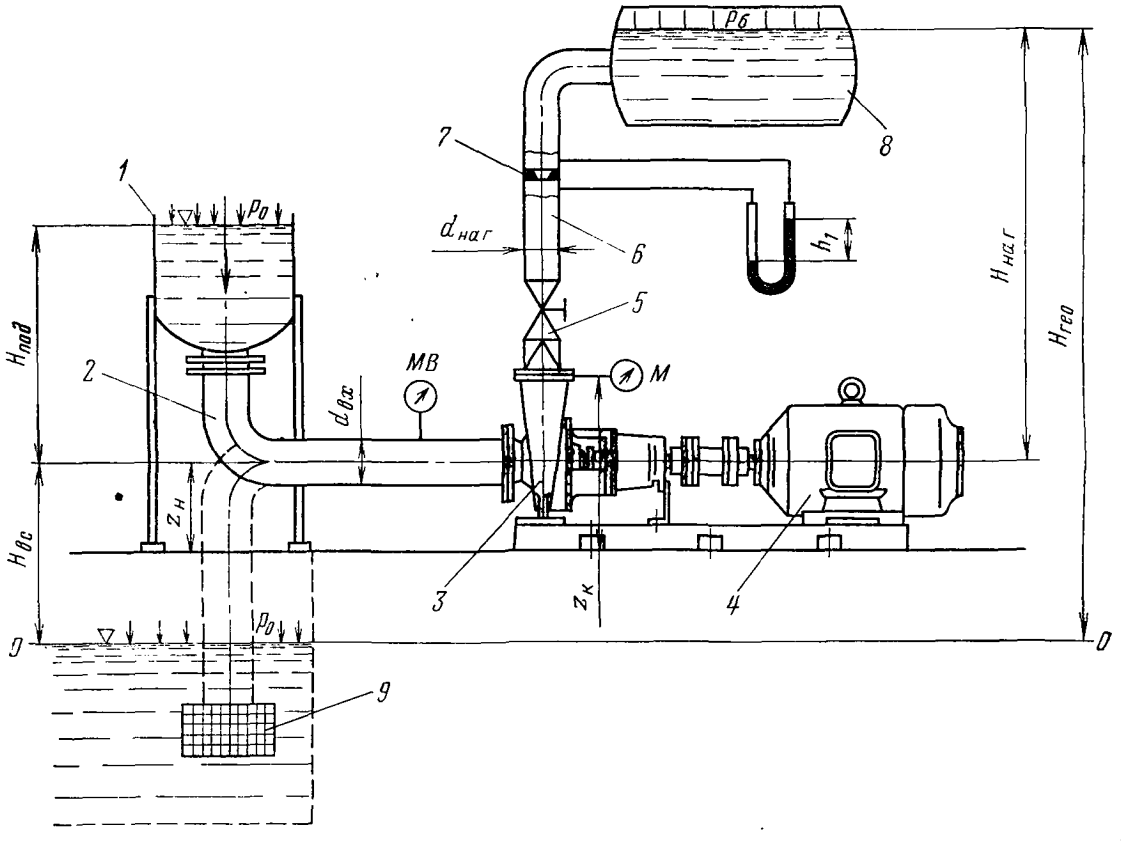


Рис. 1.1. Схема насосной установки.

жет располагаться как выше насоса, так и ниже оси его [на рис. 1.1. (поз. *9*) он изображен штриховыми линиями].

В первом случае на подводящем трубопроводе перед насосом ставится задвижка; во втором случае на нижнем конце подводящей трубы располагают приемный клапан. В обоих случаях для предотвращения попадания в насос твердых частиц вход в подводящий трубопровод защищают сеткой.

В состав насосной установки в зависимости от назначения может быть включена дополнительная запорно-регулирующая арматура, предохранительные устройства, приборы для измерений гидравлических и электрических величин.

1.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАСОСОВ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Работа насоса и насосной установки характеризуется рядом параметров, наиболее важные из которых приведены ниже [1]. Необходимые обозначения величин приведены на рис. 1.1.

1.2.1. Подача насоса. Различают объемную и массовую подачу насоса.

Объемная Q (массовая $Q_м$) подача — это объем (масса) жидкости, подаваемой насосом через напорный патрубок в единицу времени. При этом не учитываются потоки жидкости, которые могут иметь место внутри насоса (например, протечки через уплотнения и разгрузочные устройства). Сумма подачи и внутренних протечек называется *идеальной подачей* насоса.

Объемная подача обычно измеряется в м³/с; м³/ч; л/с; л/мин; массовая — в кг/с; т/ч; т/сут.

Подача измеряется с помощью расходомерного устройства, установленного на напорном трубопроводе. При использовании сужающего устройства (диафрагма, сопло) *7* (рис. 1.1.) объемная подача определяется выражением

$$Q = c\sqrt{h_1},$$

где c — постоянная сужающего устройства, которую можно подсчитать на основании «Правил 28-68» [24] или определить экспериментально; h_1 — перепад давления на дифманометре.

Между объемной и массовой подачей имеет место следующее соотношение:

$$Q_м = \rho Q, \qquad (1.1)$$

где ρ — плотность жидкости.

В отдельных случаях выделяют:

номинальную подачу $Q_{ном}$ — подачу по техническому паспорту насоса;

оптимальную подачу $Q_{опт}$ — подачу в режиме максимального КПД насоса;

минимальную подачу $Q_{мин}$ — минимально допустимую подачу насоса по условиям эксплуатации;

максимальную подачу $Q_{макс}$ — максимально допустимую подачу насоса по условиям эксплуатации.

Для эксплуатации представляет интерес величина отклонения подачи — разность действительной подачи насоса и подачи, заданной или данного давления.

1.2.2. Давление, удельная работа, напор насоса. Давление (или вакуум) на входе в насос измеряется мановакуумметром *МВ*, на выходе — манометром *М* (рис. 1.1).

Давление насоса — величина, определяемая зависимостью

$$p = p_к - p_н + \rho\frac{v^2_к - v^2_н}{2} + \rho g(z_к - z_н), \qquad (1.2)$$

где $p_к$ и $p_н$ — абсолютные давления на выходе и входе в насос, Па; $v_к$ и $v_н$ — скорости жидкости на выходе и входе в насос, м/с; $z_к$ и $z_н$ — высоты, м, точек замера давления, отсчитанные от произвольной горизонтальной плоскости сравнения (плоскость 0=0 на рис. 1.1).

При эксплуатации необходимо обращать внимание на значение предельного давления насоса — наибольшее давление на выходе из насоса, на которое рассчитана его конструкция. Для некоторых типов насосов в технической документации оговаривается допустимое значение максимального давления на входе в насос.

Удельная работа насоса — работа, подводимая к насосу для перемещения единицы массы жидкой среды (ГОСТ 17398-72). В соответствии с этим определением удельная работа насоса — работа, совершаемая валом насоса, эквивалентная энергии, получаемой им от двигателя. Она расходуется на увеличение энергии жидкости, ее перемещение, покрытие потерь внутри насоса.

Указанный ГОСТ выделяет понятие *полезной удельной работы*

$$L_п = p/\rho, \qquad (1.3)$$

где p — давление насоса.

Очевидно, полезная удельная работа отличается от удельной работы на величину потерь энергии внутри насоса.

В практике широко используется понятие *напора насоса,* как величины, определяемой выражением

$$H = \frac{p}{\rho g} = \frac{p}{\gamma}.$$

Ясно, что напор насоса есть высота столба жидкости, подаваемой насосом, эквивалентная давлению насоса. С учетом выражения (1.2) получаем:

$$H = \frac{p_к - p_н}{\gamma} + (z_к - z_н) + \frac{v^2_к - v^2_н}{2g}. \qquad (1.4)$$

[1] **Термины и определения взяты по ГОСТ 17398-72. Наряду со стандартизованными приведены также термины и единицы величин, часто используемые в практике.**

Если, к примеру, в процессе работы изменится температура перекачиваемой жидкости, то напор останется неизменным, а показания манометров (давление насоса) изменяется.

Напор насоса представляет собой сумму разностей удельных (отнесенных к единице веса энергий перекачиваемой жидкости (на выходе и входе в насос), давления $(p_к - p_н)/\gamma$, положения $z_к - z_н$ и кинетической $(v^2_к - v^2_н)/(2g)$.

В отдельных случаях выделяют:

номинальный напор $H_{ном}$ — напор насоса по техническому паспорту;

оптимальный напор $H_{опт}$ — напор при максимальном к. п. д. насоса;

напор при нулевой подаче H_0 — напор при $Q=0$.

Для эксплуатации представляет интерес отклонение напора насоса — разность фактического напора насоса и заданного для данной подачи.

Обычно величины $(z_к - z_н)$ и $\left(\frac{v^2_к - v^2_н}{2g}\right)$ пренебрежимо малы по сравнению с энергией давления. Поэтому напор насоса ориентировочно можно оценить по показаниям манометров на выходе и входе насоса:

$$H = \frac{p_к - p_н}{\gamma}.$$

1.2.3. **Кавитационный запас.** Для обеспечения работы насоса без кавитации (см. § 2.5) на входе в насос должен иметь место избыток напора сверх напора $H_п = p_п/(\rho g)$, определяемого давлением $p_п$ насыщенного пара при температуре жидкости, перемещаемой насосом. Этот избыток напора носит название *кавитационного запаса* и определяется зависимостью

$$\Delta h = \frac{p_н + \rho\frac{v^2_н}{2} - p_п}{\rho g}. \qquad (1.5)$$

Величина кавитационного запаса, обеспечивающая работу насоса без изменения основных его параметров, называется *допускаемым кавитационным запасом* $\Delta h_{доп}$.

Характерной величиной, определяющей работу насоса на стороне всасывания, является *вакуумметрическая высота всасывания:*

$$H_в = \frac{p_0 - \left(p_п + \rho\frac{v^2_н}{2}\right)}{\rho g}, \qquad (1.6)$$

где p_0 — давление окружающей среды (абсолютное давление атмосферы).

Вакуумметрическая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных параметров, называется *допускаемой вакуумметрической высотой всасывания* $H^{доп}_в$.

Величина $H_в$ связана с *геометрической высотой всасывания* $H_{вс}$ (см. рис. 1.1), которая представляет собой разность высот уровня жидкости в приемном резервуаре и центром тяжести входного сечения в рабочее колесо насоса. Если уровень жидкости в приемном резервуаре располагается выше центра тяжести указанного входного сечения, то величина $H_{под}$ называется *подпором* (отрицательная геометрическая высота всасывания). Ориентировочные значения допускаемой геометрической высоты всасывания можно определить по номограмме рис. 1.2.

В заключение отметим, что кавитационный запас в значительной мере зависит от частоты вращения n, подачи Q и формы проточной части насоса.

Для самовсасывающих насосов характерной величиной является высота само-

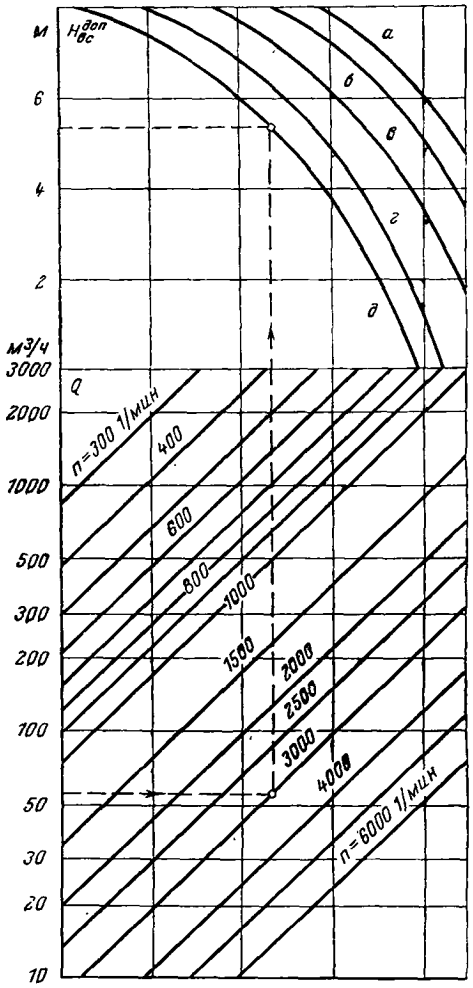


Рис. 1.2. Номограмма для определения допустимой геометрической высоты всасывания насосов.

а — одноступенчатые высоконапорные с осевым подводом; *б* — низконапорные с диаметром подводящего трубопровода $d_{вх} > 150$ мм; *в* — низконапорные с $d_{вх} < 150$ мм; *г* — осевые; *д* — многоступенчатые.

всасывания — возможная высота самозаполнения подводящего трубопровода насосного агрегата в метрах.

1.2.4. Мощность. Коэффициенты полезного действия. *Полезная мощность насоса* — мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкой среде:

$$N_{\text{п}}=Qp \qquad (1.7)$$

или

$$N_{\text{п}}=Q_{\text{м}}L_{\text{п}}, \qquad (1.8)$$

где Q — объемная подача насоса, м³/с; p — давление насоса, Па; $Q_{\text{м}}$ — массовая подача насоса, кг/с; $L_{\text{п}}$ — полезная удельная работа насоса, Дж/кг; $N_{\text{п}}$ — полезная мощность насоса, Вт.

С учетом известных связей между p, $L_{\text{п}}$ и напором H насоса (1.7) и (1.8) приводятся к формуле общего вида

$$N_{\text{п}}=\rho QgH/1000, \qquad (1.9)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Мощность насоса N — мощность, потребляемая насосом (подводимая на вал насоса от двигателя).

Очевидно $N>N_{\text{п}}$ на величину потерь мощности в насосе.

Коэффициентом полезного действия насоса называют отношение полезной мощности к мощности насоса

$$\eta=N_{\text{п}}/N, \qquad (1.10)$$

или

$$N=\frac{N_{\text{п}}}{\eta}=\frac{\rho QgH}{1000\eta}. \qquad (1.11)$$

В практике различают характерные значения мощностей:

номинальная (паспортная) $N_{\text{ном}}$ — мощность насоса при $Q_{\text{ном}}$, $H_{\text{ном}}$, $n_{\text{ном}}$;

оптимальная $N_{\text{опт}}$ — в режиме насоса с максимальным к. п. д.;

при нулевой подаче N_0 — в режиме с $Q=0$.

Мощность насосного агрегата $N_{\text{а}}$ — мощность, потребляемая насосным агрегатом (в случае электрического привода насоса $N_{\text{а}}$ — электрическая мощность на зажимах электродвигателя).

Мощность насосного агрегата больше мощности насоса на величину потерь мощности в двигателе и передаче.

Коэффициент полезного действия насоса выражают как произведение трех коэффициентов, характеризующих отдельные виды потерь энергии в насосе,

$$\eta=\eta_{\text{г}}\eta_{\text{об}}\eta_{\text{мех}}, \qquad (1.12)$$

где $\eta_{\text{г}}$ — гидравлический к. п. д. насоса — отношение полезной мощности к сумме мощностей — полезной и затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе (обычно $\eta_{\text{г}}=0{,}90\div0{,}96$); $\eta_{\text{об}}$ — объемный к. п. д. насоса — отношение полезной мощности к сумме мощностей — полезной и теряемой вследствие внутренних протечек через зазоры и концевые уплотнения насоса (в нормальных конструкциях центробежных насосов $\eta_{\text{об}}=0{,}96\div0{,}98$); $\eta_{\text{мех}}$ — механический к. п. д., характеризующий потери энергии от механического трения в подшипниках и уплотнениях насоса и потери энергии при трении нерабочих поверхностей колес о жидкость (в зависимости от конструкции насоса $\eta_{\text{мех}}=0{,}80\div0{,}94$).

Значения к. п. д. современных динамических насосов лежат в пределах 0,6—0,9.

Для оценки насосного агрегата в целом служит к. п. д. агрегата (насосной установки) $\eta_{\text{а}}$, вычисляемый как отношение полезной мощности насоса к мощности агрегата (в случае электрического привода насоса мощность агрегата — электрическая мощность на клеммах двигателя).

Коэффициент полезного действия агрегата отражает все потери энергии в насосе, двигателе и передаче и, поэтому $\eta_{\text{а}}<\eta$.

Мощность приводного двигателя выбирается на основе (1.11), но с учетом возможного отклонения режима работы насоса от его номинального (паспортного) режима. Чтобы не перегружать двигатель при любых режимах, его мощность выбирают с запасом $N_{\text{дв}}=kN$, где $k=1{,}1\div1{,}5$ (запас тем больше, чем меньше N).

1.2.5. Характеристики насосов. Зависимости между основными параметрами насосов для различных режимов работы принято представлять в графической форме — в виде характеристик.

Характеристикой насоса называют графические зависимости основных его параметров от давления для объемных насосов и от подачи для динамических насосов при постоянных значениях частоты вращения ротора, вязкости и плотности жидкости на входе в насос (рис. 1.3).

В динамических насосах при постоянных частоте вращения, размерах рабочих органов, вязкости и плотности существует определенная зависимость параметров от подачи Q (рис. 1.3,*а*). Кривая $H=f(Q)$, называемая *напорной характеристикой*, имеет особое значение при эксплуатации насосов. Характеристики насоса обычно получают экспериментально (см. разд. 7). Кривые $H(Q)$, $N(Q)$ и $\eta(Q)$ характеризуют энергетические качества насоса. Кривая $H_{\text{п}}(Q)$ дает представление о всасывающей способности насоса.

По характеристике выделяют режимы:

Оптимальный — режим работы насоса при наибольшем значении к. п. д.

Номинальный — режим, обеспечивающий заданные технические параметры насоса. Номинальный режим должен находиться в рабочей части характеристики.

Рабочая часть характеристики — зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется длительная его эксплуа-

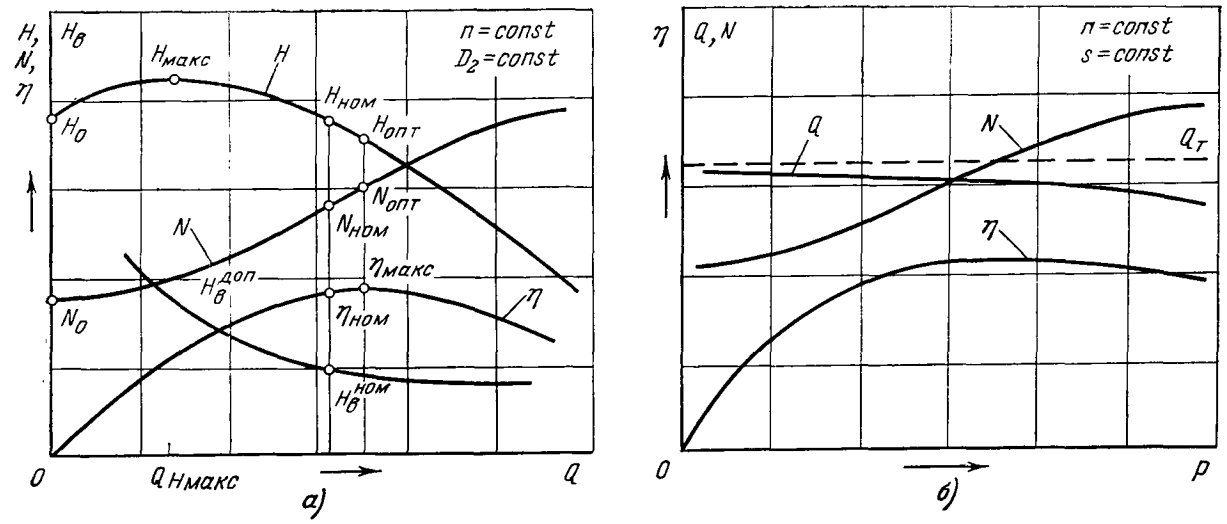


Рис. 1.3. Характеристики лопастных (*а*) и объемных (*б*) насосов.

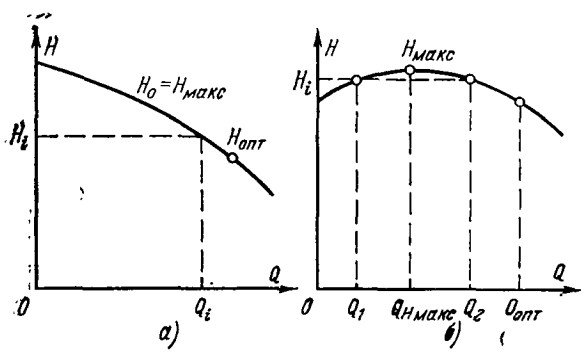
тация (на рис. 1.3,*а* ограннчеиа пунктиром). Рабочая часть характеристики определяется допустимым значением снижения к. п. д. на 2—3% максимального его значения.

Форма характеристики насоса зависит от коифигурации проточной части насоса, соотиошения кинематических параметров потока в проточной части, вязкости и т. п. Всякое искусственное изменение формы характернстики путем воздействия на проточную часть связано со снижением к. п. д. насоса.

Напорная характеристика $H(Q)$ в общем случае представляет собой кривую, дающую снижение напора при увеличении подачи. Степень снижения напора характеризуется *крутизной напорной характеристики*, которая определяется выражением $(H_{макс}-H_{опт})/H_{опт}$. Для центробежиых насосов крутизна напорной характернстики лежит в пределах 0,1—0,25, для диагональных 0,25—0,8, для осевых — до 1.

Различают два вида напорной характеристики (рис. 1.4): стабильную и лабильную.

При *стабильной* характеристике напор непрерывно снижается от его значения при $Q=0$ во всем диапазоне подач. В этом случае каждому значению напора соответствует единственное значение подачи.



Рнс. 1.4. Форма напорной характеристики. *а* — стабильная; *б* — западающая.

При *лабильной* характеристике лишь на определеиной части кривой напор уменьшается с увеличеиием подачи. Точка максимума $H_{макс}$ делит напориую характеристику на две ветви: западающую ($Q<Q_{H\ макс}$) и ниспадающую ($Q>Q_{H\ макс}$). Зона западаиия характеризуется отношением $Q_{H\ макс}/Q_{опт}$, а глубина (степень) западания — отношением $H_{макс}/H_0$. При лабильной форме кривой одному значению напора в диапазоне от H_0 до $H_{макс}$ соответствует два значения подачи.

Форма характеристики мощности $N(Q)$ также зависит от типа насоса. Для центробежных насосов с увеличением подачи мощности постояино возрастает от $N_0\approx$ $\approx(0{,}4\div0{,}6)N_{опт}$. В диагональных насосах максимальное значение мощности достигается при режиме $Q_{опт}$, при дальнейшем увеличении подачи мощность уменьшается. В осевых иасосах максимум мощности имеет место при иулевой подаче $Q=0$, а затем она уменьшается с увеличением Q. В связи с этим во избежание перегрузки электродвигателя центробежные насосы следует пускать в работу при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, а диагональные и осевые — при открытой.

Характеристика $\eta(Q)$ — имеет максимум в оптимальном режиме. Для центробежных насосов она имеет более пологую форму (широкий диапазон рабочей части характеристики).

Характеристика допустимой вакуумметрической высоты всасывания представляется непрерывно падающей кривой. Падение $H_в^{доп}$ при увеличении Q в диагональных и осевых насосах менее значительно, чем в центробежных малой быстроходности.

В насосах объемиого типа отсутствует резко выраженная зависимость подачи Q от развиваемого давления (см. рис. 1.3,*б*).

Теоретически подача остается постоянной при любом давлении (насос имеет жесткую характеристику). Однако в действительных условиях при повышении давления подача несколько уменьшается за счет увеличения утечек. Мощность с увеличением давления в области высокого к. п. д. возрастает практически линейно. Пологая форма кривой $\eta(P)$ обеспечивает широкую рабочую часть характеристики. Жесткая характеристика насоса выгодна в особенности при перекачивании вещества с вязкостью, изменяющейся во время эксплуатации.

В лопастных насосах используют безразмерные характеристики двух типов (рис. 1.5):

относительная (рис. 1.5,*а*), которая удобна при сравнении насосов разной конструкции. Получается при отнесении текущих значений характеристики к параметрам оптимального режима:

$$\bar{Q} = Q/Q_{опт};\ \bar{H} = H/H_{опт};\ \bar{N} = N/N_{опт};$$
$$\bar{\eta} = \eta/\eta_{макс};$$

коэффициентную (рис. 1.5,*б*), которая удобна для сравнения геометрически подобных насосов.

Обычно для серии подобных насосов дается одна безразмерная характеристика. Безразмерные коэффициенты подачи φ, напора ψ, мощности μ определяются соотношениями

$$\varphi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2};\quad \psi = \frac{2gH}{u^2_2};\quad \mu = \psi\varphi,$$

где D_2 — наружный диаметр рабочего колеса, м; b_2 — ширина рабочего колеса на выходе, м; u_2 — окружная скорость на выходе рабочего колеса, м/с.

Всасывающая способность динамических насосов оценивается *кавитационными характеристиками*, которые представляют собой графические зависимости основных параметров H и N от кавитационного запаса при постоянных значениях частоты вращения, подачи, вязкости и плотности (рис. 1.6). Характеристики получают при испытании насосов не менее чем для трех режимов работы насоса: $Q=Q_{опт}$; $Q \geqslant 1{,}25Q_{опт}$; $Q \leqslant 0{,}75Q_{опт}$.

Состояние $\Delta h_{крI}$ называется кавитационным режимом насоса, при котором начинается заметное изменение параметров насоса. По значению $\Delta h_{крI}$ определяют $H^{кр}_{в}$. Допускаемые значения вакуумметрической высоты всасывания определяют по соотношению $H^{доп}_{в} = AH^{кр}_{в}$, где $A = 1{,}0 \div 1{,}6$ для центробежных насосов [21], и по полученным значениям строят кривую $H^{доп}_{в}(Q)$ (см. рис. 1.3).

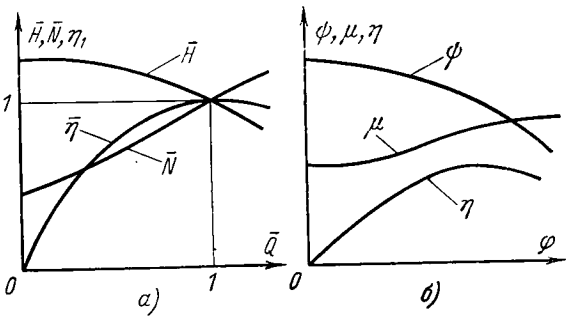


Рис. 1.5. Безразмерные характеристики. *а* — относительная; *б* — коэффициентная.

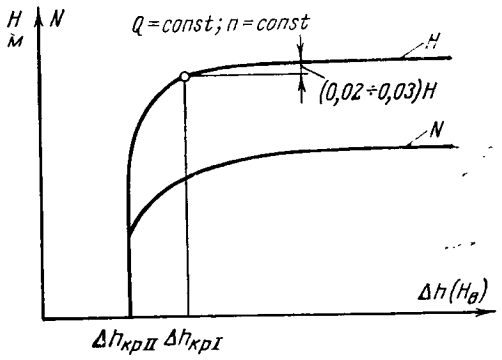


Рис. 1.6. Кавитационная характеристика насоса.

Для самовсасывающих насосов экспериментально определяется *характеристика самовсасывания* — графическая зависимость подачи газа, удаляемого самовсасывающим насосным агрегатом из подводящего трубопровода, от давления на входе в насос.

1.3 КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ

Вследствие большого разнообразия конструкций, областей использования, материалов и т. д. разработать единую всеобъемлющую классификацию для насосов не представляется возможным. В практике используются классификации по наиболее важным признакам. Некоторые из них рассмотрены ниже.

1.3.1. Классификация по принципу действия. Насосы по принципу действия можно разбить на две группы: *объемные* и *динамические*.

В насосах объемного типа определенный объем перекачиваемой жидкости отсекается и перемещается от входного патрубка насоса к напорному, при этом жидкости сообщается дополнительная энергия, главным образом в виде энергии давления. Насосы объемного типа подразделяются на две подгруппы: возвратно-поступательного действия и роторные.

В возвратно-поступательных насосах перемещение жидкости достигается за счет

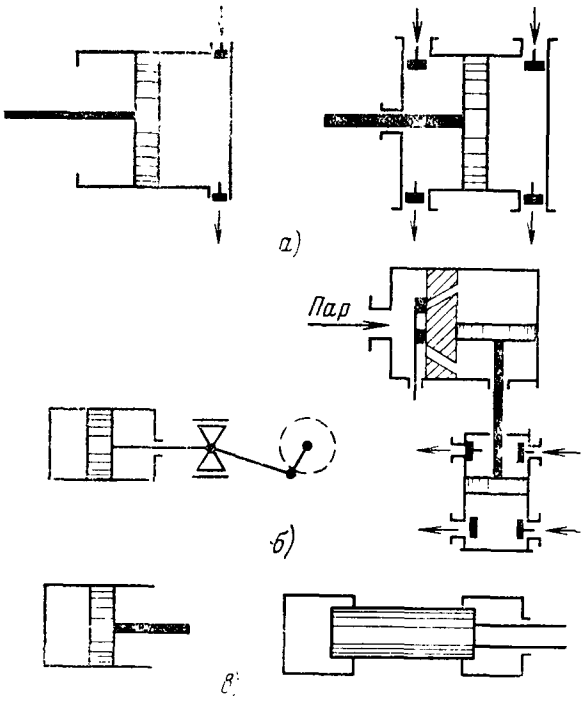


Рис. 1.7. Схемы насосов возвратно-поступательного действия.

а — одностороннего и двустороннего действия; *б* — горизонтальные и вертикальные; *в* — дисковые и плунжерные.

осевого перемещения поршня или диафрагмы в цилиндре насоса. Цилиндр насоса с помощью клапанов попеременно соединяется с подводящим и напорным трубопроводом. Основным недостатком возвратно-поступательных насосов является неравномерность (пульсация) подачи. Для выравнивания подачи насосы выполняют многопоршневыми и применяют воздушные колпаки.

Насосы возвратно-поступательного действия можно классифицировать по следующим признакам (рис. 1.7):

а) способу действия поршня — одностороннего или двустороннего действия;

б) положению поршня и цилиндра — горизонтальные и вертикальные;

в) форме поршня — дисковые, плунжерные;

г) типу привода — электроприводные, паровые.

В роторных насосах один или несколько вращающихся роторов образуют в корпусе насоса полости, которые захватывают перекачиваемую жидкость и перемещают ее от входного патрубка насоса к напорному. Роторые насосы обеспечивают более равномерную подачу, в них отсутствует отсекающая клапанная система. Наибольшее распространение получили следующие конструктивные схемы роторных насосов (рис. 1.8):

а) шестеренные (двух- и многошестеренные, с наружным или внутренним зацеплением);

б) винтовые (одно- и многовинтовые);

в) пластинчатые (одно- и многопластинчатые).

В динамических насосах приращение энергии происходит в результате взаимодействия потока жидкости с вращающимся рабочим органом. Принято подразделять эти насосы на две основные группы: *лопастные* и *вихревые*.

В лопастных насосах жидкость получает приращение энергии за счет взаимодействия с вращающейся решеткой лопастей рабочего колеса. В рабочем колесе происходит приращение потенциальной и кинетической энергий жидкости. Кинетическая энергия в неподвижных элементах насоса (отвода) превращается в энергию давления. Обычно лопастные насосы не обладают свойством самовсасывания. Для запуска в работу требуется их заполнение перекачиваемой жидкостью.

В вихревых насосах приращение энергии перекачиваемой жидкости осуществляется за счет турбулентного обмена энергией основного потока в канале насоса и вторичного потока в рабочем колесе.

В энергетике преобладающее распространение получили лопастные насосы, которые, главным образом, рассматриваются в книге.

Лопастные насосы по направлению потока в рабочем колесе подразделяются на центробежные (радиальные и диагональные) и осевые (рис. 1.9).

В зависимости от соотношения параметров (Q, H, n) изменяется форма проточной полости насоса, в основном рабочего колеса. Для характеристики формы рабочего колеса в соответствии с заданны-

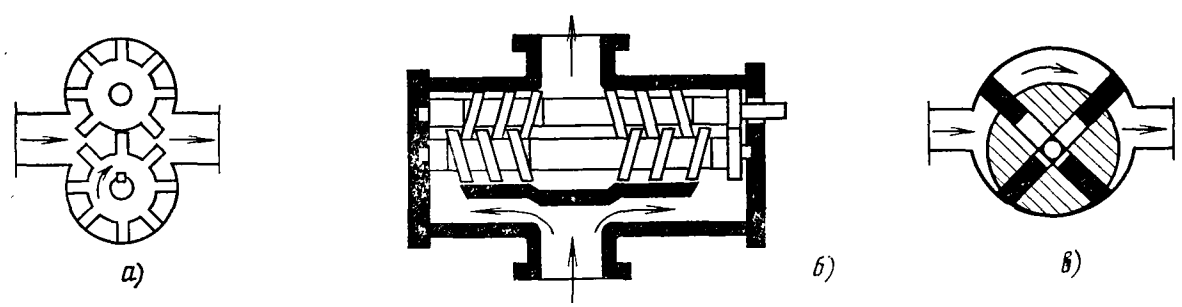


Рис. 1.8. Конструктивные схемы роторных насосов.

а — шестеренные; *б* — винтовые; *в* — пластинчатые.

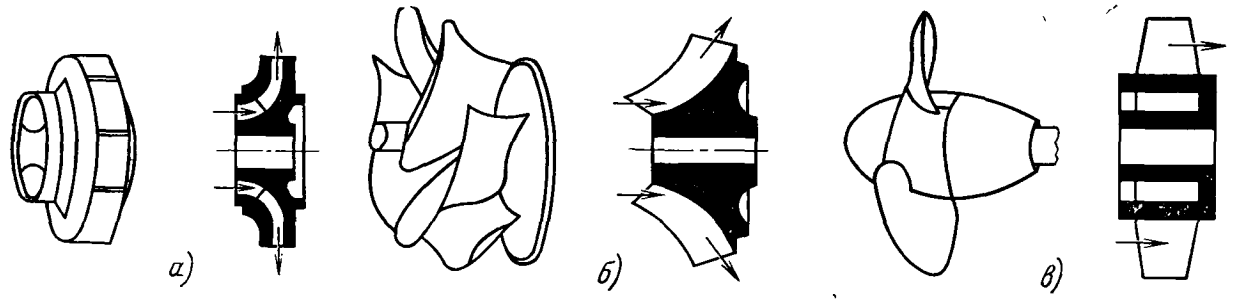


Рис. 1.9. Схемы лопастных насосов.
***а* — центробежный (радиальный); *б* — центробежный (диагональный); *в* — осевой.**

ми параметрами применяется критерий — *коэффициент быстроходности насоса* [10]:

$$n_s = 3{,}65\frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}}. \qquad (1.13)$$

Физический смысл этого критерия заключается в том, что n_s — частота вращения эталонного (геометрически подобного данному) насоса, развивающего напор 1 м при подаче 0,075 м³/с. Коэффициент быстроходности определяет тип проточной полости насоса при оптимальном режиме. Для многоступенчатого насоса n_s определяется по параметрам ступени, для многопоточных (см. § 1.4) — по параметрам для одной стороны рабочего колеса. В общем виде выражение для n_s можно записать в виде

$$n_s = 3{,}65n\frac{Q^{1/2}\, i^{3/4}}{H^{3/4}\, j^{1/2}}, \qquad (1.13а)$$

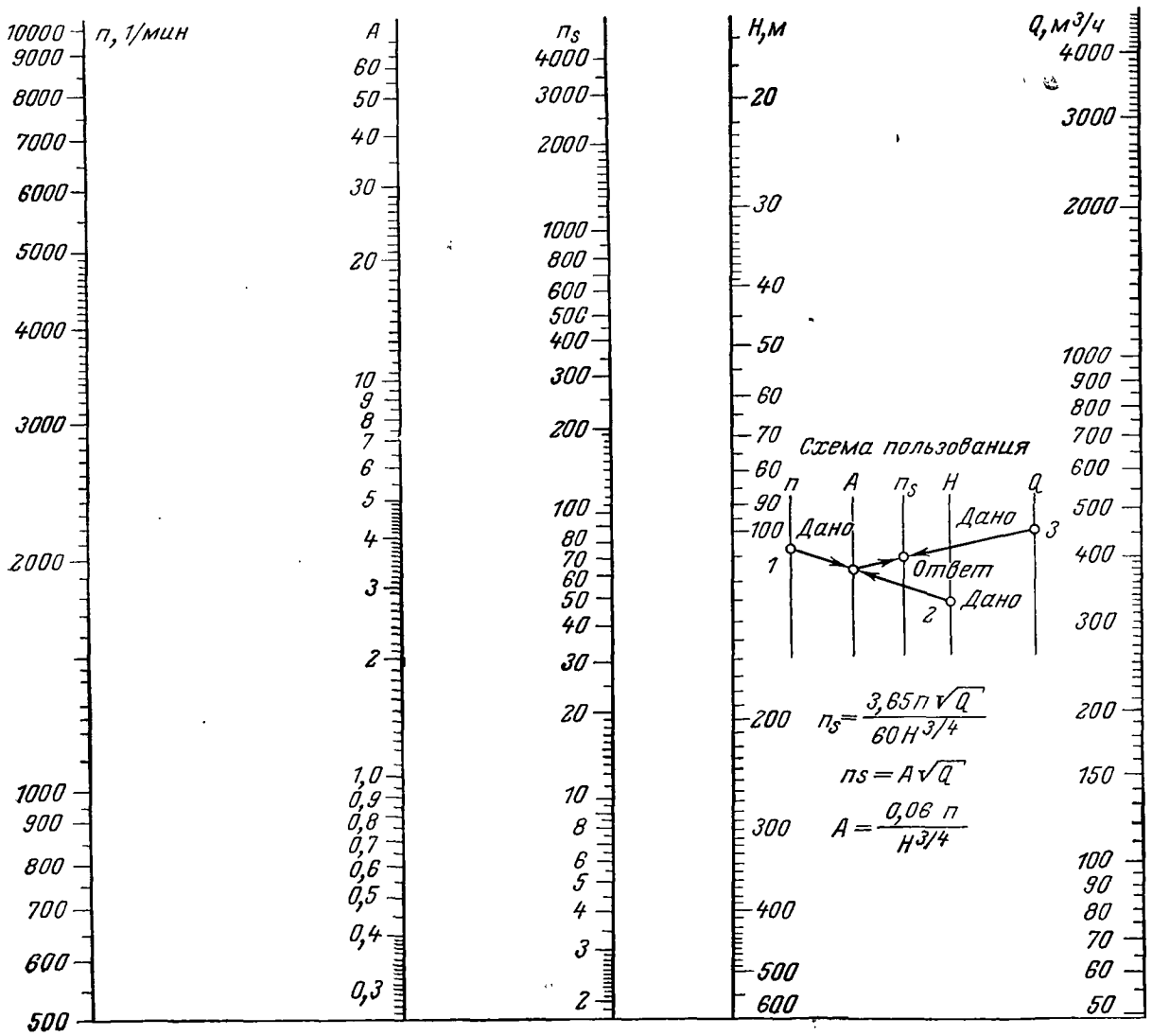
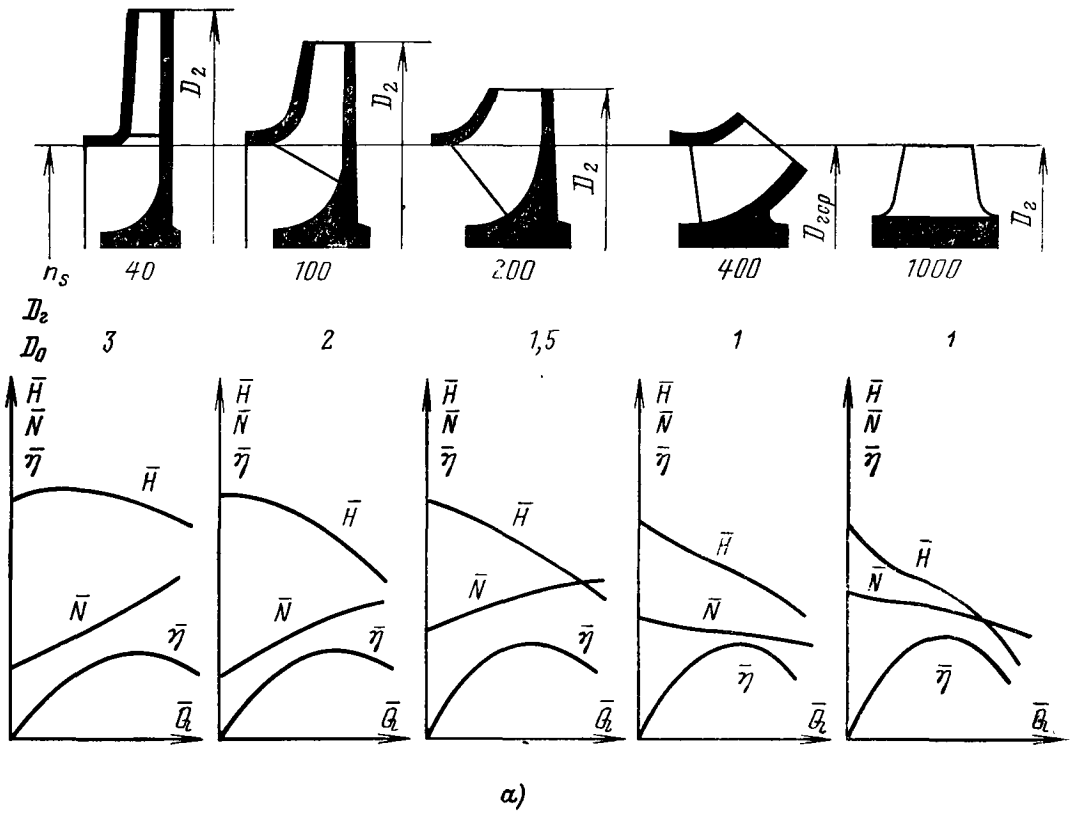
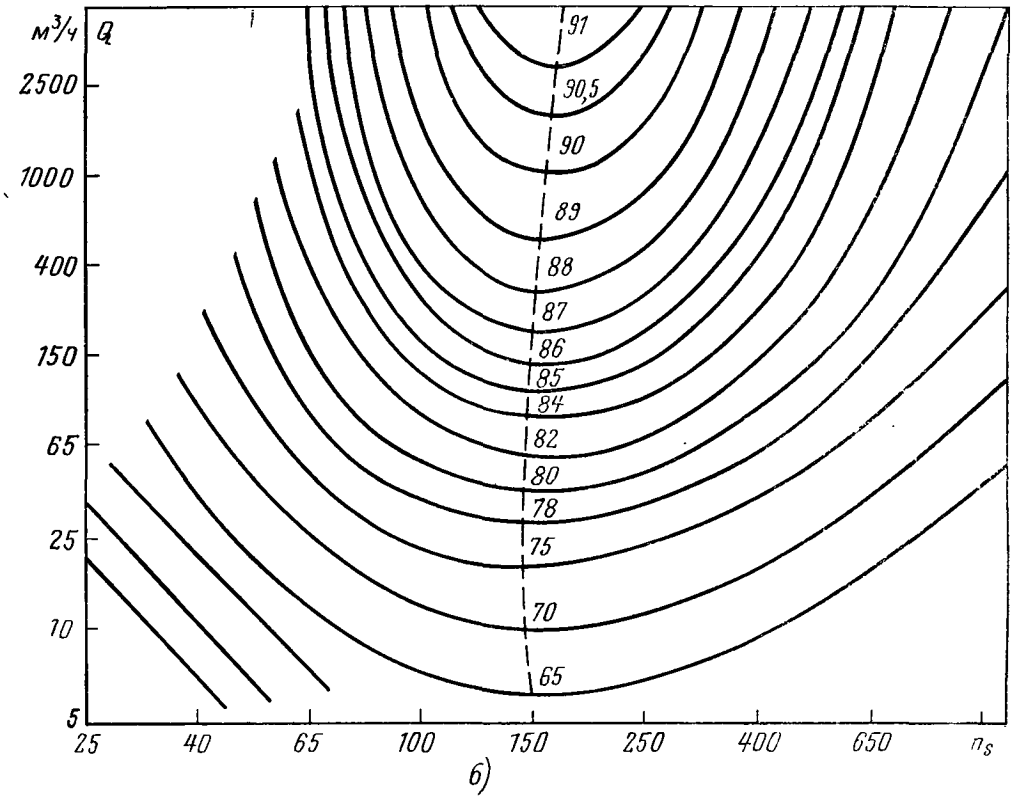


Рис. 1.10. Номограмма для вычисления n_s.



а)



б)

Рис. 1.11. Влияние n_s на форму проточной части рабочего колеса и характеристики (*а*) и к. п. д. насоса (*б*).

Таблица 1.1

Конструктивные типы лопастных насосов

Конструктивный признак	Определение	Применяемость	
		Центробежный насос	Осевой насос
Горизонтальный насос	Ось вращения ротора расположена горизонтально	Часто	Редко
Вертикальный насос	Ось вращения расположена вертикально	Редко	Часто
Насос с наклонно расположенной осью		Не применяется	Редко
Консольный насос	Рабочие колеса расположены на консольной части вала	Редко	Часто
Моноблочный насос	Рабочие колеса расположены на валу двигателя	Редко	Не применяется
Насос с выносными опорами	Опоры ротора изолированы от перекачиваемой жидкости, находятся вне корпуса насоса	Часто	Редко
Насос с внутренними опорами	Опоры ротора соприкасаются с перекачиваемой жидкостью, находятся внутри корпуса насоса	Редко	Редко
Насос с боковым входом	Жидкость подводится к насосу перпендикулярно его оси	Часто	Часто
Насос с осевым входом	Жидкость подводится к насосу в направлении его оси	Часто	Часто
Насос двустороннего входа	Жидкость подводится к рабочим колесам с двух противоположных сторон	Редко	Не применяется
Одноступенчатый насос	Насос с одним комплектом рабочих органов	Часто	Часто
Двухступенчатый насос	Насос с двумя последовательно соединенными комплектами рабочих органов	Редко	Не применяется
Многоступенчатый насос	Насос с тремя и более комплектами последовательно соединенных рабочих органов	Часто	Не применяется
Однопоточный насос	Насос с подачей жидкости через один отвод	Часто	Часто
Двухпоточный насос	Подача жидкости происходит через два отвода	Редко	Не применяется
Насос с торцовым разъемом (секционный насос)	Корпус насоса состоит из деталей с разъемами в плоскостях, перпендикулярных оси вращения ротора	Часто	Редко
Насос с осевым разъемом	Корпус насоса имеет разъем в плоскости оси вращения ротора	Часто	Редко
Двухкорпусный насос	Насос с дополнительным внешним корпусом для обеспечения прочности и герметичности	Редко	Не применяется
Насос с защитным корпусом	Насос с внутренним съемным корпусом, стойким к воздействию перекачиваемой жидкости	Редко	Не применяется
Погружной насос	Насос, располагаемый под уровнем жидкости в резервуаре	Редко	Редко
Насос с трансмиссионным валом	Насос (обычно погружной), соединенный с двигателем промежуточным валом	Редко	Часто
Насос с предвключенным колесом	Насос с предвключенным колесом, служащим для улучшения всасывающей способности насоса	Редко	Не применяется
Герметичный насос	Насос, в котором исключен контакт перекачиваемой жидкости с окружающей средой	Редко	Редко
Обогреваемый (охлаждаемый) насос	Насос с обогревом (охлаждением) проточной части от постороннего источника	Редко	Не применяется

Продолжение табл. 1.1

Конструктивный признак	Определение	Применяемость	
		Центробежный насос	Осевой насос
Стационарный насос	Насос, неподвижно закрепленный на фундаменте	Часто	Часто
Насос со спиральным отводом:			
одноза витковым (рис. 1.16)		Часто	Не применяется
двух-трехзавитковым	То же	Редко	То же
Насос с кольцевым отводом	» »	Редко	Не применяется
Насос с направляющим аппаратом		Часто	Часто
Насос с составным отводом (см. рис. 1.16)		Редко	Не применяется
Насос с неподвижными лопастями рабочих колес	Насос с рабочими лопастями, жестко закрепленными на основном диске или втулке	Часто	Редко
Насос с поворотными лопастями рабочих колес	Насос, в котором рабочие лопасти допускают поворачивание около своих осей	Не применяется	Часто

где i — количество ступеней рабочих колес, соединенных последовательно; j — количество потоков жидкости, соединенных параллельно; Q — подача, м³/с; H — напор, м; n — частота, 1/мин.

Вычисление значений n_s удобно осуществлять с помощью номограммы, приведенной на рис. 1.10.

От критерия n_s зависит также форма характеристики насоса и наряду с подачей Q он при заданной частоте вращения определяет значения максимально достижимого к. п. д. (рис. 1.11) [19].

Область значений n_s менее 35 1/мин покрывается насосами объемного типа. Для ряда энергетических насосов, например питательных, приходится применять насосы с относительно низким n_s=35÷70 с целью получения высокого напора при относительно малых подачах. Этим иногда объясняется относительно низкий к. п. д. и недостаточно благоприятная форма кривой $H(Q)$ таких насосов.

При классификации по принципу действия выделяется особая группа *специальных насосов*. Это — струйные насосы (эжекторы), пневматические, электромагнитные насосы и др. Сведения по этим насосам можно получить в специальной литературе.

1.3.2. Классификация по свойствам перекачиваемой жидкости. От физико-химических свойств перекачиваемой жидкости зависит конструктивное исполнение и применяемые материалы в насосах. По этому признаку насосы могут быть разбиты на следующие группы:

а) для чистых и слегка загрязненных нейтральных жидкостей;

б) для загрязненных жидкостей и взвесей;

д) для агрессивных и радиоактивных жидкостей;

г) для жидких металлов;

д) для эрозирующих жидкостей и твердых веществ.

В зависимости от температуры перекачиваемой жидкости насосы подразделяются на холодные ($T \leqslant 373$ К) и горячие ($T > 373$ К).

1.3.3. Классификация по назначению. Один и тот же тип насосов может эксплуатироваться в различных технологических процессах; это является основанием для классификации по назначению.

На электростанциях принято подразделять насосы на две группы: *насосы тепловой схемы* и *вспомогательные*.

К первой группе относятся:

а) питательные насосы — обеспечивающие подачу питательной воды в котел при высокой температуре и давлении;

в) конденсатные насосы — откачивающие конденсат из конденсатора и подающие его к питательным насосам;

в) циркуляционные насосы — для поддержания циркуляции в паровых котлах ТЭС и главные циркуляционные насосы (ГЦН) для первичного контура АЭС;

г) сетевые насосы — обеспечивающие работу теплофикационных сетей, подающие воду с высокой температурой в отопительные системы зданий;

д) циркуляционные насосы систем охлаждения — подающие большие количества холодной воды для охлаждения конденсаторов и другого оборудования.

Ко второй группе относятся насосы

химводоочистки, систем маслоснабжения и регулирования, насосы для уплотнений и др.

На АЭС выделяется также группа насосов аварийных систем: насосы систем расхолаживания, подпитки, сплинкерные и др.

Известна также классификация насосов по типу привода. В энергетике преобладающее распространение получили *электронасосные агрегаты* с приводом насоса от электродвигателя переменного или постоянного тока и *турбонасосные агрегаты* — с приводом от паровой турбины.

1.3.4. Классификация по конструктивным признакам. Некоторые конструктивные признаки насосов объемного типа были указаны выше. Кроме того, в ГОСТ 17398-72 оговаривается ряд других признаков для этих типов насосов [22]:

вальный, кривошипный, кулачковый насос;

одно-, двух-, трех- и многопоршневой (плунжерный) насос;

оппозитный, V-образный, звездообразный насос;

одно-, двух- и многорядный насос.

Вихревые насосы в большинстве случаев выполняются одноступенчатыми, консольного типа. Различают вихревые насосы открытого (с радиальными звездообразными лопатками и внутренним подводом жидкости) и закрытого (с короткими лопатками и подводом жидкости к периферии рабочего колеса) типов.

Лопастные насосы отличаются большим разнообразием конструктивных признаков. Важнейшие из них в соответствии с ГОСТ 17398-72 [22] приведены в табл. 1.1.

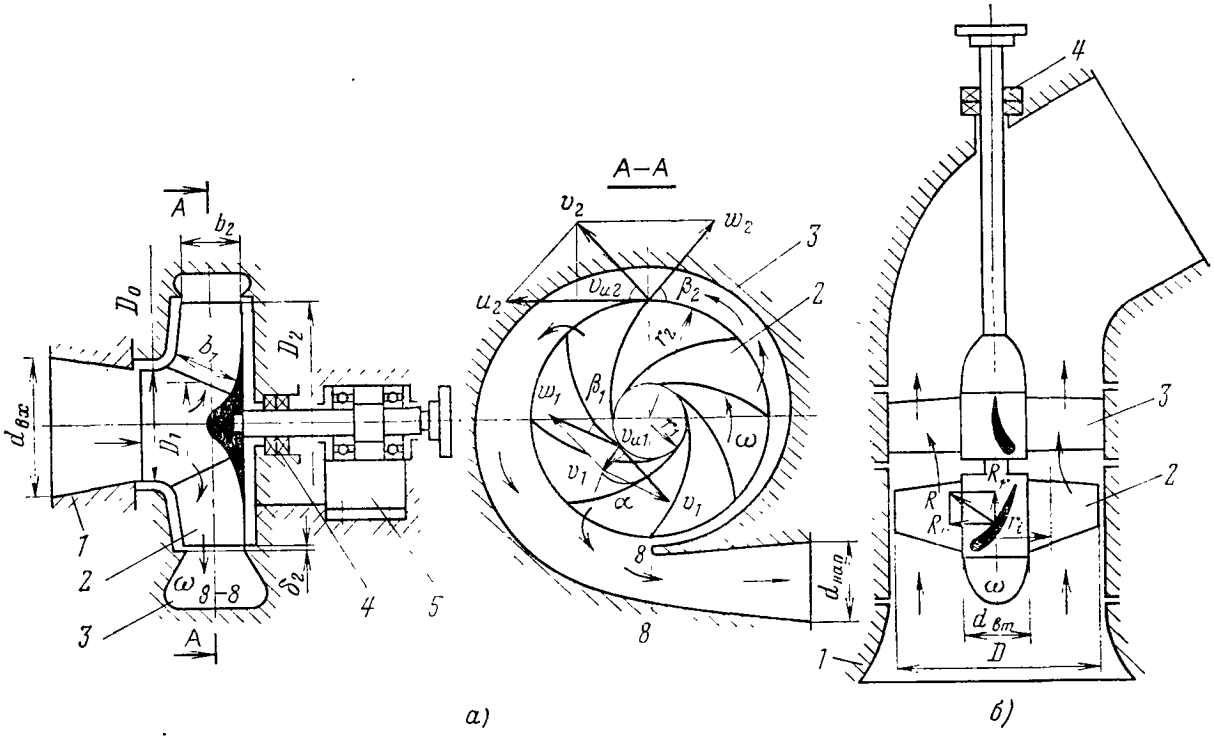
1.4. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ НАСОСОВ. ЭЛЕМЕНТЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Несмотря на большое разнообразие конструкций насосов их принципиальные конструктивные схемы имеют много общих элементов, выполняющих аналогичные функции.

1.4.1. Схема и принцип действия лопастного насоса. На рис. 1.12 приведены принципиальные схемы простейших лопастных насосов.

Принцип работы центробежного насоса заключается в следующем. Жидкость из подводящего трубопровода через входной патрубок с диаметром $d_{вх}$ попадает в подводящее устройство (подвод) *1*, которое на схеме показано в виде конфузорного патрубка корпуса.

Далее жидкость поступает во входное отверстие рабочего колеса *2* диаметром D_0, а затем в межлопастные каналы, вращающиеся с угловой скоростью ω. В результате взаимодействия потока жидкости с вращающейся системой лопастей проявляется действие центробежных сил и сил Кориолиса и происходит изменение момента количества движения масс жидкости, определяемое треугольниками скоростей на диаметрах D_1 и D_2. Теоретический напор, создаваемый рабочим колесом насоса (напор без учета потерь в насосе), может



а) *б)*

Рис. 1.12. Принципиальные схемы центробежного (*а*) и осевого (*б*) лопастного насосов.

быть определен по основному уравнению работы насоса [19]:

$$H_т = \frac{v^2_2 - v^2_1}{2g} + \frac{(r_2\omega)^2 - (r_1\omega)^2}{2g} + \frac{w^2_1 - w^2_2}{2g} = \frac{\omega}{g}(r_2 v^{ср}_{u2} - r_1 v^{ср}_{u1}). \quad (1.14)$$

В насосах обычных конструкцнй закрутка потока на входе в колесо незначительна, т. е. $\alpha_1 \approx 90°$, а угол α_2 между окружной н абсолютной скоростями на выходе не превышает 15°, поэтому $v_{u1} \approx 0$ и $v_{u2} \approx u_2$. Прн этом уравнение (1.14) дает простейшую формулу для приближенного расчета теоретического напора, создаваемого колесом центробежного насоса: $H_т \approx u^2_2/g$.

Оценив потери напора в ступени насоса с помощью гидравлического к. п. д. $\eta_г \approx 0{,}8$, получим удобную формулу для ориентировочного расчета действительного напора, создаваемого ступенью насоса:

$$H = \eta_г \frac{u^2_2}{g} \approx 0{,}08 u^2_2. \quad (1.15)$$

Порядок расчета и профилирования лопастей рабочего колеса освещается в специальной литературе [19]. Следует заметить, что углы установки лопастн на входе н выходе выбираются примерно равными углам потока. На выходе лопасти загнуты против направления вращения (загнуты назад), т. е. всегда угол $\beta_2 < 90°$.

Покидая рабочее колесо, частички жидкости движутся примерно по спиральным траекториям, определяемым углом наклона $\alpha_3 \approx \alpha_2$. Это навело на мысль выполнять стенки отводящего устройства (отвода) *3* (рис. 1.12) в виде спирали. В этом случае потери в отводе будут минимальными. В рабочем колесе пронсходит увеличение скорости движения жидкости от v_1 до v_2. Есл направить жидкость со скоростью v_2 в напорный трубопровод, то это приведет к большим потерям энергии. Поэтому для уменьшения потерь и превращения значительной части кинетической энергии жидкости в энергию давления к спиральному отводу присоединяют прямоосный диффузор с постепенным переходом от выходного сечения спирали площадью ω_8 до круглого сечения напорного патрубка диаметром $d_{наг}$.

Давление в отводе за рабочим колесом выше, чем на входе. Поэтому через пространства (пазухи) между вращающимся рабочим колесом и неподвижным корпусом из отводящей спирали на всас рабочего колеса протекает определенное количество жидкости q_1, уменьшающее подачу насоса. Для уменьшения этих утечек выполняют специальные цилиндрические уплотнення с малым радиальным зазором на сторону $\delta_r = 0{,}15 \div 0{,}3$ мм.

Вал в местах выхода из корпуса уплотняется контактным или бесконтактным концевым уплотнением *4* и вращается в опорных подшипниках, расположенных в опорной стойке *5* (рис. 1.12).

При работе насоса в подшипниках и концевых уплотнениях (сальниках) имеют место потери энергии $N_{п.с}$. Кроме того, внутри насоса проявляются потери, обусловленные трением наружных поверхностей днсков рабочего колеса о жидкость $N_{д.п}$.

Рассмотрим расчет составляющих полного к. п. д. насоса по опытно-теоретическим зависимостям.

Гидравлический к. п. д.

$$\eta_г = \frac{H}{H_т} = \frac{H}{H + \Sigma h}, \quad (1.16)$$

где Σh — суммарные гидравлическне потери в насосе.

Ориентировочно гидравлический к. п. д. можно определить по формуле [19]

$$\eta_г = 0{,}7 + 0{,}0835 \lg D_q,$$

где $D_q = 4\sqrt[3]{Q/n}$; Q — подача, м³/с; n — частота вращения насоса, 1/мин, или $\eta_г$ по формуле Ломакина [9]:

$$\eta_г = 1 - \frac{0{,}42}{(\lg D_q - 0{,}172)^2},$$

где D_q — приведенный диаметр входа; м: $D_q = \sqrt{D^2_0 - d^2_{вт}}$; $d_{вт}$ — диаметр втулки проходного вала, м (для консольных насосов $d_{вт} = 0$).

Объемный к. п. д. насоса равен:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + \Sigma q}, \quad (1.17)$$

где Σq — суммарные внутренние (через переднее и заднее уплотнения) и внешние (через концевое уплотнение и разгрузку) протечки (см. рис. 4).

Протечки через переднее уплотнение рабочего колеса, имеющие основное значение, можно подсчитать по формуле

$$q_1 = \mu f_у \sqrt{2gh_у},$$

где μ — коэффнциент расхода через щель уплотнения ($\mu \approx 0{,}5 \div 0{,}6$); $h_у$ — напор, теряемый в уплотнении, м: $h_у \approx 0{,}6$ Н.

Ориентировочно объемный к. п. д. можно определить по зависимости [9]

$$\frac{1}{\eta_{об}} = 1 + 0{,}68 n_s^{-2/3}.$$

Механический к. п. д. насоса

$$\eta_{мех} = \frac{N - N_{п.с} - N_{д.п}}{N}, \quad (1.18)$$

а внутренний механический к. п. д.

$$\eta_{мех.вн} = \frac{N - N_{п.с} - N_{д.п}}{N - N_{п.с}}. \quad (1.19)$$

Мощность дискового трения, кВт, ориентировочно можно подсчитать по формуле Пфляйдерера [25], которая для воды при T=293 К приводится к виду

$$N_{д.т}=1{,}13\cdot 10^{-5}u^3_2D^2_2,$$

где u_2 — в м/с; D_2 — в м.

Уточненные методы подсчета потерь мощности дискового трения требуют учета влияния протечек между дисками и корпусом, размера зазора между диском и корпусом, доли восстановления мощности дискового трения в гидравлическую энергию и т. д. [19].

Выражения для определения величины $N_{п.с}$ приведены в разд. 4.

Ориентировочно внутренний механический к. п. д. можно определить по зависимости [9]

$$\frac{1}{\eta_{мех.вн}}=1+\frac{820}{n^2s}.$$

Рабочий процесс в осевом насосе несколько отличается от процесса в центробежном. Рассмотрим осевой насос вертикального типа (см. рис. 1.12,*б*).

Жидкость через подводящее устройство *1* попадает в рабочее колесо *2*, которое представляет собой вращающуюся втулку диаметра $d_{вт}$ с укрепленными на ней профильными лопастями. В зоне рабочего колеса частицы жидкости движутся приблизительно по цилиндрическим поверхностям радиуса r_i в пределах от $d_{вт}$ до $D(v_r=0)$. Вследствие этого окружная скорость на входе и выходе лопасти остается постоянной $u_{1i}=u_{2i}=u_i=$const и поэтому исключается действие центробежных сил. Теоретически можно показать, что напор и циркуляция за рабочим колесом не меняются по раднусу. Увеличение энергии происходит за счет силы реакции R от подъемной силы профиля, действующей на жидкость при вращении решетки лопастей.

Теоретический напор определяется также по основному уравнению лопастного насоса и приводится к виду

$$H_т=\frac{\omega}{g}(v_{u2}r_2-v_{u1}r_1)=\Gamma\frac{\omega}{2\pi g}=$$

$$=\Gamma_л\frac{z\omega}{2\pi g},\qquad (1.20)$$

где $\Gamma_л$ — циркуляция, создаваемая лопастью:

$$\Gamma_л=\int_0^{2\pi} ur\,d\varphi=2\pi ru;$$

z — количество лопастей.

Жидкость, обладающая значительным моментом скорости $v_{u2}r_2$, попадает в отводящее устройство — выправляющий аппарат *3* (рис. 1.12,*б*), который представляет собой решетку неподвижных профильных лопаток. В выправляющем аппарате вследствие уменьшения момента скорости происходит преобразование кинетической энергии в энергию давления.

За выправляющим аппаратом жидкость по отводящему колену движется в напорный трубопровод.

Вал насоса в месте выхода из корпуса уплотняется сальником с мягкой набивкой [19].

Осевая сила, действующая на ротор, в обычных конструкциях через глухую муфту передается на упорный подшипник электродвигателя. Во втулке выправляющего аппарата предусмотрен центрирующий нижний подшипник, смазываемый перекачиваемой жидкостью.

Расчет и профилирование лопастей осевого насоса производится особыми методами [19].

В осевых насосах объемные и внутренние механические потери не могут быть достоверно выделены из общего баланса потерь. Поэтому их объединяют с гидравлическими потерями, которые определяют специальными расчетами [19]. Ориентировочно гидравлические потери в осевом насосе можно подсчитать по эмпирической зависимости Вислиценуса

$$\eta_г=\sqrt{\eta}-(0{,}01\div 0{,}02).\qquad (1.21)$$

Для снижения потерь раднальный зазор между торцами лопастей и корпусом выполняется малым равным $\delta\approx 0{,}001D$.

Механический к. п. д. осевых насосов определяется выражением

$$\eta_{мех}=\frac{N-N_{п.с}}{N}.\qquad (1.22)$$

Осевые насосы обладают довольно высокими значениями полного к. п. д. $\eta=\eta_г\eta_{мех}\approx 0{,}85\div 0{,}97$.

1.4.2. Подводящие устройства. Подводящим устройством (подводом) называется участок проточной полости насоса от входного патрубка до входа в рабочее колесо первой ступени.

Подводы предназначены для:

подвода жидкости к рабочему колесу с минимальными потерями;

обеспечения заданного $K_1=v_{u1}r_1$ или нулевого $K_1=0$ момента скорости на входе в рабочее колесо;

создания равномерного поля скоростей на входе в рабочее колесо.

Конфигурация подвода должна обеспечивать требуемые условия при оптимальном и других возможных режимах работы насоса. Наиболее употребительные схемы подводов центробежных насосов приведены на рис. 1.13.

Самым простым в конструктивном отношении является осевой подвод, выполненный в виде конфузорного ($d_{вх}>D_0$) или цилиндрического ($d_{вх}=D_0$) патрубка. Конфузорный патрубок обеспечивает более равномерную структуру потока на входе.

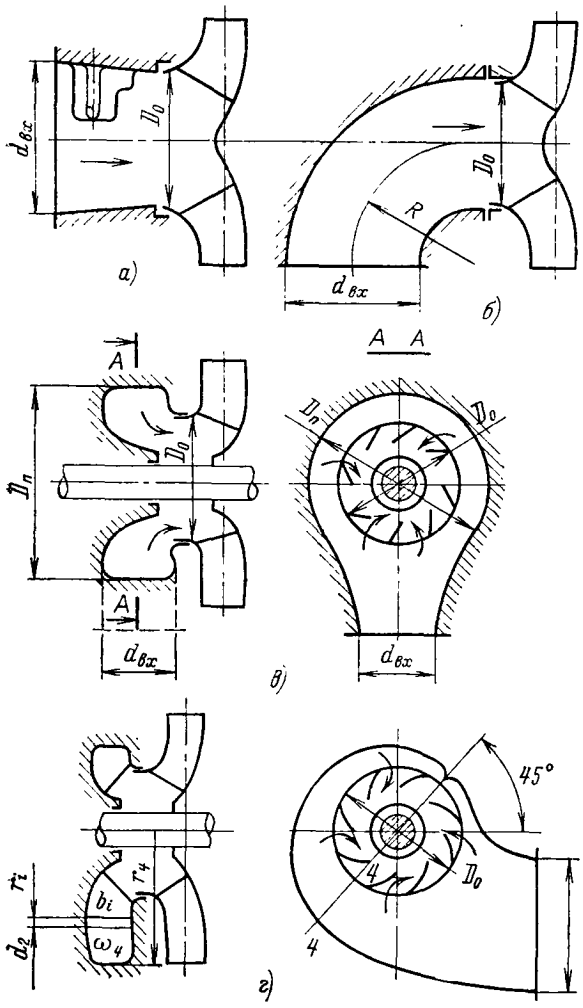


Рис. 1.13. Схемы подводов центробежных насосов.

***а* — осевой; *б* — боковой (в виде колена); *в* — боковой кольцевой; *г* — боковой полуспиральный.**

Допустимый угол конфузорности — до 15°. Считают, что осевой подвод обеспечивает поток без закрутки ($K_1=0$) при входе в рабочее колесо. Для предотвращения закрутки потока в подводе самим рабочим колесом выполняется ребро обтекаемой формы, направленное вдоль оси вращения ротора (на рисунке повернуто условно на 90°). Осевой подвод нашел широкое применение в консольных горизонтальных и вертикальных насосах. Иногда он применяется и в многоступенчатых насосах с проходным валом. В этом случае в подводе предусматривается опорный подшипник, смазываемый перекачиваемой жидкостью.

Боковой подвод в виде колена (рис. 1.13,*б*) для насосов с $n_s<100$ в гидравлическом отношении можно считать равноценным с осевым. Радиус кривизны колена выбирается максимальным из конструктивных соображений для того, чтобы уменьшить возможность образования отрыва потока и мертвых зон в нем. Колено может выполняться конфузорным ($d_{вх}>D_0$) и постоянного сечения ($d_{вх}=D_0$). Подвод такого типа применяется в консольных насосах, одно- и многоступенчатых насосах с проходным валом.

В энергетических насосах наибольшее распространение получили боковые подводы кольцевого и полуспирального типов.

Кольцевой подвод (рис. 1.13,*в*) представляет собой кольцевую камеру диаметром $D_п$ с постоянным поперечным сечением, которая плавно соединяется с входным патрубком. Несмотря на конструктивную простоту подводы такого типа не обеспечивают осесимметричного потока на входе в рабочее колесо. При обтекании вала в зоне, противоположной входному патрубку, образуются «мертвые» зоны. Это приводит к снижению к. п. д. насоса. Кольцевые подводы часто применяются в грунтовых, шламовых и некоторых типах многоступенчатых насосов.

Полуспиральный подвод (рис. 1.13,*г*) обеспечивает более благоприятное обтекание вала и дает равномерное поле скоростей за счет создания определенного момента скорости K_1. Жидкость, поступая из входного патрубка, разделяется на две части: одна непосредственно попадает во входную воронку рабочего колеса, вторая — через сечение *4-4*, проходя по спиральной части, равномерно питает рабочее колесо по окружности до разделительного языка. В процессе работы точка разветвления потока остается у языка. За счет подкрутки потока в подводе уменьшается относительная скорость при входе на лопасти рабочего колеса. Все это способствует снижению потерь в насосе. Полуспиральный подвод обеспечивает лучшие кавитационные качества насосов, работающих с положительной высотой всасывания. Если насосы работают со значительным подпором, то полуспиральные и кольцевые подводы практически равноценны.

В кольцевом и полуспиральном подводах непосредственно перед входом потока в колесо выполняется конфузорный участок, обеспечивающий повышение скорости на 10—15%, в котором происходит некоторое выравнивание поля скоростей.

Для расчета полуспирального подвода С. С. Руднев предложил зависимость, позволяющую подобрать требуемую площадь сечения *4-4* входа в спиральную часть:

$$A_р = k_п \sqrt[3]{Q/n} = \int_{D_0/2}^{r_4} \frac{b_i}{r_i}\, dr, \qquad (1.23)$$

где $k_п$ — коэффициент подвода, равный 1,8—3; Q — подача, м³/с; n — частота вращения, 1/мин.

Изменение b_i определяется конфигурацией стенок подвода, выбираемой по конструктивным соображениям.

Вдоль спиральной части подвода сечения уменьшаются пропорционально углу

охвата спирали. Более подробные данные о расчете и профилировании подводов приведены в литературе [19].

Для осевых насосов применяют осевые подводы (аналогичные показаниям на рис. 1.13,*а*) с закругленным контуром на входе или боковые подводы двух типов (рис. 1.14).

Подвод в виде изогнутого колена (рис. 1.14,*а*) выполняется в виде конфузора с ускорением потока к входу на лопасти рабочего колеса. Подвод камерного типа (рис. 1.14,*б*) проще с точки зрения строительных затрат. В гидравлическом отношении оба типа подводов практически равноценны.

В многоступенчатых центробежных насосах жидкость к последующим ступеням подводится либо с помощью полуспиральных или кольцевых подводов (ступени между собой соединяются переводными трубами или каналами), либо обратными направляющими аппаратами, представляющими собой круговую решетку неподвижных лопаток (см. § 1.4).

1.4.3. Рабочие колеса. Рабочее колесо является основным элементом насоса, так как в нем происходит преобразование механической энергии привода в гидравлическую энергию подаваемой жидкости. В связи с этим проточная полость рабочего колеса должна быть выполнена с максимально возможной точностью и чистотой поверхности.

В энергетических насосах применяются рабочие колеса различных конструктивных схем (рис. 1.15).

В большинстве типов насосов применяют литые цельные *рабочие колеса закрытого типа* (рис. 1.15,*а*), которые условно состоят из трех элементов: основного диска со ступицей *3*, покрывающего диска *1* и лопастей *2*; последние могут иметь цилиндрическую (одинарной кривизны) или пространственную (двойной кривизны) форму. Лопасти и диски образуют межлопастные каналы диффузорного типа, по которым протекает жидкость от центра к периферии.

В ступице рабочего колеса имеется шпоночный паз для крепления колеса на валу насоса. На покрывающем диске и ступице рабочего колеса выполнены цилиндрические проточки для уплотнений.

В шламовых и химических насосах иногда применяют *рабочие колеса полуоткрытого типа* (рис. 1.15,*б*), в которых отсутствует покрывающий диск. Между торцами лопастей *2*, отлитых совместно с основным диском *3* и корпусом выполняется зазор 0,3—0,5 мм, который выполняет роль переднего уплотнения.

Рабочие колеса двустороннего входа (рис. 1.15,*в*) в принципе представляют собой два одинаковых, соединенных между собой общей ступицей, рабочих колеса одностороннего входа. Они могут быть цельными (литыми), либо состоящими из двух половин (сварно-литыми). Достоинством таких рабочих колес является хорошая осевая их уравновешенность.

Для разгрузки от осевых усилий или защиты уплотнений от попадания твердых частиц применяют *рабочие колеса с радиальным импеллером* (рис. 1.15,*г*), представляющим собой радиальные лопатки с наружной стороны основного диска. Между торцами лопаток *4* импеллера и корпусом выполняется зазор 0,5—1,0 мм.

Рабочее колесо осевого типа (рис. 1.15,*д*) представляет собой втулку *5*,

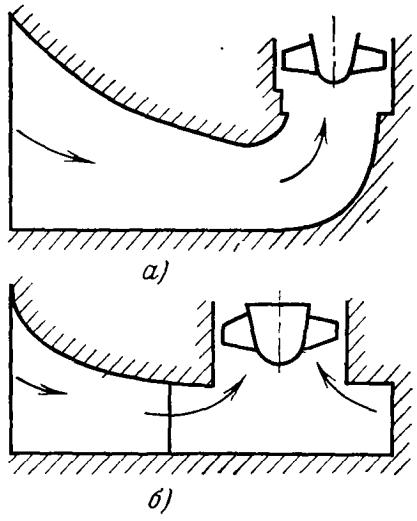


Рис. 1.14. Схемы подводов осевых насосов.
а — в виде колена; *б* — камерного типа.

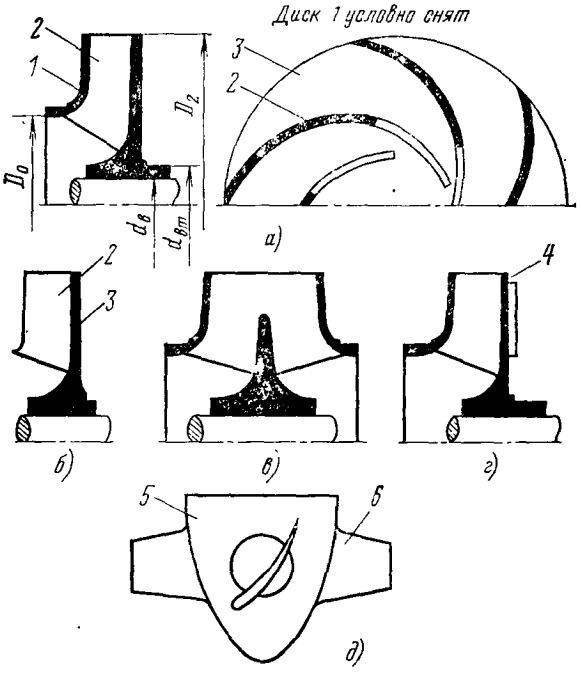


Рис. 1.15. Схемы рабочих колес лопастных насосов.
а — закрытого типа; *б* — полуоткрытого типа; *в* — двустороннего входа; *г* — с импеллером; *д* — рабочее колесо осевого насоса.

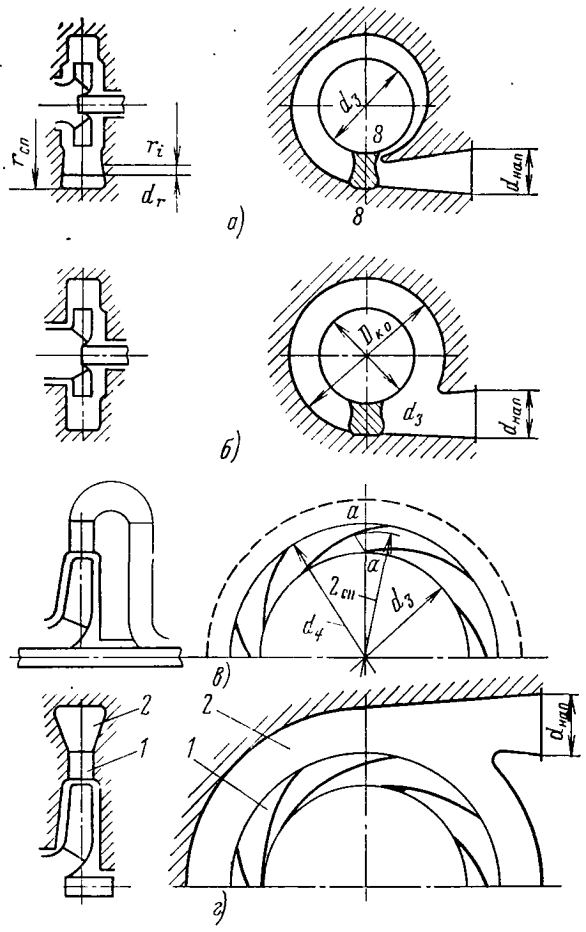


Рис. 1.16. Схемы отводов центробежных насосов.

а — спиральный; *б* — кольцевой; *в* — направляющий; *г* — составной.

к которой прикреплены лопасти *6* профильной формы. Лопасти могут быть жестко закреплены (жестко-лопастный насос) или поворачиваться на определенный угол вокруг своей оси (поворотно-лопастный насос). Втулка может быть цилиндрической либо обтекаемой конусообразной формы.

1.4.4. Отводящие устройства (отводы). Непосредственно за рабочим колесом располагается отвод насоса, который предназначен для:

отведения жидкости от рабочего колеса при соблюдении осевой симметрии потока, обусловливающей осевую симметрию относительного движения в межлопастных каналах рабочего колеса;

уменьшения момента скорости и преобразования кинетической энергии жидкости в энергию давления;

проведения жидкости к напорному патрубку или к следующей ступени насоса.

Конструкция отвода определяется назначением, типом и параметрами насоса. В центробежных насосах применяются спиральные, кольцевые и составные отводы, а также — направляющие аппараты лопаточного или канального типа (рис. 1.16).

Спиральный отвод (рис. 1.16,*а*) получил преобладающее распространение в одно- и двухступенчатых насосах. Проточная полость отвода выполняется непосредственно в отливке корпуса. При расчете отвода определяется размер сечения спирали при входе в диффузор (сечение *8-8*). Размер сечения спирали можно определить по параметру спирали $A_{\text{сп.р}}$, который вычисляется по выражению [19]

$$A_{\text{сп.р}} = \frac{\varphi_{\text{сп}}}{2\pi}\frac{\pi\eta_{\text{г}}}{30g}\frac{Qn}{H} = \\ = k_{\text{сп}}\int_{r_3}^{r_{\text{сп}}}\frac{b_i}{r_i}\,dr, \qquad (1.24)$$

где $\varphi_{\text{сп}}$ — угол охвата спирали, град; $k_{\text{сп}}$ — поправочный коэффициент, учитывающий трение в спирали ($k_{\text{сп}}$=0,95).

Угол расхождения диффузорного патрубка выбирается в пределах 6—8°. В патрубке происходит изменение трапециевидной или прямоугольной формы сечения спирали в круглую форму напорного патрубка диаметра $d_{\text{нап}}$ (рис. 1.16,*а*).

В насосах, перекачивающих жидкости с твердыми включениями, часто применяют *кольцевые отводы* (рис. 1.16,*б*), представляющие собой кольцевую камеру диаметром $D_{\text{к.о}}$, переходящую в диффузорный патрубок. Размер сечения (камеры) кольцевого отвода определяется аналогично спиральному.

Параметр кольцевого отвода определяется по выражению [19]

$$A_{\text{к.о}} = m\frac{\varphi_0}{2\pi}\frac{\pi\eta_{\text{г}}}{30g}\frac{Qn}{H} = \int_{r_3}^{R_{\text{к.о}}}\frac{b_i}{r_i}\,dr, \qquad (1.25)$$

где m=1,1÷1,5 для n_s=80÷100 и m=1,0÷1,3 для n_s>100.

В многоступенчатых насосах отводы зачастую выполняются в виде *направляющих аппаратов* (рис. 1.16,*в*). Расположенная по периферии рабочего колеса решетка неподвижных спиральных лопаток образует направляющий аппарат лопаточного типа. При малом числе лопаток направляющий аппарат формируется в теле отвода в виде отдельных каналов. Таким образом, получается направляющий аппарат канального типа. В направляющем аппарате поток жидкости, выходящий из рабочего колеса, делится на ряд потоков по количеству межлопаточных каналов. Межлопаточный канал состоит из двух частей: спиральной (до сечения *а-а*) и диффузорной. Таким образом, направляющий аппарат можно рассматривать как ряд спиральных отводов, расположенных по периферии рабочего колеса.

Следовательно, размер входного сечения в диффузор можно определить по на-

раметру направляющего аппарата $A_{н.а}$, воспользовавшись выражением [19]

$$A_{н.а}=\frac{\eta_г\pi}{30g}\frac{Qn}{z_{н.а}H}=k_c\int_{r_з}^{r_{сп}}\frac{b}{r}dr, \quad (1.26)$$

где $z_{н.а}$ — число лопаток направляющего аппарата; k_c — поправочный коэффициент: $k_c=f(n_s)=0{,}97\div1{,}35$.

Часто в направляющих аппаратах многоступенчатых насосов отводящие каналы соединены (выполнены в одной детали) с каналами обратного подводящего аппарата, который служит для подведения жидкости к рабочему колесу следующей ступени. Решетка обратного подводящего аппарата профилируется исходя из условий обеспечения ускоренного потока на входе в рабочее колесо последующей ступени [19].

Каналы направляющих аппаратов обычно легко доступны для механической обработки, что дает возможность обеспечить высокую точность их геометрических размеров и хорошую чистоту поверхностей.

Для крупных насосов иногда применяют *составные отводы* (рис. 1.16,*г*), представляющие собой последовательно расположенные направляющий аппарат лопаточного типа *1* и спиральный или кольцевой отвод *2*. Применение составного отвода дает возможность расширить рабочую часть характеристики насоса.

Отводы осевых насосов выполняют в виде *выправляющих аппаратов*, представляющих собой расположенные по окружности неподвижные профильные лопатки, образующие диффузорные межлопаточные каналы. В выправляющем аппарате происходит уменьшение момента скорости потока жидкости и преобразование кинетической энергии в энергию давления.

Следует заметить, что расчетное сечение отвода насосов центробежного типа (параметр A) оказывает существенное влияние на положение точки оптимального режима работы на характеристике насоса. При умеиьшении расчетного сечения ($A<A_р$) оптимальиый режим смещается в зону меньших подач. Одиовременио снижается напор и к. п. д. Противоположная картиина наблюдается при увеличении площади сечения отвода по сравнению с расчетным.

В многоступеичатых насосах иекоторых конструкций в состав проточной полости входят также переводиые каналы и трубы, соединяющие ступени между собой. Форму и сечение каналов (труб) выбирают из коиструктивных соображений, с учетом обеспечения минимальных гидравлических потерь в них.

1.5. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РОТОР, И ИХ УРАВНОВЕШИВАНИЕ

Элементы энергетических насосов, как правило, подвержены высоким механическим нагрузкам. Наиболее напряженным и ответственным с точки зрения надежности работы насоса является ротор, который подвержен значительным динамическим нагрузкам.

Не останавливаясь на рассмотрении механических нагрузок, вызванных наличием дисбаланса, перекосов, температурных напряжений и др., определим влияние основных гидродинамических усилий, которые зачастую обусловливают конструктивную схему насоса.

1.5.1. Осевые силы, действующие на ротор центробежного насоса. Для выяснения природы возникновения осевых усилий рассмотрим схему работы ступени центробежного насоса (рис. 1.17).

Во время работы насоса через уплотнения рабочего колеса происходит протечка жидкости. Протечка через переднее уплотнение q_1 связана с радиальным потоком в зазоре между рабочим колесом и корпусом (в пазухе), иаправленным от периферии к центру; протечка через межступенное уплотнение q_2 — с потоком в пазухе от центра к периферии. При нормальных зазорах в уплотнеииях ($\delta\approx0{,}2\div0{,}4$ мм) протечки малы и ими можно пренебречь. В этом случае считают [9], что жидкость в пазухах вследствие вязкости вращается с угловой скоростью, равной половине угловой скорости рабочего колеса $\omega_ж=\omega/2$. Из-за вращения жидкости давление в пазухах будет изменяться по квадратичной параболе, достигая значения p_2 на периферии рабочего колеса r_2. В переднем уплотнении радиуса $r_{у1}$ происходнт дросселирование давления в щели $\Delta p_у$. Во входной воронке давление постоянно и равно давлению входа $p_{вх}$. С учетом этого на рис. 1.17 построены эпюры распределения давлений по обе стороиы рабочего колеса от $r_{у1}$ до $r_{у2}$.

Если эпюры совместить, то на участке от $r_{у2}$ до $r_{у1}$ образуется неуравновешенная часть эпюры давления, обусловливающая осевую силу T_1, действующую в сторону всасывания. Эту снлу можно определить интегрированием по выражению [19]

$$T_1=\int_{r_{у1}}^{r_{у2}}2\pi r\,dr\Delta p_i=\gamma\pi\left(r^2_{у1}-r^2_{у2}\right)\times$$

$$\times\left[H_р-\frac{\omega^2}{8g}\left(r^2_2-\frac{r^2_{у1}+r^2_{у2}}{2}\right)\right], \quad (1.27)$$

где $H_р$ — статический напор рабочего колеса: $H_р=(0{,}6\div0{,}8)H$.

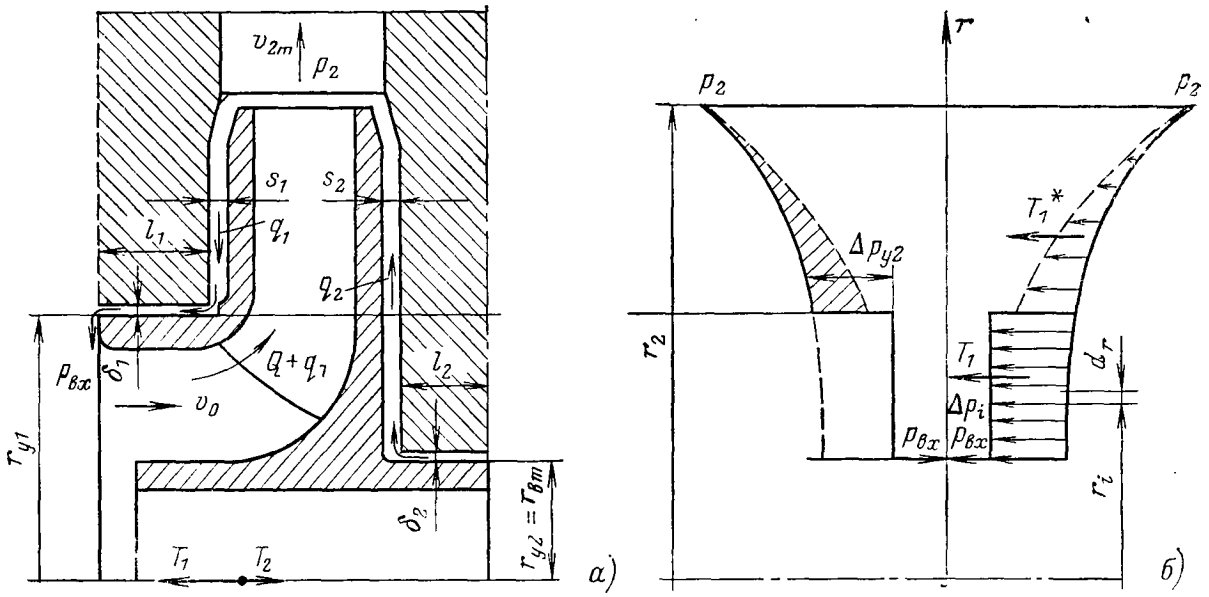


Рис. 1.17. Схема ступени центробежного насоса (*а*) и диаграмма распределения осевых давлений на колесо (*б*).

При аварийном износе уплотнения ($\delta \gg \delta_{ном}$) из-за увеличения протечки q_1 происходит изменение эпюры давления в пазухе и возникает дополнительная осевая сила, направленная в сторону изношенного уплотнения T^*_1. Значение этой силы можно подсчитать по выражению [9]

$$T^*_1 = \pi (r^2_2 - r^2_{y1}) \frac{\gamma u^2_2}{8g} \left(\frac{r_2}{r^2_2 - r^2_{y1}} \times \right.$$

$$\left. \times \ln \frac{r^2_2}{r^2_{y1}} + \frac{r^2_2 + r^2_{y1}}{2r^2_2} - 2 \right). \qquad (1.28)$$

Из этого выражения следует, что всякое изменение зазора в уплотнениях или характера движения в пазухах при нормальных зазорах, но меняющемся режиме работы насоса вызывает возникновение дополнительной осевой силы по отношению к номинальным условням.

Вдоль оси ротора насоса действует также динамическое усилие T_2, обусловленное натеканием потока на колесо и изменением осевого направления его движения на радиальное. Усилие T_2 определяется по закону изменения количества движения выражением

$$T_2 = B \frac{\gamma Q}{g} v_0, \qquad (1.29)$$

где $B=1$ для радиальных колес; $B<1$ для диагональных колес (определяется опытным путем).

Сила T_2 направлена по скорости v_0. Численные значения ее ориентировочно равны $T_2 \approx (0{,}01 \div 0{,}05) T_1$.

Осевая сила, действующая на рабочее колесо, определяется суммированием:

для нормальных зазоров в уплотнениях

$$T_{oc} = T_1 - T_2;$$

для аварийного износа уплотнений

$$T_{oc} = T_1 \pm (T^*_1 - T_2).$$

Осевая сила, действующая на ротор многоступенчатого насоса, равна геометрической сумме осевых усилий отдельных ступеней:

$$T_{oc} = \sum_1^i T^{ст}_{oc},$$

где i — число ступеней.

В практике применяется ряд приближенных формул для подсчета осевой силы [19]:

для консольных насосов

$$T_{oc} = k_a \frac{\pi}{4} (d^2_{y1} - d^2_в) \gamma H,$$

где $k_a \approx 1$ при $n_s = 60 \div 75$; $k_a \approx 0{,}65$ при $n_s = 120 \div 250$;

для закрытых колес с проходным валом

$$T_{oc} = \frac{\pi}{4} (d^2_{y1} - d^2_{вт}) \gamma H_{ср},$$

где $H_{ср} = 0{,}6\,H$ при $n_s \leqslant 60$; $H_{ср} = 0{,}8\,H$ при $n_s = 60 \div 200$;

для полуоткрытых рабочих колес

$$T_{oc} = \frac{\pi}{4} \left[\frac{p_2}{3} (d^2_2 + d^2_1 + d_1 d_2) - \right.$$

$$\left. - \frac{d^2_2 \gamma u^2_2}{16g} - (d^2_1 - d^2_{вт}) \frac{\gamma v^2_0}{g} \right].$$

Осевые силы в насосах достигают больших значений. Восприятие их подшипниками затруднительно. Поэтому в большинстве насосов применяются различные способы уравновешивания (разгрузки) осевых усилий. Необходимо иметь в виду, что при-

менение любого способа разгрузки связано со снижением к. п. д. насоса вследствие дополнительных потерь.

Для одноступенчатых насосов распространены следующие способы уравновешивания осевой силы:

1. Применение рабочего колеса двустороннего входа. Вследствие симметрии теоретически осевое усилие должно быть полностью уравновешено. Однако из-за погрешностей изготовления или неравномерного износа уплотнений может возникнуть осевое усилие. Упорный двусторонний подшипник насосов двустороннего входа должен быть рассчитан на усилие T^*_1 [см. уравнение (1.28)].

2. Применение симметричных уплотнений по обе стороны рабочего колеса (рис. 1.18,*а*). По возможности щелевые уплотнения должны быть одинаковы ($l_1=l_2$; $\delta_1=\delta_2$; $d_{y1}=d_{y2}$). Если полость *Б* сообщить с полостью *А* разгрузочными отверстиями в основном диске рабочего колеса или обводной трубой (показана пунктиром), то давления в них практически будут одинаковыми и осевая сила T_1 уравновесится. Для обеспечения этого условия суммарная площадь отверстий (сечение трубки) должна выбираться по соотношению

$$\Sigma\omega_{отв}(\omega_{тр})=(4\div5)\pi d_y\delta.$$

При данном способе неуравновешенными остаются силы T^*_1 и T_2, по которым и рассчитывается упорный подшипник. В случае засорения трубки (отверстий) возникает дополнительная осевая сила.

Снижение к. п. д. при таком способе уравновешивания оценивается в 3—4% из-за увеличения объемных потерь и нарушения структуры потока на входе в рабочее колесо.

3. Установка радиальных импеллеров на наружной стороне основного диска рабочего колеса (рис. 1.18,*б*). Импеллер закручивает жидкость в пазухе ($\omega_ж>\omega/2$), изменяя тем самым эпюру давления. Одновременно импеллер снижает давление перед концевым уплотнением и отгоняет от него твердые частицы.

Импеллеры бывают с открытыми радиальными лопатками и закрытыми. При открытом импеллере между торцами лопаток и корпусом выполняется зазор $\delta=0{,}5\div1$ мм.

Уменьшение осевой силы открытым импеллером можно оценить по выражению [19]

$$\Delta T_1 = T_и = \frac{3\gamma\pi}{16}(d^2_u - d^2_{1u})\left(\frac{u^2_{2u}-u^2_{1u}}{g}\right).$$

Применение импеллеров связано с дополнительной затратой мощности и снижением к. п. д. насоса примерно на 3—5%. Остаточная осевая сила должна восприниматься упорным подшипником.

Описанные выше способы применяются главным образом в одноступенчатых насосах, хотя известны некоторые зарубежные конструкции многоступенчатых насосов с использованием этих способов уравновешивания осевых сил.

Наиболее распространенными для многоступенчатых насосов являются следующие способы уравновешивания суммарной осевой силы:

1. Симметричное расположение групп рабочих колес с входными воронками в противоположные стороны. Применяется в насосах со спиральными корпусами и в секционных насосах.

При таком способе неуравновешенная осевая сила может возникнуть вследствие разного направления протечек в пазухах со стороны основных дисков колес, неравномерного износа уплотнений. Упорный подшипник выбирается по суммарному осевому усилию ΣT^*_1, всех колес, входные воронки которых направлены в одну сторону.

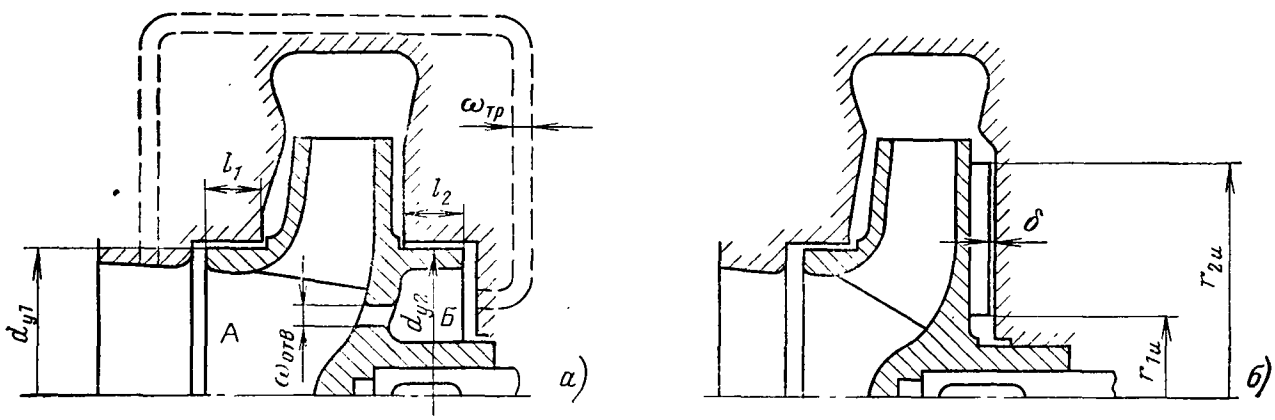


Рис. 1.18. Схемы уравновешивания осевого усилия в одноступенчатых центробежных насосах.

а — при помощи отверстий в основном диске и симметричных уплотнений; *б* — при помощи импеллера.

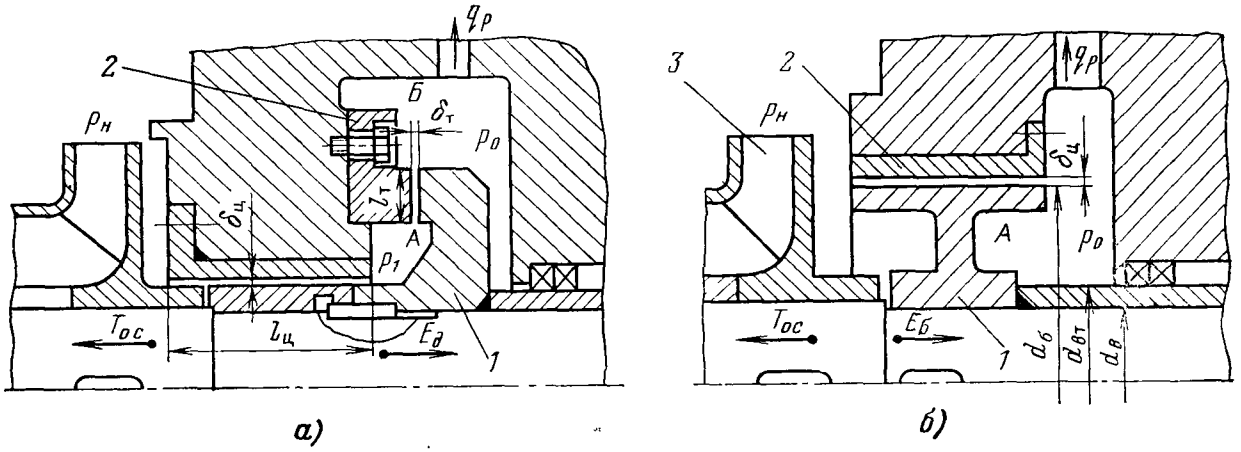


Рис. 1.19. Схемы уравновешивания осевых сил многоступенчатого насоса при одностороннем расположении рабочих колес.

а — гидравлическая пята; *б* — разгрузочный барабаи.

2. Применение разгрузочного барабана (рис. 1.19,*б*), представляющего собой массивный цилиндр *1*, жестко устанавливаемый на вал за последней ступенью *3* насоса. Между барабаном и корпусом образуется цилиндрическая дросселирующая щель с зазором $\delta_ц=0{,}2\div0{,}4$ мм. Если полость *А* соединить обводной трубой с площадью поперечного сечения $\omega_{тр}=(4\div5)\,\pi d_б\delta$ с входом в насос, то в этой полости создается давление $p_0\approx p_{вх}$. В результате разности давлений слева и справа на барабан будет действовать усилие $F_б$. Разгрузочный барабан выполняет две функции: уравновешивает осевую силу и снижает давление перед концевым уплотнением со стороны нагнетания насоса.

Размеры разгрузочного барабана определяются обычно из условия полного уравновешивания осевой силы:

$$F_б = T_{ос} = \frac{\pi}{4}\left[(d^2_б - d^2_{вт})\,p_н - (d^2_б - d^2_в)\,p_0\right]. \qquad (1.30)$$

Полностью уравновесить осевую силу разгрузочным барабаном можно для одного (обычно номинального) режима. На других режимах возникает неуравновешенная осевая сила. которая должна восприниматься упорным подшипником. Длина щели $l_ц$ выбирается из конструктивных соображений с учетом возможности обеспечения минимальной протечки для недопущения резкого снижения к. п. д. насоса.

Достоинством разгрузочного барабана наряду с его конструктивной простотой является возможность сохранения работоспособности при возникновении парообразования в насосе, что особенно ценно для энергетических насосов.

3. Применение гидравлической пяты (рис. 1.19.*а*) наиболее распространено в многоступенчатых насосах секционного типа. Она представляет собой автоматическое гидравлическое уравновешивающее устройство, действующее на всех режимах работы насоса. При наличии гидропяты отпадает необходимость применения упорного подшипника.

Основными деталями гидропяты является вращающийся разгрузочный диск *1*, установленный за последней ступенью насоса, и подушка пяты *2*, закрепленная в неподвижных элементах насоса. Между разгрузочным диском и подушкой образуются две щели: цилиндрическая дросселирующая щель $l_ц$ с постоянным зазором $\delta_ц=0{,}2\div0{,}4$ мм и торцовая щель $l_т$ с зазором, изменяющимся при осевом перемещении ротора, $\delta_т=0{,}06\div0{,}1$ мм. В торцовой щели осуществляется до 70% дросселирования общего перепада $p_н-p_0$ давления. Давление p_0 в камере за гидропятой, которая обводной трубой соединяется с входом в насос, зависит от торцового зазора $\delta_т$. В результате разности давления p_1-p_0 на диск действует сила $F_д$, направленная в сторону, противоположную действию осевой силы $T_{ос}$.

Если в процессе работы насоса осевая сила уменьшится по сравнению с расчетной ($T_{ос}<T_{ос.р}$), ротор под действием силы $F_д$ переместится вправо. Торцовый зазор $\delta_т$ несколько увеличится, протечка через него возрастет. Происходит перераспределение давления в полостях *А* и *Б*, и ротор занимает новое устойчивое положение равновесия. Аналогичная картина происходит и при увеличении осевой силы. Гидравлическая пята также разгружает концевое уплотнение со стороны нагнетания насоса от высокого давления.

Расчеты гидравлических пят базируются на методах определения размеров щелей ($l_т$ или $l_ц$), обеспечивающих минимальные протечки при конструктивно приемлемых размерах разгрузочного диска и достаточном торцовом зазоре $\delta_т=0{,}06\div0{,}1$ мм, при котором пята работает без контакта

рабочих поверхностей. Методы расчета гидропяты приведены в специальной литературе [9, 16, 19, 32].

Наряду с саморегулированием достоинством гидропяты являются меньшие протечки по сравнению с разгрузочным барабаном. К недостаткам можно отнести большую сложность в изготовлении и сборке, чувствительность к парообразованию в насосе.

4. Применение комбинированного разгрузочного устройства, представляющего собой последовательно расположенные гидропяту и барабан. В особо ответственных насосах в состав комбинированного устройства может входить также двусторонний упорный подшипник Митчела. При наличии упорного подшипника гидропята работает с постоянным торцовым зазором и воспринимает определенную часть осевого усилия.

1.5.2. Осевые силы, действующие на ротор осевого насоса. При обтекании лопастей рабочего колеса осевого насоса возникает результирующая осевая сила R_z (см. рис. 1.12,*б*), направленная в сторону всасывания. Приближенно суммарное осевое усилие, действующее на лопасти, можно найти, используя выражение [19]

$$R_z = 2\pi\gamma H_т \left(\frac{R^2 - r^2_{вт}}{2} - \frac{gH_т}{2\omega^2} \ln \frac{R}{r_{вт}} \right). \quad (1.31)$$

За счет напора, создаваемого рабочим колесом, на втулку действует усилие, также направленное по оси в сторону всасывания:

$$R_{вт} = \gamma H \frac{\pi (d^2_{вт} - d^2_в)}{4}. \quad (1.32)$$

Результирующая осевая сила определяется суммированием (1.31) и (1.32):

$$T_{ос} = R_z + R_{вт}.$$

Если лопасти рабочего колеса в плане перекрывают все сечение диаметра D (см. рис. 1.12,*б*), то приближенно рассчитать осевую силу можно по выражению

$$T_{ос} = \gamma H \pi R^2.$$

Обычно осевое усилие и вес ротора в вертикальных осевых насосах воспринимается упорным подшипником электродвигателя. Имеются конструкции насосов, имеющие собственный упорный подшипник.

1.5.3. Радиальные силы, действующие на ротор центробежного насоса. Спиральный отвод может обеспечить осесимметричный поток лишь при расчетном (оптимальном) режиме $Q_{опт}$. Если насос работает на режимах недогрузки ($Q < Q_{опт}$), то в спираль по углу охвата поступает меньшее количество жидкости, чем это определяется расчетными сечениями спирали. В этом случае спиральная часть отвода работает аналогично диффузору, с нарастанием давления по углу охвата. На режимах перегрузки ($Q > Q_{опт}$) спираль работает аналогично конфузору.

В этих случаях отсутствует симметрия в распределении давления по периферии рабочего колеса и возникает радиальная составляющая сил давления R, действующая на рабочее колесо. Эта сила, возникающая в спиральном отводе на режимах, отличных от оптимального, увеличивает нагрузку на вал и опоры, ухудшает вибрационное состояние насоса.

Значение радиальной силы приближенно можно определить по выражению [19]

$$R_{сп} = k_R \left(1 - \frac{Q}{Q_{опт}}\right)^2 \gamma H D_2 b_2, \quad (1.33)$$

где k_R — экспериментальный коэффициент, равный 0,36; H — напор, м; D_2, b_2 — соответственно наружный диаметр и ширина рабочего колеса, см.

Максимальное значение радиальной силы в спиральном отводе имеет место при $Q \approx 0$. Направление силы R зависит от подачи и n_s. При $Q < Q_{опт}$ радиальная сила направлена в сторону начала (узкой части) спирали, при $Q > Q_{опт}$ — в сторону широкой части спирали. Изменение направления действия радиальной силы может вызвать нарушения в формировании масляного клина в подшипниках скольжения с принудительной смазкой.

При обрезке наружного диаметра рабочего колеса радиальная сила уменьшается пропорционально кубу диаметра $R \approx D^3_2$.

В насосах с кольцевым отводом максимум радиальной силы возникает при режимах работы насоса, близких к оптимальному [19]:

$$R_{к.о} = k_R \frac{Q}{Q_{опт}} \gamma H D_2 b_2. \quad (1.34)$$

Уравновешивание радиальных сил осуществляется применением двух-, трех- и многозаходных спиральных отводов (направляющих аппаратов). Составной отвод является эффективным способом уравновешивания радиальных сил. В многоступенчатых насосах спирального типа для уравновешивания радиальных сил спирали смежных ступеней разворачиваются одна относительной другой на 180°.

Наиболее эффективной мерой, уменьшающей вредное влияние силы R, является эксплуатация насоса в рабочей части характеристики.

Другую группу радиальных усилий представляют гидродинамические силы, возникающие в щелевых уплотнениях рабочих колес и насоса. При нормальных условиях эти силы рассматриваются как промежуточные опоры, которые улучшают вибрационные характеристики ротора.

При определенных условиях (например, эксцентриситет и диффузорность щели) эти силы могут стать децентрирующими и значительно ухудшить вибрационное состояние насоса. Особенно опасны в этом отношении трехщелевые уплотнения рабочих колес. Нарезка кольцевых канавок в щелевых уплотнениях также может способствовать возникновению дополнительных децентрирующих сил.

При необходимости применения трехщелевых уплотнений рабочих колес зазор в средней щели должен в 3—5 раз превышать зазоры в крайних щелях. Вопросы исследования этих сил приведены в специальной литературе [9, 16].

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

РАБОТА НАСОСА В СИСТЕМЕ

2.1. ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ. ВЫБОР НАСОСА

Насосная установка и сеть трубопроводов образуют единую систему, характеризуемую равенством подачи насоса и расхода, проходящего в сети, а также равенством напора насоса напору, расходуемому в сети. В общем случае энергия насоса, эквивалентная его напору, расходуется для подъема жидкости на высоту $z_2—z_1$, создания давления в системе $p_2—p_1$ и преодоления суммарных сопротивлений $h_п = h_{п1} + h_{п2}$ (рис. 2.1). Статический напор $H_{ст} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + (z_2—z_1)$ можно считать не зависящим от расхода сети; гидравлические потери в сети приближенно пропорциональны расходу во второй степени $h_п = \zeta Q^2$. Тогда для сети

$$H_с = H_{ст} + h_п + \frac{v^2_2 - v^2_1}{2g} = A + BQ^2 . \qquad (2.1)$$

Характеристикой сети называется графическая зависимость напора, расходуемого в сети $H_с$, от расхода сети Q.

Графически установившееся рабочее состояние системы насос-сеть определяется точкой пересечения характеристики насоса с характеристикой сети, которая называется рабочей точкой. Для известных характеристик насоса и сети может быть только одна рабочая точка, определяющая устойчивый рабочий режим системы. По условиям эксплуатации расход сети может меняться, при этом в соответствии с (2.1) будет меняться и напор, расходуемый сетью и, следовательно, положение рабочей точки. Ясно, что всякое новое положение рабочей точки может быть получено изменением формы и положения характеристик насоса и сети.

Выбор насоса для работы на заданную сеть трубопроводов производится по требуемой подаче, напору, температуре и плотности жидкости с учетом особых свойств ее (вязкости, коррозирующей способности, сжимаемости и др).

Выбору типа и размера насоса предшествует построение характеристики сети по известному методу гидравлики. Координаты точек характеристики получают расчетом гидравлических сопротивлений (потерь напора) сети при произвольно задаваемых расходах.

Подача $Q_р$, заданная для выбора насоса, определяет на характеристике сети точку $A_р$, которой соответствует напор $H_р$.

Однако учитывая возможное отклонение действительной характеристики насоса от типо-размерной характеристики, приводимой в каталогах (влияние технологических погрешностей), следует выбирать насос по напору H на 2—4% превышающим напор $H_р$ (рабочая точка A). Этому напору по характеристике сети соответствует несколько повышенная против заданной подача Q.

Определим $H_с$ для простейшей системы (рис. 2.1), состоящей из двух резервуаров.

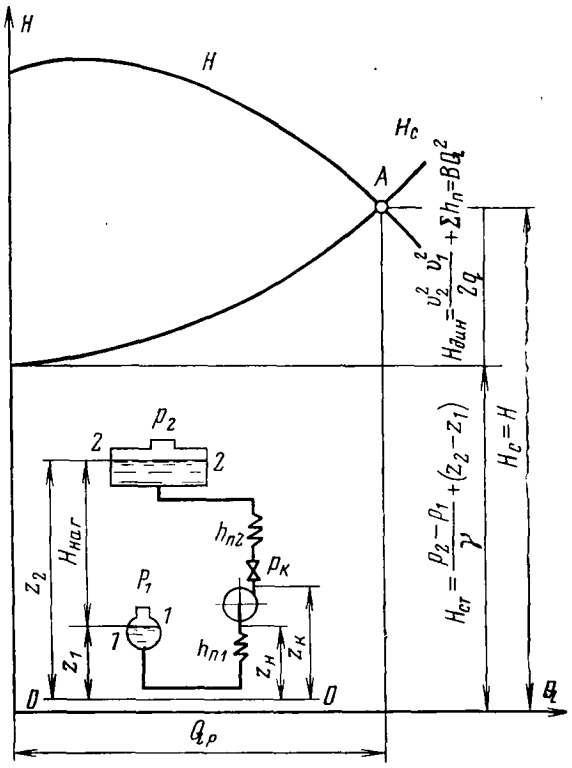


Рис. 2.1. Характеристики насоса и системы.

сети и насоса. Используя приведенные на рисунке обозначения, выражение (2.1) можно привести к виду

$$H_c = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + H_z + \frac{v^2_2 - v^2_1}{2g} + h_п. \quad (2.2)$$

Потребный в системе полный напор H_c, м, слагается из следующих составляющих: $(p_2 - p_1)/\gamma$ — разность (давлений) статических напоров в конце и в начале системы; H_z — геодезический напор; $(v^2_2 - v^2_1)/(2g)$ — разность скоростных напоров в конце и в начале системы; $h_п$ — гидравлическое сопротивление системы, пропорционально квадрату скоростей и, следовательно, квадрату расхода.

Графически зависимость H_c от Q представлена параболой, вершина которой смещена по оси ординат на значение $H_{ст}$. Крутизна параболы зависит от суммарного коэффициента сопротивления системы ζ.

Значения

$$H_{ст} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + (z_2 - z_1)$$

могут изменяться в широких пределах: $H_{ст} > 0$ — нормальная система; $H_{ст} = 0$ — перекачивание жидкости по горизонтальному трубопроводу; $H_{ст} < 0$ — перекачивание жидкости по трубопроводу с высоких отметок на низкие. Нанося характеристику насоса $H = f(Q)$, получаем в точке A режим, удовлетворяющий условию материального и энергетического баланса системы, т. е. установившийся режим работы насоса в данной системе.

Таким образом, выбор типа и размера насоса ведется по параметрам Q и H рабочей точки A (см. рис. 2.1). При этом ориентируются на ближайший больший диаметр D_2 рабочего колеса, указываемый на характеристиках в каталогах.

Промежуточные значения D_2 можно принимать по согласованию с заводом-изготовителем.

При выборе насоса следует иметь в виду, чтобы вакуумметрическая высота всасывания насоса при предполагаемой геометрической высоте установки его над уровнем всасываемой жидкости не превышала допустимую вакуумметрическую высоту всасывания, приводимую на характеристиках.

Увеличение высоты всасывания насоса может достигаться путем снижения частоты вращения и уменьшения сопротивления всасывающего трубопровода.

Для обеспечения экономичной эксплуатации насоса рабочая точка его должна лежать в пределах рабочей части характеристики. Чтобы убедиться в выполнении этого условия, следует внести в совместный график насоса и сети наименьшее возможное при эксплуатации значение Q и соответствующую ему рабочую точку на характеристике насоса. Последняя не должна выходить за пределы рабочей зоны, указываемой на заводских характеристиках.

2.2. УСТОЙЧИВОСТЬ РАБОТЫ НАСОСА В СИСТЕМЕ. ЯВЛЕНИЕ ПОМПАЖА

В некоторых случаях при наличии на напорной характеристике западающего участка (седлообразная форма характеристики) могут иметь место две и даже три рабочие точки (рис. 2.2).

Условия работы насоса в двух рабочих точках A (ниспадающий участок) и B (восходящий участок) будут различными.

Пусть в точке A за счет внешнего возмущения (например, уменьшение $H_{нат}$, см. рис. 1.1) произойдет некоторое увеличение подачи на величину $+\Delta Q$. В этом случае рабочая точка займет положение A'. После устранения источника возмущения образуется положительная разность энергий $\Delta H = H_c - H_{A'} > 0$. Недостаток энергии насоса приведет к уменьшению кинетической энергии и скорости жидкости, что вызовет уменьшение Q. Равновесие восстановится в точке A.

При уменьшении подачи на $-\Delta Q$ рабочая точка займет положение A''. После устранения источника возмущения $\Delta H = H_c - H_{A''} < 0$; избыток напора насоса будет затрачиваться на увеличение скорости, т. е. равновесие опять восстановится в точке A.

Иная картина получается в точке B. Здесь положительному приращению ΔQ соответствует отрицательная разность энергий $\Delta H < 0$ и наоборот. Поэтому после устранения источника возмущения равновесие не восстанавливается.

Таким образом, работа насоса в системе будет устойчива, если выполняется условие

$$\frac{d(\Delta H)}{dQ} > 0 \text{ или } \frac{dH_c}{dQ} > \frac{dH}{dQ}. \quad (2.3)$$

Исходя из этого можно сделать вывод, что работа насоса на нисходящей ветви характеристики всегда будет устойчивой.

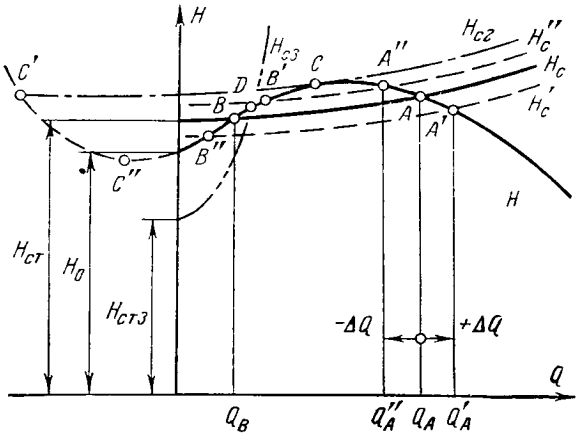


Рис. 2.2. Устойчивость работы насоса в системе.

Работа насоса на восходящей ветви характеристики не рекомендуется, так как в этом случае возможно возникновение неустойчивости и колебательного процесса в сети. Однако при $H_{ст3} \ll H_0$ работа насоса на восходящей ветви $H=f(Q)$ может быть устойчива (точка D, рис. 2.2).

Условие (2.3) является необходимым, но недостаточным для устойчивой работы насоса в системе. При наличии в системе аккумулятора энергии (например, паровая подушка в котле, длинные упругие трубопроводы) амплитуда колебаний при нарушении равновесия может достигнуть больших значений и работа насоса вблизи точки максимума напорной характеристики (точка C) может быть неустойчивой.

Рассмотрим пример работы питательного насоса ТЭС. При повышении давления в котле характеристика сети будет эквидистантно перемещаться вверх до предельного значения H_{c2} (см. точку C на рис. 2.2). При дальнейшем повышении давления насос скачкообразно перейдет в зону отрицательных подач (точка C') и при отсутствии обратного клапана жидкость из котла пойдет через насос. Давление в котле будет падать и, когда характеристика сети достигнет точки C'', произойдет скачкообразный переход работы насоса в зону положительных подач. Этот процесс может многократно повторяться.

Такая неустойчивая работа насоса, сопровождающаяся резким колебанием давления и подачи, называется *помпажем*.

Возникновение помпажа, амплитуда и частота колебания давления при помпаже зависят от формы характеристики насоса и системы, а также от аккумулирующей способности системы.

Работа насоса в условиях помпажа недопустима.

Решающим условием предотвращения помпажа является применение насосов со стабильной формой напорной характеристики. При наличии западающего участка характеристики предотвращение или уменьшение вреднего влияния помпажа достигается следующими способами:

применением обратных клапанов с линией рециркуляции, обеспечивающих работу насоса с подачами $Q > Q_{Н макс}$. Если время закрытия обратного клапана меньше $^1/_4$ периода колебания давления в системе, то возникновение помпажа практически невозможно;

уменьшением частоты вращения насоса;

уменьшением аккумулирующей способности системы;

расположением дросселирующей задвижки непосредственно за насосом.

2.3. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Регулирование работы насосной установки имеет целью изменение основных ее параметров: подачи Q и напора H; при этом меняются и значения N и η.

Регулирование может осуществляться воздействием на элементы сети (с изменением характеристик сети) или же воздействием на насос (с изменением формы и положения характеристики насоса).

Изменение характеристики сети. В общем случае ординаты характеристики сети представляют собою сумму напоров: статического и динамического, равного гидравлическому сопротивлению сети. Сеть может быть с замкнутой схемой циркуляции, когда насос обеспечивает только циркуляцию жидкости в ней. В этом случае независимо от давления в системе насос преодолевает только гидравлическое сопротивление сети.

Сеть может состоять из нескольких разветвлений трубопроводов различного диаметра и длины, соединенных параллельно и последовательно и расположенных на различных отметках.

При последовательном соединении участков характеристика сети получается суммированием сопротивлений участков при

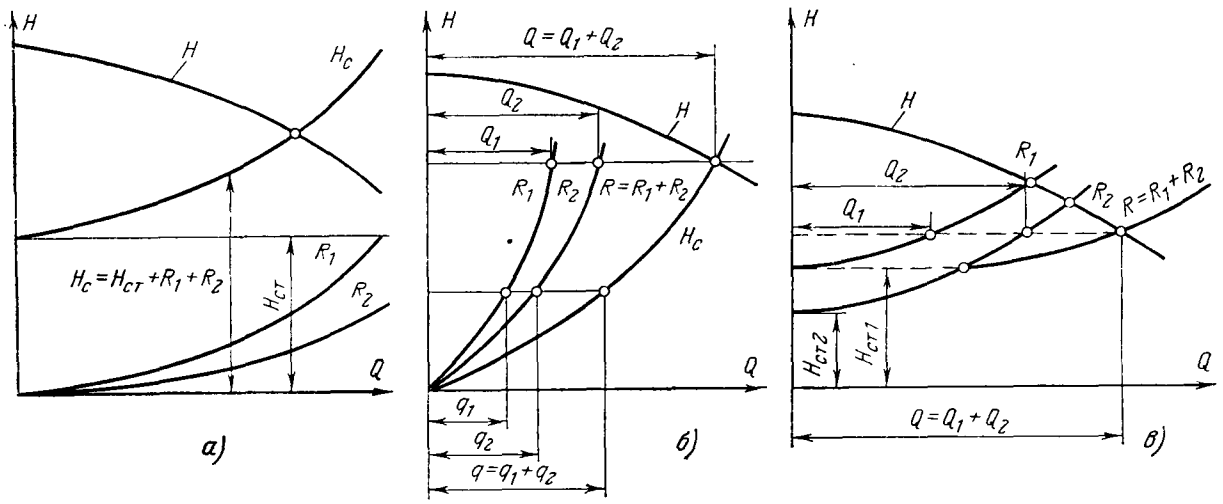


Рис. 2.3. Характеристика насоса и системы с двумя последовательными и параллельными участками.

данной подаче. На рис. 2.3,*а* показана работа насоса на сеть при статическом напоре $H_{ст}$ и гидравлических сопротивлений двух последовательно включенных участков трубопроводов R_1 и R_2:

$$H_с = H_{ст} + R_1 + R_2.$$

При параллельном соединении участков трубопроводов абсциссы характеристики сети получаются суммированием расходов жидкости, проходящих через отдельные участки при постоянном напоре. На рис. 2,3,*б* изображен случай работы насоса на сеть, состоящую из двух параллельно соединенных горизонтальных участков, с гидравлическими сопротивлениями R_1 и R_2. Характеристика может быть найдена суммированием произвольно задаваемых подач: $q = q_1 + q_2$. Подача общая и через каждый из участков сети соответственно равна Q, Q_1 и Q_2.

На рис. 2.3,*в* рассмотрен случай, где каждый из параллельно соединенных участков с характеристиками R_1 и R_2 имеет еще статический напор $H_{ст1}$ и $H_{ст2}$, разный для каждого из участков. Характеристика сети представляет собой ломаную кривую, которая состоит из характеристики R_2 до пересечения ее с линией статического напора $H_{ст1}$, а затем из кривой, получаемой суммированием подач.

Регулирование воздействием на систему осуществляется разными способами.

Дроссельное регулирование. Это — наиболее распространенный, простой и надежный способ регулирования (рис. 2.4), который осуществляется дросселем, расположенным на напорной линии насоса, обычно вблизи него. По мере закрытия дросселя происходит увеличение сопротивления и соответствующее уменьшение подачи. Каждому положению дросселя соответствует новая характеристика сети. Равновесие в любой точке i наступит, когда напор насоса

$$H = H'_{ст} + h_{пi},$$

где $h_{пi}$ — переменное сопротивление дросселя.

Изменяя положение дроссельного органа, а следовательно, и $h_п$, можно получить любую подачу, соответствующую полному открытию.

Это — неэкономичный способ регулирования, так как сопровождается потерей в дроссельном органе части напора, создаваемого насосом. Поскольку при таком способе регулирования полезно используются в сети только напор $H_{с1}$, то к. п. д. зарегулированной установки $\eta_{н.у}$ будет меньше к. п. д. насоса:

$$\eta_{н.у} = \eta \frac{H_{с1}}{H}.$$

Минимальные потери при таком способе регулирования имеют место при пологой

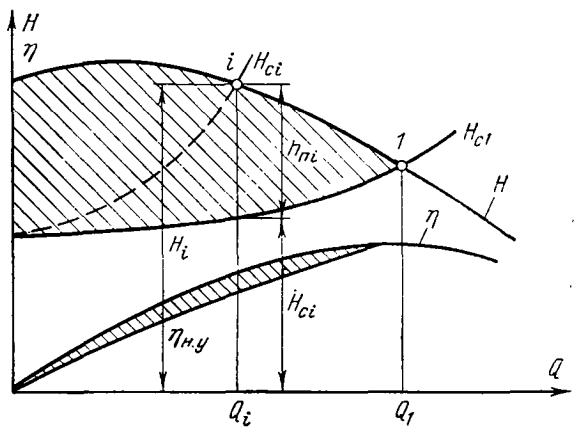


Рис. 2.4. Дроссельное регулирование.

форме напорной характеристики насоса. Чем больше статический напор в общем значении напора сети, тем меньше потери напора в дросселе для данной подачи и тем выше к. п. д. насосной установки. Следует отметить, что при дроссельном регулировании из-за больших значений местной скорости регулирующий орган (дроссельный клапан) быстро изнашивается и возникает опасность неплотного закрытия его при остановке насоса. Дросселирование на всасывающей линии не нашло практического применения из-за опасности возникновения кавитации.

Регулирование перепуском (байпасирование). При этом способе регулирования требуемая подача системы достигается перепуском из напорной линии на всасывание части подачи насоса. При включении в сеть (рис. 2.5) параллельно основной линии R_1 добавочной линии R_2 характеристика системы будет уже не R_1, а $R_1 + R_2$, и вместо рабочей точки A_1 появляется новая рабочая точка A_2. Напор при этом снизится с H_1 до H_2, а подача насоса

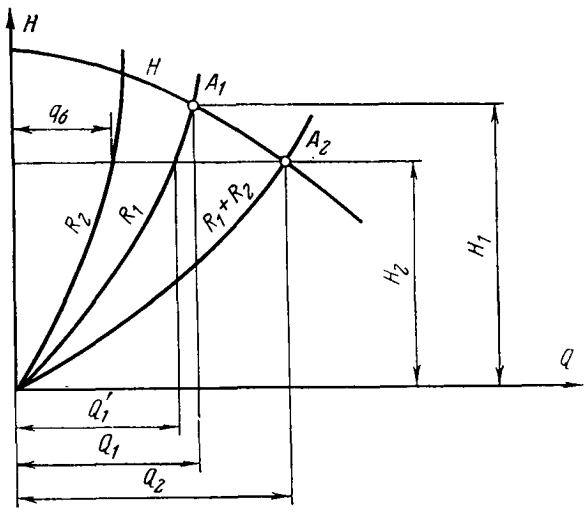


Рис. 2.5. Регулирование перепуском (байпасирование).

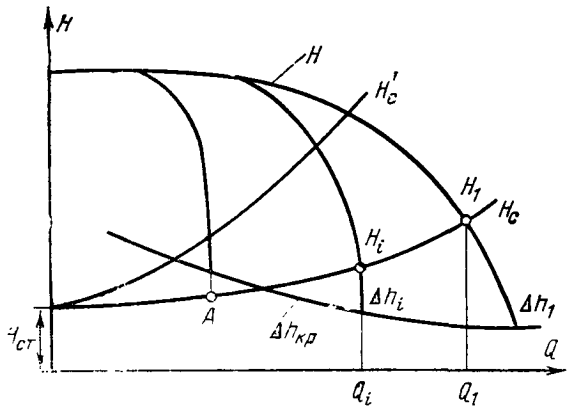


Рис. 2.6. Саморегулирование.

возрастет с Q_1 до Q_2, однако уменьшение напора насоса, естественно, вызывает уменьшение расхода жидкости через основную линию *1* от Q_1 до требуемой $Q'_1=Q_2-q_б$.

С точки зрения экономичности такой способ регулирования приемлем для насосов с $n_s>250$ и для вихревых насосов, у которых мощность падает с увеличением подачи. Для центробежных насосов с $n_s<250$ регулирование перепуском вызывает увеличение потребляемой мощности и дополнительно нагружает двигатель.

Частный случай этого способа — использование линий рециркуляции для защиты насоса от помпажа или перегрева жидкости.

Саморегулирование (изменение давления на входе) (рис. 2.6). При работе насоса в условиях кавитации на входе (например, конденсатные насосы ТЭС) каждому значению кавитационного запаса $\Delta h_i \leqslant \Delta h_{кр i}$ (давление на входе) соответствует свой крутопадающий участок напорной характеристики H_i.

При уменьшении нагрузки турбины уменьшается подача конденсата в конденсатор, снижается давление в конденсатосборнике и на входе в насос. Новому расходу соответствует новая рабочая точка Q_i. В области малых нагрузок сопротивление сети может оказаться ниже кривой $\Delta h_{кр}$ (точка *A*); в этом случае насос работать не может из-за срыва подачи. Пределы саморегулирования определяются взаимоположением линий H_c и $\Delta h_{кр}$. При крутых характеристиках системы зона саморегулирования сужается.

Преимуществами этого метода регулирования является его простота, малая потребляемая мощность, отсутствие дросселирования напора. Недостатком — постоянная работа насоса в условиях кавитации, что связано с износом и разрушением рабочих органов.

Аналогичным образом может быть осуществлено регулирование работы путем дросселирования на всасывании.

Изменение характеристики насоса. Возможность воздействия на насос с целью изменения его характеристики должна быть предусмотрена в конструкции насосного агрегата.

Регулирование изменением частоты вращения насоса. Этот способ возможен при использовании приводных двигателей с регулируемой частотой вращения. К таким двигателям относятся электродвигатели постоянного тока, паровая турбина, двигатели внутреннего сгорания и асинхронные двигатели с фазным ротором или регулируемой частотой тока, допускающие плавное изменение частоты вращения.

При изменении частоты вращения n_i напорные характеристики насоса $H=f(Q)$ представляют собой конгруэнтные кривые (рис. 2.7) и рабочая точка, перемещаясь по характеристике сети, дает различные значения подачи Q_{pi}. При крутых характеристиках системы H_c и малых значениях $H_{ст}$ этот метод не приводит к большим дополнительным потерям в гидравлической системе, так как в любых режимах напор насоса в сети согласован между собой. Коэффициент полезного действия насосной установки $\eta_{н.у}$ примерно равен к. п. д. насоса η_i при частоте вращения n_i.

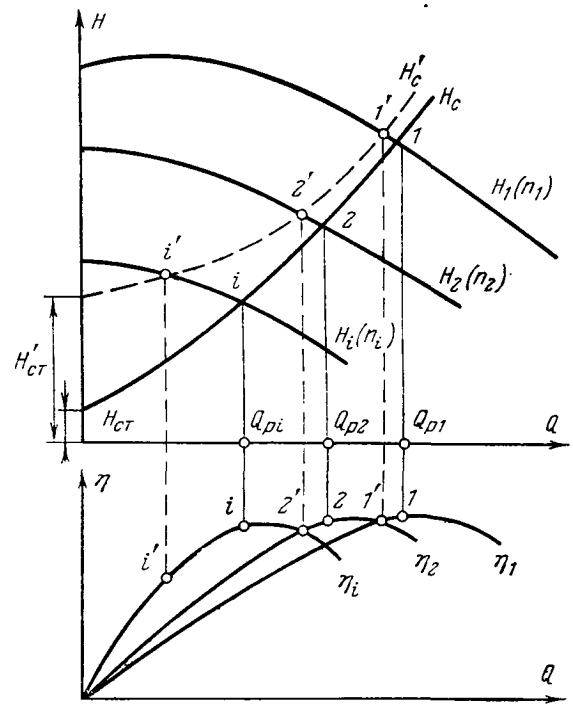


Рис. 2.7. Регулирование изменением частоты вращения.

Если характеристика сети H'_c имеет значительную составляющую $H'_{ст}$, то изменение режима работы насоса будет связано с дополнительными потерями за счет отклонения к. п. д. от зоны максимальных значений (рис. 2.7, точки 1′ и 2′).

При сравнении экономичности насосных установок с двигателями различного типа, а также при сравнении различных спо-

собов регулирования должно быть учтено изменение к. п. д. самого двигателя, зависящее от нагрузки и частоты вращения.

Частота вращения n_i в точке Q_i определяется из уравнения подобия

$$n_i = n_1 \frac{Q_i}{Q_1} = n_1 \sqrt{H_i/H_1}, \qquad (2.4)$$

где Q_i и H_i — требуемые параметры насоса.

Мощность насоса в этом случае будет равна

$$N_i = N_1 (n_i/n_1)^3. \qquad (2.5)$$

Регулирование изменением частоты вращения насоса при постоянной частоте вращения двигателя может быть осуществлено путем включения между валами двигателя и насоса какого-либо вариатора скорости, например регулируемой гидромуфты, электромагнитной муфты (см. § 6.1).

Регулирование входным направляющим аппаратом. Применяя входной направляющий аппарат с поворотными лопатками, можно изменять подкрутку потока на входе насоса $v_{u1} \neq 0$, что соответственно изменяет значение развиваемого напора. Такой метод регулирования эффективен, особенно для насосов с $n_s > 250$.

Экспериментальные исследования регулирования диагонального насоса с $n_s \approx 350$ показали, что:

при изменении подкрутки небольшое изменение подачи происходит при относительно большом изменении напора;

изменение угла установки лопаток в пределах $\pm 40°$ от исходного положения не вызывает значительного изменения к. п. д.;

в определенном диапазоне углов поворота лопаток всасывающая способность насосов практически не изменяется;

входным направляющим аппаратом можно создать благоприятные условия обтекания лопастей рабочего колеса на режимах недогрузки и тем самым сузить зону неустойчивой работы.

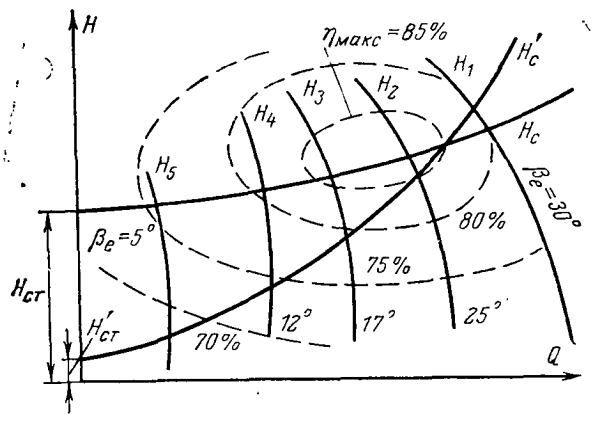


Рис. 2.8. Регулирование изменением угла установки лопастей рабочего колеса.

Поворот лопаток может осуществляться как на работающем насосе, так и при его остановке. Этот способ регулирования широко применяется в вентиляторостроении.

Изменение угла установки лопастей β_l рабочего колеса (рис. 2.8). Этим способом можно в широком диапазоне менять подачу осевого (диагонального) насоса. Эффективность его повышается, если система обладает значительной статической составляющей. При крутых характеристиках сети H'_c имеет место значительное снижение к. п. д. при изменении режима работы насоса. С точки зрения экономичности для таких систем этот способ более предпочтителен, чем регулирование входным направляющим аппаратом. Уменьшение угла установки лопастей используется для облегчения запуска насоса в работу.

В практике применяется и комбинированное регулирование, например изменение частоты вращения и углов установки лопастей рабочего колеса и лопаток входного направляющего аппарата.

2.4. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСОВ НА ОБЩУЮ СЕТЬ

В процессе эксплуатации возникает необходимость увеличения расхода или давления в системе, что достигается изменением количества совместно работающих насосов. Совместная работа насосов на общую сеть является одним из способов регулирования расходов потребителя.

Параллельная работа (рис. 2.9,*а*) насосов в общую сеть применяется для увеличения подачи. Для параллельной работы наиболее подходят насосы с непрерывно падающими напорными характеристиками с крутизной, превышающей технологические допуски на отклонение характеристики. Параллельно могут работать насосы с различными характеристиками и насосы различных типов (центробежные и поршневые). Общая характеристика группы насосов без учета сопротивления соединительных трубопроводов получается путем сложения абсцисс характеристик отдельных насосов для постоянных ординат $H_i = \text{const}$. Точка пересечения общей характеристики с характеристикой системы H_c определяет рабочую точку параллельно работающих насосов. Очевидно, что

$$Q_{I+II} < Q_I + Q_{II},$$

т. е. суммарный расход параллельно работающих насосов меньше суммы расходов каждого насоса при индивидуальной работе на ту же сеть.

Параллельное соединение насосов наиболее эффективно при пологой характеристике системы. Пуск в работу насосов при одинаковой частоте вращения следует производить одновременно, постепенно открывая задвижки на всех насосах. Коэффициент

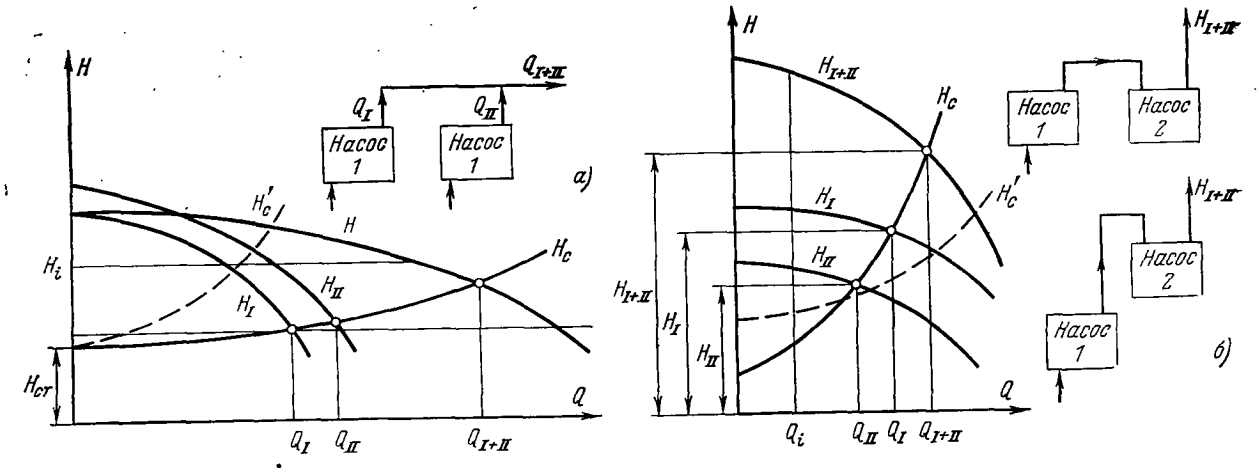


Рис. 2.9. Совместная работа насосов при параллельном и последовательном соединении.

полезного действия параллельного соединения насосов выражается отношением

$$\eta_{ср} = \frac{\Sigma N_п}{\Sigma N} = \frac{Q_I H_I + Q_{II} H_{II}}{Q_I H_I/\eta_I + Q_{II} H_{II}/\eta_{II}}. \quad (2.6)$$

Если принять $H_I = H_{II}$, то получается

$$\eta_{ср} = \frac{Q_I + Q_{II}}{Q_I/\eta_I + Q_{II}/\eta_{II}}. \quad (2.7)$$

Для устойчивой работы насосы должны иметь стабильную напорную характеристику. При параллельной работе насосов с нестабильной характеристикой увеличивается зона неустойчивой работы и может возникнуть неравномерное распределение нагрузки между работающими насосами.

Если при параллельной работе одинаковых насосов (в простейшем случае — двух) их одинаковые напорные характеристики I (II) будет иметь выраженный максимум C (рис. 2.10), то суммарная характеристика $I+II$ получит вид разветвленной кривой $S_1(O\text{-}C\text{-}E)$ и $S_2(O\text{-}C'\text{-}K\text{-}B)$, поэтому, например, работа насосов на заданную систему H_c при полном открытии задвижек возможна в двух точках: A — с суммарной подачей Q_{I+II} и B — с суммарной подачей

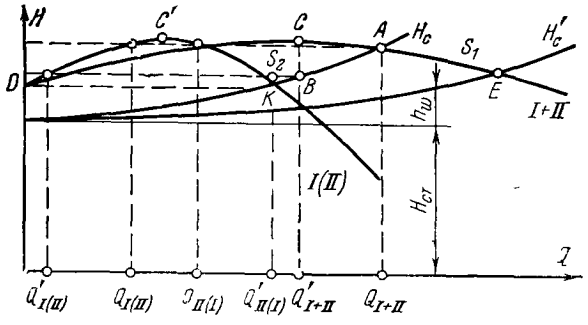


Рис. 2.10. Параллельная работа насосов с неустойчивыми характеристиками.

Q'_{I+II}, т. е. с различным перераспределением подач. Как следствие этого возникает неустойчивая параллельная работа и возможность колебательных процессов. Возможны четыре комбинации режимов: по две подачи у каждого из насосов — $Q'_{I(II)}$, $Q'_{II(I)}$, $Q_{I(II)}$, $Q_{II(I)}$.

Неустойчивость параллельной работы насосов возможна в диапазоне режимов, когда характеристика сети H_{ci} пересекает общую характеристику насосов на участке $O\text{-}C\text{-}B\text{-}K$. В этих случаях мы имеем по две точки пересечения H_{ci} суммарных характеристик $H=f(Q)$ (S_1 и S_2) параллельно работающих насосов и соответственно две комбинации режимов насосов, как отмечено на рис. 2.10, для характеристики сети H_c.

При работе же насосов на систему H'_c неустойчивость работы не возникает, так как характеристика сети H'_c и характеристика насосов ($I+II$) имеют одну точку пересечения и каждый из насосов работает на снижающемся участке кривой $I(II)$. Характеристика сети H'_c пересекает суммарную характеристику ниже точки K.

Если насосы, предназначенные для параллельной работы, имеют неустойчивые кривые $H=f(Q)$, вначале следует проанализировать, при каком предельном количестве насосов обеспечивается еще их устойчивая работа; затем выяснить предельные режимы по подаче (при дросселировании) и характер регулирования (изменение частоты вращения, байпасирование), при которых работа насосов остается устойчивой и удовлетворяет требованиям эксплуатации. При этом предельный допустимый напор системы не должен превышать напора холостого хода того из насосов, у которого этот напор имеет наименьшее значение. Устранить влияние неустойчивого участка кривой $H=f(Q)$ при параллельной работе насосов можно, например, в питательных насосах электростанций соответствующей установкой регулятора давления на определенное открытие или путем автоматического бай-

пасирования и переключения работы насоса на резервуар питания.

При параллельном включении насосов, естественно, возникает вопрос о предельном числе их, при котором вообще возможна или допустима параллельная работа. В случае устойчивых характеристик $H=f(Q)$ вопрос этот, очевидно, решают, исходя из условия, чтобы характеристика сети пересекалась с общей характеристикой насосов. Практически это число определяется дополнительным условием рентабельности такого параллельного включения. Суммарная подача параллельно работающих насосов $Q_{макс}$ определяется равенством

$$h_{п}^{макс} = aQ^2_{макс} = H_0 - H_{ст},$$

где $h_{п}^{макс}$ — максимально допустимая потеря напора в сети, соответствующая подаче $Q_{макс}$, определяемая как ордината точки пересечения l характеристики сети $H_с$ с горизонтальной прямой K_l.

Исследование устойчивости параллельной работы двух насосов показало:

1. Устойчивость параллельной работы определяется формой характеристики $H=f(Q)$ насосов и формой характеристики сети.

2. На ниспадающих участках $H=f(Q)$ параллельная работа всегда устойчива. На восходящих участках устойчивая работа невозможна.

3. Условие устойчивости имеет вид:

$$\frac{dQ_I}{dH_I} + \frac{dQ_{II}}{dH_{II}} > \frac{dQ_{I+II}}{dH_{I+II}}.$$

Для сужения зоны неустойчивой работы в некоторых случаях прокладывают параллельные трубопроводы для уменьшения гидравлических сопротивлений и крутизны характеристики системы.

Последовательная работа насосов (рис. 2.9,*б*) применяется для увеличения напора в системе при незначительном изменении подачи. Возможны случаи, когда насосы располагаются в непосредственной близости друг от друга (предвключенный и главный питательный насосы) и когда насосы удалены на значительное расстояние (шахтные водоотливные установки).

Общая напорная характеристика строится путем суммирования ординат характеристик отдельных насосов при $Q_i = \text{const}$.

Последовательное соединение насосов экономически себя оправдывает при крутых характеристиках системы с малым $H_{ст}$. Коэффициент полезного действия последовательного включения насосов можно оценить по выражению, приняв $Q_I = Q_{II}$:

$$\eta_{ср} = \frac{H_I + H_{II}}{H_I/\eta_I + H_{II}/\eta_{II}}. \qquad (2.8)$$

Регулирование дросселированием при последовательном включении экономически неоправдано. Целесообразней использовать регулирование изменением n у одного из насосов (первого в направлении потока).

Число последовательно включенных насосов лимитируется прочностью корпусов и надежностью работы концевых уплотнений.

2.5. ВСАСЫВАЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ НАСОСОВ

Движение жидкости от поверхности разделения с газовой средой до поступления в насос происходит за счет располагаемой потенциальной энергии всасываемой жидкости. Расходование части потенциальной энергии на преодоление трения и местных сопротивлений всасывающего трубопровода ведет к уменьшению потенциальной энергии жидкости на входе в насос и при известных условиях может вызвать кавитацию. Максимально достижимая геометрическая высота всасывания $h_{вс}$ (рис. 2.11) часто ограничивается возникновением кавитации в насосе.

Записав уравнение Бернулли для сечений *0-0* и *I-I* и приняв $\alpha = 1$, получаем:

$$h_{вс} = \frac{p_{атм} - p_в}{\gamma} - \frac{v^2_0}{2g} - h_{п}^{0\text{-}1}, \qquad (2.9)$$

где $h_{п}^{0\text{-}1}$ — суммарные потери энергии между сечениями *0-0* и *I-I*.

Величина $h_{п}^{0\text{-}I}$ непосредственного отношения к насосу не имеет. Поэтому для характеристики всасывающей способности насоса вводится параметр — вакуумметрическая высота всасывания:

$$H_{вак} = \frac{p_{атм} - p_в}{\gamma} + \frac{v^2_0}{2g}. \qquad (2.10)$$

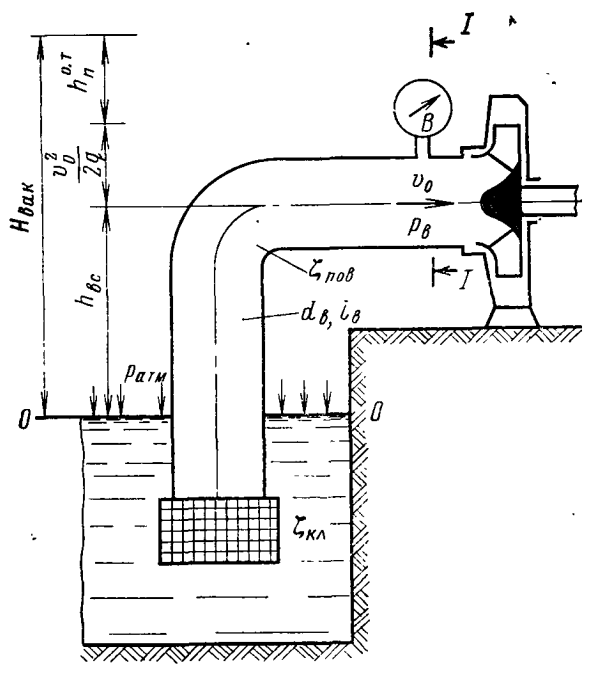


Рис. 2.11. К определению высоты всасывания насоса.

Используя выражение (2.9) или (2.10), можно определить значение давления $p_в$ на входе в насос.

Кавитация обычно начинается при падении давления до значения, равного или менее давления насыщенного пара при данной температуре и сопровождается нарушением сплошности потока с образованием объемов, наполненных паром и выделенными из жидкости газами.

Нельзя смешивать кавитацию с явлениями отрыва потока от лопастей и образования зоны завихрений и гидродинамических теней. Кавитация может возникнуть как на движущихся, так и на неподвижных элементах проточной части.

Различают три стадии кавитации: начальную, развитую и суперкавитацию. При начальной стадии каверна (кавитационная область) отсутствует. Развитая стадия отличается наличием значительных каверн на обтекаемом теле. В условиях суперкавитации весь обтекаемый элемент находится в зоне каверны.

При кавитации появляется ряд признаков, отрицательно сказывающихся на работе насоса.

Шум и вибрация возникают при разрушении кавитационных пузырьков в зоне повышенного давления. Уровень шума зависит от размеров насоса и степени развития кавитации. Кавитационный шум проявляется в виде характерного потрескивания в зоне входа в рабочее колесо.

Снижение параметров насоса при налчии развитой кавитации по-разному сказывается для насосов с разным n_s и зависит главным образом от размеров кавитационной зоны [19]. При низких n_s снижение параметров происходит резко (см. рис. 1.6). Для насосов с высокими n_s характерно постепенное снижение рабочих параметров. Если кавитационная зона займет все сечение проточной полости, то происходит срыв (прекращение) подачи насоса.

Кавитационное разрушение материалов. При длительной работе насоса в условиях кавитации в местах захлопывания пузырьков происходит разрушение (питтинг) материалов. Питтинг происходит как при начальной, так и при развитой кавитации. Интенсивность разрушения зависит от многих факторов.

Необходимым условием отсутствия кавитации в насосе является превышение давления на входе в насос над давлением парообразования

$$p_в > p_п.$$

Превышение напора при входе в насос над напором, эквивалентным давлению насыщенного пара этой жидкости, приведенным к центру тяжести входного сечения, называется кавитационным запасом энергии всасывания Δh.

Питательные, конденсатные и дренажные насосы, а также насосы, перекачивающие горячие нефтепродукты, работают со средами при высокой температуре. В этом случае для обеспечения бескавитационной работы необходимо иметь на входе в насос геометрический подпор над осью насоса ($\Delta h_{гео.мин} \geqslant \Delta h_{доп}$), где допустимый кавитационный запас

$$\Delta h_{доп} = A \Delta h_{кр I};$$

A — коэффициент запаса, устанавливаемый в зависимости от типа и условий работы насоса ($A = 1{,}0 \div 1{,}6$); $\Delta h_{кр I}$ — кавитационный запас, соответствующий первому критическому режиму кавитации (началу снижения параметров насоса).

Для вычисления значений кавитационного запаса необходимо знать абсолютное давление всасывания p_0, барометрическое давление $p_{атм}$ и давление насыщенных паров подаваемой жидкости $p_п$ для данной температуры.

Кавитационный запас определяется выражением

$$\Delta h = \frac{p_{атм}}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} - \frac{p_п}{\gamma}. \qquad (2.11)$$

Если $p_в > p_{атм}$ (подпор на входе в насос), то

$$\Delta h = \Delta H_1 + \frac{p_{атм} - p_п}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g}, \qquad (2.12)$$

где ΔH_1 — избыточный напор, м, на входе в насос, приведенный к центру тяжести входного сечения рабочего колеса; $p_в = \gamma \Delta H_1 + p_{атм}$ — давление на входе, Па.

Если $p_в < p_{атм}$ (разрежение на входе в насос), то

$$\Delta h = \frac{p_{атм}}{\gamma} - H_{вак} - \frac{p_п}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g}. \qquad (2.13)$$

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{вак}^{доп} = \frac{p_{атм} - p_п}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} - \Delta h_{доп}.$$

Аналогично определяется допустимая высота всасывания:

$$h_{вс}^{доп} = \frac{p_{атм} - p_п}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} - h_п^{0\text{-}I} - \Delta h_{доп}.$$

Кавитационные явления приближенно можно моделировать. Для характеристики антикавитационных качеств используют ряд коэффициентов.

Вместо абсолютного давления $p_в$ на входе в насос часто вводят понятие приведенной высоты всасывания:

$$H_s = H_{атм} - \frac{p_в}{\gamma} - \frac{v_0^2}{2g} = H_{вак} - \frac{v_0^2}{2g}. \qquad (2.14)$$

Испытание модельного насоса часто производится при частоте вращения, отличной от частоты вращения натурного насоса и модельный насос имеет размеры рабочих органов, отличные от размеров рабочих

органов натурного насоса. В связи с этим возникает необходимость пересчета кавитационных характеристик модельного насоса и оценки кавитационных качеств натурного насоса.

Воспользуемся для этого кавитационным коэффициентом [19]:

$$\sigma_1 = \frac{p_в/\gamma + v^2_0/(2g) - p_п/\gamma}{v^2_0/(2g)} = \text{const}. \quad (2.15)$$

Чтобы модель (индекс«м») и натура (индекс«н») находились в подобных кавитационных режимах, необходимо, чтобы коэффициент, подсчитанный для модели и натуры, был одинаков: $\sigma_{1н}=\sigma_{1м}$:

$$\sigma_1 = \frac{H_{атм} - p_{п.м}/\gamma - H^I_{sм}}{[v^2_0/(2g)]_м} = \frac{H_{атм} - p_{п.н}/\gamma - H^I_{sн}}{[v^2_0/(2g)]_н},$$

где $H_{атм}-p_п/\gamma=H_a$ — приведенное барометрическое давление;

$$H_a - H^I_{sн} = (H_a - H^I_{sм})\,(v_{0н}/v_{0м})^2;$$

$$\frac{v^2_{0н}}{v^2_{0м}} = \frac{n^2_н}{n^2_м}\,\frac{D^2_н}{D^2_м}.$$

Итак, пользуясь коэффициентом кавитации σ_1, можно найти высоту всасывания $H^I_{sн}$ натуры по модели.

Формула пересчета при моделировании с учетом кавитационного подобия запишется в виде

$$\frac{(H_a - H_s)_н}{(H_a - H_s)_м} = \frac{(n^2D^2)_н}{(n^2D^2)_м}. \quad (2.16)$$

Эта формула подобия не позволяет определить величины, улучшающие качество насоса с кавитационной точки зрения.

Тома предложил принять за скорость v_0 в формуле (2.15) выражение $v_1=\sqrt{2gH}$, т. е. $\sigma_н=(H_a-H_s)/H$. Эта формула широко распространена и применяется в практике проектирования осевых насосов и турбин, так как в нее входят только внешние характеристики машины.

Однако значение $\sigma_н$ сильно изменяется в зависимости от машины. У быстроходных машин значения $\sigma_н$ велики (так как мал напор). У тихоходных высоконапорных машин значения $\sigma_н$ малы. Диапазон изменения $\sigma_н$ составляет от сотых долей до единицы.

С. С. Руднев предложил использовать величину, характеризующую скорость на входе в колесо:

$$v_0 = \frac{Q}{D^2_0} = \frac{1}{K^2_{вх}}\sqrt[3]{Qn^2},$$

т. е. скорость на входе в колесо пропорциональна $\sqrt[3]{Qn^2}$. Подставив в формулу (2.15) вместо скорости v_0 выражение $\sqrt[3]{Qn^2}$, получим:

$$\sigma_q = \frac{H_a - H_s}{(Qn^2)^{2/3}/(2g)}. \quad (2.17)$$

Выражение (2.17) удобно, поскольку в него входят только параметры технического задания. Критические значения σ_q постоянны и не зависят от типа насоса. Для насоса средних кавитационных качеств $\sigma_q \approx 0{,}02$.

Преобразуем формулу (2.17), введя коэффициент C:

$$n\sqrt{Q} \leqslant C\left(\frac{H_a - H_s}{10}\right)^{3/4},$$

где

$$C = \left(\frac{2g\cdot 10}{\sigma_q}\right)^{3/4}.$$

При $\sigma_q=0{,}02$ $C=1000$.

Значение коэффициента кавитации C_I для первого критического режима в насосах нормальной конструкции равно 900—1100. В литературе приводятся данные о достигнутых значениях $C_I=1300\div1500$.

В технической литературе коэффициент C часто называют *кавитационным коэффициентом быстроходности*, так как

$$C = \frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{H_a - H_s}{10}\right)^{3/4}}. \quad (2.18)$$

Выражение для C структурно похоже на выражение для n_s и может быть преобразовано к виду

$$C = \frac{5{,}62n\sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}. \quad (2.19)$$

Значения C можно также вычислять по номограмме рис. 2.12. Для определения $C_{кр}$ вместо Δh подставляют значения $\Delta h_{крI}$.

С. С. Рудневым предложена формула для определения минимального кавитационного запаса энергии на всасывании:

$$\Delta h_{крI} = 10\left(\frac{n\sqrt{Q}}{C_{кр}}\right)^{4/3}. \quad (2.20)$$

Значения $C_{кр}$ определяются на основании анализа выполненных насосов.

Повысить кавитационные качества насосов можно следующими способами:

увеличение числа лопастей рабочего колеса с высоким n_s или уменьшение в колесах с низким n_s приводит к уменьшению динамического падения давления на входе ($\Delta h_{крI}$).

Увеличение D_0 приводит к уменьшению v_0, а уменьшение β_1 — к уменьшению w_1 и соответственно $\Delta h_{крI}$. Оптимальное значение угла β_1 с точки зрения улучшения антикавитационных качеств лежит в пределах $\beta_1=$

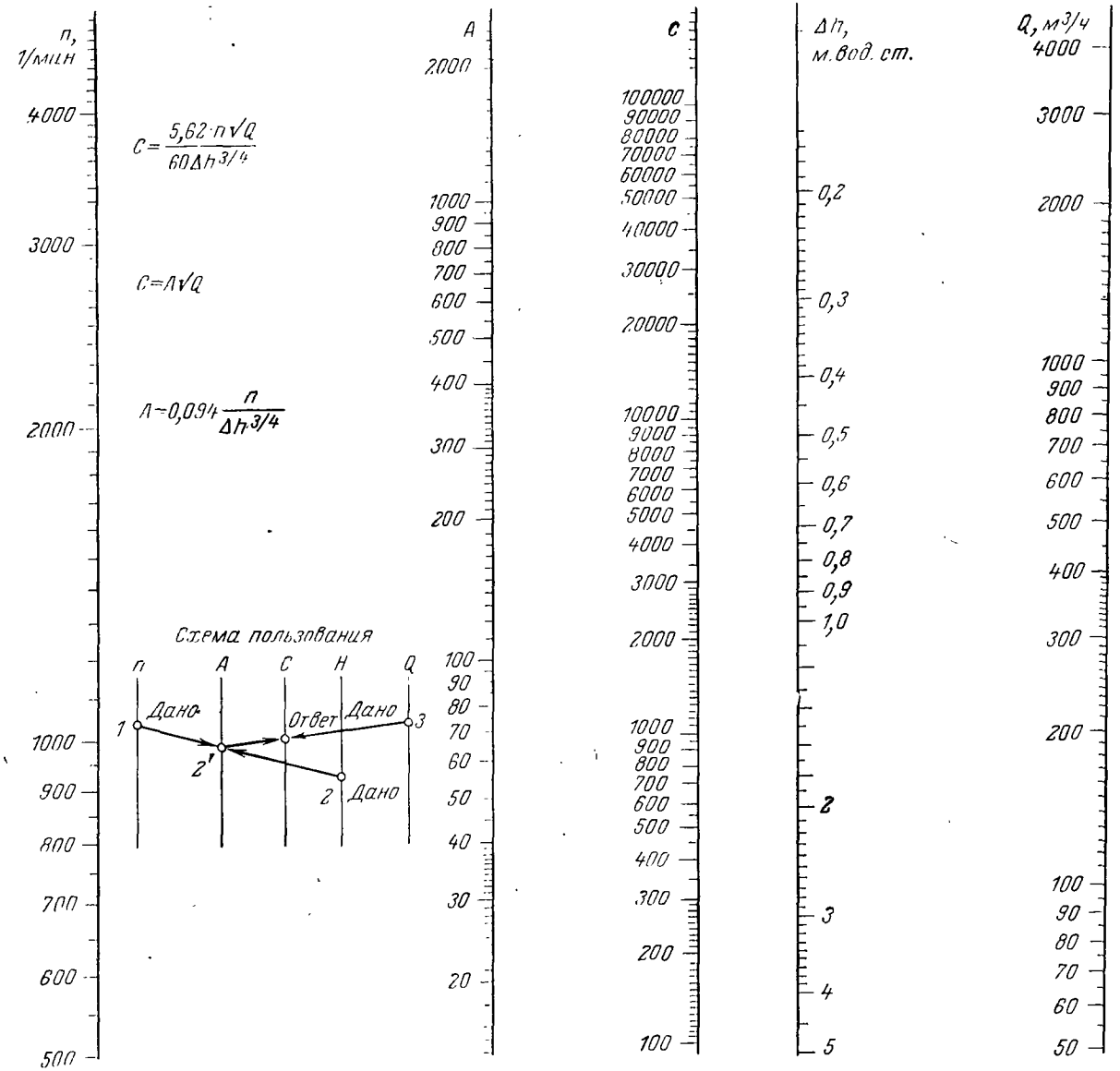


Рис. 2.12. Номограмма для определения *C*.

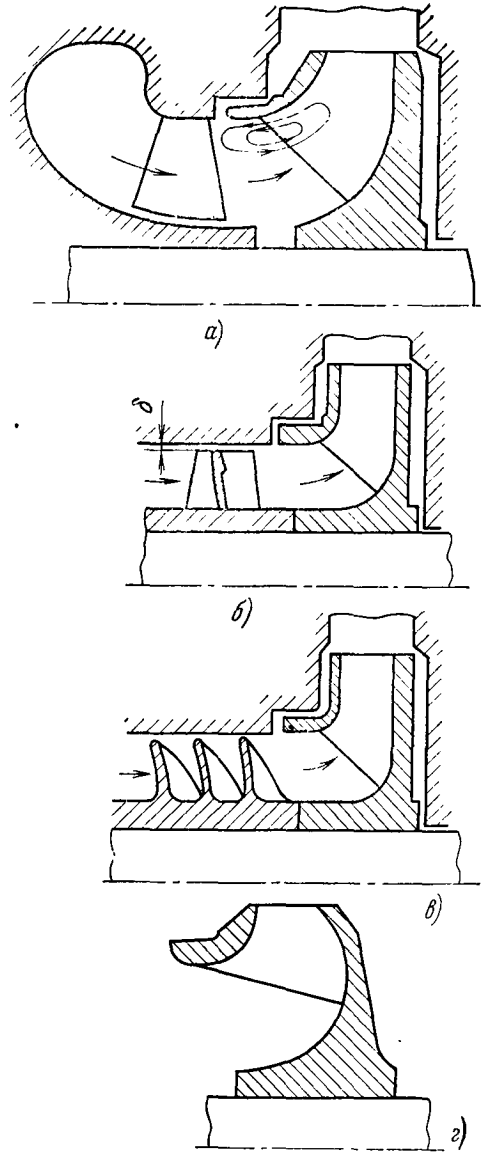


Рис. 2.13. Конструктивные пути повышения кавитационных качеств насосов.

$=18\div20°$. Для уменьшения $\Delta h_{крI}$ необходимо обеспечить равномерное распределение скоростей на входе в рабочее колесо.

Входные элементы лопастей рабочего колеса могут быть спроектированы таким образом, что они будут создавать вторичные токи на входе, которые будут подкручивать основной поток непосредственно перед входом на лопасть. Предварительное закручивание потока за счет внутренней энергии снижает $\Delta h_{крI}$. Для предотвращения закрутки всего потока, что связано с большой затратой энергии, устанавливаются неподвижные лопатки (рис. 2.13,*а*). Применение такой конструкции позволяет получить колеса с $C_{кр}=1200\div1500$. Закрутка потока внешними силами (направляющий аппарат) приводит к увеличению $\Delta h_{крI}$.

Эффективным мероприятием является установка перед рабочим колесом первой ступени предвключенного осевого колеса (рис. 2.13,*б*) или шнека (рис. 2.13,*в*). Предвключенное устройство создает дополнительный подпор на входе в центробежное колесо, обеспечивая его бескавитационную работу. Само же предвключенное устройство работает в условиях развитой кавитации или суперкавитации, что несмотря на применение специальных материалов приводит к кавитационному его разрушению. Для уменьшения кавитационных разрушений приходится применять ряд мероприятий, несколько снижающих гидродинамические качества предвключенных устройств. Эффективным мероприятием является увеличение радиального зазора δ между лопастями и втулкой или выполнение клиновидного уступа на тыльной стороне лопасти.

Применение предвключенных колес позволяет довести значения $C_{кр}$ до 3000 и более.

Применение бочкообразной формы меридианной проекции с отношением площадей входа на лопасть и площади входной воронки $F_1/F_0=2\div2{,}5$ снижает $\Delta h_{кр}$ за счет уменьшения нагрузки на входные элементы лопасти (рис. 2.13,*г*). Входная кромка при этом заостряется, что приводит к срыву потока с поверхности лопасти и нарушению картины потенциального потока. При этом не возникает характерного минимума эпюры давлений при обтекании лопасти. Значение $C_{кр}$ для таких колес доходит до 2200. Заостренная кромка отрицательно сказывается на долговечности работы колеса. Кроме того, такая форма меридианной проекции не способствует достижению высокого к. п. д. рабочего колеса.

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

3.1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ НАСОСАМ

В ГОСТ оговариваются ряд общих технических требований, предъявляемых к энергетическим насосам ТЭС (питательным, конденсатным, сетевым и др.), с учетом специфических условий эксплуатации и повышенных показателей надежности, экономичности и долговечности. Энергетические насосы производятся и поставляются в климатическом исполнении 5 категорий (ГОСТ 15150-69). Наружные поверхности насосов имеют стойкие лакокрасочные покрытия, отвечающие ГОСТ 9032-74. Группа надежности насосов оговаривается ГОСТ 6134-71.

Насосы исполняются в ремонтопригодном исполнении[1]. Ресурс конденсатных насосов с подачей 20 м³/ч и питательных насосов с подачей до 150 м³/ч не менее 16 тыс. ч до капитального ремонта, для остальных энергетических насосов — не менее 20 тыс. ч. Гарантийный срок эксплуатации для конденсатных насосов (с использованием запчастей) устанавливается 12 мес со дня ввода их в эксплуатацию, для других энергетических насосов — не менее 24 мес. Гарантии имеют силу при условии соблюдения заказчиком правил транспортирования, хранения, монтажа и эксплуатации, оговоренных в сопроводительной технической документации.

В ГОСТ 13168-69 предусматривается консервация на заводе-изготовителе неокрашенных деталей насосов, запчастей, инструмента и приспособлений со сроком годности в течение 24 мес. Насосы, комплектующие узлы и детали упаковываются в ящик (ГОСТ 2991-76 и ГОСТ 10198-78). Маркировка транспортной тары производится по ГОСТ 14192-77. Насосы и крупногабаритные узлы могут отправляться заказчику без упаковки в ящики — на деревянных полозьях. Все отверстия насосов, входной и выходной патрубки должны быть защищены пробками или заглушками. Ответственные разъемы насосов пломбируются. Транспортирование насосов допускается любым видом транспорта необходимой грузоподъемности в соответствии с группой условий хранения 1 (ГОСТ 15150-69). Хранение насосов и комплектующих деталей должно производиться по группе 2 (ГОСТ

[1] Все виды ремонтов, кроме капитального, могут выполняться силами ремонтного персонала электростанций.

15150-69), приборов КИП и автоматики — по группе Л.

На каждом насосе прикрепляется табличка (ГОСТ 12971-67), содержащая следующие данные: наименование или товарный знак изготовителя, условное обозначение насоса, масса насоса, год изготовления, порядковый номер насоса по системе нумерации изготовителя, клеймо технического контроля.

На каждом насосе имеется стрелка, указывающая направление вращения ротора. В насосах, масса которых превышает 1000 кг, на плитах предусмотрены регулирующие устройства для выставки их на фундаменте при монтаже, а также предусматриваются места для установки уровня.

Роторы насосов в сборе балансируются динамически. Конструкция подшипников должна исключать возможность попадания масла в систему дренажа или слива конденсата. В конструкциях конденсатных насосов приняты специальные меры, препятствующие насыщению конденсата кислородом. Соединительные муфты агрегатов имеют ограждения, исключающие самопроизвольное их снятие.

По требованию охраны труда персонала уровень шумности насосных агрегатов не должен превышать уровень шумности привода более чем на 2 дБ. Среднее квадратичное значение виброскорости корпусов подшипников не должно превышать 11 мм/с.

В комплект насосного агрегата (кроме насоса) входят: контрольно-измерительные приборы, запасные части, специальный инструмент и приспособления, вспомогательное оборудование, комплект эксплуатационной документации.

3.2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ НАСОСЫ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТЭС

Современные блоки ТЭС комплектуются турбинами единичной мощностью по 300, 500, 800 МВт с котлами паропроизводительностью 640, 950 и 2500 т/ч. На атомных электростанциях освоены и эксплуатируются блоки единичной мощностью в 440 и 1000 МВт.

Рост параметров пара и единичных мощностей турбоустановок приводит к увеличению мощности главных циркуляционных, питательных, циркуляционных, конденсатных и других насосов.

По назначению, характеру работы, роду перекачиваемой жидкости и параметрам на ТЭС и АЭС используются центробежные и осевые насосы различной конструкции. Это центробежные насосы низкого, среднего и высокого давления; одноступенчатые насосы с односторонним и двусторонним всасыванием, одно- и многоступенчатые насосы для чистой воды и радиоактивной среды, насосы для жидкометаллического теплоносителя и др.

Блочная схема выдвигает новые требования, которые усложняют и повышают ответственность основного насосного оборудования ТЭС и АЭС.

Для того чтобы представить в целом роль питательных, конденсатных и сетевых насосов на современных ТЭС, рассмотрим принципиальные тепловые схемы электростанций. Для питания котлов с рабочим давлением пара в 10 МПа используются серийно выпускаемые электронасосы 9Ц-12,5Ц-10 (ПЭ-270-150) и турбонасосы ОВПТ-270. Для питания котлоагрегатов с рабочим давлением пара в 13 МПа используются питательные насосы с гидромуфтами ПЭ-250-185, ПЭ-380-185/200, ПЭ-720-185/200. Для котлов с рабочим давлением пара 24 МПа созданы, находятся в эксплуатации и в серийном производстве электро- и турбонасосы типа ПТН-1150-340, ОСПТ-1150-340, ПЭ-600-300, ПЭН-600-320. Этими насосами комплектуют блоки в 300 МВт. Разработано и создано оборудование блоков единичной мощностью 500 и 800 МВт, для которых требуются питательные насосы с подачами 950 и 1500 м^3/ч и с давлением 35 МПа.

На рис. 3.1 изображена принципиальная тепловая схема отечественного энергоблока 300 МВт. Главной особенностью питательной установки блоков 300 МВт и более является наличие специального турбопривода для главного питательного насоса со 100%-ной подачей при пускорезервном электронасосе с 50%-ной подачей питательной воды.

Группа конденсатных насосов состоит из насосов первого и второго подъемов. В блоке 300 МВт конденсат поступает в конденсатные насосы первого подъема типа КсВ-500-85 (при подпоре $\Delta h=1{,}6$ м и частоте вращения $n=1000$ 1/мин). С напором $H=85$ м конденсат отводится в конденсатоочистительное устройство и затем поступает в конденсатные насосы второго подъема типа КсВ-500-220 с частотой вращения $n=1500$ 1/мин, подпором $\Delta h=2{,}5$ м и напором $H=220$ м. После группы конденсатных насосов питательная вода через подогреватели низкого давления (ПНД) с температурой около 438 К направляется в деаэратор закрытого типа с противодавлением 0,63 МПа. Из деаэраторного бака питательная вода поступает в группу предвключенных насосов типа ПД-650-160 (3 шт.) с 50%-ной подачей ($Q=650$ м^3/ч, $H=160$ м, $\Delta h=18$ м, $n=3000$ 1/мин) каждый. Предвключенный насос обеспечивает кратковременную работу главного турбонасоса со 100%-ной подачей до включения резерва. Подогреватели высокого давления (ПВД) располагаются за группой питательных насосов — главного типа ПТН-11500-340 и пускорезервного типа ПЭ-600-300. Цикл завершается нагнетанием питательной воды через ПВД в котел.

На рис. 3.2 изображена упрощенная тепловая схема отечественного блока

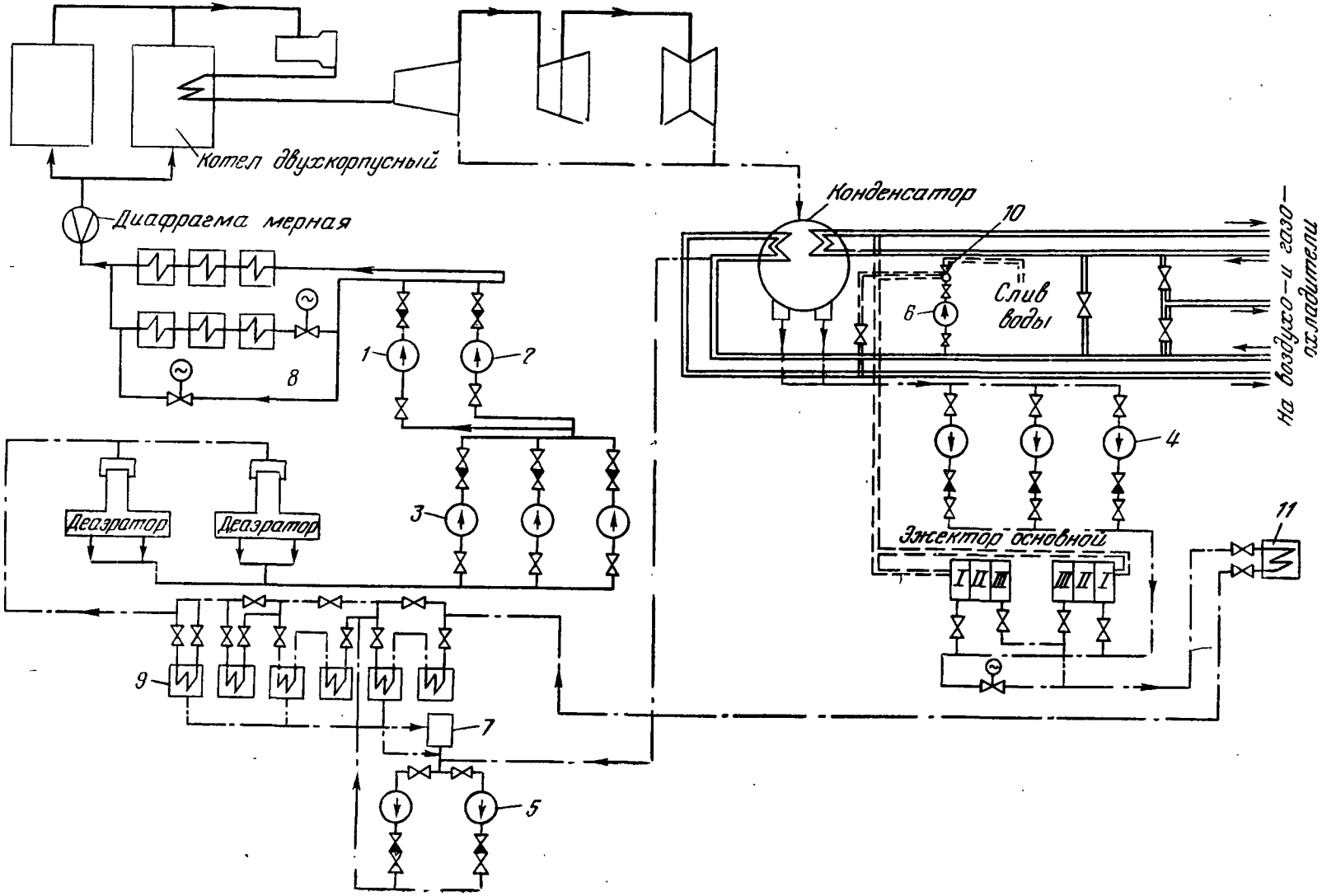


Рис. 3.1. Принципиальная схема отечественного энергоблока 300 МВт.

1 — турбопитательный насос ОСПТ-1150; *2* — питательный насос пускорезервный; *3* — предвключенный насос 12ПД-8; *4* — конденсатные насосы 16КСВ-10×5; *5* — дренажный насос 10КС-9×6; *6* — насос циркуляционной воды 12НДС; *7* — расширительный бак; *8* — подогреватель питательной воды высокого давления; *9* — подогреватель питательной воды низкого давления; *10* — эжектор пусковой; *11* — охладитель газоохладителей и конденсатный ОВ-140.

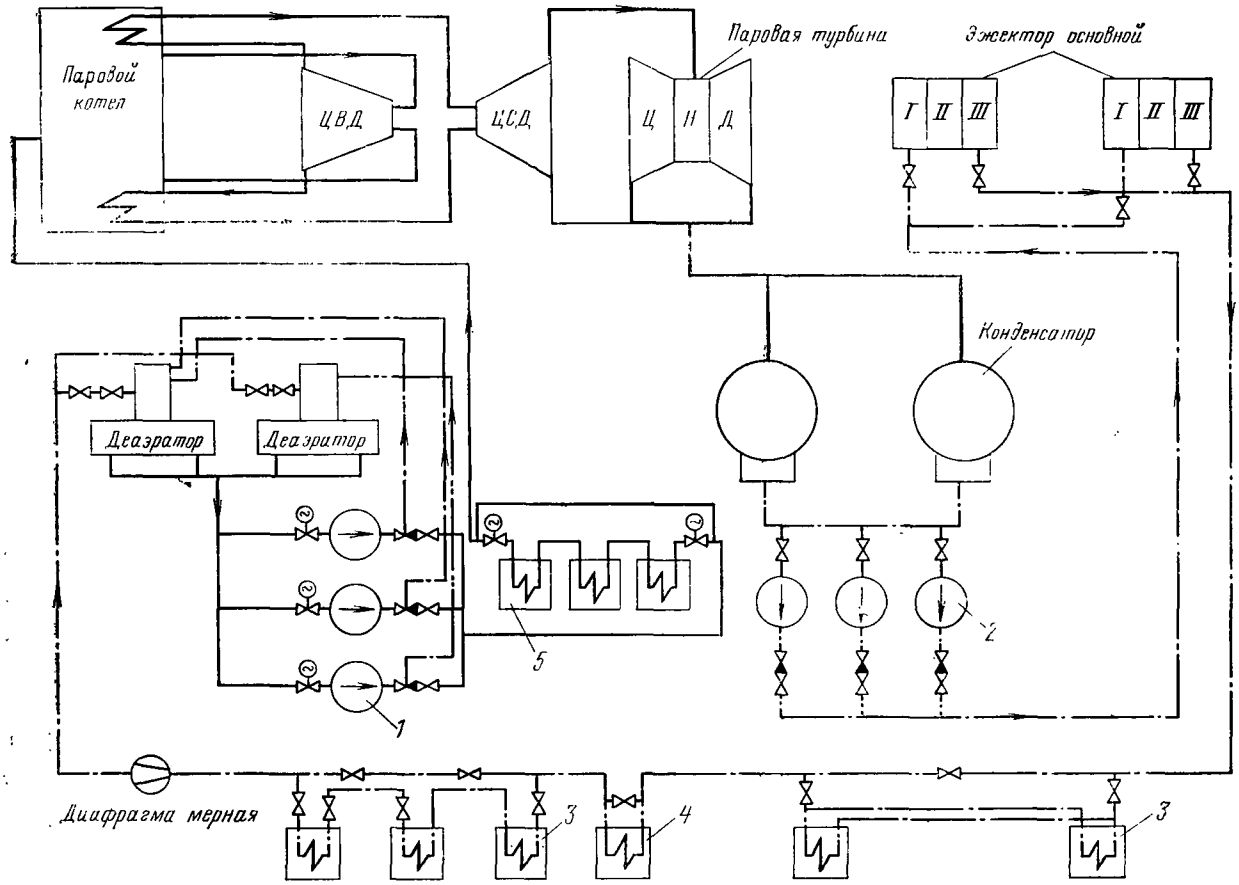


Рис. 3.2. Схема водоснабжения блока 200 МВт.

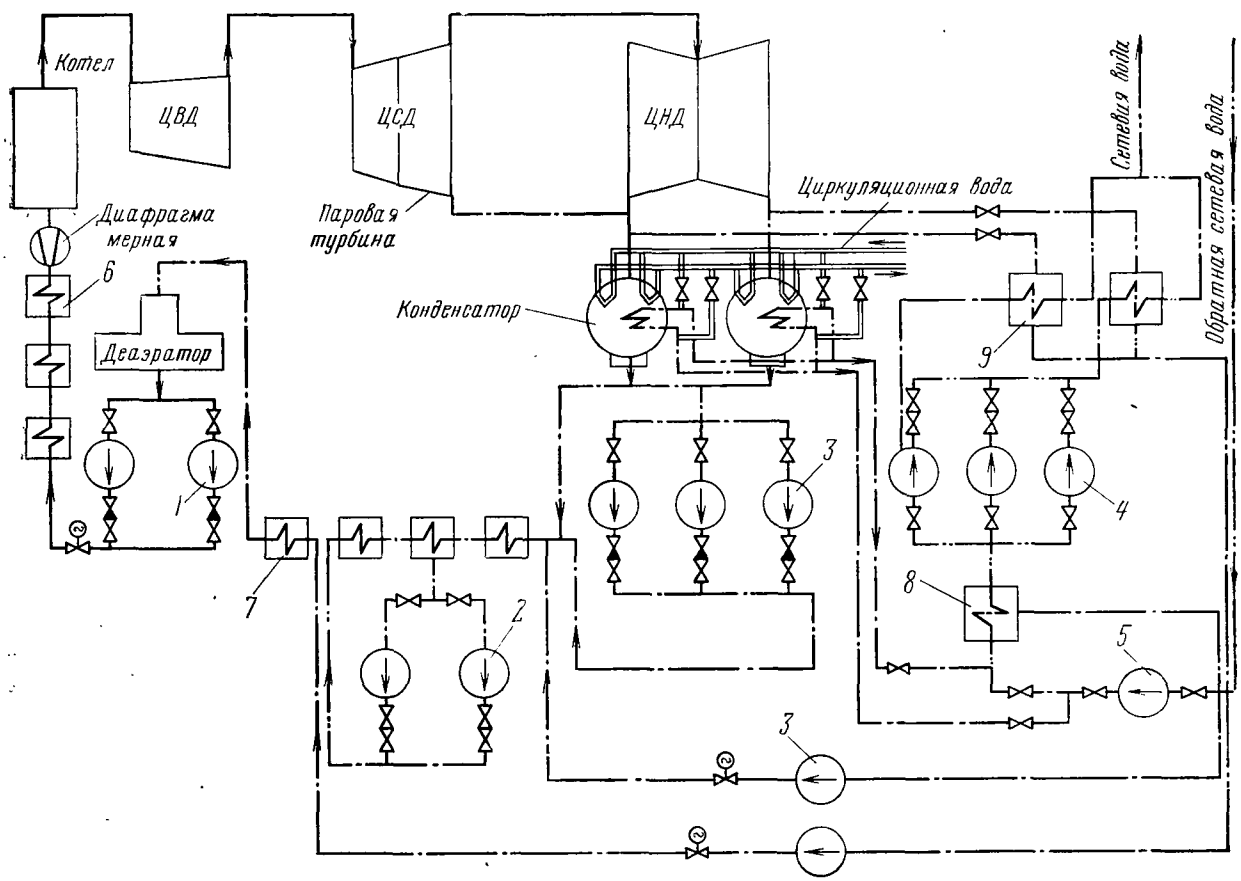


Рис. 3.3. Схема водоснабжения установки 100 МВт.

200 МВт. Конденсат поступает в конденсатные насосы *2* типа КсВ-200-220, затем через эжекторы *3* и подогреватели низкого давления *4* с температурой около 438 К направляется в деаэраторный бак закрытого типа с протнводавлением 0,63 МПа. Из деаэратора питательная вода насосами *1* типа ПЭ-380-200/185 (3 шт. с 50%-ной подачей каждый) нагнетается через подогреватели высокого давления (ПВД) *5* в котел.

В схеме теплофикационной установки 100 МВт (рис. 3.3) группа конденсатных насосов включает основные насосы *3* типа КсВ-200-220 (4 шт.), а также два дополнительных *2* — типа 6Кс-7×3. Размещение подогревателей низкого давления (ПНД) *7* и подогревателей высокого давления (ПВД) *6* такое же, как в конденсационных блоках 200 и 300 МВт. Группа питательных насосов типа ПЭ-500-180 (2 шт.) имеет 100%-ный резерв. Группа сетевых насосов *4* типа СЭ-500-180 (3 шт.) обеспечивает питание теплофикационных сетей за счет подогрева воды в бойлерах Б-1 *8* и Б-2 *9* греющим конденсатом. Циркуляцию обратной сетевой воды поддерживает подпорный насос *5* типа 20НДс, включенный в теплофикационную сеть.

3.3. КОНСТРУКТИВНАЯ СХЕМА И ТИП ПРИВОДА НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Требующиеся рабочие параметры насосных агрегатов ТЭС определяются нагрузками парогенератора или реактора.

Для питательных агрегатов ТЭС существенное значение имеет тип привода, определяемый производительностью и давлением парового котла.

Насосы небольших мощностей комплектуются асинхроннымн двигателями. Регулирование подачи производится изменением частоты вращения, осуществляемым гидромуфтой.

Для теплофикационных электростанций с параметрами пара 10—14 МПа применяются питательные насосы с электро- и турбоприводом. Тип привода определяется условиями работы ТЭС [17]. Для больших мощностей питательного насоса (более 8000 кВт) в качестве привода нспользуется турбина, позволяющая производить прямое регулирование частоты вращения.

Для пускорезервных питательных насосов, которые по условиям работы котла должны иметь продолжительность запуска в работу 15—20 с, применение турбопривода встречает серьезные затруднения.

Пускорезервные питательные насосные агрегаты блоков мощностью выше 300 МВт рассчитаны, как правило, для обеспечения 50%-ной нагрузки турбины и комплектуются по схеме: электродвигатель — гидромуфта — редуктор — питательный насос. Такая система обеспечивает надежный и быстрый пуск блока, а также перевод блока при необходимости на пониженную нагрузку (насосные агрегаты ПЭ-600-300, ПЭН-600-320).

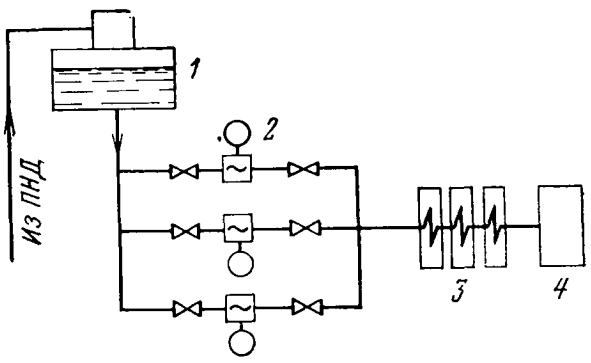


Рис. 3.4. Безбустерная схема питания котла.
1 — деаэратор; *2* — рабочие и резервные насосы по 50% подачи; *3* — подогреватели питательной воды высокого давления; *4* — котел.

Основными вопросами при создании питательных установок для новых мощных энергоблоков являются определение необходимой подачи и давления, количества рабочих и резервных насосов, выбор типа и мощности приводных двигателей и определение конструктивной схемы насоса и агрегата в целом.

Для блоков 150 н 200 МВт получила распространение безбустерная схема питания котла с двумя питательными насосами 100%-ной нагрузки или тремя питательными насосами 50%-ной нагрузки (рис. 3.4) [11].

Для турбин мощностью до 200 МВт мощность питательного насосного агрегата не превышает 6000 кВт, поэтому в данном случае получил распространение электропривод (кроме резервных турбоприводных питательных насосов).

Питательный насосный агрегат с электроприводом мощностью до 6000—8000 кВт более прост, экономичен и имеет меньшие габариты, чем турбоприводный насосный агрегат для аналогичных условий.

С развитием мощных блоков (300 МВт и более) и повышением давлений свежего пара до 24 МПа увеличились единичная мощность и давление нагнетания питательных насосов. Для обеспечения высоких параметров пара необходим переход к высокооборотным насосам. Увеличение частоты вращения питательных насосов приводит к разделению питательного насосного агрегата на бустерный и главный насосы, так как высокая частота вращения требует увеличенного подпора на всасывании (рис. 3.5). Обоснованием для разделения на бустерный и основной насосы являются также следующие обстоятельства. По строительным соображениям высоту установки деаэратора стремятся выполнить минимальной. Разницу высоты деаэратора и подпора питательного насоса большей частью принимают в узких пределах. Если необходимый подпор питательного насоса больше

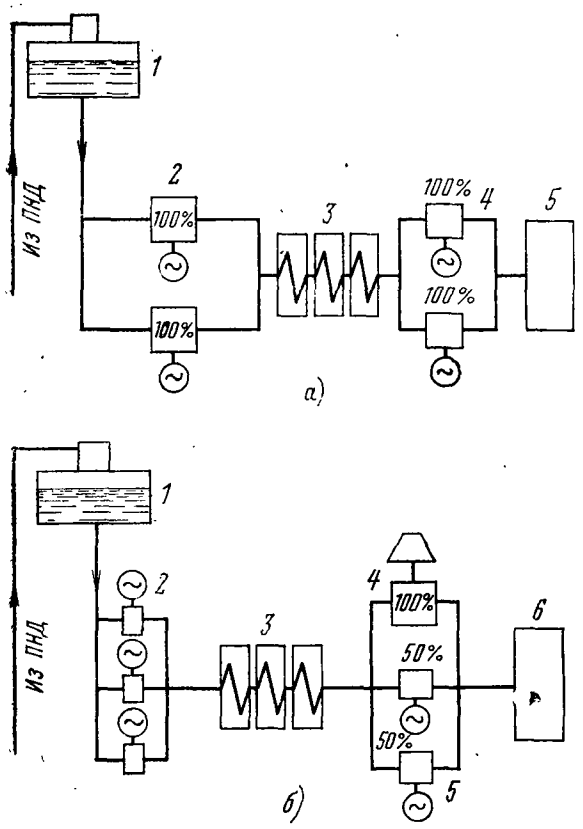


Рис. 3.5. Схема питания котла с бустерными и главными питательными насосами.

а — с электронасосами: *1* — деаэратор; *2* — два бустерных насоса по 100% нагрузки; *3* — подогреватели питательной воды; *4* — два питательных насоса по 100% нагрузки; *5* — котел; *б* — с турбонасосом; *1* — деаэратор; *2* — три бустерных насоса по 50% нагрузки; *3* — подогреватели питательной воды; *4* — главный питательный турбонасос; *5* — два пусковых резервных питательных электронасоса по 50% нагрузки; *6* — котел.

высоты установки деаэратора, возникает необходимость путем разделения питательного насоса на низкооборотный бустерный (предвключенный) и высокооборотный (основной) насосы привести подпор в соответствие с высотой установки деаэратора.

Стремление иметь более надежные и менее дорогие конструкции подогревателей высокого давления также может быть причиной для разделения питательного насоса и включения подогревателей высокого давления «в рассечку» между предвключенным и главными насосами.

Ряд зарубежных фирм считает размещение подогревателей «в рассечку» более экономичным решением лишь для блоков мощностью 100—500 МВт. Для блоков мощностью 500 МВт и более размещение подогревателей «в рассечку» считается менее экономичным. Поэтому несмотря на разделение питательных агрегатов на бустерные и главные насосы в этих случаях подогреватели высокого давления устанавливают за группой питательных насосов.

В настоящее время в отечественной теплоэнергетике для всех типов установок принято расположение питательных насосов между деаэраторами и подогревателями высокого давления. Схема с установкой подогревателей высокого давления «в рассечку» между двумя ступенями подъема питательных насосов на электростанциях Советского Союза широкого распространения не получила и при сооружении новых ТЭС не применяется.

Для блоков мощностью более 300 МВт турбопривод, включенный в тепловую схему, считается почти универсальным приводом насоса, работающего со 100%-ной нагрузкой. При этом турбина приводится в действие паром после промежуточного перегрева, что повышает экономичность блока; увеличив частоту вращения центробежного насоса, можно сократить число ступеней и диаметры рабочих колес при данном напоре. Кроме того, высокая частота вращения также выгодна и для турбины, так как улучшается ее к. п. д., уменьшаются размеры и стоимость. Насос с приводом от турбины можно установить в подвальном помещении, а не в машинном отделении, поэтому для требуемого подпора высоту деаэратора можно уменьшить, что также дает экономию в стоимости строительства.

Применение турбинного привода для мощных насосных агрегатов дает возможность повысить полезную мощность ТЭС на 1—2% вследствие уменьшения расхода электроэнергии на собственные нужды.

До последнего времени регулирование питания котлов, а следовательно, и работы электронасосов производилось дросселированием в питательных клапанах котлов. Этот способ неэкономичен и вызывает значительный износ арматуры, поскольку в ней дросселируется значительный напор.

Например, при подаче $0{,}5Q_{опт}$ в установках с давлением пара 14 МПа должно гаситься 7 МПа. Поэтому целесообразен переход к качественному регулированию — введению в состав агрегата гидравлической муфты. При паротурбинном приводе не нужны редуктор и гидромуфта, снижающие экономичность агрегата; регулировать частоту вращения можно непосредственно турбоприводом.

Применение единичного питательного турбонасоса на полную производительность котла имеет свои особенности, которые следует учитывать при выборе типа привода насоса, так как в этом случае надежность работы блока полностью зависит от надежности питательного насоса и его турбопривода. При этом на установке должен быть предусмотрен пусковой насос с электроприводом, что осложняет процесс пуска в работу главной турбины. Поэтому для блоков 300 МВт и более получила распространение основная схема:

котел, турбогенератор, главный пита-

тельный насос полной подачи с одним пускорезервным насосом половинной подачи (см. рис. 3.5);

в качестве привода главного насоса используется отдельная паровая турбина.

Пускорезервный насосный агрегат выполнен по схеме: электродвигатель — гидромуфта — редуктор — питательный насос.

Место и роль конденсатных, циркуляционных и сетевых насосов в современных теплосиловых установках ТЭС специального пояснения не требуют. Следует отметить, что связанное с применением закритических параметров пара включение в тепловую схему станции блочной обессоливающей установки (БОУ) привело к появлению конденсатных насосов второго подъема. Такое решение вносит дополнительное усложнение в схему основного конденсата на участке от конденсатора до деаэратора, однако позволяет применить фильтры для обессоливающей установки на более низкое рабочее давление, что существенно снижает стоимость и металлоемкость этих фильтров и установки в целом. Увеличение единичной мощности энергоблоков с блочной компоновкой оборудования привело к увеличению мощности и габаритов конденсатных насосов и потребовало новых решений в области повышения всасывающей способности насосов. В связи с этим возникла необходимость создания принципиально новых конструкций указанных насосов. Например, переход от горизонтальных конденсатных насосов к вертикальным позволяет решить задачу уменьшения занимаемой площади, исключить одно уплотнение, повысить всасывающую способность первой ступени конденсатного насоса.

Основные технические характеристики и габаритные размеры конденсатных насосов приводятся в разд. 5.

В последнее время на ряде установок мощностью 300 МВт проходит опытную эксплуатацию схема с подогревателями низкого давления смешивающего типа. Целесообразность перехода на такую схему определяется прежде всего необходимостью исключения из тракта конденсата латунных трубок с целью предотвращения выноса меди, которая в установках на закритические параметры отлагается в проточной части турбины, образуя трудноудаляемый с поверхности лопаток слой. Кроме того, подогреватели смешивающего типа имеют более простую и надежную в эксплуатации конструкцию, а также являются аппаратами, в которых можно организовать деаэрацию конденсата.

На береговых насосных станциях ТЭС преимущественное распространение (в качестве циркуляционных) получили вертикальные осевые насосы с неподвижными (тип О) и поворотными (тип ОП) лопастями рабочего колеса.

Параметры циркуляционных насосов определяются рядом факторов:

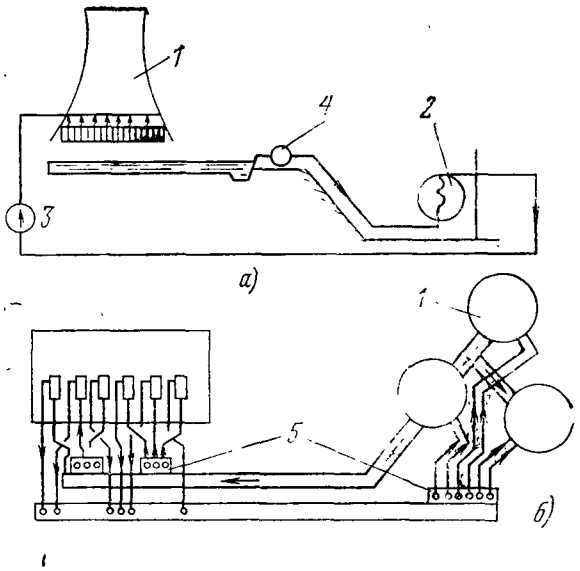


Рис. 3.6. Одноступенчатая (*а*) и двухступенчатая (*б*) схемы включения циркуляционных насосов.

***1* — градирня; *2* — конденсатор; *3—5* — насосы.**

выбранной схемой циркуляции (рис. 3.6);

работой по прямоточной схеме (на реке) с большими колебаниями уровня нижнего бьефа или работой на водохранилище (незначительное колебание уровня нижнего бьефа);

работой непосредственно на конденсатор или градирню.

Так как осевые насосы по кавитационным характеристикам требуют значительного заглубления, это вызывает увеличение капитальных затрат на строительство насосных станций. В будущем, возможно, получат широкое применение насосы диагонального типа с поворотными лопастями рабочего колеса. Их использование позволит повысить среднеэксплуатационный к. п. д., существенно улучшит всасывающую способность, уменьшит капитальные затраты на строительство. Работы по разработке диагональных циркуляционных насосов проводятся ВНИИгидромаш совместно с институтом Sigma (ЧССР).

3.4. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ АЭС

Основное насосное оборудование АЭС обеспечивает циркуляцию теплоносителя, рабочего тела и охлаждающей среды. В связи с высокими требованиями к чистоте теплоносителя и рабочего тела их циркуляция обеспечивается в замкнутых контурах. По числу контуров могут быть одноконтурные, двухконтурные, не полностью двухконтурные и трехконтурные АЭС.

У одноконтурных АЭС теплоноситель выполняет функции рабочего тела. Теплоноситель и рабочее тело у двух- и трехконтурных АЭС имеет раздельные контуры.

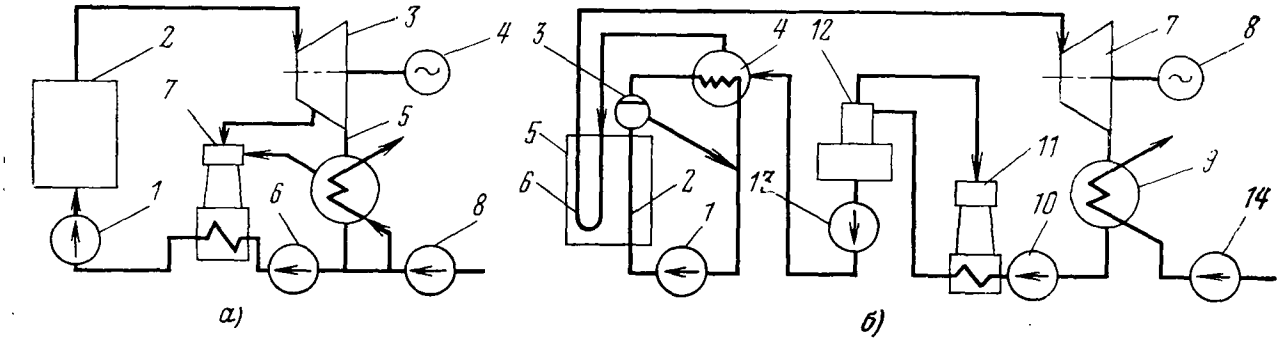


Рис. 3.7. Принципиальная схема АЭС с паротурбинной установкой.
а — **одноконтурная;** *б* — **не полностью двухконтурная.**

На рис. 3.7,*а* показана схема одноконтурной АЭС с принудительной циркуляцией. Циркуляционный насос *1* прокачивает теплоноситель (рабочее тело) через реактор *2*, где рабочее тело преобразуется в пар и затем поступает в турбину *3*, вращающую электрогенератор *4*. Пар, отработанный в турбине, конденсируется в конденсаторе *5* и затем конденсатным насосом *6* нагнетается через пароструйный эжектор *7* на всасывание циркуляционного насоса *1*. Конденсацию рабочего тела (теплоносителя) обеспечивает циркуляционный насос *8*, подающий охлаждающую воду в трубную систему конденсатора.

На рис. 3.7,*б* показана схема не полностью двухконтурной АЭС. Первый контур главного циркуляционного насоса (ГЦН) состоит из: ГЦН *1*, испарительных каналов *2*, барабана-сепаратора *3*, паровой коммуникации между барабаном-сепаратором и парогенератором *4* и водяной коммуникации между парогенератором и ГЦН. Пар, образовавшийся в реакторе *5*, осушается в барабане-сепараторе *3* и поступает в парогенератор *4*, где конденсируется. Конденсат поступает в ГЦН и затем в испарительные каналы реактора. Насыщенный пар, образовавшийся в парогенераторе *4*, поступает в перегревательные каналы *6* реактора и затем поступает в паровую турбину *7*, вращающую электрогенератор *8*. Насыщенный пар, поступающий из парогенератора в реактор для перегрева и последующего поступления в турбину, являясь одновременно теплоносителем и рабочей средой, образует второй контур. Отработаный в турбине пар конденсируется в конденсаторе *9* с помощью насоса охлаждения *14*. Конденсат насосом *10* прокачивается через охладнтель эжектора *11* в деаэратор *12*. Деаэрированная питательная вода питательным насосом *13* нагнетается в парогенератор. Таким образом, второй контур своей паровой частью проходнт через реактор. В первом контуре через реактор циркулирует пароводяная смесь. Пар в пароперегревательных каналах *6* второго контура менее радиоактивен, поэтому оборудование второго контура (насосы, эжектор) работает в условиях слабой радиоактивности.

В двух- и трехконтурных АЭС может применяться жидкий или газообразный теплоноситель. В случае двухконтурной АЭС с водяным теплоносителем в первом реакторном контуре циркуляции обеспечивается ГЦН, работающему аналогично ГЦН в не полностью двухконтурной АЭС. Общее давление в реакторном контуре с водяным теплоносителем достигает на некоторых АЭС 20 МПа. Давление в контуре поддерживается с помощью компенсаторов объема и необходимо для предотвращения вскипания теплоносителя.

Схема двухконтурной АЭС с водяным теплоносителем представлена на рис. 3.8,*а*. ГЦН *9* подает теплоноситель (воду) в реактор *1*. Образовавшийся в реакторе пар поступает в парогенератор *10*, где конденсируется и возвращается на всасывание ГЦН. Напор ГЦН рассчитывается на преодоление динамических потерь в реакторном контуре. Давление в контуре, как отмечалось, поддержнвается компенсатором объема *11*. Пар, образовавшийся в парогенераторе, поступает во второй контур, который не имеет радиоактивной части, поэтому требования к оборудованию второго контура представляются такие же, как к оборудованию ТЭС.

Трехконтурные схемы (рис. 3.8,*б*) применяются на АЭС с быстрыми реакторами, где в качестве теплоносителя может применяться жидкий натрий, активно реагирующий с водой. Для исключения в аварийных условиях контакта радиоактивного натрия с водой вводится промежуточный (второй) контур. Циркуляция теплоносителей радиоактивного жидкого натрия (первый контур) и жидкого натрия второго контура обеспечивается соответственно ГЦН-1 и ГЦН-2. Давление в контурах поддерживается с помощью инертного газа (аргона) в компенсаторах объема на относительно невысоком уровне (0,15 МПа в первом контуре).

Схема одноконтурной АЭС с принудительной циркуляцией газового теплоносителя (рабочего тела) представлена на рис. 3.9,*а*.

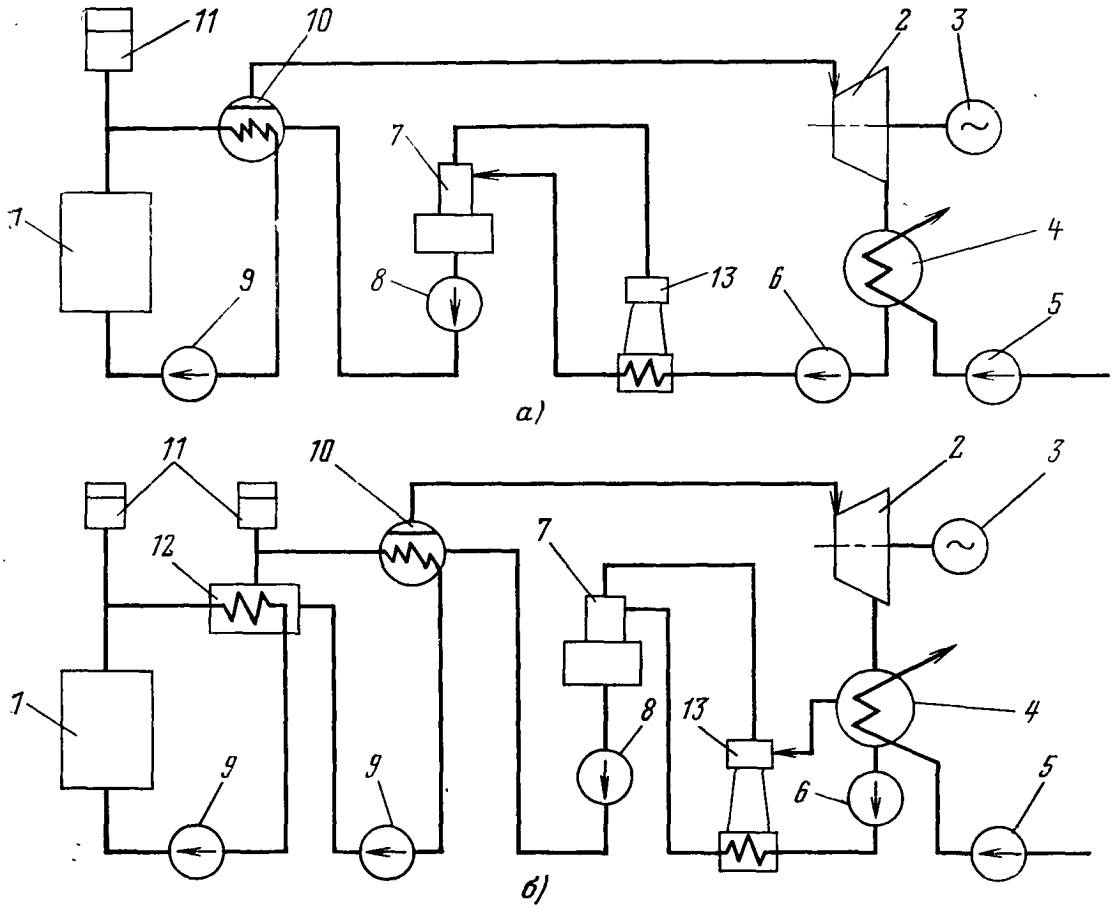


Рис. 3.8. Принципиальные схемы многоконтурных АЭС.

а — двухконтурная; *б* — трехконтурная; *1* — реактор; *2* — паровая турбина; *3* — электрогенератор; *4* — конденсатор; *5* — циркуляционный насос; *6* — конденсатный насос; *7* — деаэратор; *8* — питательный насос; *9* — ГЦН; *10* — парогенератор; *11* — компенсатор объема; *12* — теплообменник; *13* — пароструйный эжектор.

Нагретый в реакторе *1* газ поступает в газовую турбину *2*, приводящую в действие компрессор *3* и электрогенератор *4*. Из турбины отработанный газ проходит через регенеративный теплообменник *5*, отдавая часть своей теплоты газу, направляемому после сжатия в компрессоре в реактор. Отработанный в турбине газ перед сжатием в компрессоре дополнительно охлаждается в теплообменнике *6*. Охлаждение газа перед компрессором необходимо для уменьшения затрат энергии на сжатие. Циркуляция охлаждающей воды в теплообменнике обеспечивается насосом *7*.

В одноконтурных газожидкостных схемах АЭС с быстрыми реакторами в качестве теплоносителя могут использоваться диссоциирующие газы, такие как четырехокись азота (N_2O_4). В схеме на рис. 3.9,*б* газообразная четырехокись азота, нагретая в реакторе *1*, поступает в ЦВД *2* газовой

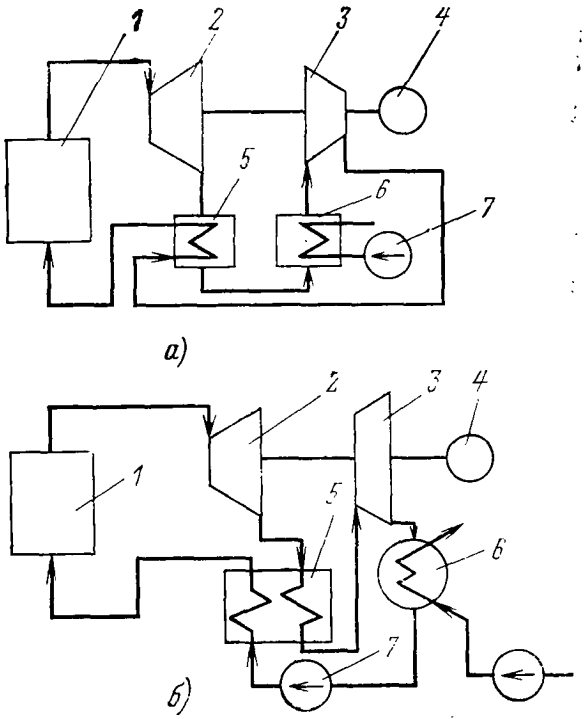


Рис. 3.9. Принципиальная схема одноконтурной АЭС.

а — с циркуляцией газового теплоносителя; *б* — с циркуляцией газожидкостного теплоносителя типа N_2O_4.

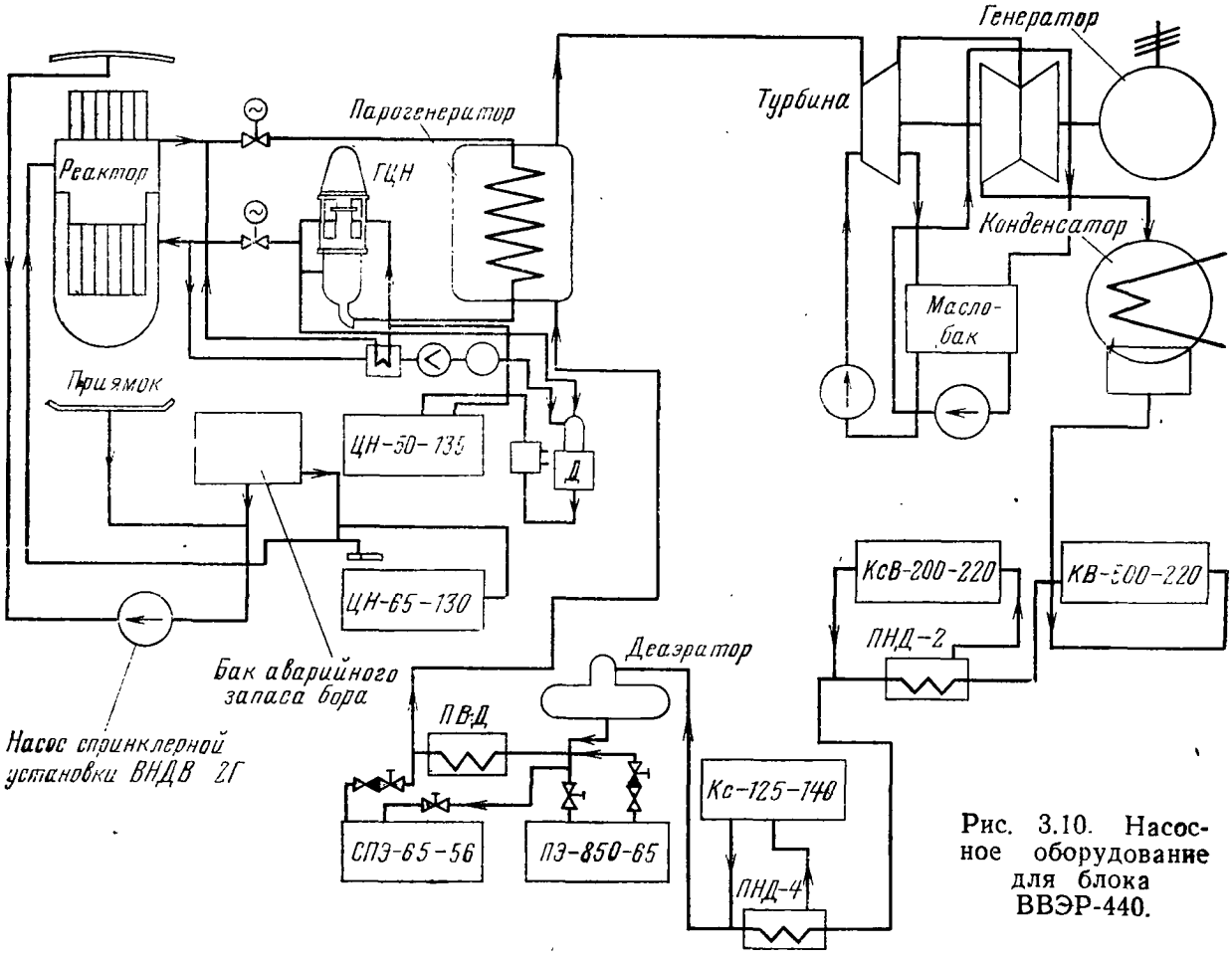


Рис. 3.10. Насосное оборудование для блока ВВЭР-440.

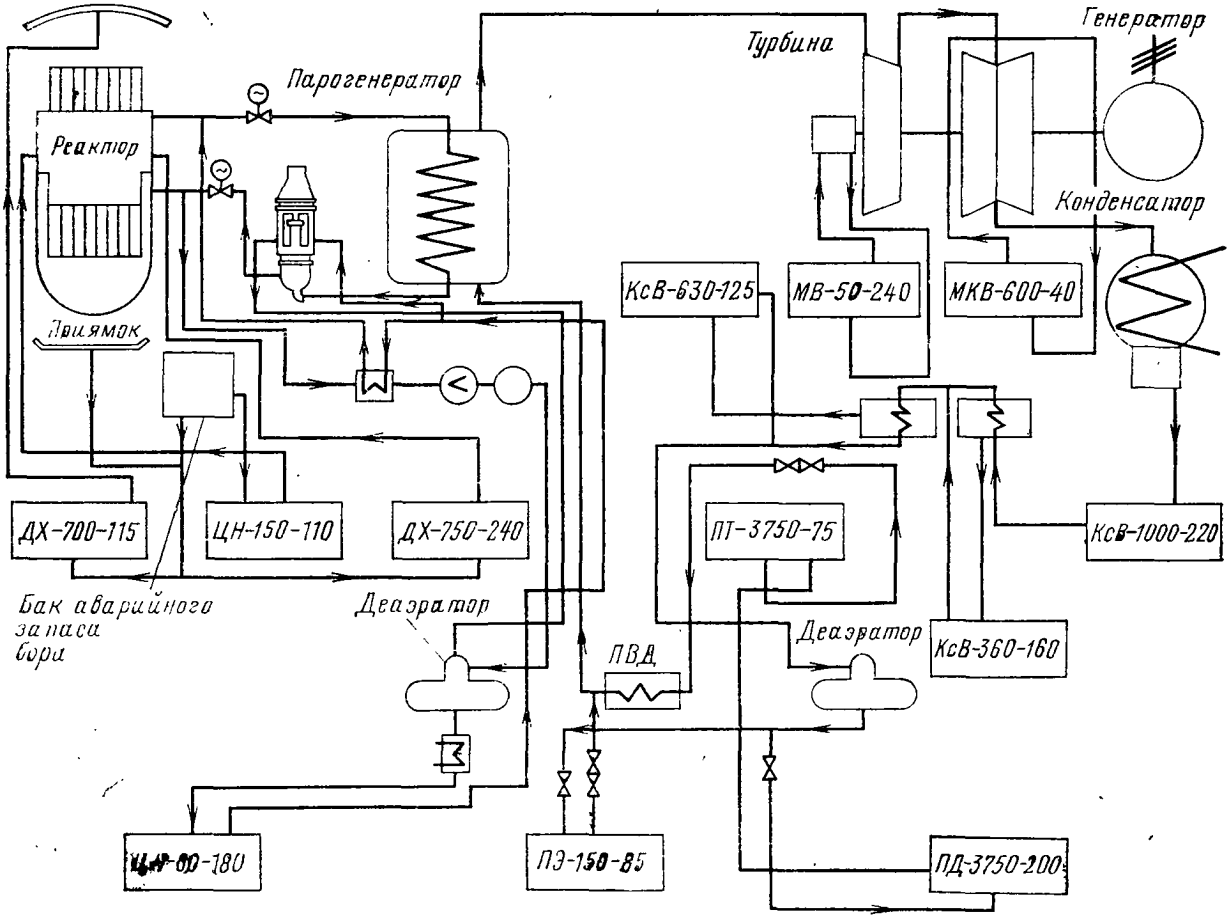


Рис. 3.11. Насосное оборудование для блока ВВЭР-1000.

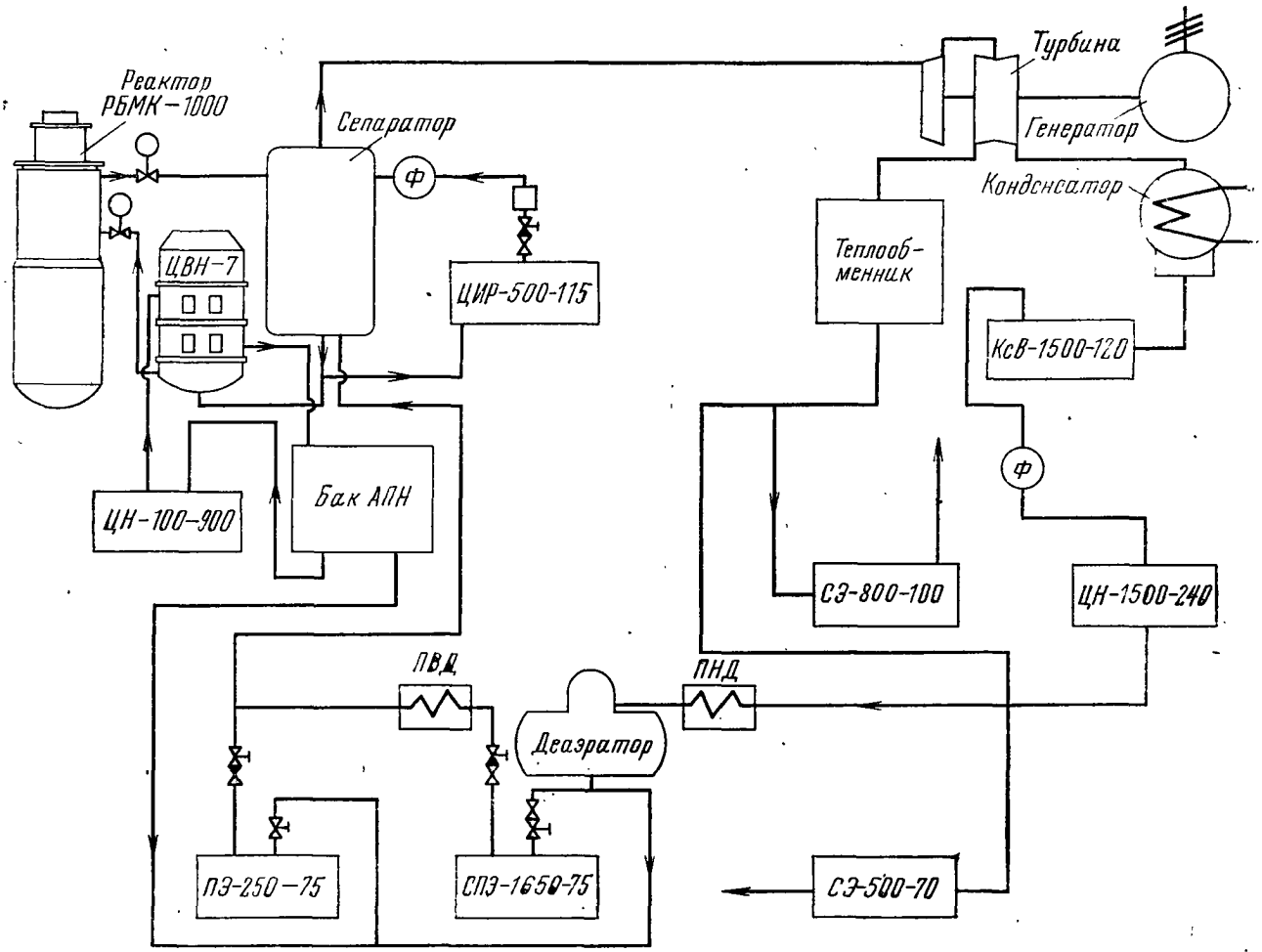


Рис. 3.12. Насосное оборудование для блока **РБМК-1000.**

турбины, который совместно с ЦНД *3* вращает электрогенератор *4*. Отработанный газ из ЦВД поступает в ЦНД, предварительно пройдя через подогреватель *5*. После ЦНД газообразная четырехокись азота конденсируется в конденсаторе *6* и конденсатным насосом *7* направляется через регенеративный подогреватель в реактор.

На рис. 3.10—3.12 изображены схемы отечественных энергоблоков ВВЭР-440, ВВЭР-1000, РБМК-1000, выполненных по двухконтурной схеме. Первый контур ГЦН подает теплоноситель (воду) в реактор. Образовавшийся в реакторе пар поступает в парогенератор, где конденсируется и возвращается на всасывание ГЦН. Схема второго контура достаточно проста и дополнительного пояснения не требует.

3.5. ОСНОВНОЕ НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ АЭС

Основные группы оборудования АЭС перечислены в табл. 3.1, где указаны ориентировочно параметры машин и аппаратов и параметры перемещаемой среды. Различное назначение, условия и параметры работы отдельных групп машин и аппаратов определяют конструктивные особенности оборудования. Физические свойства теплоносителя и рабочего тела оказывают существенное влияние на конструкцию и выбор материалов их эксплуатации.

Насосы различных схем основного энергетического цикла АЭС принадлежат к лопастным машинам. В конденсаторных установках паротурбин большинства АЭС обычно используют и пароструйные эжекторы.

К I (основной) группе относятся главные циркуляционные насосы, обеспечивающие циркуляцию теплоносителя. В большинстве действующих АЭС это водяные насосы. На АЭС с быстрыми реакторами могут быть натриевые насосы (подгруппы 1.3), которые разделяются на насосы первого и второго контуров. На ГЦН затрачивается 1—4% электроэнергии, вырабатываемой на АЭС.

Главные циркуляционные насосы для воды. Так как ГЦН обеспечивают циркуляцию теплоносителя через активную зону реактора, то они подают воду с наибольшей радиоактивностью и температурой.

Наведенная радиоактивность воды и частичный радиолиз ее в условиях облуче-

Таблица 3.1

Основные характеристики насосов АЭС

Номер группы оборудования	Наименование	Назначение	Характеристика перемещаемой среды		Параметры оборудования			Конструктивная схема оборудования
			Радиоактивность	Температура, К	Давление на входе, МПа	Подача, м³/ч	Напор, м	
Iа	Главные циркуляционные насосы (ГЦН)	Обеспечение циркуляции теплоносителя (воды) в одноконтурных АЭС	Радиоактивная	573	До 15	10 000	До 150	ГЦН — одноступенчатые, рабочее колесо диагональное, осевое. Струйные аппараты — одноступенчатые, двухступенчатые
Iб	ГЦН	Обеспечение циркуляции теплоносителя—воды на двухконтурных и не полностью двухконтурных АЭС	Радиоактивная	523—573	10—20	250—30 000	50—100	ГЦН — одноступенчатые. Рабочее колесо центробежное или диагональное, одно- или двухпоточное, или осевое. Расположение вертикальное
Iв	ГЦН	Обеспечение циркуляции теплоносителя—натрия на трехконтурных АЭС:						ГЦН — одноступенчатые. Рабочее колесо центробежное или одно- или двухпоточное. Расположение вертикальное
		а) первого контура	Радиоактивная	503—553	0,15—0,19	3000—9000	70—110	
		б) второго контура	Нерадиоактивная	503—553				
IIа	Питательные насосы (главные)	Подача питательной воды из деаэратора в парогенератор (или в реактор)	Слаборадиоактивная	433—438	2,5	50—4000	500—1800	Многоступенчатые. Рабочее колесо центробежное. Расположение горизонтальное
IIб	Бустерные насосы (предвключенные)		То же	433—438	0,6—0,7	50—4000	200—500	Одноступенчатые. Рабочее колесо центробежное, одно- или двухпоточное

Номер группы оборудования	Наименование	Назначение	Характеристика перемещаемой среды		Параметры оборудования			Конструктивная схема оборудования
			Радиоактивность	Температура, К	Давление на входе, МПа	Подача, м³/ч	Напор, м	
III	Конденсатные насосы	Подача конденсата из конденсатора в деаэратор:						Многоступенчатые. Рабочее колесо центробежное. Расположение вертикальное
		а) на одноконтурной АЭС	Слаборадиоактивная	297—310	0,003—0,006	50—1500	110—240	
		б) на двухконтурной АЭС	Нерадиоактивная	—	—	—	—	
IV	Конденсатопитательные насосы	Подача конденсата N_2O_4 из деаэратора в реактор (одноконтурная схема)	Радиоактивная	297—303	0,13—0,17	—	До 1800	—
V	Циркуляционные насосы	Обеспечение циркуляции охлаждающей воды (технической) через конденсаторы и другие устройства	Нерадиоактивная	283—293	0,1	1000—65 000 и более	20—100	Одноступенчатые. Рабочее колесо: центробежное, двухпоточное с горизонтальным валом или однопоточное с вертикальным валом; осевое
VI	Пусковые пароструйные эжекторы	Создание разрежения в конденсаторе при пуске турбоагрегата путем отсоса воздуха	Нерадиоактивная	298—303	0,1	300—600 кг/ч	Степень повышения давления 5—10	Одноступенчатые с центральным расположением рабочего сопла
VII	Основные эжекторы (пароструйные или водоструйные)	Поддержание вакуума в конденсаторе путем отсоса паровоздушной смеси:						Пароструйные — двух- или трехступенчатые. С центральным расположением рабочих сопл с промежуточными охладителями пара. Водоструйные одноступенчатые
		а) на одноконтурной АЭС	Радиоактивная	297—310	0,003—0,005	100—500 кг/ч	Степень повышения давления 30—40	
		б) на двухконтурной АЭС	Нерадиоактивная	—	—	—	—	

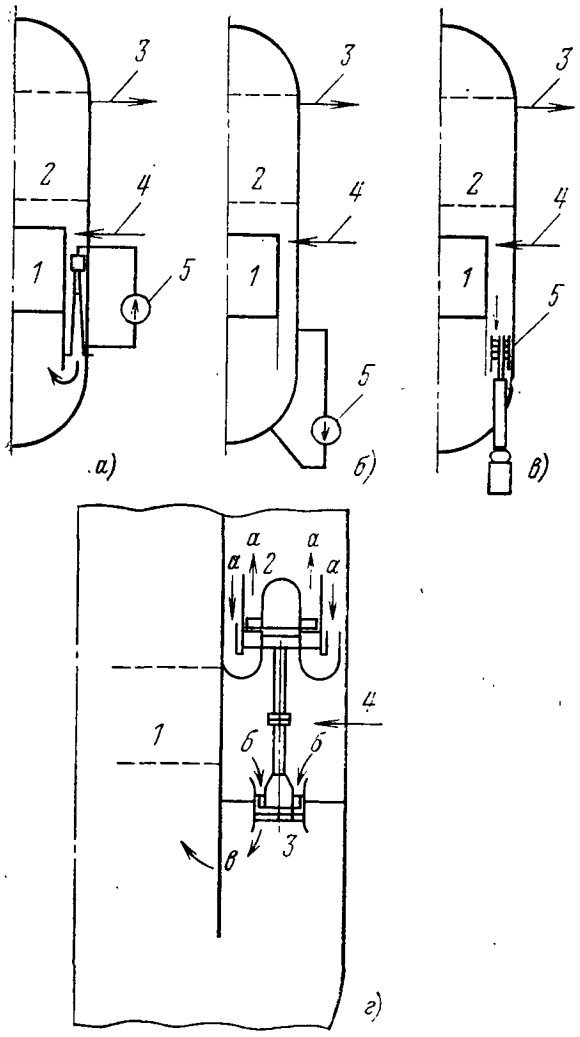


Рис. 3.13. Схемы циркуляционных насосных установок кипящих реакторов.

а — лопастный насос в комплекте со струйным насосом; *б* — внешний насос; *в* — внутренний (встроенный в корпус) насос осевого типа; *г* — ГЦН с паротурбинным приводом; *1* — активная зона; *2* — сепарационная зона; *3* — отвод пара к турбине; *4* — ввод питательной воды; *5* — циркуляционный насос.

ния, коррозийная активность, возрастающая с увеличением температуры, приводит к выполнению требований герметичности насоса, либо надежного, с минимальной утечкой, уплотнения зазоров между корпусом и валом. Требуется также тщательная очистка теплоносителя и дезактивация узлов при ремонтах. Высокое давление в коитуре приводит к толстостенным и металлоемким корпусным элементам насоса, а также весьма усложняет конструкцию уплотнений.

Изменение в процессе работы удельного объема воды (до 25% в интервале температур от 280 до 570 К) требует устройства компенсаторов объема и резервирования мощности приводных двигателей.

Параметры ГЦН и схемы устаиовок зависят от мощности и конструкции реактора.

Рассмотрим схемы включения ГЦН, применяемые на АЭС США.

В установках с кипящими реакторами применяются три схемы размещения ГЦН. В схеме, показанной на рис. 3.13,*б*, ГЦН размещается вне реактора. Он имеет толстостенный корпус, воспринимающий общее давление циркуляционного контура при полном исключении радиоактивных утечек в окружающую среду.

Схема на рис. 3.13,*в* отличается тем, что в ней используются циркуляционные насосы, встроенные в корпус реактора (внутренние насосы). При этом упрощается конструкция насоса, так как не требуется толстостенный корпус и отпадает необходимость во внешних трубопроводах.

В схеме на рис. 3.13,*а* в кольцевом пространстве реактора устанавливается ряд эжекторов, к соплам которых циркуляционным насосом подается вода под высоким давлением. В эжекторе происходит смешение воды, подаваемой в сопло и всасываемой из кольцевого пространства реактора. В диффузоре эжектора кинетическая энергия смешанного потока воды частично преобразуется в энергию давления и поток воды поступает в активную зону реактора. Обычно система рассчитывается таким образом, что циркуляционный насос прокачивает через сопла эжекторов треть циркуляционной массы, а две трети всасывается в приемную камеру эжекторов из кольцевого пространства реактора. Достоинством данной системы является уменьшение капитальных затрат на насосные установки, значительно сокращается протяженность трубопроводов и количество арматуры, повышается надежность установки в целом.

Во избежание вскипания воды и кавитации насосы устанавливают ниже уровня воды в реакторе на 9—10 м. Во всех трех системах лопастные насосы приводятся во вращение электроприводом.

Схема циркуляционных насосов с паротурбинным приводом была предложена в ФРГ фирмой Simens (рис.3.13,*г*).

Турбина размещается в паровом пространстве, а насос — в водяном пространстве с достаточным подпором с целью избежать кавитациоиных явлений в насосе. Стрелками *а* показано течение пара в турбине, стрелками *б* — направление движения воды к реактору и через насос, стрелкой *в* — поток воды к активной зоне реактора. Наряду с компактностью конструкции такие насосные агрегаты обладают свойством саморегулирования, так как подача и иапор насоса пропорциональны частоте вращения и расходу пара в турбине, т. е. соответственно тепловой мощности реактора.

В установках с реакторами под давлением устанавливается параллельно несколько насосов; каждый из них перекачивает воду через реактор и парогенератор, которые вместе с системой трубопроводов образуют отдельную петлю. Подача насоса каждой петли при данном значении общей подачи зависит от числа петель.

Таблица 3.2

Насосные установки АЭС

Основные данные	Реактор				
	ВВЭР-210	ВВЭР-365	ВВЭР-440	ВВЭР-500	ВВЭР-1000
Электрическая мощность блока, МВт	210	365	440	500	1000
Давление в корпусе реактора, МПа	10	10,5	12,5	16,5	16
Температура воды на входе в реактор, К	525	525	541	562	562
То же на выходе из реактора, К	546	553	574	595	595
Расход воды через реактор, м³/ч	36 500	49 500	39 000	38 000	76 000
Число петель главного реакторного контура, шт.	6	8	6	2	4
Подача главного циркуляционного насоса, м³/ч	$6{,}1\cdot10^3$	$6{,}2\cdot10^3$	$6{,}5\cdot10^3$	$19\cdot10^3$	$19\cdot10^3$
Напор главного циркуляционного насоса, м	40	50	50	50	84
Потребляемая насосом мощность, кВт	1650	1930	2260	—	4300
Скорость воды, м/с:					
в главных трубопроводах	7,7	10,0	9,6	9,8	9,3
во входных патрубках	9,3	10,0	9,6	9,8	9,3
в активной зоне	2,8	4,0	3,5	3,1	5,3
Средняя длительность межремонтного периода, ч	5000	20 000	15 000	—	—

Приведенные в табл. 3-2 данные по насосным установкам АЭС Советского Союза в блоках с реакторами под давлением типа ВВЭР показывают, что с изменением мощности реакторов изменяются рабочие параметры, условия работы и конструкции ГЦН.

Стремление к компактности установок в связи с экономическими соображениями привело к повышению скорости воды в трубопроводах ГЦН реакторного контура до 10 м/с.

В питательных трубопроводах максимальная скорость обычно не превышает 3,5 м/с. Выбор больших скоростей в трубопроводах повлиял на значения напора ГЦН.

При сравнительно небольших значениях гидравлического сопротивления в контурах теплоносителей напоры ГЦН изменяются в интервале 40—50 м (табл. 3.2), поэтому ГЦН выполняются одноступенчатыми. Подача насосов зависит от мощности АЭС, а при данной мощности — от числа петель. Мощности первых АЭС были невелики, а число петель значительно (до восьми), поэтому подачи были небольшими. В этих условиях применялись герметичные насосы.

У реакторов ВВЭР-210, ВВЭР-365 и ВВЭР-440 полностью исключались утечки из первого контура в окружающую среду. Все рабочие элементы ГЦП, включая и приводной электродвигатель, заключены в герметизированный корпус. Указанные насосы при низком к. п. д. (50—60%) конструктивно сложны, металлоемки и дорогостоящи, что заметно влияет на стоимость всей станции.

В связи с отмеченными недостатками герметичных насосов мощные АЭС с водя-

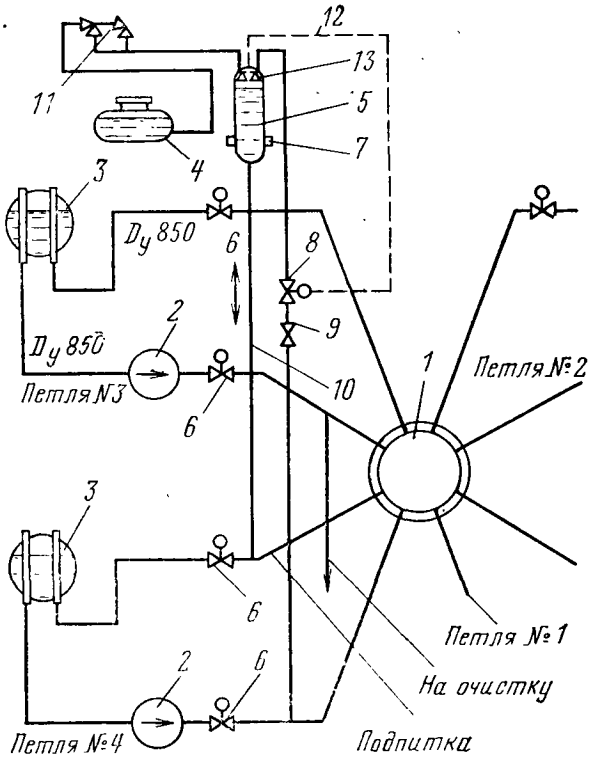


Рис. 3.14. Схемы включения ГЦН на АЭС с реактором ВВЭР-1000.

1 — водо-водяной реактор; *2* — ГЦН; *3* — парогенератор; *4* — барботажный бак; *5* — компенсатор объема; *6* — главные запорные задвижки; *7* — электронагреватель; *8* — регулирующий клапан; *9* — запорный клапан; *10* — присоединительная линия компенсатора к контуру; *11* — предохранительные клапаны; *12* — импульсная линия; *13* — впрыск воды.

ным теплоносителем комплектуются насосами с уплотнением вала (в месте выхода его из корпуса) с малыми контролируемыми утечками, организованно возвращаемыми в систему ГЦН. Приводной электродвигатель насосов примерно вдвое меньше стоимости герметичных насосов, а к. п. д. на 12—15% выше.

На рис. 3.14 приведена схема установки ГЦН с реактором корпусного типа, где из четырех имеющихся петель показаны две. На рисунке видны две части контура — общая (неотключаемая), содержащая реактор и участки трубопроводов между реактором и главными запорными задвижками, и отключаемая, в которую входят парогенераторы, насосы и соединительные трубопроводы между главными запорными задвижками. При остановке одного из ГЦН отключается данная петля для исправления повреждения, после чего снова включается в работу. Включение одной из петель приводит к снижению мощности всей реакторной установки без ее остановки. Таким образом, наличие нескольких петель дает возможность обойтись без резервных ГЦН.

Для компенсации изменения объема воды при изменении ее температуры имеется система компенсации объема, которая используется также для создания давления при пуске ГЦН, поддержания давления в контуре в процессе эксплуатации и ограничения изменения давления при аварии. Компенсатор объема в данной схеме — паровой. Применяются также газовые компенсаторы. Компенсатор объема включается в одну из петель между главной запорной задвижкой и реактором.

При нормальной эксплуатации регулирующий клапан *8* закрыт, а запорный *9* — открыт. При повышении температуры воды в контуре объем ее увеличивается и часть ее перетекает по присоединительной линии *10* в емкость компенсатора, уровень воды в нем поднимается и пар, заполняющий пространство над уровнем воды, сжимается. Сжатие пара сопровождается его частичной конденсацией, снижением температуры и давления. Так при малых изменениях температуры происходит самокомпенсация. При значительном повышении температуры давление в компенсаторе возрастает больше, чем при малом, и тогда автоматически открывается регулирующий клапан *8*, осуществляя впрыск в компенсатор из «холодной» нитки контура. В результате впрыска воды пар конденсируется, температура и давление в компенсаторе снижаются, что приводит к автоматическому закрытию регулирующего клапана. Для передачи импульса по давлению к регулирующему клапану существует импульсная линия *12*. При аварийном повышении давления срабатывают предохранительные клапаны *11*. При пусковых режимах, когда необходимо постепенно поднимать давление в контуре, включаются электронагреватели *7*.

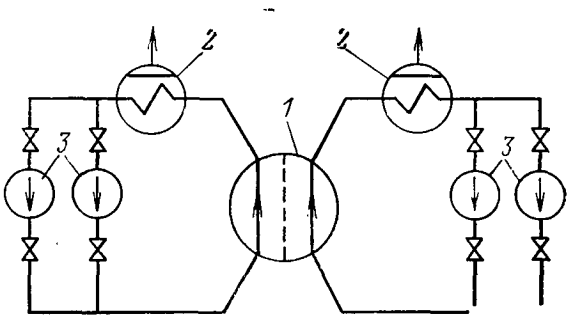


Рис. 3.15. Принципиальная схема второй очереди Белоярской АЭС.
1 — реактор; *2* — барабаны-сепараторы; *3* — ГЦН.

На второй очереди Белоярской АЭС с реактором канального типа принята схема с четырьмя ГЦН (рис. 3.15). Каждая пара насосов прокачивает теплоноситель через половину реактора и барабан-сепаратор. При отключении какого-либо насоса установка работает с половинной нагрузкой.

Компенсатор объема в данной схеме не нужен, так как компенсация осуществляется в паровом объеме реактора и барабан-сепараторов.

Герметичные и циркуляционные насосы для воды используются для диапазонов давлений в контуре до 20 МПа при температуре перегретой воды (до 588 К) и подаче до 6000 м³/ч. Создаваемый насосами напор не превышает 125 м, что обеспечивается одноступенчатой конструкцией ГЦН. Наибольшее распространение получили герметические насосы вертикального типа по условиям компоновки, удобства монтажа и обслуживания.

Для ГЦН нельзя применять материалы, продукты эрозии и коррозии которых могут получить стойкую наведенную радиоактивность с большим периодом полураспада. В первую очередь к таким материалам относится кобальт.

Наилучшими качествами по коррозийной стойкости обладают нержавеющие аустенитные стали. Могут также применяться высокохромистые стали (17—25% хрома).

Несмотря на усовершенствование конструкций герметичных насосов, они сохраняют свои основные недостатки: сложность и дороговизна конструкции, низкое значение к. п. д., сложность обслуживания и ремонта. Эти недостатки становятся особенно ощутимыми с ростом мощностей атомных реакторов и соответственно с ростом мощности ГЦН. Из табл. 3.2 видно, что подача ГЦН реактора ВВЭР-500 и ВВЭР-1000 по сравнению с реакторами ВВЭР-210 и ВВЭР-365 возрастает в 3 раза и достигает 19 тыс. м³/ч при неизменном напоре. Разработка таких крупных герметических насосов связана с большими трудностями. Поэтому возникла необходимость в разработке ГЦН принципиально нового типа.

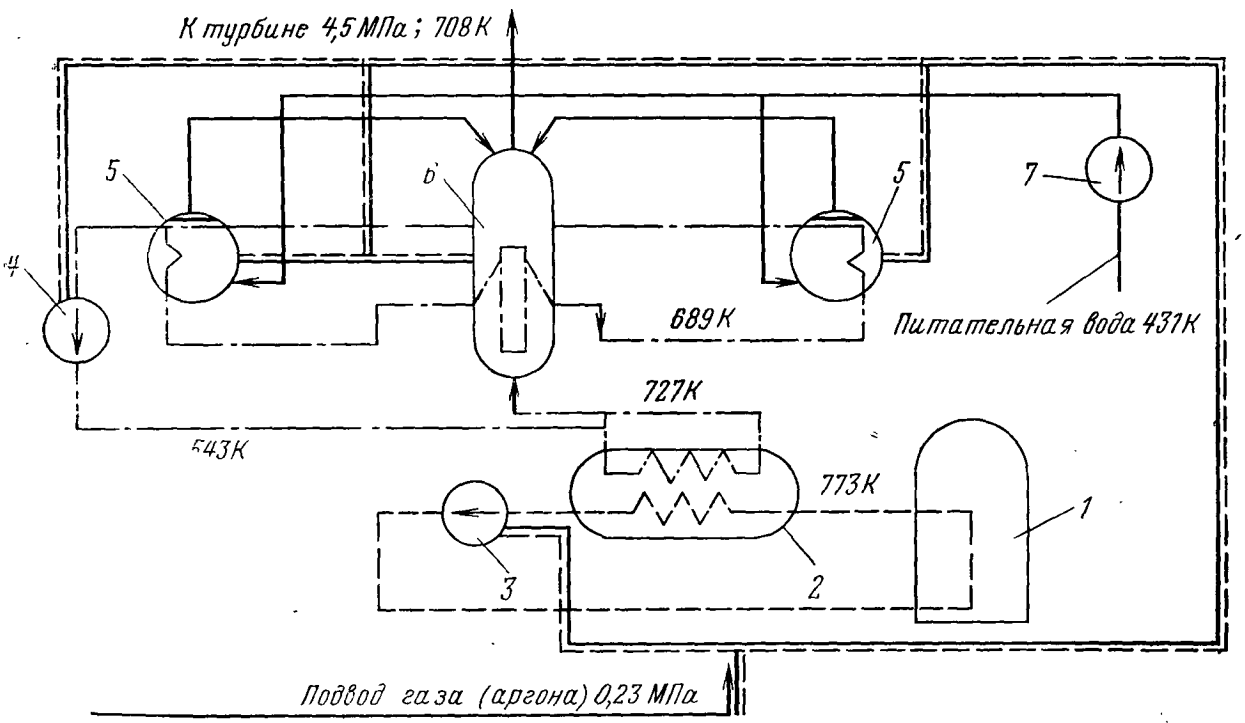


Рис. 3.16. Схема установки ГЦН первого и второго контуров на Шевченковской АЭС с реактором БЕ-350.

1 — реактор; *2* — теплообменник; *3* — ГЦН первого контура; *4* — ГЦН второго контура; *5* — испарители: *6* — пароперегреватель; *7* — питательный насос; — — — — — — первый натриевый контур; — • — • — • — второй натриевый контур; ═══ — газ; ——— — пар.

Главные циркуляционные насосы с уплотнением вала отличаются от герметичных тем, что приводной двигатель и насос разобщены, поэтому и теплоноситель циркулирует только через насос; вал насоса имеет концевое уплотнение при выходе его из корпуса. Радиоактивные утечки жидкости из насоса контролируются и возвращаются в контур.

Насосы с уплотнением вала обладают следующими преимуществами:

а) приводом может служить как турбина, так и электродвигатель обычного исполнения;

б) отсутствует контакт привода с радиоактивной средой, что облегчает его ремонт или замену при неисправности;

в) использование электродвигателя обычного исполнения приводит к значительному упрощению конструкции насосного агрегата и снижению его стоимости;

г) коэффициент полезного действия электропривода повышается за счет исключения потерь энергии в защитных втулках при герметизации ротора и статора электродвигателя и исключения гидравлического трения ротора при вращении в радиоактивной среде.

Недостатками насосов с уплотнением вала являются:

а) достаточно сложная конструкция узла уплотнения между вращающимся валом и неподвижным корпусом насоса;

б) необходимость вспомогательного устройства с высоким давлением для обеспечения работы уплотнения.

Насосы с такой конструктивной схемой могут обеспечивать подачу 20—45 тыс. м³/ч и напор 80—120 м при частоте вращения 1450 1/мин.

В г. Шевченко работает АЭС с реактором БН-350 с натриевым теплоносителем (рис. 3.16). Она имеет электрическую мощность 150 МВт.

Первый контур имеет биологическую защиту, циркуляция жидкого натрия в нем осуществляется ГЦН-1. Давление в контуре поддерживается с помощью газовой системы. Первый контур имеет шесть петель. Номинальная подача каждого насоса 3220 м³/ч, напор 110 м. Насосы второго контура рассчитаны на подачу 3850 м³/ч и напор 70 м. Высокая температура плавления натрия требует при пуске много времени для разогрева насосного оборудования и трубопроводов (до 5 нед). Особенно опасен контакт между радиоактивным натрием первого контура и водой, поэтому вводится промежуточный контур. Давление в промежуточном контуре поддерживается выше, чем в первом контуре, благодаря чему при нарушении плотности между контурами просачивание радиоактивного натрия в промежуточный контур исключается.

Жидкий натрий при определенной температуре растворяет компоненты твердой

фазы металлоконструкций. Растворенные компоненты переносятся потоком натрия в более холодные участки, где выпадают из раствора и кристаллизуются на стенках. В результате этих процессов некоторые элементы проточной части вырабатываются и их прочность снижается, а другие наращиваются и их первоначальная конфигурация изменяется, что может привести к нарушениям нормальной работы, в частности, к снижению к. п. д. насосов. Кроме того, выпадение кристаллов опасно для работы лабиринтных уплотнений и подшипников и приводит к уменьшению и закупорке проходных сечений. В результате сложных физико-химических процессов, протекающих в жидком натрии, элементы конструкции насосов теряют пластичность и становятся хрупкими.

Тяжелые условия работы металлов в среде горячего натрия вызывают повышенные требования к выбору материалов. Многочисленные исследования показали, что применение нержавеющих аустенитных сталей исключает все коррозионно-эрозионные проблемы, вплоть до температуры 873—973 К. Однако стали аустенитного класса дороги и имеют некоторые свойства, осложняющие технологию производства оборудования. В общем, проблему выбора материалов для оборудования, работающего с жидким натрием, нельзя считать решенной.

В связи с высоким коэффициентом теплопроводности [$\lambda = 59{,}1 \div 86{,}1$ Вт/(м·К) и низким значением коэффициента динамической вязкости ($\mu = 686 \cdot 10^{-6}$ Па·с)] натрия, необходимо, чтобы арматура насосных установок была стойкой против тепловых ударов и задираний.

Преимуществами натриевого теплоносителя по сравнению с водой является более высокая теплоемкость и более высокая температура насыщенного пара, что обеспечивает относительно меньшие расходы и давления в контурах (0,2 МПа в отличие от 20 МПа водяных АЭС); соответственно уменьшаются габариты и металлоемкость насосного оборудования, облегчается задача обеспечения герметичности контуров, исключается опасность возникновения кавитации, отпадает необходимость в толстостенных конструкциях насосов и трубопроводов.

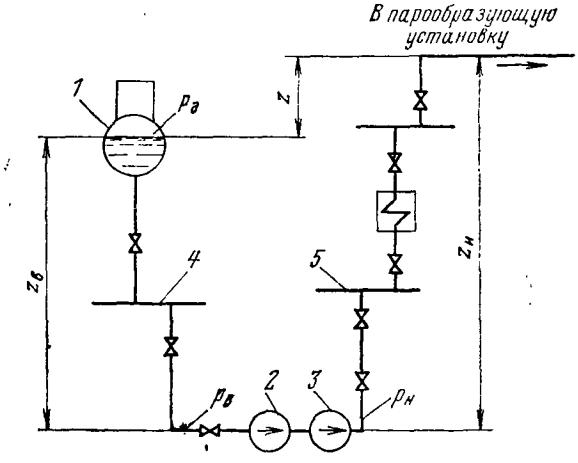


Рис. 3.17. Схема питательной установки с бустерным насосом.

II группа машин — питательные насосы, наиболее ответственное оборудование тепловой схемы станции, особенно одноконтурных АЭС, где питательная вода радиоактивна и через подогреватели высокого давления поступает непосредственно в реактор.

Питательные насосы на не полностью двухконтурных АЭС работают при слабой радиоактивности среды, а на двух- и трехконтурных АЭС — при отсутствии радиоактивности. Условия работы, параметры и конструкция питательных насосов зависят от того, по какой схеме они включаются.

На АЭС с водяным теплоносителем вследствие более низких параметров пара перед турбинами подача питательных насосов больше, чем на ТЭС равной мощности, а напор (при одинаковых схемах включения) меньше, поэтому их конструкции различны. Соответственно требуемые значения напоров питательных насосов составляют обычно на АЭС до 850, а на ТЭС до 3500 м. В редких случаях напор питательного насоса на АЭС достигает 1300—1800 м. Подача питательных насосов АЭС достигает 4000 м³/ч.

На АЭС применяются схемы с одним питательным насосом или с двумя — бустерным и главным.

При наличии в схеме одного питательного насоса он создает полное давление, требуемое парогенератором. В схеме с двумя насосами бустерный насос работает с меньшей частотой вращения и конструируется так, чтобы в нем не возникала кавитация при соответствующих подпорах на всасывании. Создаваемый бустерным насосом напор обеспечивает бескавитационную работу главного насоса в рабочем диапазоне подач. Применение бустерного насоса позволяет выполнить главный насос высокоскоростным, т. е. более компактным и надежным в эксплуатации.

В качестве привода может использоваться специальная быстроходная турбина, что при мощности привода более 6000 кВт дает больший экономический эффект по сравнению с электроприводом.

На рис. 3.17 приведена схема установки питательного насосного агрегата, в состав которого входит деаэратор *1*, бустерный насос *2* и главный насос *3*. Подобная схема (с бустерным насосом) является обычной для ТЭС с турбинами более 300 МВт, в которых целесообразно применение турбопривода для главных питательных насосов и электропривода для бустерных насосов.

Питательные насосные агрегаты должны обеспечивать массовую подачу, равную максимальному массовому расходу пара парогенератора с некоторым запасом. Для ТЭС рекомендуется 5—8%-ный запас. Пи-

тательные насосы с электроприводом выбираются на полный расход питательной воды для обслуживаемой ими установки — парогенератора или реактора.

С точки зрения экономичности питательной установки большой запас нецелесообразен. Требуемая подача обеспечивается двумя или более параллельно включаемыми группами питательных насосов (на рис. 3.17 показаны общие коллекторы: всасывающий *4*, нагнетательный *5*, состоящие из одинаковых бустерных и питательных насосов).

Для повышения надежности питательной установки кроме основных насосов может устанавливаться резервный, который запускается автоматически при снижении давления в питательной магистрали. Подача резервного насоса выбирается такой, чтобы при включении одного из работающих питательных насосов общая подача питательной установки сохранялась. С увеличением мощности паротурбинных блоков и их питательных установок наметилась тенденция к отказу от применения резервных насосов. В первую очередь это относится к питательным установкам с турбинным приводом.

Главные питательные насосы ТЭС и АЭС выполняются двухкорпусными; могут также выполняться секционного типа без внешнего корпуса.

На АЭС с натриевым теплоносителем могут быть использованы питательные насосы (так же как и турбины), применяемые на ТЭС в связи с тем, что натрий, как теплоноситель с высокой температурой кипения (около 1153 К), позволяет получить пар перед турбиной с такими же высокими параметрами, как на современных мощных ТЭС. Например на установке БН-600, сооружаемой на БАЭС, параметры пара перед турбиной: температура 783°С, давление 14 МПа.

Бустерные насосы на АЭС и ТЭС могут быть как одинаковыми, так и различаться. Например, на ТЭС со сверхкритическими параметрами пара иногда применяют многоступенчатые бустерные насосы с целью уменьшения числа ступеней у главных питательных насосов.

Следующая группа машин (III) — конденсатные насосы. На двухконтурных АЭС конденсат не радиоактивен, на одноконтурных — радиоактивен, но незначительно (по норме допускается 10^{-8} Ки/кг). Ввиду слабой радиоактивности конденсата на одноконтурных АЭС применяют такие же конденсатные насосы, как и на двухконтурных. По конструкции они сходны с конденсатными насосами ТЭС, но отличаются значениями рабочих параметров. Подача конденсатного насоса определяется мощностью обслуживаемой турбины, а при данной мощности — числом параллельно включаемых насосов. Обычно устанавливают параллельно два-три насоса. Напор определяется сопротивлением трубопроводов и элементов тракта (охладителя эжектора, регенеративных подогревателей низкого давления) и давлением в деаэраторе.

Схемы включения конденсатных насосов и условия их работы зависят от типа станции — одноконтурная или двухконтурная, от принятой общей технологической схемы станции — с деаэратором или без деаэратора, от числа параллельно включенных насосов, от расположения конденсатора — сбоку от турбины или под турбиной (у большинства отечественных ТЭС и АЭС)

На двухконтурных АЭС схема включения конденсатных насосов такая же, как на обычных ТЭС. На одноконтурных АЭС, если обеспечивается 100%-ная очистка конденсата и фильтры не рассчитаны на работу под давлением, применяется последовательное соединение конденсатных насосов (рис. 3.18). Непосредственно за конденсатором устанавливаются соединенные параллельно два или три низконапорных насоса, напор которых рассчитывается на преодоление сопротивлений фильтров и создание подпора перед следующей за фильтрами группой насосов. Напор второй группы насосов, соединенных также параллельно, рассчитывается на преодоление сопротивлений трубопроводов, трубной системы охладителей эжекторов и подогревателей низкого давления, давления в деаэраторе (в случае деаэраторной схемы) и на подъем воды до отметки расположения деаэратора. Подача обеих групп насосов при максимальном значении к. п. д. должна быть одинаковой.

При расположении конденсатора под турбиной (обычно на отечественных АЭС и ТЭС) возникают трудности с размещением конденсатных насосов, возрастающие с увеличением мощности паротурбинных установок и, следовательно, подачи конденсатных насосов.

Конденсатные насосы работают при разрежении на всасывающей линии, причем температура рабочей среды близка к температуре парообразования при соответствующем давлении. Поэтому в конструкции насосов предусматриваются меры для устранения подсосов воздуха из окружающей среды в область всасывания и меры предупреждения кавитации. Последнее особенно важно в связи с большой трудностью обеспечения подпоров на всасывании. Подпор может создаваться либо путем более высокого расположения конденсатора, что связано с удорожанием строительных работ, либо путем расположения конденсатных насосов ниже нулевой отметки в специальных приямках. На рис. 3.18,*б* показано типовое расположение конденсаторов на отечественных ТЭС.

Насосы *5* второго подъема при режимах работы, близких к номинальным, не подвержены кавитации, так как на входе у них обеспечивается подпор насосами *2* первого подъема.

В качестве теплоносителя для быстрых реакторов наиболее перспективным является четырехокись азота (N_2O_4). Благодаря

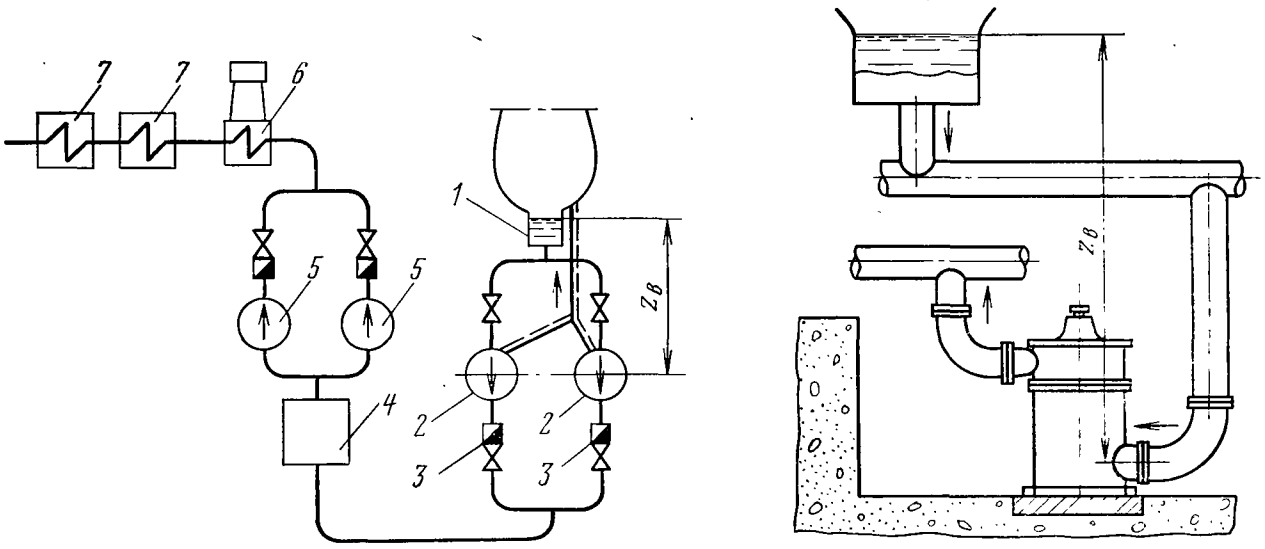


Рис. 3.18. Двухподъемная схема включения конденсатных насосов.

а — последовательное включение; *б* — схема установки КН первого подъема; *1* — конденсатосборник; *2* — насосы первого подъема; *3* — обратный клапан; *4* — конденсатоочистка; *5* — насосы второго подъема; *6* — охладитель эжектора; *7* — ПНД.

большей плотности по сравнению с водой (приблизительно в 1,5 раза при нормальных условиях) при равных значениях массового расхода можно получить полуторакратное давление на выходе из насоса. Это особенно важно, так как к. п. д. цикла на N_2O_4 существенно зависит от давления перед турбиной. Так, при повышении давления с 15 до 24 МПа при температуре 773 К термический к. п. д. цикла возрастает приблизительно от 34 до 37%. В связи с более низким значением коэффициента кинематической вязкости жидкого N_2O_4 по сравнению с водой энергетические характеристики насосов для четырехокиси азота могут быть отработаны на воде.

Исследования показали хорошую коррозионную стойкость легированных сталей с содержанием свыше 10—13% хрома при температуре до 973 К и давлении до 15 МПа. Однако в зоне кипения N_2O_4 стойкость материала снижается из-за концентрации таких агрессивных примесей, как, например, HNO_3, поэтому особенно важно поддерживать на всасывании в насос давление (подпор) сверх упругости паров N_2O_4, исключающие возможность вскипания N_2O_4.

Учитывая необходимость получения высокого давления перед турбиной, целесообразно включить в схему последовательно конденсатный и питательный насосы, применив при достаточной мощности турбинный привод.

В настоящее время завершается создание паровой опытно-промышленной установки подобного типа, опыт эксплуатации которой позволит решить вопрос о целесообразности развития данного направления в атомной энергетике. В частности, будут получены данные об условиях конденсатопитательных насосных установок на четырехокиси азота (IV группа).

Циркуляция охлаждающей технической воды через конденсаторы турбин и другие теплообменные аппараты обеспечивается циркуляционными насосами (V группа машин). Техническая вода циркулирует во втором или третьем контурах и практически не активируется. В этом смысле условия работы циркуляционных насосов на АЭС и ТЭС равноценны, но потребность в охлаждающей воде при равных мощностях на АЭС значительно больше, чем на ТЭС. Это объясняется тем, что параметры пара перед турбиной на АЭС и, следовательно, располагаемое теплопадение ниже, чем на ТЭС. Например, для турбины АЭС мощностью 300 МВт с давлением насыщенного пара перед турбиной 6,5 МПа требуется охлаждающей воды приблизительно в 2 раза больше, чем для установки ТЭС той же мощности с параметрами пара перед турбиной 24 МПа и 838 К.

На действующих АЭС средних мощностей применяются насосы двустороннего всасывания серии Д, на АЭС больших мощностей — осевые одноступенчатые поворотнолопастные насосы типа ОП.

Для создания требуемого вакуума в конденсаторе турбины при пуске и нормальной эксплуатации АЭС, применяются пароструйные эжекторы (группа VI). Пусковые эжекторы выполняются одноступенчатыми. Они рассчитываются на большие количества отсасываемого газа и на небольшое повышение давления. Основные эжекторы (поддерживающие вакуум) делаются большей частью двухступенчатыми, иногда трехступенчатыми, и обязательно снабжаются охладителями пара.

В качестве рабочей (эжектирующей) среды целесообразно использовать пар из выпара деаэраторов высокого давления (0,6—0,7 МПа) или из отборов турбины.

Для обеспечения пусковых режимов к пусковым эжекторам подводится свежий пар.

Применяемые на АЭС пароструйные эжекторы не отличаются от таковых на ТЭС, но схемы установки их на одноконтурных АЭС ниже, чем на ТЭС, так как выброс отсасываемого из конденсатора воздуха на одноконтурных АЭС производится через систему технологической вентиляции с предварительной дезактивацией.

Одноступенчатые водоструйные эжекторы, которые могут применяться на АЭС (группа VII) сами по себе компактнее пароструйных, но требуют обычно специального насоса для подачи воды к рабочему соплу и весьма габаритного бака для воды. Наличие специального насоса с приводным двигателем делает установку водоструйного эжектора более сложной и менее надежной по сравнению с пароструйным эжектором.

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ НАСОСОВ

Прежде чем рассматривать конструкции отдельных типов энергетических насосов, целесообразно ознакомиться с важнейшими принципами конструирования и изготовления основных узлов и деталей насосов.

4.1. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

Конструкция корпуса насоса определяется тремя основными факторами: давлением, температурой и свойствами перекачиваемой жидкости.

Для энергетических насосов распространение получили три типа конструкции корпуса: корпус с осевым разъемом, секционный и двойной корпус (рис. 4.1).

Разъемные корпуса (рис. 4.1,*а*) применяются для одноступенчатых и многоступенчатых насосов. Корпус состоит из двух частей: нижней *2* и крышки корпуса *1*, которые представляют собой отливки сложной формы. Непосредственно в отливках выполняются водопроводящие полости: подводы, спиральные и кольцевые, отводы и переводные каналы. В некоторых типах насосов жидкость от ступени к ступени переводится по переводным трубам, которые более благоприятны в гидравлическом отношении по сравнению с переводными каналами, но увеличивают габариты насоса. Отливка корпусных деталей должна обеспечивать высокую точность геометрических размеров (обычно 2-й класс) и чистоту поверхностей проточной части. Одним из основных требований является обеспечение надлежащей прочности и плотности отливок, что проверяется гидроиспытаниями корпуса.

Одно целое с нижней частью корпуса составляют входной и напорный патрубки, опорные лапы. Выносные корытообразные кронштейны *3* служат для установки и крепления корпусов подшипников.

Крышка корпуса крепится к нижней части шпильками, обеспечивающими контактное уплотняющее усилие по плоскости разъема. Плоскость разъема уплотняется прокладкой толщиной 0,5—1 мм, реже за счет металлического контакта тщательно отработанных плоскостей крышки и нижней части корпуса. Для транспортирования насоса в крышке делают специальные приливы в виде крюков, проушины в ребрах жесткости или бобышки для рым-болтов.

Расточка внутренних отверстий корпуса и отверстий *4* под концевые уплотнения производится в собранном корпусе. Наличие горизонтального разъема дает возможность производить разборку насоса без отсоединения трубопроводов.

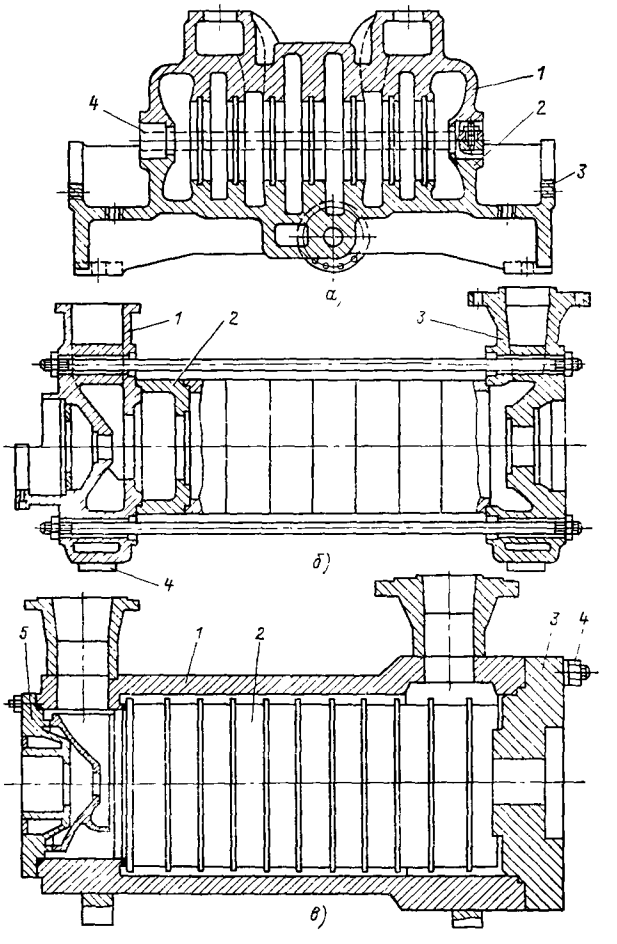


Рис. 4.1. Конструктивные типы корпусов насосов.

а — разъемный; *б* — секционный; *в* — двойной.

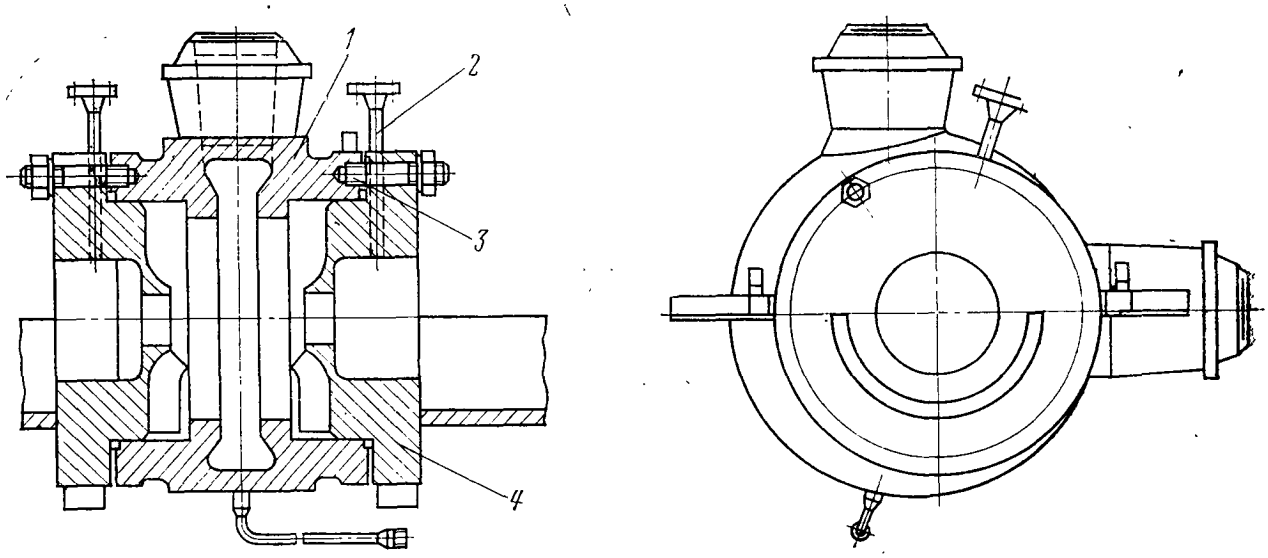


Рис. 4.2. Спиральный корпус с торцевым разъемом.

В корпусе выполняются отверстия для выпуска воздуха и слива воды из насоса.

Для неагрессивных холодных жидкостей при давлениях до 5 МПа корпус обычно отливается из серого чугуна. При более высокнх давлениях применяется литье из углеродистой стали. Для специальных насосов корпуса отливаются из легнрованных сталей, бронзы, пластмасс и др.

Для ряда насосов АЭС применяются корпуса, имеющие торцовые разъемы в плоскостях, перпендикулярных осн ротора насоса (рис. 4.2).

Центральная часть корпуса (собственно корпус) *1* выполняется в виде литой или сварно-кованой детали с отлитыми или приварными патрубкамн. В корпусе выполнены каналы спирального или кольцевого отвода. К корпусу привариваются опорные лапы и трубка для опорожнения насоса.

С торцов корпус закрывается крышками *4*. С помощью шпилек *3* создается необходимое усилие для разжатия плоских прокладок и восприятия усилия от внутреннего давления. В крышках выполнены сверления, к которым привариваются трубопроводы *2* для подвода запирающей жидкости и отвода утечек от концевых уплотнений.

Такая конструкция корпуса также позволяет осуществлять разборку насоса без отсоединения трубопроводов.

Корпуса насосов для АЭС изготовляются из высоколегированных сталей.

Механнческне расчеты стальных корпусов, представляющих собой совокупность оболочек сложной формы, производится с помощью спецнальных методов теории упругости [6, 18].

Секционный корпус (см. рис. 4.1,*б*) применяется для многоступенчатых насосов. Корпус состоит нз крышек всасывания *1*, нагнетания *3*, комплекта секций *2*, соединенных между собой стяжными болтами *4*.

Крышки всасывания и нагнетания выполняются цельнолитыми, сварно-литыми или сварно-коваными с приварными патрубками, опорными лапами, направляющими шпонками. К крышкам подсоединяются корпуса концевых уплотнений. В крышке нагнетания располагается узел гидравлической разгрузки осевых усилий.

Секции, представляющие собой литые, кованые или штампованные цилиндрические оболочки со стенкой, центрируются между собой крышками на цилиндрнческих заточках по напряженной посадке. Уплотнение стыков осуществляется за счет металлического контакта тщательно обработанных уплотняющих поясков или прн помощи уплотнительных колец круглого сечения. В особо ответственных насосах применяют комбинированное уплотнение стыков: металлический контакт и резиновое кольцо.

Секции отдельных ступеней находятся под разным внутренним давлением, однако по технологическим соображениям они выполняются с одинаковой толщиной стенок. Если конструкцией насоса предусмотрен отбор жидкостн от промежуточной ступени, то ее секция имеет увеличенную толщину цилиндрической части. Для облегчения сборки насоса в секциях иногда предусматривают монтажные лапы.

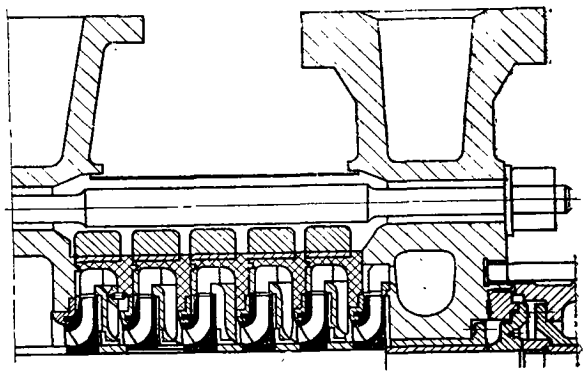


Рис. 4.3. Секционный корпус насоса фирмы KSB с бандажированными секциями.

Уплотняющее усилие в стыках секций создается стяжными болтами. В горячих насосах стяжные болты воспринимают также усилия от температурных деформаций корпуса.

Крышки насоса изготовляются из серого чугуна, углеродистой или малолегированной стали. Уплотнительные пояски крышек могут иметь наплавку электродами из нержавеющей стали.

Секции изготовляются из чугуна, углеродистой или хромистой стали. Для высоконапорных насосов в зарубежной практике применяют иногда бандажирование секций (рис. 4.3). Собственно секция изготовляется из высококачественного материала с относительно небольшой толщиной стенки. Поверх секции насаживается по неподвижной посадке бандаж из углеродистой стали. Таким образом достигается экономия высококачественных материалов, а при разных модулях упругости материалов секций и бандажей достигается улучшение эластичности корпуса [40].

Расчет на прочность секции производится по общей теории оболочки. В качестве расчетной схемы принимается короткий цилиндр с жестко защемленным концом в месте сопряжения со стенкой [6, 18].

Внутри секций по плотной или скользящей посадке устанавливаются направляющие аппараты, которые от проворачивания в секции фиксируются специальными стопорными штифтами или винтами.

Наиболее часто встречающиеся типы направляющих аппаратов показаны на рис. 4.4. На рис. 4.4,*а* представлен направляющий аппарат лопаточного или канального типа, в котором диффузорные отводящие каналы соединены непосредственно с обратными подводящими каналами следующей ступени; на рис. 4.4,*б* — направляющий аппарат лопаточного типа, в котором отводящие и обратные подводящие каналы разъединены безлопаточным кольцевым пространством, а на рис. 4.4,*в* — направляющие аппараты, в которых каналы отвода выполнены в одной детали, а обратные подводящие каналы — в другой сопрягаемой детали.

При неразборном роторе насоса приходится применять направляющие аппараты с разъемом по оси ротора (рис. 4.4,*г*). Обе половинки соединяются между собой болтами. Для холодной нейтральной воды при средних значениях скорости потока направляющие аппараты отливаются из чугуна или углеродистой стали, при высоких скоростях потока и высокой температуре перекачиваемой жидкости — из хромистой стали. Каналы направляющих аппаратов доступны для механической обработки.

Двойной корпус (см. рис. 4.4,*в*) состоит из наружного *1* и внутреннего *2* корпусов, закрытых с торцов крышками всасывания *5* и нагнетания *3*.

Основной базовой деталью двухкорпусного насоса является наружный корпус,

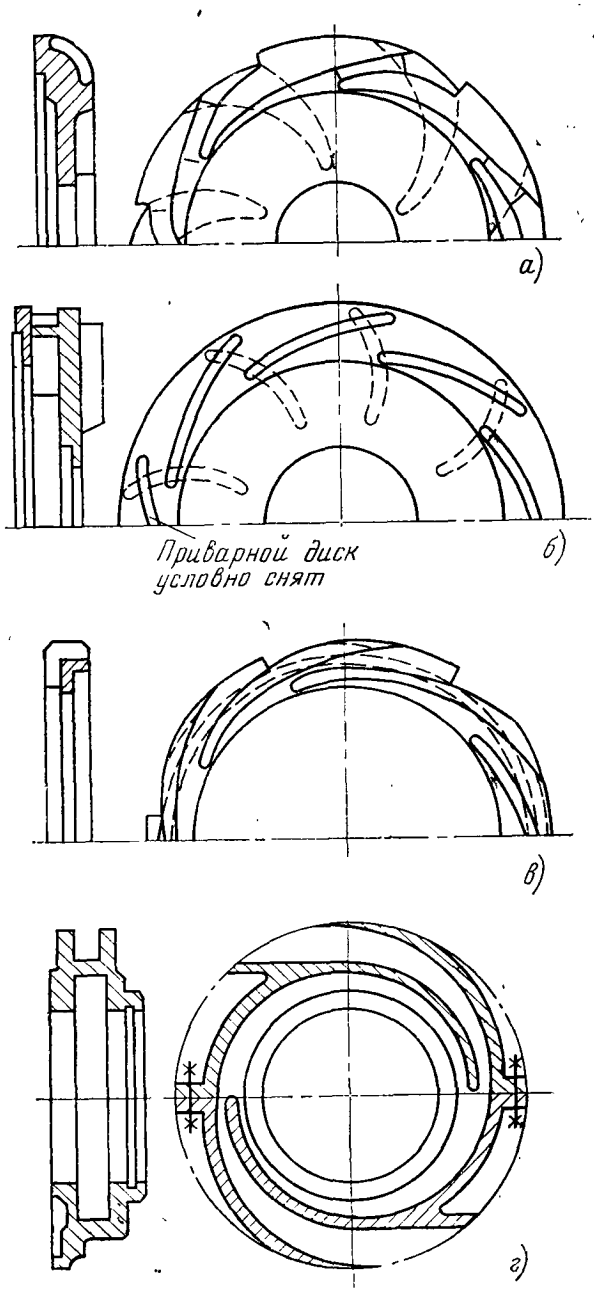


Рис. 4.4. Типы направляющих аппаратов.

представляющий собой кованый полый цилиндр из качественной углеродистой стали. К корпусу приваривается входной и напорный патрубки, которые могут быть расположены вертикально вверх или вниз.

К корпусу приварены четыре лапы, опорные поверхности которых располагаются строго в горизонтальной плоскости, проходящей через ось насоса, для создания наиболее благоприятных условий тепловому расширению насоса. Опорными лапами насос опирается на тумбы фундаментной плиты.

Правильность осевого расположения корпуса при тепловом расширении обеспечивается двумя продольными шпонками в нижней части корпуса, которые с малым зазором входят в пазы направляющих пла-

нок плиты. В некоторых конструкциях планки плиты имеют передвижные щеки, с помощью которых устанавливается необходимый зазор при установке корпуса на плите.

Наружный корпус имеет со стороны входного патрубка уступ для упора внутреннего корпуса. Стыки наружного корпуса, разграничивающие полости высокого и низкого давления, имеют эрозионностойкую наплавку. В корпусе предусмотрены расточка для камеры отбора и эксцентричная выточка для подвода жидкости к напорному патрубку. В теле корпуса имеются радиальные каналы для подсоединения трубопроводов отбора. Выполнены также специальные сверления для прогрева насоса.

Приварные патрубки имеют или фланцы, или разделку под приварку трубопроводов. Транспортирование насоса осуществляется за патрубки при их верхнем расположении или за специальные проушины, приваренные к наружному корпусу — при нижнем положении патрубков.

Крышка нагнетания *3*, представляющая собой поковку из качественной углеродистой стали, крепится к торцу наружного корпуса при помощи шпилек *4*. Крышка воспринимает большие усилия от давления, создаваемого насосом. Наряду с прочностью она должна обладать достаточной жесткостью, что определяется условиями работы узлов гидравлической разгрузки и концевого уплотнения, расположенных в крышке. В крышке имеется сверление, по которому отводится вода от гидравлического разгрузочного устройства. С наружной стороны к крышке шпильками крепится корпус заднего концевого уплотнения.

С внутренней стороны крышки выполнены два центрирующих выступа, обработанные с одной установки и имеющие защитную наплавку эрозионностойким металлом, которые служат для установки крышки в наружный корпус и для центровки по ней внутреннего корпуса. При затяжке шпилек между фланцем напорной крышки и торцом наружного корпуса должен быть равномерный зазор для обеспечения равномерного обжатия прокладки и возможности повторного использования прокладки в случае крайней необходимости. Для транспортировки крышки в верхней части ее предусмотрен грузовой винт.

Со стороны входного патрубка наружный корпус закрывается крышкой всасывания, представляющей собой сварную конструкцию с камерами и каналами переднего концевого уплотнения. Плотность стыка крышки и наружного корпуса обеспечивается уплотнительным кольцом из термостойкой резины или гладкой металлической прокладкой. Гайки шпилек, крепящих крышку к наружному корпусу, должны быть затянуты до жесткого металлического контакта торцов стыка. К крышке всасывания крепится полуспиральный подвод первой ступени насоса.

Внутренний корпус *2* является отдельным сборочным элементом насоса. Вместе с ротором детали его образуют проточную часть насоса. Корпус представляет собой набор отдельных кованых секций из хромистой стали, скрепленных между собой болтами. Секции, в которых выполнены сверления отбора, имеют увеличенную толщину стенки. Они крепятся между собой специальными винтами. Конструкция внутреннего корпуса аналогична секционному (см. рис. 4.1,*б*).

Секция последней ступени внутреннего корпуса выполняется как одно целое с направляющим аппаратом и имеет бурт для центровки с крышкой нагнетания.

Внутренние корпуса питательных турбонасосов и насоса ПЭН-600-320 имеют горизонтальный разъем, позволяющий применять неразборный ротор. В наружном корпусе они фиксируются длинной продольной шпонкой.

Методика расчета на прочность наружного корпуса, крышки нагнетания и шпилек подробно изложена в литературе [18, 6, 16].

Представляет интерес конструкция двойного корпуса без массивной крышки нагнетания (см. рис. 5.21). Внешний стык уплотняется под действием осевой силы, возникающей от давления на выходе из насоса. Для уплотнения внутреннего стыка между полостями высокого и низкого давления используются специальные манжетные уплотнения.

4.2 ДЕТАЛИ РОТОРА

Ротор насоса представляет собой отдельную сборочную единицу, которая в значительной мере определяет экономичность, надежность и долговечность работы лопастных насосов. Ротор в основном определяет динамическую устойчивость работы насоса.

Ротор лопастного насоса (рис. 4.5,*в*) состоит из вала *3*, комплекта рабочих колес *4*, деталей разгрузки осевого усилия *5*, защитных *2* и водоотбойных (маслоотбойных) *6* колец, полумуфты *1* и крепежа.

В одноступенчатых насосах рабочее колесо располагается либо на консольном участке вала с вылетом *l* (рис. 4.5,*а*), либо между опорами (рис. 4.5,*б*) на равном расстоянии между опорами.

Конструкция ротора многоступенчатого насоса зависит от конструктивной схемы насоса. При одностороннем расположении рабочих колес и скользящей посадке на вал (разборный ротор) рабочие колеса торцами ступиц упираются друг в друга и передают суммарное осевое усилие на бурт вала (рис. 4.5,*в*). В случае неперпендикулярности торцов ступиц возможно возникновение перетоков жидкости по валу и его дополнительный изгиб. Поэтому торцы ступиц рабочих колес обрабатываются с перпендикулярностью 0,01—0,02 мм при высокой чи-

стоте контактных поверхностей. В горячих насосах между комплектом рабочих колес и упорной втулкой предусмотрен зазор 0,5—1 мм для компенсации тепловых расширений деталей ротора. Скользящая посадка рабочих колес на вал создает возможность для разбалансировки ротора.

Наиболее благоприятные условия для обеспечения уравновешенности создается при неразборной конструкции ротора, когда рабочие колеса посажены на вал с натягом (рис. 4.5,*г*). Сборка и разборка такого ротора, как правило, производится с подогревом ступицы рабочего колеса. Вал такого ротора имеет ступенчатое уменьшение диаметров посадочных поверхностей под колеса.

При больших осевых силах во избежание смятия торцов ступиц рабочие колеса по группам или каждое в отдельности имеет индивидуальный упор в разъемное кольцо, располагаемое в выточке вала.

Допустимые значения биения, мм, ответственных поверхностей ротора не должны превышать следующих значений:

Уплотнения рабочих колес . . .	0,05—0,08
Втулки концевых уплотнений . .	0,03—0,04
Торцовая поверхность разгрузочного диска	0,02
Шейки вала под подшипники . .	0,01—0,02

Биение должно проверяться при зажатом и отпущенном положении комплекта рабочих колес на роторе.

Роторы энергетических насосов проходят динамическую балаисировку при частоте вращения, близкой к номинальной.

Вал — базовая деталь ротора. Максимальный диаметр вала обычно выбирается в месте посадки рабочих колес, а к концам вала диаметр ступенчато уменьшается. Посадочные размеры вала обрабатываются по 2-му классу точности. Уступ вала для упора рабочих колес должен быть выполнен строго перпендикулярно оси, а оси шпоночных пазов должны лежать в плоскостях, проходящих через ось ротора.

Валы насосов, перекачивающих холодные жидкости, обычно, изготовляются из проката или поковок стали 40, 45 или 40Х. Материал вала горячих насосов должен сохранять свои механические свойства при высоких температурах и иметь коэффициент линейного расширения, примерно равный коэффициенту линейного расширения других

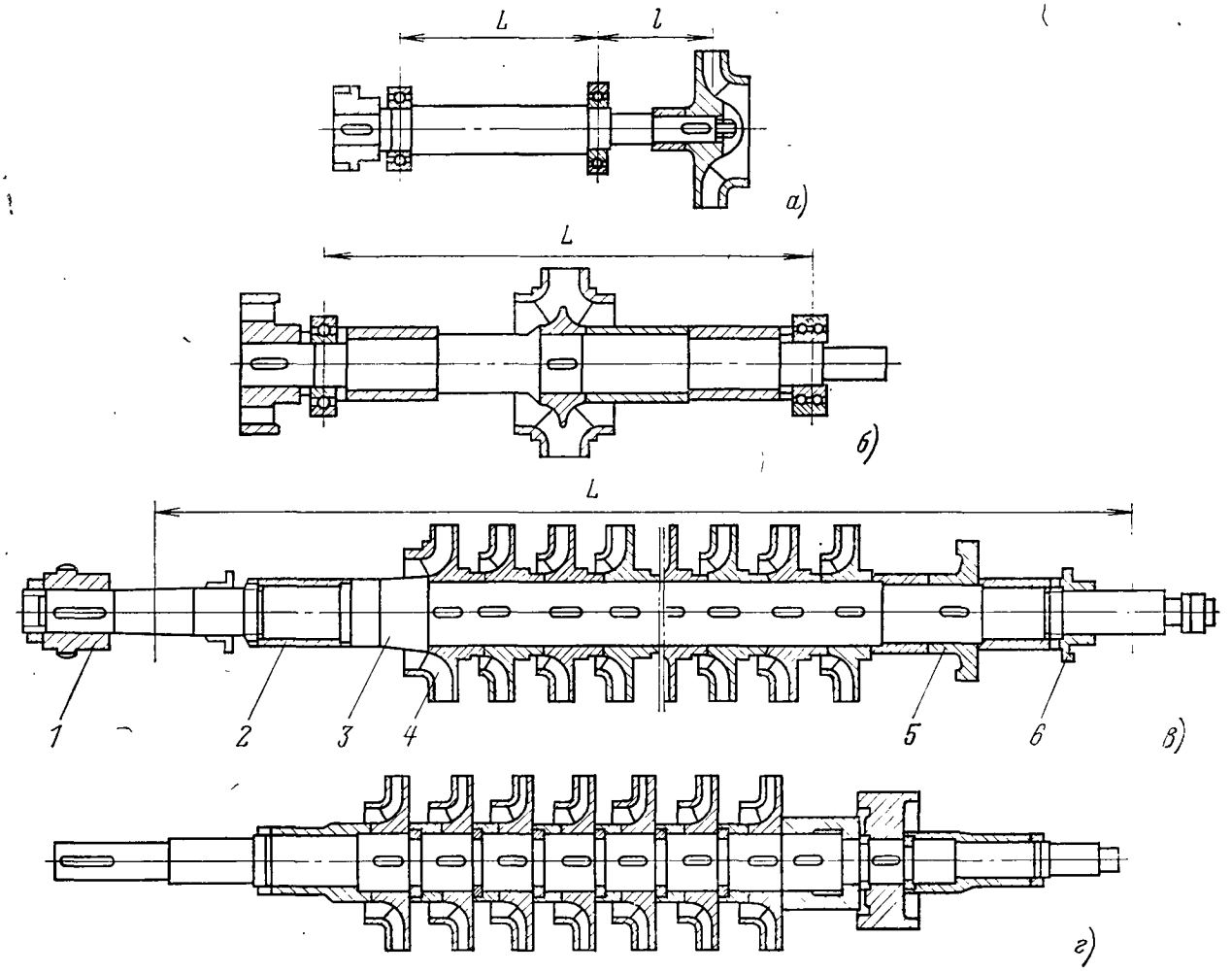


Рис. 4.5. Типы роторов лопастных насосов.

деталей ротора. Для валов питательных насосов широко применяются поковки из стали 40ХФА.

Вал работает при знакопеременных нагрузках. Диаметр вала определяют из статического расчета вала на прочность и динамического расчета на критическую частоту вращения при выбранном пролете L между опорами (см. рис. 4.5) [6, 16, 18].

Номинальная частота вращения ротора должна лежать в диапазоне

$$(1{,}4—1{,}25)\,n_{кр} \leqslant n_{ном} \leqslant (0{,}7—0{,}8)\,n_{кр}. \qquad (4.1)$$

Гидродинамические силы в щелевых уплотнениях ротора могут существенно увеличить жесткость ротора. В многоступенчатых насосах с напором на ступень 100—300 м увеличение критической частоты вращения ротора в жидкости по сравнению с расчетом на воздухе можно определить по соотношению

$$n_{кр.ж} = (2{,}5—3{,}5)\,n_{кр.возд}.$$

Рабочее колесо является основным органом насоса, в котором происходит преобразование механической энергии в гидравлическую. Это предъявляет особые требования к обеспечению точности геометрических размеров и чистоты поверхностей водопроводящих каналов рабочего колеса. В энергетических центробежных насосах преобладающее распространение получили рабочие колеса закрытого типа, заготовки для которых получаются методами точного литья. Для уменьшения перетоков жидкости по валу шпоночный паз обычно выполняется не на всю длину ступицы рабочего колеса.

Рабочие колеса двустороннего входа выполняются цельнолитыми или состоящими из двух половин (сварно-литыми).

Ориентировочные значения допускаемых отклонений размеров рабочего колеса в долях наружного диаметра D_2 приведены ниже:

Наружный диаметр	0,002—0,004
Диаметр входной воронки	0,005—0,010
Диаметр втулки	0,005—0,010
Ширина колеса на выходе	0,001—0,002
Шаг лопасти:	
на входе	0,003—0,005
на выходе	0,005—0,008
Толщина лопасти	0,002—0,003

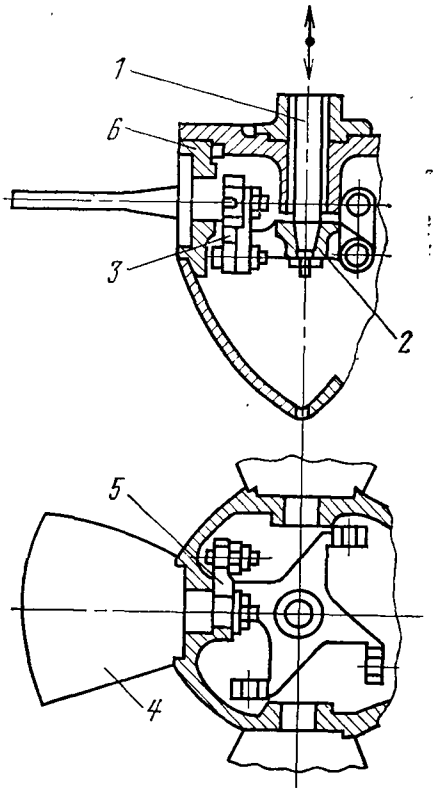


Рис. 4.6. Схема рабочего колеса осевого насоса.

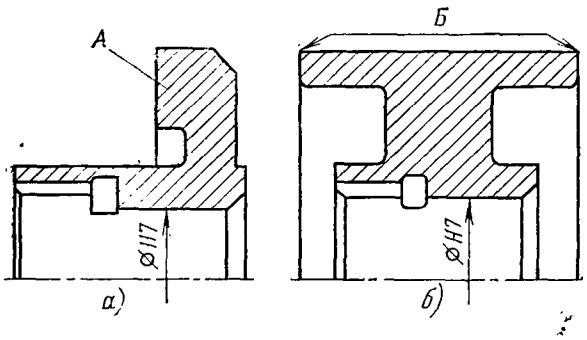


Рис. 4.7. Детали гидравлической разгрузки осевого усилия.

а — разгрузочный диск; *б* — разгрузочный барабан.

Рабочие колеса насосов, перекачивающих жидкости со взвесями, имеют расширенную форму проточной части и малое число лопастей ($z = 3 \div 4$).

Наиболее часто рабочие колеса высоконапорных насосов изготавливаются из хромистой стали 20Х13Л, углеродистой стали 25Л и чугуна СЧ18-36.

Рабочее колесо осевого насоса (рис. 4.6) представляет собой втулку *6*, к которой прикреплены лопасти *4*. Крепление лопастей может быть неподвижным или подвижным, допускающим поворот лопасти вокруг оси, перпендикулярной оси ротора. В последнем случае во втулке располагается механизм поворота лопастей, который имеет кулису *2*, жестко соединенную со штоком *1* приводного механизма. Кулиса через серьги *3* соединяется с рычагом *5*, закрепленным на цапфе лопасти. При поступательном движении штока лопасть поворачивается вокруг оси.

Детали гидравлической разгрузки осевого усилия (рис. 4.7) выполняются в виде разгрузочного диска или разгрузочного барабана.

Разгрузочный диск имеет собственный упор на валу насоса, к которому он прижимается гайкой. Рабочая торцовая поверхность *А* диска должна быть строго перпендикулярна оси расточки и иметь высокую чистоту поверхности, которая подвергается термообработке для обеспечения высокой твердости, причем твердость должна быть не менее чем 50 НВ, т. е. больше, чем твердость рабочей поверхности подушки пяты. Иногда встречаются разгрузочные диски без удлиненной ступицы. В этом случае перед диском на валу устанавливается цилиндрическая **втулка.**

Разгрузочный барабан выполняют из поковки или отливки. На валу разгрузочный барабан крепится аналогично разгрузочному диску. На рабочей поверхности барабана *Б* для увеличения сопротивления цилиндрической щели иногда выполняют кольцевые канавки прямоугольной формы.

Наиболее распространенным материалом деталей гидравлической разгрузки является хромистая сталь. Методы расчета на прочность описаны в литературе [16, 18].

Втулки имеют основное назначение — предохранять вал от коррозии, эрозии и износа. Втулки представляют собой цилиндрические детали с гладкой наружной поверхностью (шероховатость $R_z = 1{,}25 \div 0{,}63$). Для повышения износостойкости втулок рабочая поверхность их должна иметь высокую твердость. Требования к торцам втулок аналогичны требованиям к торцам ступиц рабочих колес.

Материал втулок выбирают в зависимости от их назначения. Часто втулки изготавливают из термообработанной хромистой стали.

Соединительные муфты в энергетических насосах чаще всего применяются трех типов: упругие, упруго-пальцевые и зубчатые. Посадка их на вал производится обычным способом.

4.3. УПЛОТНЕНИЯ НАСОСА

Уплотнения насоса можно разбить на две группы: наружные (концевые) уплотнения вала и внутренние уплотнения ступени.

Концевые уплотнения предназначены для:

а) предотвращения утечек перекачиваемой жидкости из насоса;

б) недопущения попадания воздуха в насос при работе последнего с разрежением на входе;

в) обеспечения охлаждения вала при перекачивании горячих жидкостей.

Концевые уплотнения делятся на три группы: контактные, бесконтактные и комбинированные.

Из числа контактных уплотнений наибольшее распространение в энергетических насосах получили сальниковые и торцовые уплотнения и уплотнения с плавающими кольцами.

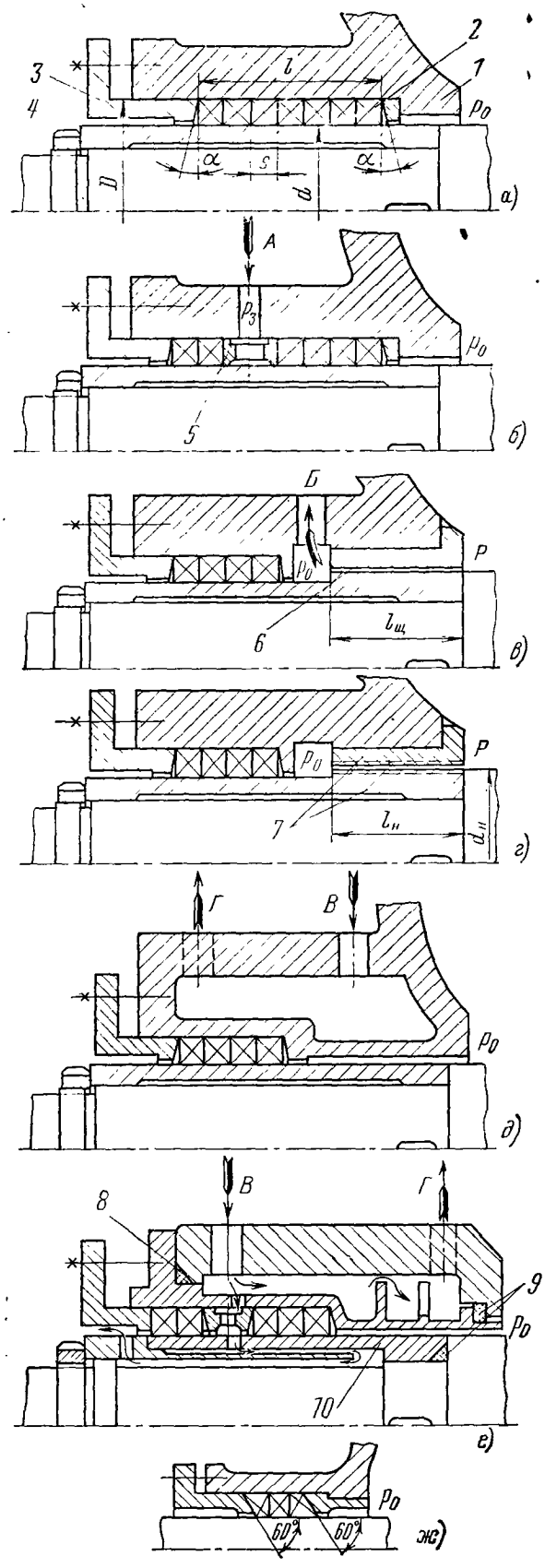


Рис. 4.8. Схемы сальниковых уплотнений.
А — подвод запирающей воды; *Б* — отвод воды разгрузки; *В* — подвод; *Г* — отвод охлаждающей воды.

Набивные сальниковые уплотнения (рис. 4.8) — просты и надежно работают при давлении перед сальником до 1 МПа и окружной скорости вращения втулки вала до 20 м/с. В корпус сальника *1* закладываются кольца набивки *2*. В осевом направлении кольца набивки поджимаются нажимной втулкой *3*, при этом набивка прижимается к защитной втулке *4* вала, обеспечивая уплотнение. Для обеспечения лучшего прилегания набивки к втулке опорные поверхности нажимной втулки и кольца корпуса выполнены со скосом под углом $\alpha = 5 \div 10°$ (рис. 4.8,*а*).

При нормальной работе сальника через него должна протекать тонкая струйка жидкости для отвода теплоты трения и смазки трущихся поверхностей. Нажимное усилие на сальник должно быть минимальным при обеспечении требуемой герметичности.

Мощность трения, кВт, в сальнике может быть подсчитана по выражению [16]

$$N_c = 3{,}22 \cdot 10^{-5} nrs\sigma_0 (1 - e^{-2af l/s}), \quad (4.3)$$

где n — частота вращения вала, 1/мин; r — радиус втулки, см; $r = d/2$; s — толщина кольца набивки, см; σ_0 — нормальные напряжения, кгс/см²:

$$\sigma_0 = p_0 e^{2af l/s},$$

здесь l — длина набивки, см; $a \approx 0{,}5$; f — коэффициент трения ($f = 0{,}01 \div 0{,}1$).

Для ориентировочного выбора толщины кольца набивки можно рекомендовать

$$s = \sqrt{d} \text{ при } d < 100 \text{ мм}$$

и

$$s = \frac{2}{3}\sqrt{d} \text{ при } d > 100 \text{ мм}.$$

Для равномерного распределения напряжений число колец набивки рекомендуется принимать не более четырех. Выравнивания распределения радиальных напряжений вдоль длины пакета набивки можно достичь выполнением опорных поверхностей втулки и корпуса со скосом в одну сторону под углом примерно 60°С [16] (рис. 4.8,*ж*).

При наличии разрежения на входе ($p_0 < p_{атм}$) между кольцами набивки устанавливается кольцо *5* гидрозатвора, к которому подводится запирающая жидкость. Кольца гидрозатвора устанавливаются также при недопустимости выхода перекачиваемой жидкости наружу. В этом случае давление запирающей жидкости $p_з = (1{,}25 \div 1{,}3)p$ (рис. 4.8,*б*).

Если давление уплотняемой жидкости превышает 1 МПа, перед сальником выполняют разгрузку в виде цилиндрической дросселирующей щели *6* длиной $l_щ$ (рис. 4.8,*в*) нли осевого импеллера *7* (рис. 4.8,*г*). Снижение давления за счет импеллера можно оценить выражением

$$\Delta p = \frac{K\gamma z l_и v^2}{4\pi g d_и}, \quad (4.2)$$

где K — коэффициент напора ($K = 1{,}2$); z — число заходов нарезки импеллера; v — окружная скорость на диаметре d_n.

В горячих насосах предусматривается охлаждение сальникового уплотнения. Охлаждение может быть наружным (рис. 4.8,*д*) и комбинированным (рис. 4.8,*е*). В последнем случае втулка *10* вала изготавливается из двух частей. В ней предусмотрены отверстия для протока охлаждающей воды по валу. Охлаждаемые полости уплотняются резиновыми кольцами *8* и *9*.

Более подробные сведения о сальниковых уплотнениях приведены в литературе [15, 16, 18, 19].

Торцовые уплотнения в последнее время находят все большее распространение в энергетических насосах, так как работают практически без утечек при более высоких давлениях уплотняющей жидкости по сравнению с сальником, просты в обслуживании, которое обычно состоит в периодическом осмотре уплотнения. Торцовое уплотнение представляет собой уплотняющее устройство, в котором плоские кольцевые уплотняющие поверхности расположены в плоскости, перпендикулярной оси ротора. Гидродинамические и механические усилия, образующие герметичность в паре трения, направлены параллельно оси ротора.

Торцовые уплотнения бывают одинарными и двойными. Устройство одинарного уплотнения показано на рис. 4.9,*а*.

Вращающаяся втулка *4* устанавливается на валу и фиксируется от проворачивания штифтом *2*. Усилием пружины *1* и уплотняемым давлением втулка *4* прижимается к неподвижной втулке *5*, которая от проворачивания в корпусе фиксируется штифтом *7*. На кольцевой плоской поверхности, ограниченной диаметрами $d_{нар}$ и $d_{вн}$, образуется плотный контакт, препятствующий проникновению жидкости из полости насоса. Уплотнение неподвижных стыков осуществляется резиновыми кольцами *3* и *6*.

В процессе эксплуатации контактные поверхности втулок *4* и *5* изнашиваются. Для обеспечения постоянного надежного контакта вращающаяся или неподвижная втулка выполняются подвижными в осевом направлении.

В зависимости от конструкции уплотнения контактное давление $p_к$ в паре трения может быть больше или меньше уплотняемого давления p. Соотношение между $p_к$ и p определяется коэффициентом гидравлической разгрузки k:

$$k = \frac{p_к}{p} = \frac{f}{F},$$

где f — площадь втулки, на которую действует уплотняющее давление p:

$$f = \frac{\pi}{4}(d^2_{нар} - d^2);$$

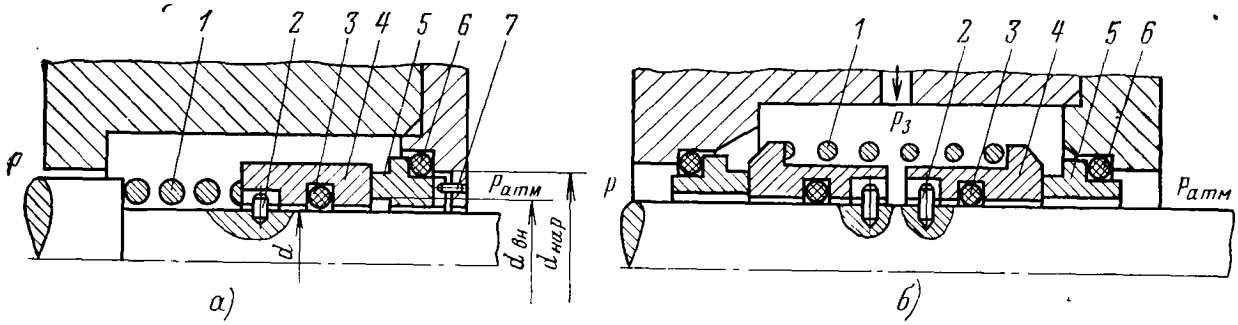


Рис. 4.9. Схема одинарного (*а*) и двойного (*б*) торцовых уплотнений.

F — площадь пары трения:

$$F = \frac{\pi}{4}(d^2_{нгр} - d^2_{вн}).$$

В зависимости от значений k уплотнения подразделяются на разгруженные ($k<1$) и неразгруженные ($k\geqslant 1$). В энергетических насосах наиболее часто применяются торцовые уплотнения с $k=0{,}55\div 0{,}8$. Изменение коэффициента k достигается изменением диаметра d. В разгруженных уплотнениях в паре трения образуется пленка жидкости толщиной в несколько микрометров, вследствие чего возникают условия полужидкого трения.

При работе одинарного торцового уплотнения имеет место незначительная протечка (0,2—10 см³/ч). Если насосы перекачивают токсичные или радиоактивные жидкости, а также жидкости, содержащие абразивные частицы, целесообразно применять двойное торцовое уплотнение.

Двойное торцовое уплотнение (рис. 4.9,*б*) представляет собой конструкцию из двух одинарных уплотнений, образующих замкнутую камеру, в которую подводится чистая запирающая жидкость от внешнего источника с давлением $p_з$, превышающим уплотняемое давление p. Запирающая жидкость зачастую выполняет также функции охлаждающей.

Торцовые уплотнения требуют высокой точности изготовления и монтажа. Для пары трения применяются хромистые термообработанные стали, графит, керамика. Ряд зарубежных фирм Sandvik (Швеция), Burgmann (ФРГ) изготовляют торцовые уплотнения, у которых оба уплотняющих элемента изготовлены из специальных твердых сплавов. Пружины, работающие в нейтральных жидкостях, изготавливаются из углеродистых или малолегированных сталей. Для агрессивных жидкостей применяются пружины из углеродистой стали, покрытые резиной, фторопластом, пластмассой, или пружины из легированных сталей марки Х18Н9Т, Х17Н13М3Т, ОХ23Н28М3Д3Т.

Мощность трения, кВт, в уплотняющем пояске можно подсчитать по выражению

$$N = 4{,}04\cdot 10^{-6} b(d_{нар}+d_{вн})^2 p_к n f, \quad (4.3)$$

где b — ширина пояска, см; $d_{нар}$, $d_{вн}$ — наружный и внутренний диаметры соответственно, см; f — коэффициент трения ($f=0{,}05+0{,}15$); n — частота вращения, 1/мин; $p_к$ — контактное давление, кгс/см².

В ответственных насосах применяют уплотнения с плавающими кольцами (рис. 4.10).

В расточке корпуса *1* фиксируется в осевом направлении ряд неподвижных втулок *2*, в которых располагаются плавающие кольца *3*. Кольца устанавливаются на втулке вала с малым радиальным зазором 0,05—0,1 мм и вместе с валом могут перемещаться в радиальном направлении. От проворачивания они фиксируются штифтами. Уплотняемым давлением кольца цилиндрическим пояском с площадью f прижимаются к неподвижным втулкам и работают как торцевое уплотнение без вращающихся элементов. Для предварительного прижатия между кольцом и втулкой иногда устанавливают пружинки. В радиальном зазоре осуществляется дросселирование давления и оно представляет собой самоцентрирующееся щелевое уплотнение. Длина щели выбирается в пределах $l=10\div 20$ мм. Малые радиальные зазоры снижают протечки, и в то же время не вызывают быстрого механического износа и интенсивного выделения теплоты.

Более подробные сведения о контактных уплотнениях приведены в литературе [4, 16, 38].

Бесконтактные уплотнения нашли применение главным образом в крупных ответственных насосах, для которых требования надежности и долговечности работы являются превалирующими.

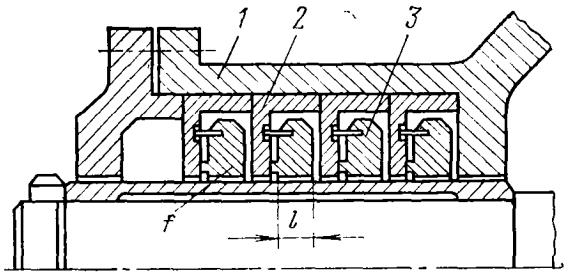


Рис. 4.10. Схема уплотнения с плавающими кольцами.

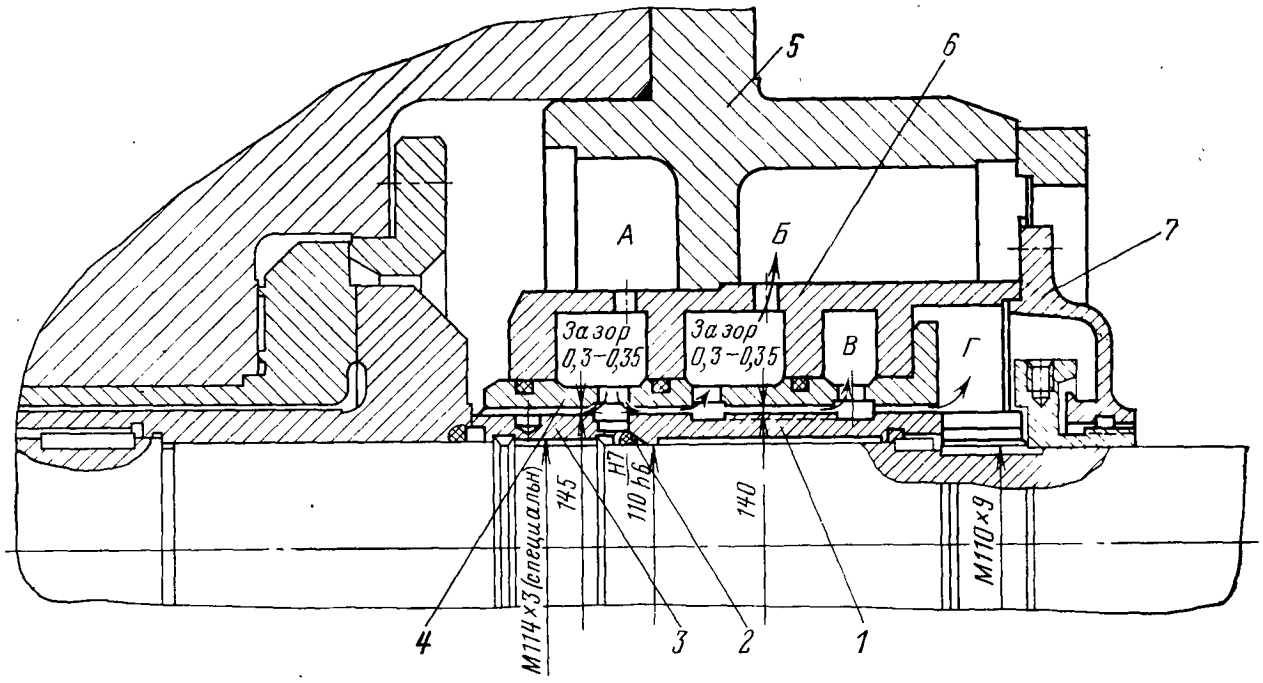


Рис. 4.11. Щелевое уплотнение питательного насоса.

Принцип работы уплотнения щелевого (лабиринтного) типа (рис. 4.11) заключается в дросселировании давления в цилиндрических щелях, с промежуточным отбором и подводом запирающей жидкости. Уплотнения такого типа удовлетворительно работают при давлении до 5 МПа и температуре перекачиваемой жидкости до 523 К.

В корпусе *6* концевого уплотнения выполнены изолированные камеры. В камеру *А* подводится холодный конденсат с давлением, на 0,05—0,1 МПа превышающим уплотняемое давление *p*, вследствие чего исключается возможность выхода горячей воды из уплотнения. Часть холодного конденсата, пройдя через щель, смешивается с горячей водой после гидропяты и отводится в деаэратор. Другая часть холодного конденсата проходит через щель и отводится в камеру *Б*, соединенную с деаэратором. Пройдя через дросселирующую щель с кольцевыми канавками, конденсат из камеры *В* отводится в конденсатор. Незначительная часть конденсата, прошедшая через короткую наружную щель, отводится в безнапорную емкость *Г*. Выходу конденсата наружу препятствует крышка *7*.

В уплотнениях подобного типа отсутствует соприкосновение вращающихся деталей. Долговечность работы уплотнения определяется эрозийным износом уплотняющих втулок: неподвижной *4* и вращающихся *1* и *3*.

Радиальный зазор в щели выбирается равным 0,25—0,3 мм, что дает возможность предотвратить соприкосновение неподвижных и вращающихся деталей. Необходимая длина щели определяется расчетом по перепаду давления.

Для увеличения сопротивления щели на вращающейся втулке можно нарезать кольцевые канавки 1,6×1,6 мм с шагом 3,2 мм, что уменьшает утечки примерно на 30%. Однако следует помнить, что кольцевые канавки могут служить причиной возникновения дополнительных возмущающих гидродинамических сил, способствующих повышению вибрации ротора.

Неподвижные стыки уплотняются кольцами *2* круглого сечения из термостойкой резины. Уплотнения размещаются в крышке *5* камеры гидропяты.

Механические потери в уплотнениях щелевого типа существенно ниже потерь в сальниках. Они определяются трением вращающейся втулки о воду и могут быть найдены по выражению

$$N = \frac{6{,}1 \cdot 10^{-4}}{\mathrm{Re}^{1/4}} \rho L_{\text{общ}} r_{\text{ср}}^4 \omega^3, \qquad (4.4)$$

где N — потери, кВт; $L_{\text{общ}}$ — общая длина щелей, м; $r_{\text{ср}}$ — средний радиус щели, м; ω — частота вращения, 1/с; Re — число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{r_{\text{ср}} \omega \delta}{\nu},$$

здесь δ — зазор щели, м.

Динамические уплотнения принципиально отличаются от приведенных выше тем, что они не являются дополнительным сопротивлением. В динамическом уплотнении часть энергии привода насоса расходуется на создание противодавления, препятствующего выходу наружу перекачиваемой жидкости. Таким образом, они представляют собой тот или иной тип насоса. Применением динамического уплотнения

можно обеспечить полную внешнюю герметичность насоса, что важно при перекачивании радиоактивных, токсичных и взрывоопасных жидкостей. Основным недостатком таких уплотнений является то, что они не уплотняют вал при остановленном насосе. Поэтому они часто выполняются в комбинации с контактным уплотнением того или иного типа.

Наибольшее распространение в насосостроении получили динамические уплотнения, выполненные в виде радиальных или осевых импеллеров.

Радиальный импеллер применяется обычно в одноступенчатых химических насосах. Он представляет собой открытое или закрытое рабочее колесо центробежного насоса, расположенное на внешней стороне покрывающего диска основного рабочего колеса (см. рис. 1.15). Лопатки импеллера открытого типа выполняются радиальными. Напор и мощность такого импеллера можно подсчитать обычными методами (см. разд. 1).

Осевые импеллеры представляют собой винтоканавочный или лабиринтный насос, расположенный в зоне уплотнения вала. Винтовая нарезка (прямоугольной или трапециедальной формы) на втулке вала выполнена таким образом, чтобы при вращении вала жидкость подавалась внутрь корпуса.

Подробно вопросы расчета и работы бесконтактных уплотнений рассмотрены в [15].

В некоторых типах насосов, например в ГЦН АЭС, концевое уплотнение является основным элементом, определяющим надежность работы насоса. Оно должно обеспечить высокую длительность и надежность работы, полностью исключить внешние утечки. В таких случаях приходится применять многоступенчатые комбинированные уплотнения. На рис. 4.12 показана схема концевого уплотнения насоса ГЦН-20000.

Конструкция состоит из внутреннего уплотнения *1* и трех ступеней *2*, *3*, *5* основного уплотнения.

Внутреннее уплотнение представляет собой комплект из трех плавающих колец, уплотнительные пояски которых расположены на разных диаметрах для надежной работы уплотнения при возможных двух направлениях протечек (из насоса в приемную камеру уплотнения или в насос).

Внешнее уплотнение состоит из трех одинаковых последовательно расположенных бездроссельных торцовых уплотнений с саморегулирующимся зазором. В первой и второй ступени дросселируется примерно одинаковый перепад давления. Это достигается установкой трубчатых дросселей, выполняющих роль делительного устройства *4*. Третья ступень дросселирует примерно 2% общего перепада давления и служит замыкающим уплотнением. Для обеспечения циркуляции охлаждающей жидкости по контурам *6* во второй и третьей ступени выполнены лабиринтные насосы с многозаходной нарезкой. В приемную камеру уплотнения подводится запирающая вода от внешнего источника.

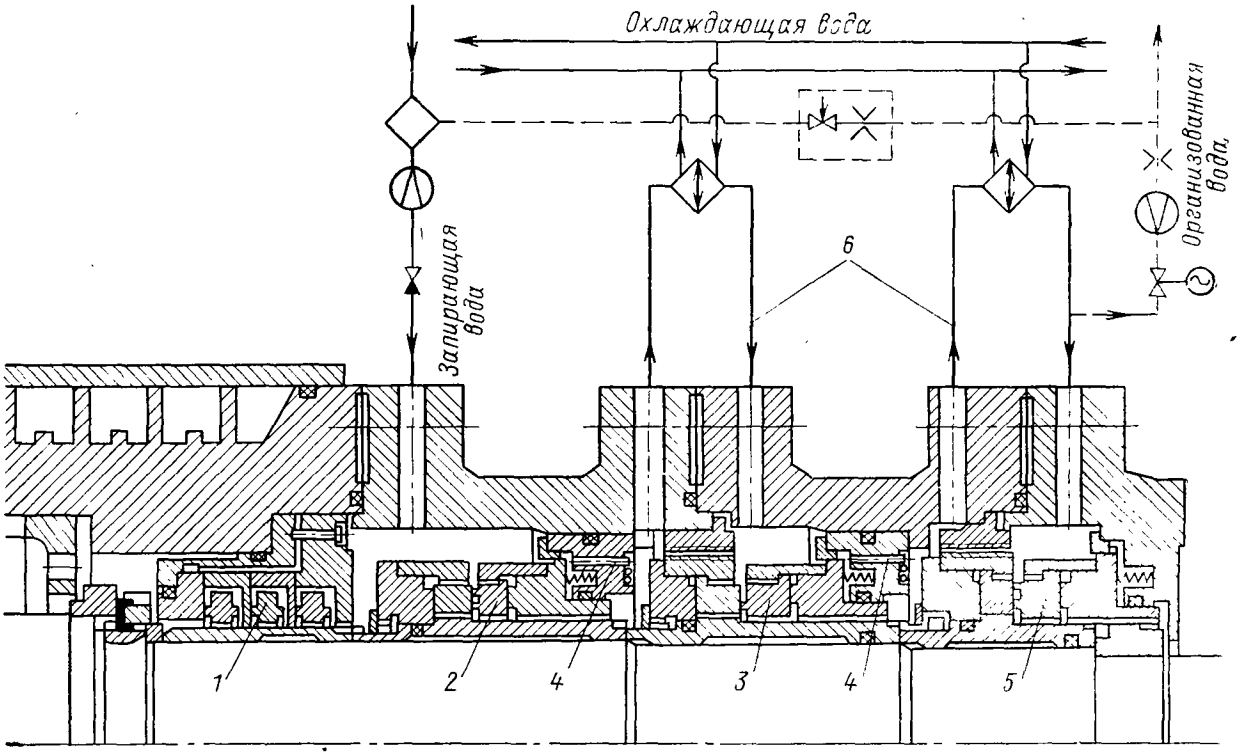


Рис. 4.12. Комбинированное уплотнение циркуляционного насоса.

В качестве материала пар трения внешних уплотнений используется силицированный графит марки СГ-II. Плавающие кольца изготовлены из стали 50Х15М2В2, пружины — из стали 0Х18Н10Т.

Как правило, каждая ступень насоса имеет в своем составе два уплотнения: переднее уплотнение рабочего колеса (рис. 4.13,*а*—*д*) и заднее (межступенное) уплотнение (рис. 4.13,*е*, *ж*). В корпусные детали насоса запрессовываются или крепятся винтами уплотнительные неподвижные кольца. Во избежание изгиба фланца уплотняющего кольца по внешнему диаметру его рекомендуется выполнить упорный бурт шириной 2—4 мм.

Если уплотнительные кольца *1* устанавливаются без крепления винтами, то вместо фланца выполняется небольшой буртик. Кольцо устанавливается в корпусе по неподвижной посадке и фиксируется винтами от проворачивания.

Длина щели в уплотнениях зависит от ряда факторов: геометрии проточной части ступени, межступенного расстояния, технологических возможностей изготовления и т. д.

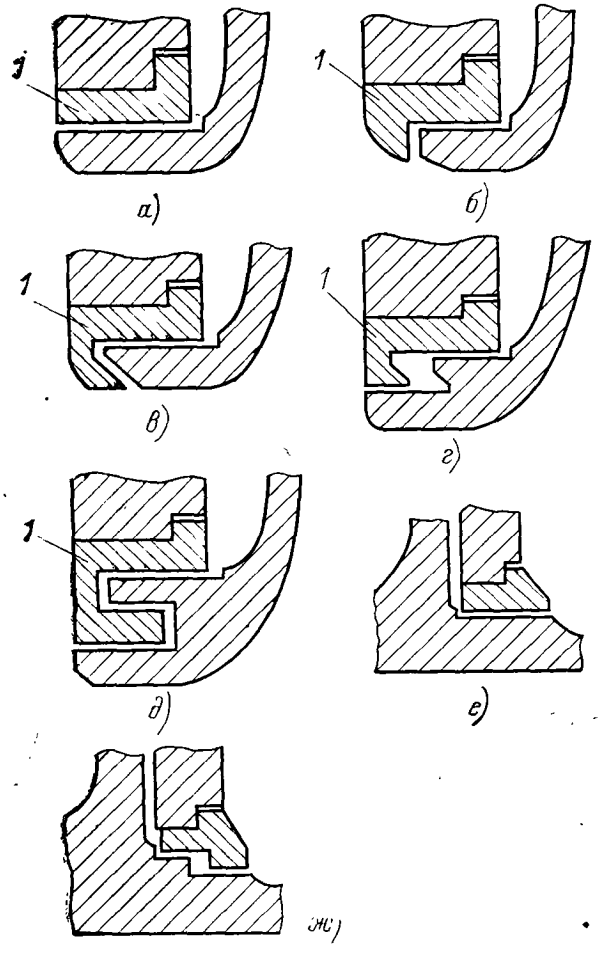


Рис. 4.13. Конструктивные схемы уплотнений рабочих колес.

а*—*д **— передние уплотнения; *е*, *ж* — межступенные уплотнения.**

Наиболее простым является однощелевое уплотнение (рис. 4.13,*а*). Однощелевое уплотнение с козырьком (рис. 4.13,*б*) повышает коэффициент сопротивления щели и обеспечивает меньшее возмущение основному потоку на входе в рабочее колесо. Более благоприятные условия для потока обеспечивает уплотнение с наклонным козырьком (рис. 4.13,*в*).

Двухщелевое уплотнение с внезапным расширением щели (рис. 4.13,*г*) примерно на 20—30% снижает протечки по сравнению с однощелевым уплотнением. Несмотря на более высокую сложность изготовления в насосах применяются трехщелевые уплотнения (рис. 4.13,*д*), которые обеспечивают более высокий коэффициент сопротивления уплотнения, но при определенных условиях они могут служить источником дополнительной вибрации ротора.

Межступенные уплотнения, за редким исключением, выполняются либо однощелевыми (рис. 4.13,*е*), либо двухщелевыми с уступом (рис. 4.13,*ж*).

Иногда для увеличения коэффициента сопротивления на уплотняющие поверхности наносят кольцевые или винтовые канавки. Сопротивление щели в этом случае увеличивается на 25—30%.

Материал уплотнительных колец должен обладать хорошей эрозийной и коррозийной стойкостью, а также — устойчивостью против задирания в паре с материалом рабочего колеса при возможном соприкосновении вращающихся и неподвижных деталей или попадания в щель металлических включений.

Для чугунных и стальных рабочих колес уплотнительные кольца могут быть изготовлены из чугуна СЧ18-36. Для рабочих колес из стали 2Х13 уплотнительные кольца часто изготавливаются из термообработанной стали 3Х13. Разность твердости сопрягаемых деталей должна быть около 50 НВ.

4.4. ПОДШИПНИКОВЫЕ ОПОРЫ

В крупных насосах применяются выносные подшипниковые опоры. К корытообразным кронштейнам корпуса насоса крепятся корпуса подшипников, в которых устанавливаются собственно подшипники. При сборке насоса корпуса подшипников регулировочными винтами могут перемещаться в плоскости, перпендикулярной оси насоса. После того как ротор займет нужное положение, корпуса подшипников фиксируются штифтами. В некоторых конструкциях насосов корпуса подшипников фиксируют в корпусе по цилиндрической расточке.

Подшипниковые опоры можно разделить на две группы: радиальные — воспринимающие радиальные усилия, и упорные — воспринимающие осевые усилия, действующие на ротор.

Для малых и средних насосов в качестве радиальных опор применяются шари-

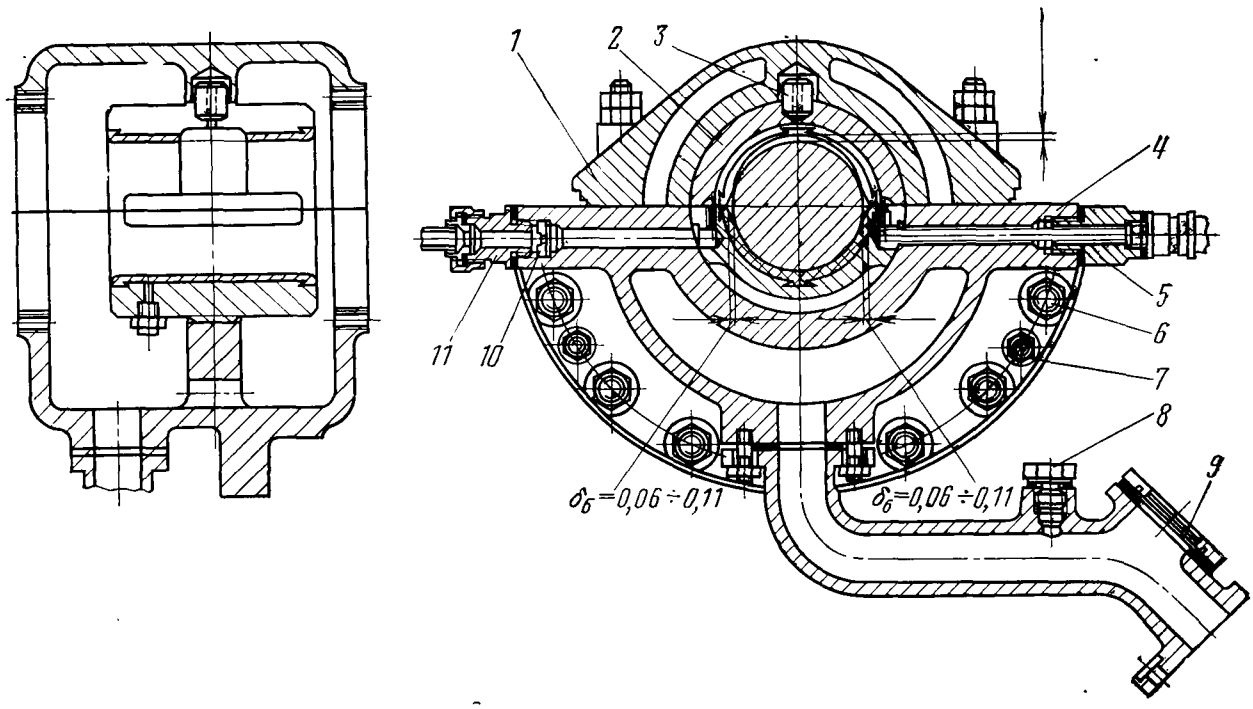


Рис. 4.14. Подшипник скольжения с принудительной смазкой.

ко- и роликоподшипники с консистентной или жидкой смазкой.

Внутренняя обойма подшипника сажается на вал по плотной посадке, наружная — в корпусе по скользящей.

Для восприятия осевых усилий применяют также радиально-упорные и упорные подшипники качения.

При больших окружных скоростях работоспособность шарикоподшипников резко снижается, а при разрушении подшипника, как правило, происходит разрушение ротора насоса. Поэтому для ответственных насосов в качестве радиальных опор часто применяются подшипники скольжения (рис. 4.14), которые при правильной установке и эксплуатации могут работать практически неограниченное время.

В чугунном корпусе *4* подшипника, имеющем горизонтальный разъем, устанавливается вкладыш *2*, состоящий из двух половин, который от проворачивания фиксируется в корпусе цилиндрическим штифтом *3*. Масло от маслосистемы подводится к штуцеру *11* и поступает к вкладышу. Для регулирования количества масла предусмотрены специальные дроссельные шайбы *10*. Контроль за подачей смазки осуществляется через смотровое окно *9* на сливном трубопроводе. Замер температуры вкладыша производится термометром сопротивления *5*. Для замера температуры масла в штуцере *8* на сливном трубопроводе может быть установлен ртутный термометр. Вкладыши подшипников заливаются баббитом Б-83 или Б-16. Они могут устанавливаться в разъемном корпусе как по цилиндрической, так и по сферической расточке с натягом. Нижняя часть корпуса *4* фланцем с помощью шпилек *6* крепится к корпусу насоса. После установки подшипника он фиксируется штифтами под развертку *7*. Крышка корпуса подшипника *1* с натягом крепится шпильками к нижней части.

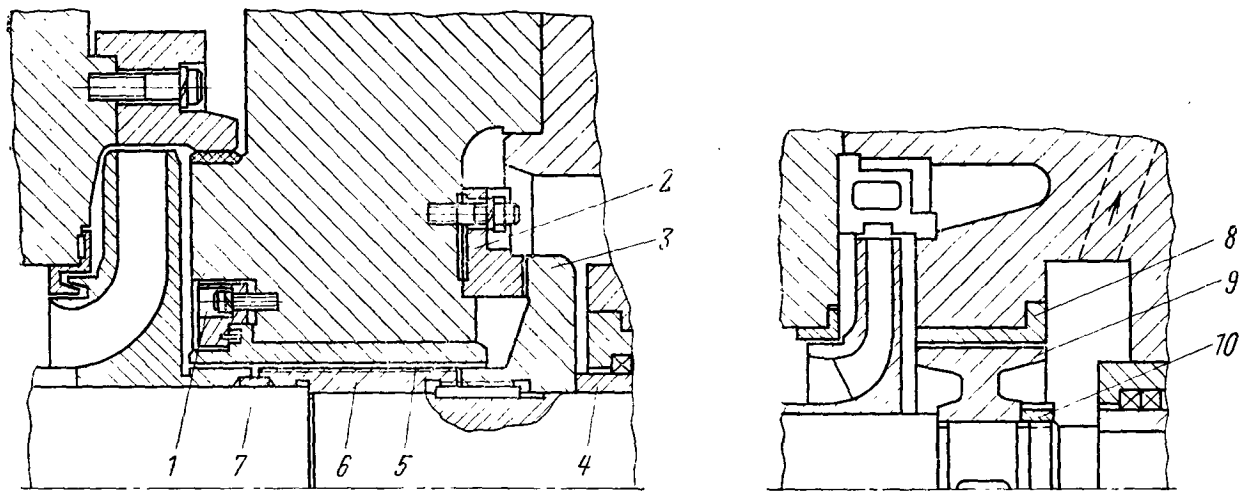
Диаметральный зазор в подшипнике выбирается в зависимости от диаметра вала в пределах:

Диаметр вала, мм	Верхний зазор, мм	Боковой зазор, мм
50—80	0,10—0,18	0,05—0,09
80—120	0,16—0,24	0,08—0,12
120—180	0,24—0,36	0,12—0,18

В некоторых типах насосов предусматривают наличие остаточного неуравновешенного осевого усилия, которое должно восприниматься упорным подшипником.

Наиболее надежной является упорная пята с самоустанавливающимися сегментами. Упорная пята должна смазываться маслом под давлением. Суммарный зазор в подшипнике принимается равным 0,25—0,35 мм. Упорные сегменты изготавливаются стальными или бронзовыми с баббитовой заливкой. Толщину заливки рекомендуется принимать меньше минимального осевого зазора в проточной части. В этом случае при выплавлении заливки диск пяты упрется в сегмент, что предотвратит задирание деталей проточной части.

Внутренние подшипники скольжения, смазываемые консистентной смазкой или перекачиваемой жидкостью, располагаются внутри насоса. Консистентная смазка применяется при окружных скоростях до 7 м/с, если по условиям эксплуатации допускается попадание смазки в перекачиваемую жидкость. В подшипниках, смазываемых пе-



а б

Рис. 4.15. Гидравлическая разгрузка осевых усилий.

рекачиваемой жидкостью, применяются резинометаллические, металлографитные, лигнофолевые, текстолитовые и другие вкладыши. Конструкция подшипника должна обеспечивать надежную смазку. Для этого во вкладышах выполняют специальные, чаще всего спиральные, канавки. Необходимо предусматривать специальные устройства по дополнительной очистке воды, предназначенной для смазки.

4.5. УЗЕЛ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКИ ОСЕВОГО УСИЛИЯ

В многоступенчатых насосах с односторонним расположением рабочих колес наиболее часто для уравновешивания осевого усилия применяется гидропята (рис. 4.15,*а*).

Разгрузочный диск *3*, цилиндрическая втулка *6* с кольцевыми канавками на рабочей поверхности устанавливаются на вал и фиксируются общей шпонкой. В осевом направлении они фиксируются втулкой сальника *4*. Уплотнение торцевого теплового зазора между ступицей рабочего насоса последней ступени и втулкой *6* осуществляется двумя резиновыми кольцами и распорным металлическим кольцом *7*.

В крышке нагнетания устанавливаются неподвижная втулка *5*, которая с деталями ротора образует цилиндрическую щель. Крепление втулки осуществляется фланцем *1*.

Подушка пяты *2* крепится шпильками на заточке в крышке нагнетания и образует с разгрузочным диском торцевую дроссельную щель.

В некоторых специальных конструкциях уравновешивание осевого усилия осуществляется с помощью разгрузочного барабана (рис. 4.15,*б*). Барабан *9* посажен на вал с помощью шпонки и фиксируется в осевом направлении гайкой *10* вала. Между барабаном и неподвижной втулкой *8* образуется кольцевая щель с зазором 0,25—0,3 мм на сторону, в которой происходит дросселирование давления

Детали узлов гидравлической разгрузки изготавливаются из высококачественных материалов, обладающих высокой эрозийной стойкостью.

Более подробные сведения о работе, расчетах гидравлических разгрузочных устройств можно найти в литературе [16, 32].

РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ

КОНСТРУКЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Конструкции энергетических насосов отличаются большим разнообразием. Однако в зависимости от назначения им присущ ряд общих признаков. Ниже приведено описание наиболее характерных и распространенных конструкций насосов. Рассмотрение их сборочных элементов и деталей дано в разд. 4.

5.1. ПИТАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Питательные насосы предназначены для подачи химически очищенной питательной воды в котел. По выполняемым функциям в тепловой схеме современной электростанции они относятся к основному энергетическому оборудованию.

Таблица 5

Основные технические характеристики питательных электронасосов

Типоразмеры	Подача, м³/с (м³/ч)	Напор, м	Давление насоса, МПа (кгс/см²)	Давление на входе в насос, МПа (кгс/см²)	Допустимый кавитационный запас м ст. ж., не более	К. п. д., %, не менее	Мощность, кВт	Масса насоса, кг
ПЭ-65-45	0,018 (65)	440	3,9 (40)	0,68 (7)	4	65	108	1035
ПЭ-65-53	0,018 (65)	580	5,2 (53)	0,68 (7)	4	65	143	1163
ПЭ-100-53	0,028 (100)	580	5,2 (53)	0,68 (7)	4	68	210	1310
ПЭ-150-53	0,042 (150)	580	5,2 (53)	0,68 (7)	5	70	305	2047
ПЭ-150-63	0,042 (150)	700	6,2 (63)	0,68 (7)	5	70	370	2140
ПЭ-150-145	0,042 (150)	1580	14,2 (145)	0,68 (7)	8	71	825	4256
ПЭ-250-180	0,069 (250)	1975	17,6 (180)	0,78 (8)	11	75	1625	6340
ПЭ-270-150	0,075 (270)	1650	14,7 (150)	0,78 (8)	11	76	1445	6734
ПЭ-380-185	0,105 (380)	2030	18,1 (185)	0,98 (10)	12	77	2475	10 920
ПЭ-380-200	0,105 (380)	2190	19,6 (200)	0,98 (10)	12	77	2670	11 000
ПЭ-500-180	0,139 (500)	1975	17,6 (180)	0,98 (10)	15	78	3125	10 850
ПЭ-500-185	0,161 (580)	2030	18,1 (185)	0,98 (10)	15	81	3590	10 850
ПЭ-580-200	0,161 (580)	2190	19,6 (200)	0,98 (10)	15	81	3875	10 930
ПЭ-600-300	0,167 (600)	3920	29,4 (300)	2,35 (24)	150	77	6360	12 080
ПЭ-720-185	0,200 (720)	2030	18,1 (185)	0,98 (10)	15	82	4400	10 930
ПЭ-780-185	0,217 (780)	2030	18,1 (185)	0,98 (10)	15	80	4890	16 380
ПЭ-780-210	0,217 (780)	2330	20,6 (210)	0,98 (10)	15	80	5615	16 600
ПЭ-900-185	0,250 (900)	2030	18,1 (185)	0,98 (10)	15	82	5500	16 490

Примечания: 1. Обозначение насоса: ПЭ — питательный электронасос; первая цифра — подача, м³/ч; вторая цифра — давление насоса, кгс/см²; возможны дополнительные цифры, обозначающие конструктивную модификацию насоса.
2. Параметры насосов с давлением 17,6 МПа и выше указаны без отбора от промежуточной ступени насоса.
3. Допустимый кавитационный запас отнесен к оси насоса, он не зависит от температуры перекачиваемой жидкости.
4. Масса указана для насоса без двигателя.

К питательным насосам предъявляется ряд специфических требований:

1. Конструкция насоса должна иметь внешнюю и внутреннюю герметичность и допускать температурное расширение при переменной температуре перекачиваемой жидкости.

2. Насос должен быть динамически устойчивым во всем диапазоне рабочих режимов.

3. Насосы должны работать надежно и длительно (не менее 10 тыс. ч) без заметного снижения параметров и замены основных деталей и узлов.

4. Для устойчивой работы в системе, особенно при параллельном включении в систему, насосы должны иметь стабильную форму напорной характеристики в интервале подач от 30% до номинальной с крутизной не более 30%.

5. Для предотвращения обратного вращения и недопустимого нагрева воды при малых подачах насосы должны снабжаться обратными клапанами с линией рециркуляции.

Для питательных насосов применяется электро- и турбопривод. В отечественной и зарубежной энергетике трубопривод получил преобладающее применение для мощных питательных насосов ($N>8$ тыс. кВт).

Параметры питательных электронасосов определяются ГОСТ 22337-77 (табл. 5.1), параметры питательных турбонасосов по ГОСТ 12269-66 приведены в табл. 5.2. Поле характеристик питательных электронасосов приведено в приложении (рис. П.1).

Наряду с оговоренными настоящими стандартами выпускается ряд специальных питательных насосов, параметры которых отмечаются в соответствующих технических условиях (ТУ) на поставку.

Кроме основных параметров стандартами устанавливается ряд специфических требований, касающихся работы питательных насосов:

Водородный показатель питательной воды должен лежать в пределах pH=7÷9,2, температура — не более 438 К (165°С). Питательная вода должна быть очищена от твердых частиц.

Насосы с подачей 0,105 м³/с и выше могут приводиться во вращение через гидромуфту. Насосы с такими подачами должны допускать отбор воды от промежуточной ступени до 10% номинальной подачи с давлением 3,9—7,4 МПа при работе в номинальном режиме. На недогрузочных режимах допускается повышение давления отбора на 18—30% номинального.

Питательные насосы подают воду в барабанные и прямоточные стационарные паровые котлы с давлением пара 3,9 (40): 9,8 (100), 13,7 (140) и 25 МПа (255 ата). Давление пара оказывает существенное влияние на конструктивную схему питательного насоса.

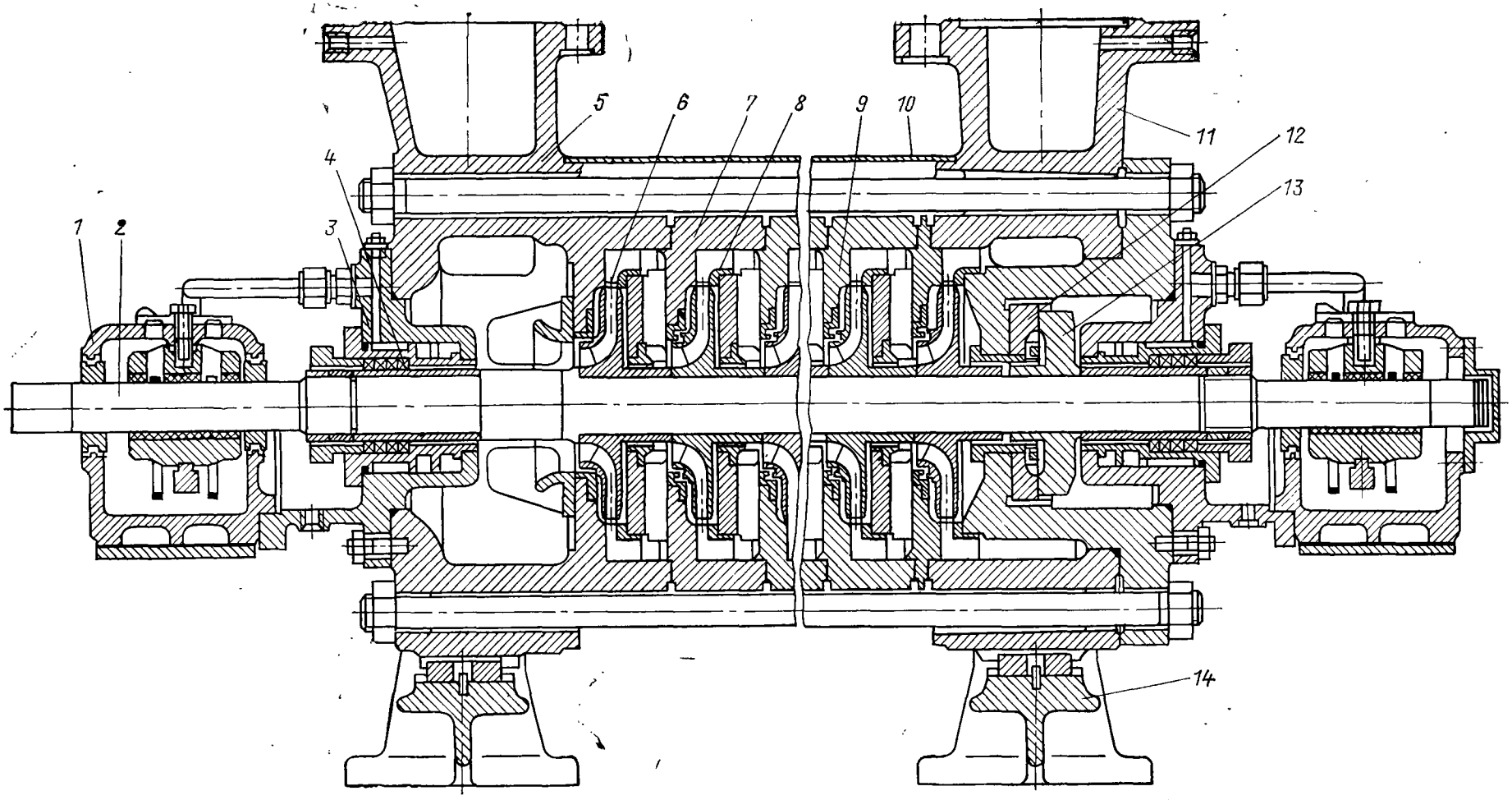


Рис. 5.1. Питательный насос ПЭ-100-53.

Таблица 5.2

Основные технические характеристики питательных турбонасосов

Тип насоса	Подача, м³/с (м³/ч)	Давление насоса, МПа (кгс/см²)	Давление на входе в насос, МПа (кгс/см²), не менее	Абсолютное давление пара на входе в турбину, МПа (кгс·см²)	Частота вращения (расчетная) 1/мин	Мощность, кВт
ПТН-30-54-35	0,008 (30)	5,3 (54)	0,03 (0,3)	3,4 (35)	10 000	115
ПТН-70-60-35	0,019 (70)	5,9 (60)	0,21 (2,1)	3,4 (35)	5400	185
ПТН-60-27-15	0,017 (60)	2,7 (27)	0,39 (4,0)	1,45 (15)	7000	110
ПТН-115-60-35	0,032 (115)	5,9 (60)	0,21 (2,1)	3,4 (35)	5300	260
ПТН-270-140-90	0,075 (270)	13,7 (140)	0,62 (6,3)	8,8 (90)	5000	1460
ПТН-500-186-130	0,139 (500)	18,2 (186)	0,62 (6,3)	12,7 (130)	6300	3400
ПТН-1150-340-15	0,320 (1150)	33,2 (340)	1,47 (15,0)	1,45 (15)	6000	12 500

Примечания: 1. Обозначение насоса: ПТН — питательный турбонасос; первая цифра — подача, м³/ч; вторая цифра — давление насоса, кгс/см²; третья — начальное давление пара, кгс/см².
2. Для турбонасосов ПТН-270-140-90 и ПТН-500-186-130 давление на входе в насос приведено для входного патрубка предвключенного насоса.

5.1.1. Насосы для паровых котлов с давлением пара 3,9 МПа. Преобладающее распространение получили электронасосы типов ПЭ-65-45; ПЭ-65-53; ПЭ-100-53; ПЭ-150-53; ПЭ-150-63. Насосы имеют типовую конструкцию с большим количеством унифицированных деталей и узлов. Эти насосы — центробежные, горизонтальные, однокорпусные, секционного типа, с односторонним расположением рабочих колес и гидравлической пятой для восприятия осевого усилия. На рис. 5.1 показана типовая конструкция насоса ПЭ-150-53.

Между базовыми деталями, входной *5* и напорной *11* крышками расположены чугунные секции *7*, в которых по напряженной посадке установлены направляющие аппараты *8* и уплотнения колес *9*. Крышки и секции стягиваются между собой длинными болтами, образуя корпус насоса. Крышки и секции центрируются между собой на заточках. Герметичность стыков обеспечивается за счет металлического контакта от усилия затяжки болтов.

Лапами, отлитыми совместно с крышками и имеющими опорные поверхности в горизонтальной плоскости по оси насоса, корпус крепится к опорным стойкам *14*, которые устанавливаются на фундаментную плиту агрегата. В нижней части крышек предусмотрены шпонки, которые фиксируют положение насоса относительно стоек и обеспечивают направленное тепловое расширение корпуса вдоль оси насоса. Опорные лапы со стороны привода фиксируются на стойках штифтами. Оба патрубка насоса направлены вертикально вверх.

К крышке всасывания и корпусу гидропяты на заточках крепятся корпусные детали концевых сальниковых уплотнений *3*, которые имеют кронштейны для установки корпусов подшипников. Для охлаждения сальника и предотвращения выхода горячей воды наружу предусмотрен подвод холостого конденсата. Холодный конденсат подводится также к нажимной втулке для предотвращения парения сальника. Корпуса сальников имеют ребристую поверхность для улучшения охлаждения. В каждом уплотнении устанавливается по четыре кольца сальниковой набивки *4*.

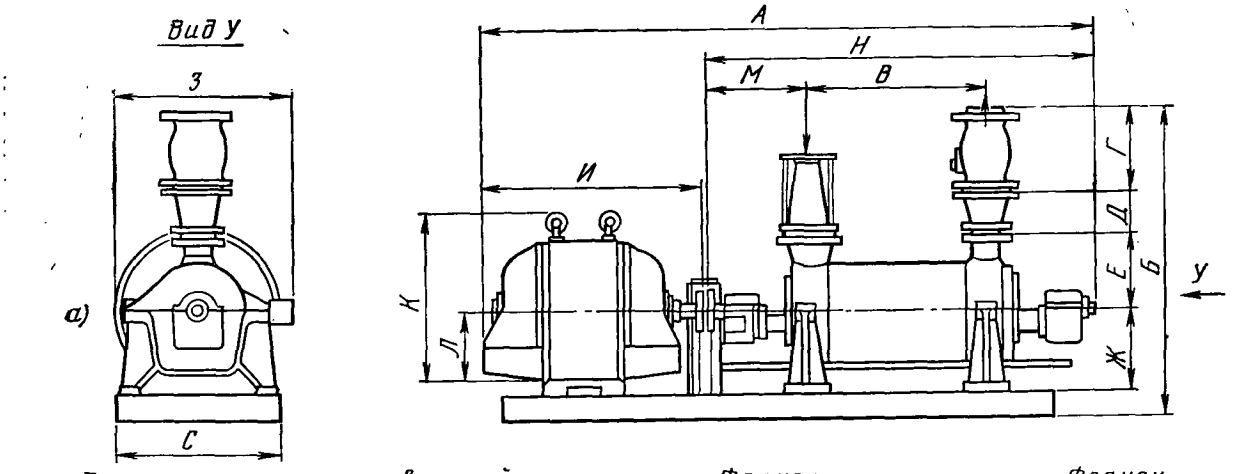
Направляющие аппараты в секциях фиксируются от проворачивания винтами. В центральные расточки корпусов секций запрессованы и застопорены винтами уплотнительные кольца *9*.

Ротор насоса представляет собой отдельный сборочный элемент, состоящий из вала *2*, комплекта рабочих колес *6* из стали 20Х13Л, защитных втулок и разгрузочного диска *13* из стали 20Х13. Рабочее колесо первой ступени имеет повышенные антикавитационные качества. Колеса с помощью шпонок установлены на вал по скользящей посадке. Разгрузочный диск через втулку сальника круглой гайкой фиксируется на валу в осевом направлении. Между диском и комплектом рабочих колес предусмотрен тепловой зазор. Ротор насоса в собранном виде балансируется динамически.

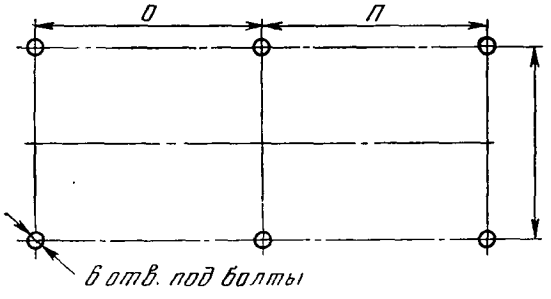
Опорами ротора служат два подшипника скольжения *1* с кольцевой смазкой. Корпуса подшипников и вкладыши имеют горизонтальный разъем. Уровень масла в подшипнике контролируется маслоуказателем (щупом). В корпусах подшипников предусмотрены камеры для охлаждающей воды.

Гидравлическое разгрузочное устройство состоит из разгрузочного диска *13*, подушки пяты *12* (сталь 30Х13) и неподвижной цилиндрической втулки, которые крепятся в корпусе гидропяты круглой гайкой. Вода из камеры гидропяты отводится во входной патрубок. Для наблюдения за работой гидропяты на свободном конце вала имеется указатель осевого сдвига визуального типа.

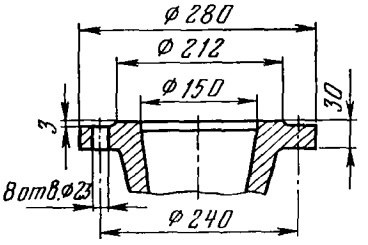
В пределах агрегата на насосе предусмотрены вспомогательные трубопроводы и контрольно-измерительные приборы. Кон-



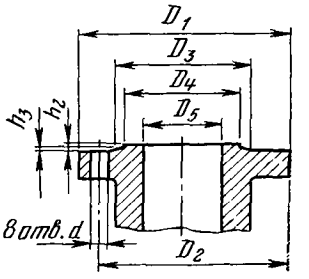
План расположения отверстий под фундаментные болты



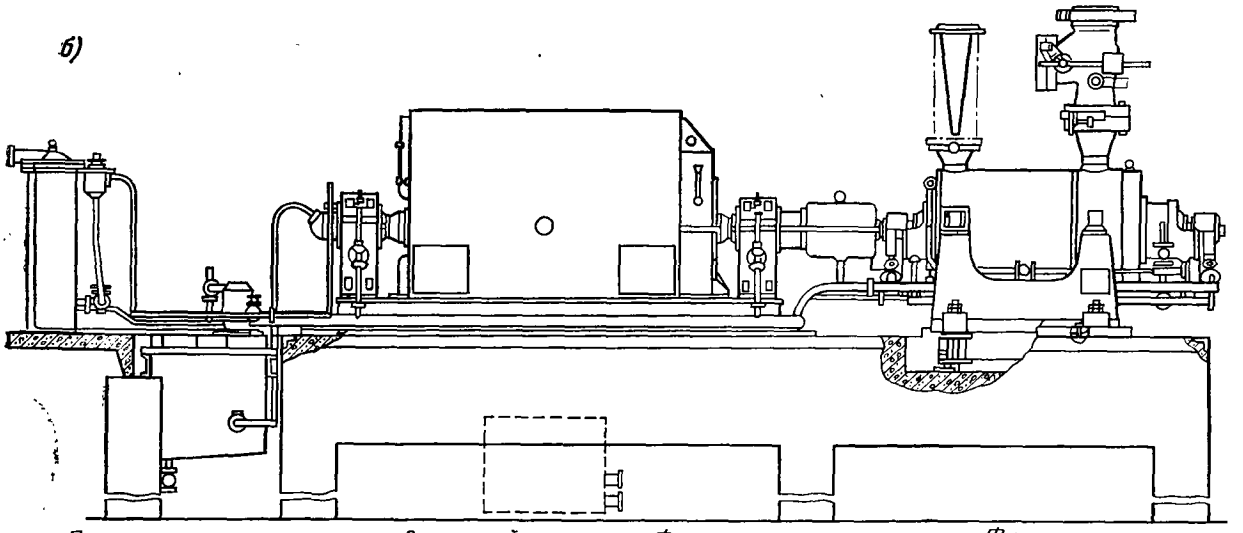
Фланец входного патрубка



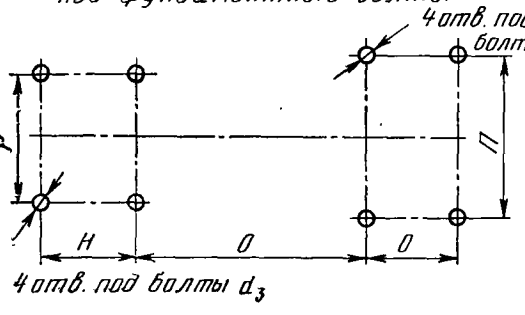
Фланец напорного патрубка



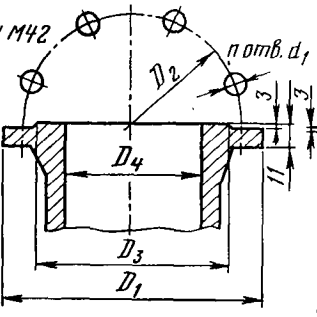
б)



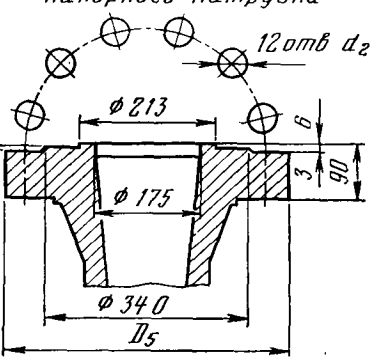
План расположения отверстий под фундаментные болты



Фланец входного патрубка



Фланец напорного патрубка



троль за протеканием охлаждающей воды производится по интенсивности сливания ее в воронки. Для удаления воздуха из насоса на напорном патрубке имеется специальный вентиль.

Корпус насоса закрывается защитным кожухом *10* из листового металла, под который может быть проложен слой теплоизоляционного материала.

Насос и электродвигатель монтируются на общей фундаментной плите и соединяются между собой при помощи эластичной пальцевой муфты. Насосы типа ПЭ-150 имеют отдельную фундаментную плиту и зубчатую муфту. Муфта закрывается защитным кожухом, закрепленным на плите. Направление вращения насоса — против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода. Общий вид агрегата приведен на рис. 5.2,*а*. Габаритные размеры даны в табл. 5.3.

Для паровых котлов с давлением 3,9 МПа в некоторых схемах используются питательные турбонасосы типов ПТН-30-54-35; ПТК-70-60-35; ПТН-115-60-35.

5.1.2. Насосы для паровых котлов с давлением пара 9,8 и 13,7 МПа. Насосы ПЭ-150-145, ПЭ-270-150 и ПЭ-250-180 имеют однотипную конструкцию. На рис. 5.3 в качестве примера показан насос ПЭ-250-180. Насосы однокорпусные, секционного типа, с односторонним расположением рабочих колес. Они отличаются друг от друга количеством ступеней, число которых соответственно равно 14, 10 и 13.

Корпус насоса состоит из секций *5*, крышек входной *3* и напорной *7*, соединенных между собой стяжными болтами *4*. Крышки выполнены из углеродистой стали. В местах возможного размыва крышек предусмотрена эрозийно-стойкая наплавка. Для направленного теплового расширения насоса в нижней части крышек имеются продольные шпонки. Каждая крышка имеет две лапы, опорные поверхности которых лежат в горизонтальной плоскости, проходящей через ось насоса. Опорными лапами корпус крепится к плите. Лапы со стороны входа фиксируются на плите поперечными шпонками.

Во входных крышках выполнены подводные каналы. В напорной крышке крепятся детали гидравлической разгрузки и корпус концевого уплотнения.

Секции *5*, изготовленные из поковок хромистой стали, для облегчения сборки и

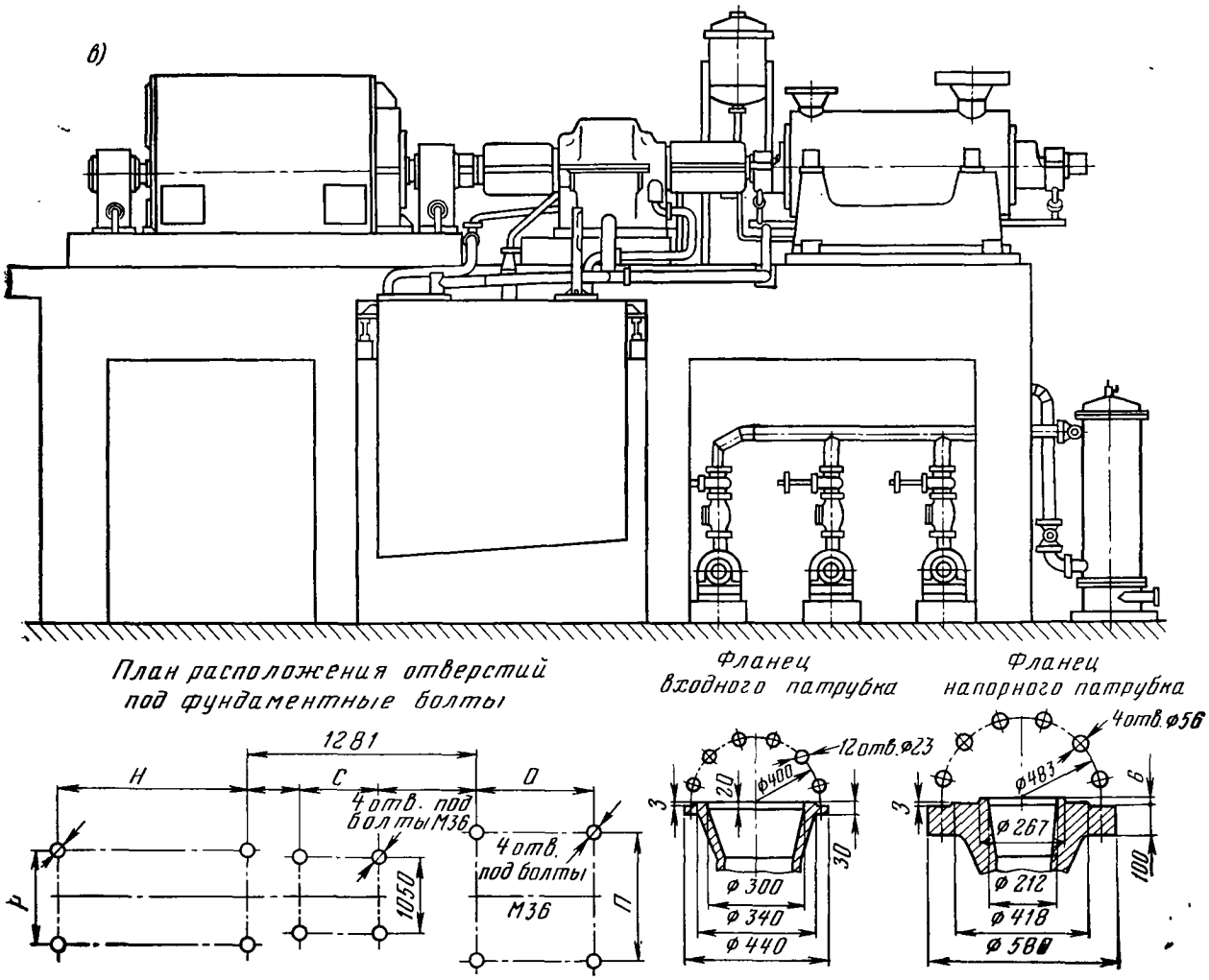


Рис. 5.2. Общий вид питательных электронасосных агрегатов паровых котлов.

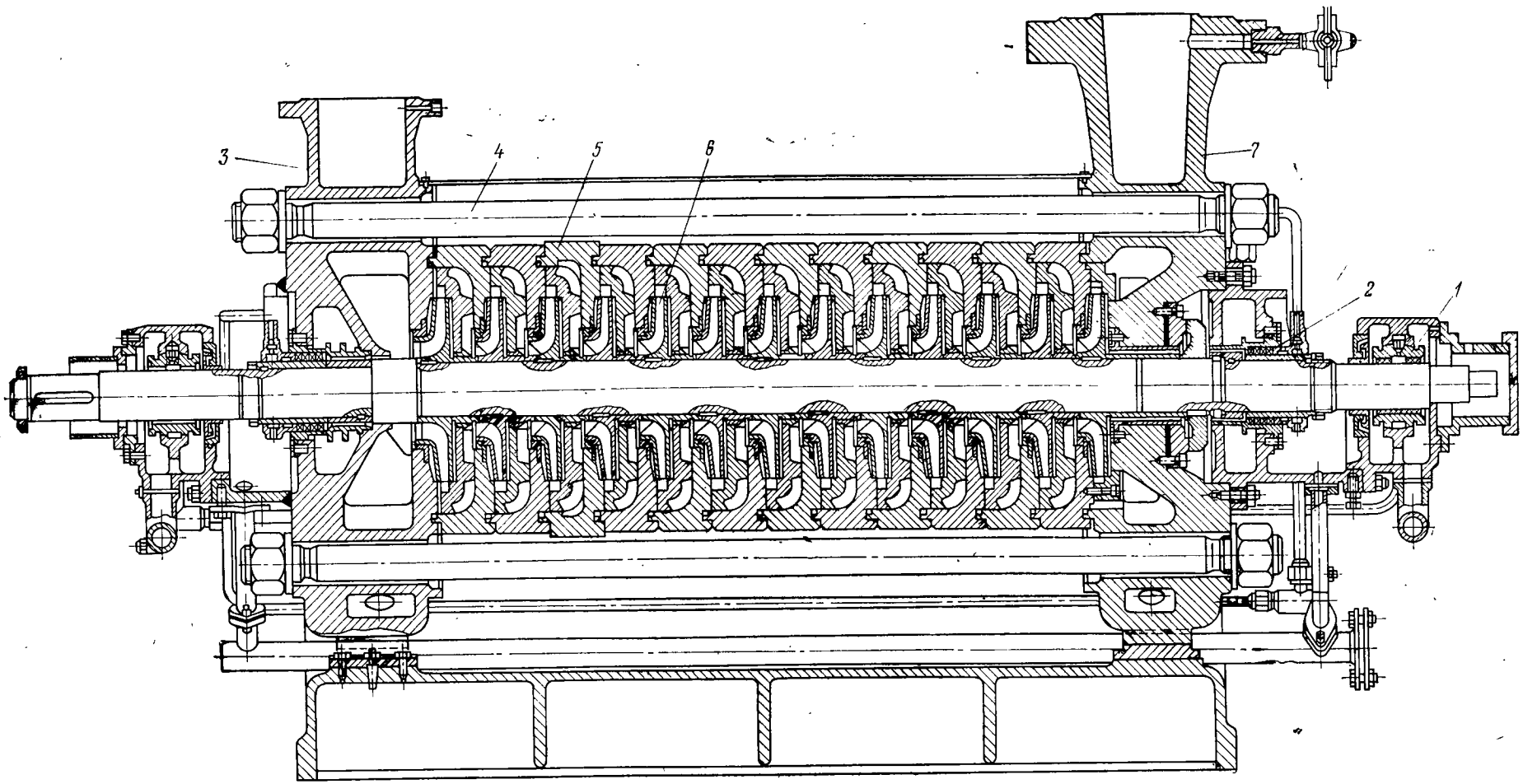


Рис. 5.3. Питательный насос ПЭ-250-180.

Таблица 5.3

Габаритные и присоединительные размеры, мм, питательных электронасосных агрегатов ТЭС

Размер	Тип насоса											
	ПЭ-65-45	ПЭ-65-53	ПЭ-100-53	ПЭ-150-63	ПЭ-150-63	ПЭ-150-145	ПЭ-250-180	ПЭ-270-150	ПЭ-380-185/200	ПЭ-500-180	ПЭ-580-185/200, ПЭ-720-185	ПЭ-780-180/210, ПЭ-900-185
А	2647	2982	3301	3826	4160	5370	6172	6086	2330	2460	2650	2920
Б	1300	1320	1870	1613	1810	2080	2233	1425	2930	3060	3250	3520
*В**	—	—	—	—	—	—	—	—	8360	8490	8680	9419
	(714,5)	(902,5)	(940)	(865)	(980)	(2900)	(2975)	(1332)	(6505)	(6635)	(6825)	(—)
Г	400	400	600	600	600	628	710	840	762	762	762	792
Д	—	—	210	—	210	1379	1570	1361	1425	1425	1425	1765
Е	380	380	400	500	500	580	550	750	710	710	710	745
Ж	400	400	400	510	500	574	700	750	856	856	856	1020
З	696	780	1195	1450	1085	706	730	675	600	600	600	870
И	944	1055	1410	1742	1985	2384	2944	2944	2513	2513	2513	2730
К	627	730	1095	970	1095	1306	1450	1450	—	—	—	—
Л	280	315	500	450	560	706	750	750	—	—	—	—
М	505	515	482	624	604	1830	2110	—	—	—	—	—
Н	1700	1920	1187	2074	2169	1578	2040	2040	2320	2460	2650	2920
О	1065	1160	1160	900	760	780	1570	910	1890	1890	1890	2205
П	1065	1160	1160	1125	1240	1340	1400	1500	1380	1380	1380	1520
Р	740	740	1070	670	670	1120	1200	1200	1320	1320	1320	1320
С	840	845	1190	1120	980	911,5	1415	1061	3136	3136	3136	3149
D_1	265	265	310	350	350	315	330	515	—	—	—	—
D_2	200	200	250	290	290	270	280	450	—	—	—	—
D_3	175	175	210	250	250	240	250	—	—	—	—	—
D_4	149	149	176	203	203	150	175	300	—	—	—	—
D_5	100	100	125	152	152	475	475	485	—	—	—	—
h	—	—	—	—	—	40	32	40	—	—	—	—
h_1	45	40	40	45	45	—	—	—	—	—	—	—
h_2	4	3	—	3	3	—	—	—	—	—	—	—
h_3	3	—	—	4,5	4,5	—	—	—	—	—	—	—
n	—	—	—	8	—	8	8	16	—	—	—	—
d	26	26	32	34	34	—	—	—	—	—	—	—
d_1	—	—	—	—	—	24	24	32	—	—	—	—
d_2	—	—	—	—	—	48	48	45	—	—	—	—
d_3	—	—	—	—	—	М36	М42	М42	—	—	—	—

* В скобках указаны размеры агрегата без гидромуфты.

разборки насоса имеют монтажные лапы. Уплотнение стыков секций осуществляется путем металлического контакта в уплотняющих поясках за счет усилия стяжных болтов. В качестве дополнительного уплотнения в этих стыках установлены кольца из термостойкой резины. В секциях по напряженной посадке установлены литые направляющие аппараты лопаточного типа из хромистой стали.

Ротор насоса *6* состоит из вала, комплекта рабочих колес, посаженных на вал по скользящей посадке, деталей гидравлической разгрузки, защитных втулок и зубчатой полумуфты. К свободному концу вала насоса ПЭ-270 подсоединен ротор вихревого рабочего насоса маслоустановки. В насосе ПЭ-250 и ПЭ-150 свободный конец вала служит для указателя осевого сдвига. Все рабочие колеса, кроме первой ступени, имеют одинаковую проточную часть. Колеса выполнены из хромистой стали. Опорами ротора служат подшипники скольжения с принудительной смазкой. Подшипники *1* имеют цилиндрические вкладыши. В насосах ПЭ-270 визуальный указатель осевого сдвига расположен на корпусе подшипника со стороны свободного конца вала.

Концевые уплотнения *2* — уплотнения насосов сальникового типа. Корпуса концевых уплотнений имеют полости для протока охлаждающей воды из технического водопровода. Резиновые уплотнительные кольца препятствуют попаданию охлаждающей во-

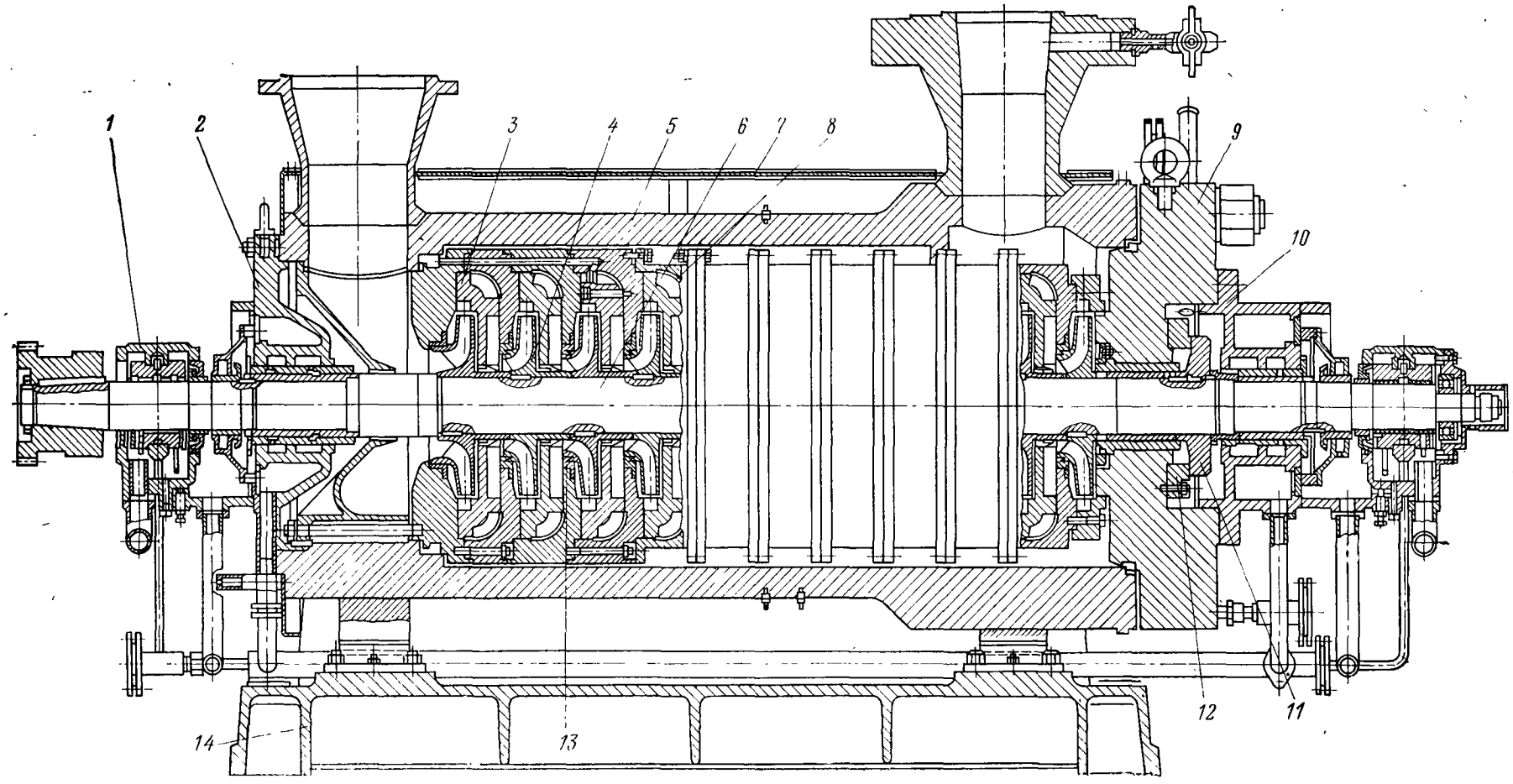


Рис. 5.4. Питательный двухкорпусный насос.

ды в рабочую полость насоса. Охлаждающая вода подводится также к нажимным буксам сальника для предотвращения парения из уплотнений.

С помощью зубчатой муфты насос непосредственно соединяется с электродвигателем. Зубчатая муфта имеет защитный разъемный корпус, который фланцем крепится к корпусу подшипника. Направление вращения ротора насоса — по часовой стрелке, если смотреть со стороны приводного электродвигателя.

Общий вид агрегата приведен на рис. 5.2,*б*, а габаритные размеры даны в табл. 5.3.

В тепловых схемах ТЭС с паровыми котлами на давление 9,8 и 13,7 МПа применяются питательные турбонасосы ПТН-270-140-90.

5.1.3. Насосы для паровых котлов с давлением пара 13,7 МПа. Применяемые для таких котлов питательные электронасосы ПЭ-380-185/200; ПЭ-500-180; ПЭ-580-185/200; ПЭ-720-185; ПЭ-780-185-210 и ПЭ-900-185 имеют однотипное унифицированное конструктивное исполнение. Продольный разрез насоса такого типа приведен на рис. 5.4.

С целью обеспечения безопасности эксплуатации и облегчения монтажа насосы выполнены двухкорпусными с внутренним корпусом секционного типа и односторонним расположением рабочих колес.

При двухкорпусной конструкции усилия от присоединенных трубопроводов воспринимаются очень жестким наружным корпусом и не передаются внутреннему корпусу, обусловливая нормальную его работу.

Двухкорпусная конструкция вследствие демпфирующего слоя жидкости между наружным и внутренним корпусом обладает более благоприятной шумовой характеристикой.

Указанное является существенным достоинством двухкорпусных конструкций.

В кованом наружном корпусе *5* из качественной углеродистой стали устанавливается узел внутреннего корпуса *8*, основные детали которого выполнены из хромистой стали. С торцов наружный корпус закрывается напорной *9* и входной *2* крышками. Для контроля равномерности обжатия металлической прокладки между крышкой напорной и наружным корпусом предусмотрен зазор около 1 мм. Напорная крышка крепится к наружному корпусу шпильками. Приварные фланцевые входной и напорной патрубки направлены вертикально вверх. Насосы ПЭ-780 и ПЭ-900, а также насосы ПЭ-380, ПЭ-500 и ПЭ-580 последних выпусков имеют напорный патрубок, обработанный под приварку трубопровода. В корпусе предусмотрена установка датчиков для контроля температуры нагрева нижней и верхней части насоса.

Конструкция насоса позволяет производить отбор питательной воды от третьей ступени внутреннего корпуса. Отбор осуществляется с помощью шести осевых сверлений в теле секции, вследствие чего они имеют утолщенную обечайку. Вода по сверлениям попадает в камеру между наружным корпусом и стыковой крышкой внутреннего корпуса, а оттуда по сверлению в наружном корпусе направляется в трубопровод отбора. В стыке между камерой отбора и полостью между наружным и внутренним корпусом предусмотрены прокладки из хромистой стали. После предварительного обжатия этих прокладок внутренний корпус фиксируется шпильками, находящимися внутри крышки наружного корпуса.

Рабочие колеса *4* посажены на вал *6* по скользящей посадке 2-го класса точности. Между торцами ступицы рабочего колеса последней ступени и втулки разгрузочного диска предусмотрен зазор для компенсации температурных расширений деталей ротора. Для предотвращения попадания воды через этот зазор на вал предусмотрено двустороннее уплотнение с помощью колец из термостойкой резины. Рабочее колесо первой ступени имеет увеличенную входную воронку для повышения всасывающей способности. Остальные колеса имеют одинаковую проточную часть. Начат выпуск модернизированных насосов ПЭ-580-200-3, у которых перед рабочим колесом первой ступени установлено предвключенное осевое колесо, дающее возможность уменьшить требуемый геометрический подпор (высоту установки деаэратора). Предотвращение протечек по валу осуществляется за счет металлического контакта торцов ступиц рабочих колес. Уплотнения рабочих колес промежуточных ступеней *13* — двухщелевые с зубом, первой ступени — однощелевое, гладкое. Межступенные уплотнения — однощелевые ступенчатые.

Осевое усилие, действующее на ротор, воспринимается гидравлическим разгрузочным устройством (гидропятой), состоящей из разгрузочного диска *11* и подушки пяты *12*, закрепленной в напорной крышке.

Соединение секций внутреннего корпуса осуществляется на цилиндрических заточках при помощи шпилек. Плотность стыков секций достигается за счет металлического контакта уплотняющих поясков. В качестве дополнительного уплотнения в стыках устанавливаются кольца из термостойкой резины. Направляющие аппараты *3* устанавливаются в секциях по напряженной посадке и фиксируются от проворачивания специальными винтами.

Концевые уплотнения *10* — щелевого типа с промежуточным подводом холодного и отводом отработанного конденсата. На выходе из концевых уплотнений предусмотрены водоотбойные кольца для исключения возможности попадания воды в подшипники при аварийном состоянии уплотнений. В насосе ПЭ-500 выполнены концевые уплотнения сальникового типа по типу уплотнений насоса ПЭ-250 (см. рис. 5.3). Корпуса

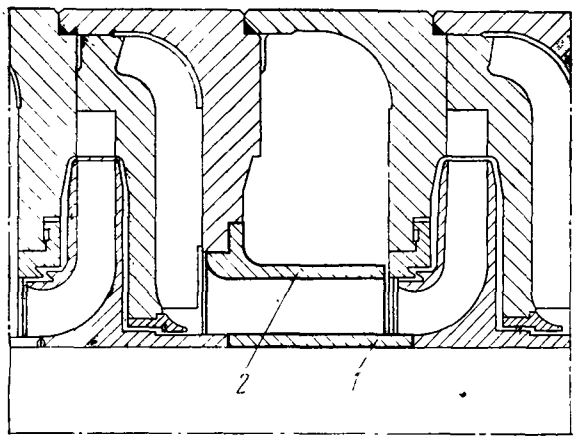


Рис. 5.5. Уменьшение числа ступеней питательного насоса.

уплотнений крепятся к крышкам корпуса.

Опорами ротора служат подшипники скольжения *1* с принудительной смазкой от индивидуальной маслоустановки. Со стороны свободного конца вала предусмотрен упор ротора с визуальным указателем осевого сдвига.

В насосах имеется специальное устройство для прогрева, которое состоит из коллектора с двумя вентилями высокого давления, трубопровода и дросселирующего устройства (последнее в поставку насоса не входит).

Насос в пределах плиты *14* укомплектован вспомогательными трубопроводами, объединенными в следующие коллекторы:

а) отвод горячей воды из камеры гидропяты в деаэратор;

б) подвод холодного конденсата к концевым уплотнениям;

в) отвод конденсата в конденсатор;

г) слив утечек в бак низких точек и в сливную систему;

д) подвод масла к подшипникам;

е) отвода масла от подшипников;

ж) прогрев насоса.

Корпус насоса закрыт защитно-декоративным кожухом *7* из мягкой листовой стали, под который на месте эксплуатации закладывается теплоизоляционный материал.

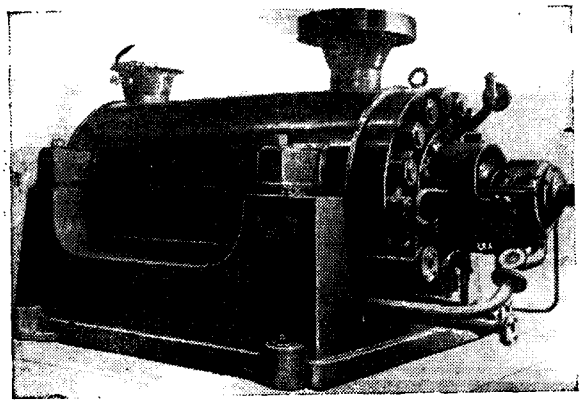


Рис. 5.6. Общий вид питательного электронасоса типа ПЭ.

Зубчатая муфта насоса имеет индивидуальный подвод масла от маслосистемы агрегата. Муфта закрыта кожухом из двух половин, в который сливается масло из муфты. Стык кожуха выполнен фланцевым и уплотнен резиновыми маслостойкими кольцами. Направление вращения ротора насосов — по часовой стрелке, если смотреть со стороны приводного электродвигателя.

При давлении нагнетания в 20 и 21 МПа насосы выполняются в одиннадцатиступенчатом исполнении; при давлении нагнетания в 18,5 МПа — десятиступенчатом. При этом вместо рабочего колеса на валу устанавливается дистанционная (рис. 5.5) втулка *1*. Вместо лопаточного отвода в секции также предусматривается втулка *2*. Обычно в таком случае в насосе убирается предпоследняя ступень. Насос ПЭ-500-180 имеет десятиступенчатое исполнение.

Питательные электронасосы выполняются в одинаковом оформлении (рис. 5.6).

Мощные питательные электронасосные агрегаты могут поставляться с гидромуфтой и с непосредственным соединением насоса и электродвигателя. В зависимости от принятой схемы изменяется конструктивное исполнение отдельных узлов насосного агрегата, в частности, маслоустановки, автоматики закладных или фундаментных частей и пр. Насос, гидромуфта и электродвигатель соединяются зубчатыми муфтами, защищенными литыми кожухами. Работа гидромуфты обеспечивается от маслоустановки агрегата.

Общий вид агрегатов по таким схемам приведен на рис. 5.2,*в*, а габаритные размеры — в табл. 5.3.

Турбонасосный агрегат ПТН-500-186-130 используется в качестве главного питательного насоса. Насосный агрегат состоит из главного и предвключенного насосов, соединенных зубчатыми муфтами с двумя концами вала приводной турбины. Главный насос непосредственно соединяется с валом турбины, а предвключенный — через понижающий редуктор (n=2500 1/мин).

Предвключенный насос (рис. 5.7) — одноступенчатый спирального типа с рабочим колесом двустороннего входа.

Литой корпус *3* имеет осевой разъем в горизонтальной плоскости по оси ротора. Для направленного теплового расширения в нижней части корпуса предусмотрена поперечная шпонка. В кронштейнах корпуса под подшипники выполнены продольные направляющие.

Рабочее колесо на валу *4* в осевом направлении фиксируется резьбовыми втулками. Опорами ротора служат подшипники скольжения *5* с принудительной смазкой. Для восприятия неуравновешенных остаточных осевых усилий предусмотрен двусторонний упорный подшипник скольжения *1*.

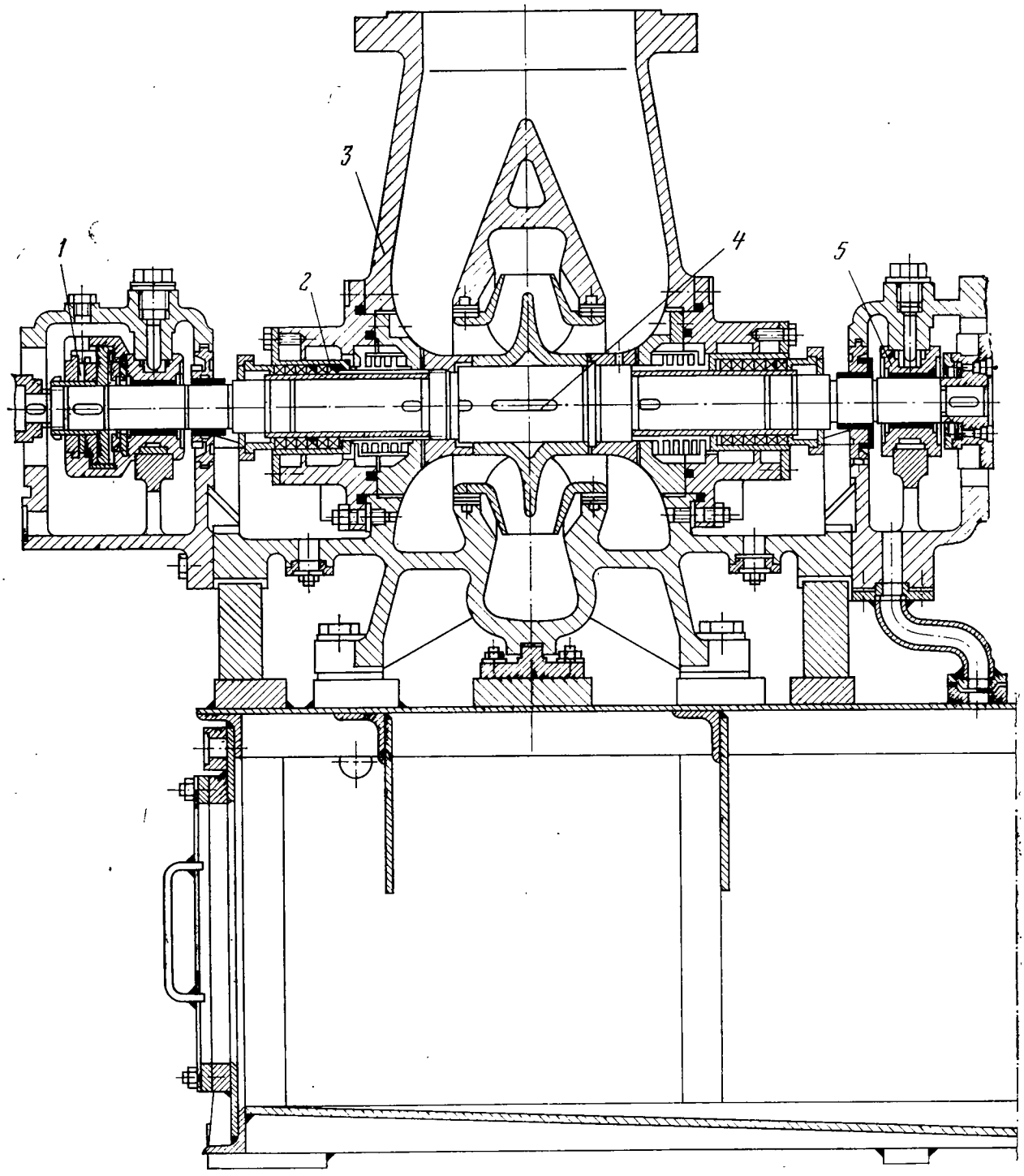


Рис. 5.7. Предвключенный насос агрегата ПТН-500.

Концевые уплотнения ротора *2* сальникового типа с развитыми камерами для охлаждения жидкости. Корпуса уплотнений шпильками крепятся к корпусу насоса.

Главный насос (рис. 5.8) — пятиступенчатый, двухкорпусный, секционного типа, с односторонним расположением рабочих колес. Конструктивная схема насоса аналогична рассмотренным выше питательным электронасосам. Кованый наружный корпус *5* из углеродистой стали с торцов закрывается крышками всасывания и нагнетания. Внутренний корпус *6* — секционного типа, имеет разъемные направляющие аппараты. Секции между собой соединяются длинными стяжными шпильками. Для обеспечения предварительного контакта в уплотнениях внутренний корпус шпильками притягивается к наружному. Ротор насоса *4* — неразборного типа, т. е. рабочие колеса посажены на вал по неподвижной посадке. Снятия рабочих колес при разборке внутреннего корпуса не требуется из-за применения разъемных направляющих аппаратов.

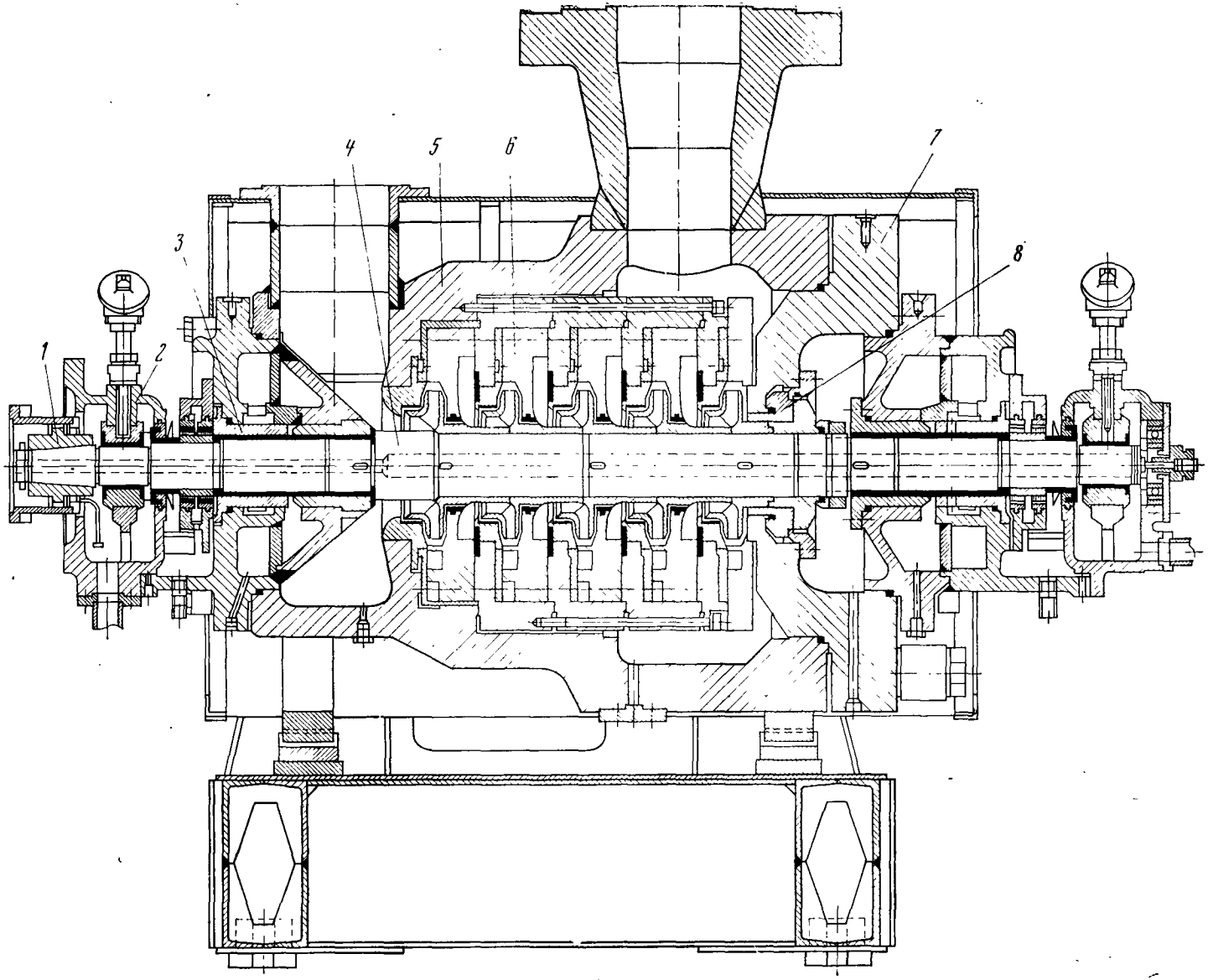


Рис. 5.8. Главный насос агрегата ПТН-500.

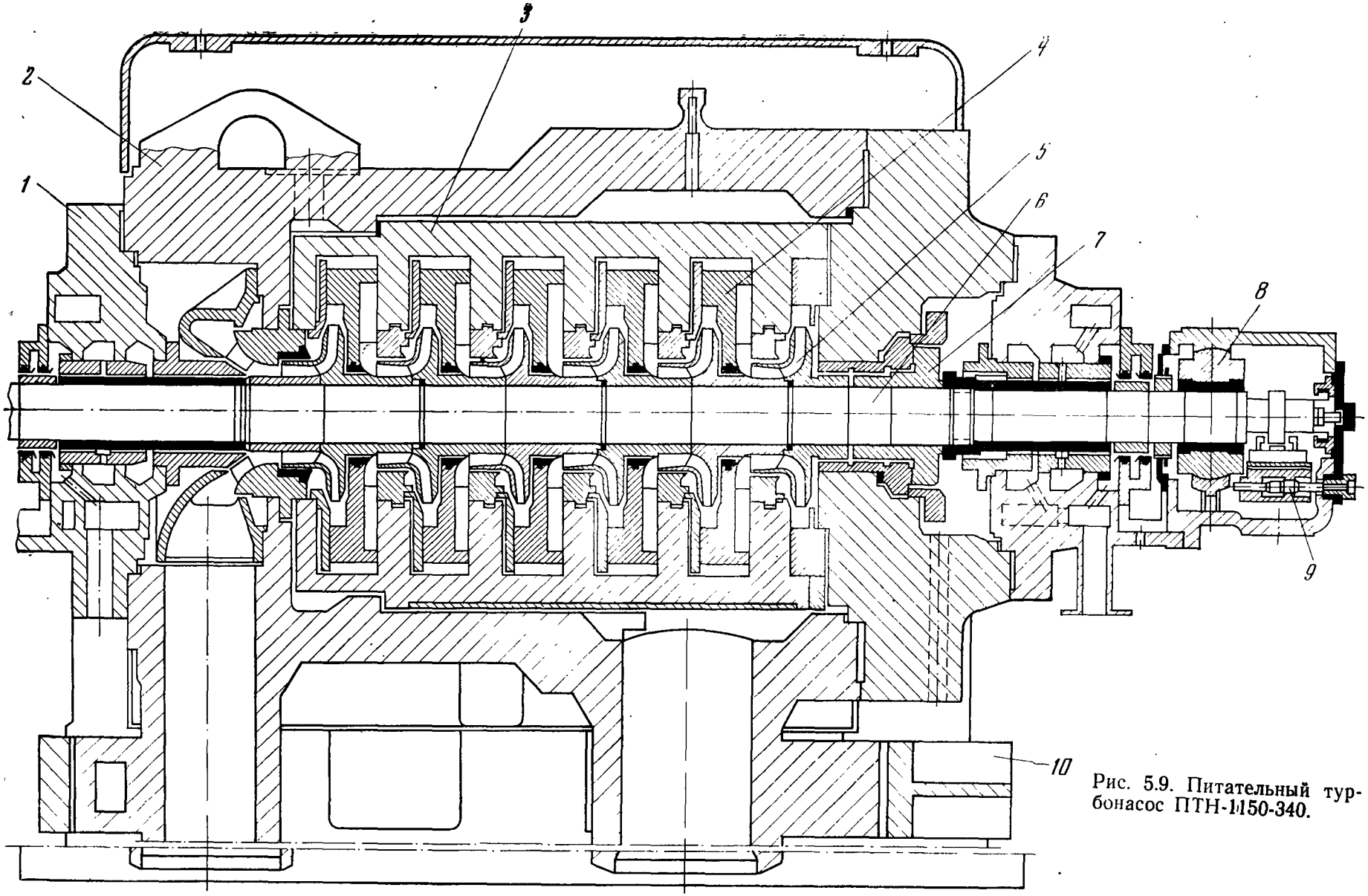


Рис. 5.9. Питательный турбонасос ПТН-1150-340.

Осевое усилие ротора воспринимается гидропятой *8*, расположенной в камере крышки нагнетания *7*. Концевые уплотнения *3* ротора — бесконтактные, щелевого типа с промежуточными отборами и подводом запирающего холодного конденсата. Опорами ротора служат подшипники скольжения *2* с принудительной смазкой. Со стороны свободного конца вала корпуса подшипника выполнен упор ротора. Зубчатая муфта *1* соединяет вал насоса с приводной паровой турбиной мощностью 3400 кВт и с частотой вращения 6300 1/мин.

Насосный агрегат имеет индивидуальную маслоустановку для систем регулирования и смазки. Комплексно с агрегатом поставляются приборы КиП и автоматики.

5.1.4. Насосы для паровых котлов с давлением пара 25 МПа. В качестве главного применяется питательный турбонасос ПТН-1150-340 (рис. 5.9). Насос выполнен по двухкорпусной схеме, шестиступенчатый.

Кованый наружный корпус *2* имеет приварные бесфланцевые входной и напорный патрубки, направленные вертикально вниз. При монтаже трубопроводы привариваются непосредственно к патрубкам. С торцов корпус закрывается входной и напорной крышками. В напорной крышке располагается гидравлическое разгрузочное устройство *7*, к ней шпильками крепится корпус концевого уплотнения.

Внутренний корпус *3* выполнен с горизонтальным разъемом по оси насоса. Корпус сварно-кованый из хромистой стали. Направляющие аппараты *4* — лопаточного типа, также разъемные. При сборке обе их половинки соединяются болтами. Цельный направляющий аппарат последней ступени крепится непосредственно к внутреннему корпусу. Такая конструкция внутреннего корпуса дает возможность использовать ротор насоса неразборного типа. Крепление внутреннего корпуса в наружном обеспечивает условия для независимого теплового расширения деталей насоса без нарушения их центрирования.

В уплотнительных стыках между внутренним и наружным корпусом в стыке крышки нагнетания предусмотрены плоские прокладки из хромистой стали. Стыки имеют наплавку из нержавеющей стали. К камере отбора через сверления в наружном корпусе привариваются два патрубка, объединенные общим коллектором.

Уплотнение стыка между внутренним и наружным корпусом осуществляется за счет усилия от давления, создаваемого насосом. В неработающем насосе уплотняющее усилие в стыке создается специальными пружинами, установленными по окружности между внутренним корпусом и напорной крышкой.

Ротор насоса *6* неразборного типа. Рабочие колеса *5* посажены на вал из стали 40ХФА по неподвижной посадке. Колеса попарно в осевом направлении упираются в разрезные кольца. Рабочие колеса изготовлены литьем из хромистой стали и имеют одинаковую проточную часть. В местах уплотнений на валу предусмотрены защитные втулки. Передняя втулка посажена на вал с натягом и фиксируется в осевом направлении буртом. Задняя втулка посажена по скользящей посадке и через нее осуществляется прижим разгрузочного диска к уступу вала с помощью резьбы, выполненной на внутренней поверхности втулки со стороны, примыкающей к разгрузочному диску. Разгрузочный диск выполнен из поковки хромистой стали повышенной твердости и насажен на вал по скользящей посадке.

Концевые уплотнения *1* насоса щелевого типа работают примерно в одинаковых условиях. Горячая вода попадает во внутренние камеры уплотнения и отводится в деаэратор. К промежуточным камерам уплотнений подводится холодный конденсат от постороннего источника, который, частично смешиваясь с горячей водой, поступает в деаэратор, а большая часть его поступает в наружные камеры уплотнений, откуда через сифоны отводится в конденсатор основной турбины. На линиях подвода конденсата к уплотнениям предусматриваются фильтры и регуляторы давления.

Опорами ротора *8* служат подшипники скольжения с принудительной смазкой. Корпуса подшипников крепятся к корпусам концевых уплотнений. Вкладыши в корпусе подшипника установлены по сферической расточке для обеспечения самоустановки вкладышей в процессе работы насоса и исключения ручной пригонки рабочей поверхности к шейке вала.

В корпусе заднего подшипника установлен датчик *9* электронного указателя осевого перемещения ротора и упорный шарикоподшипник, ограничивающий возможные перемещения ротора при пуске.

Внешний корпус опирается на фундаментную раму *10* четырьмя лапами в горизонтальной плоскости, проходящей через ось насоса. Крепятся лапы к раме восемью дистанционными болтами. Для обеспечения направленного теплового расширения корпуса на входном и нагнетательном патрубках выполнены вертикальные шпонки, которые входят в пазы специальных траверс, закрепленных на фундаментных опорах. В передних лапах предусмотрены две поперечные шпонки.

В качестве привода насоса ПТН-1150-340 используется паровая турбина типа ОР-12ПМ мощностью 12 500 кВт с частотой вращения 6000 1/мин.

Смазка подшипников агрегата осуществляется от общей системы смазки турбины К-300-240.

В составе группы питательных насосов паровых котлов давлением 25 МПа имеется пуско-резервный питательный электронасос-

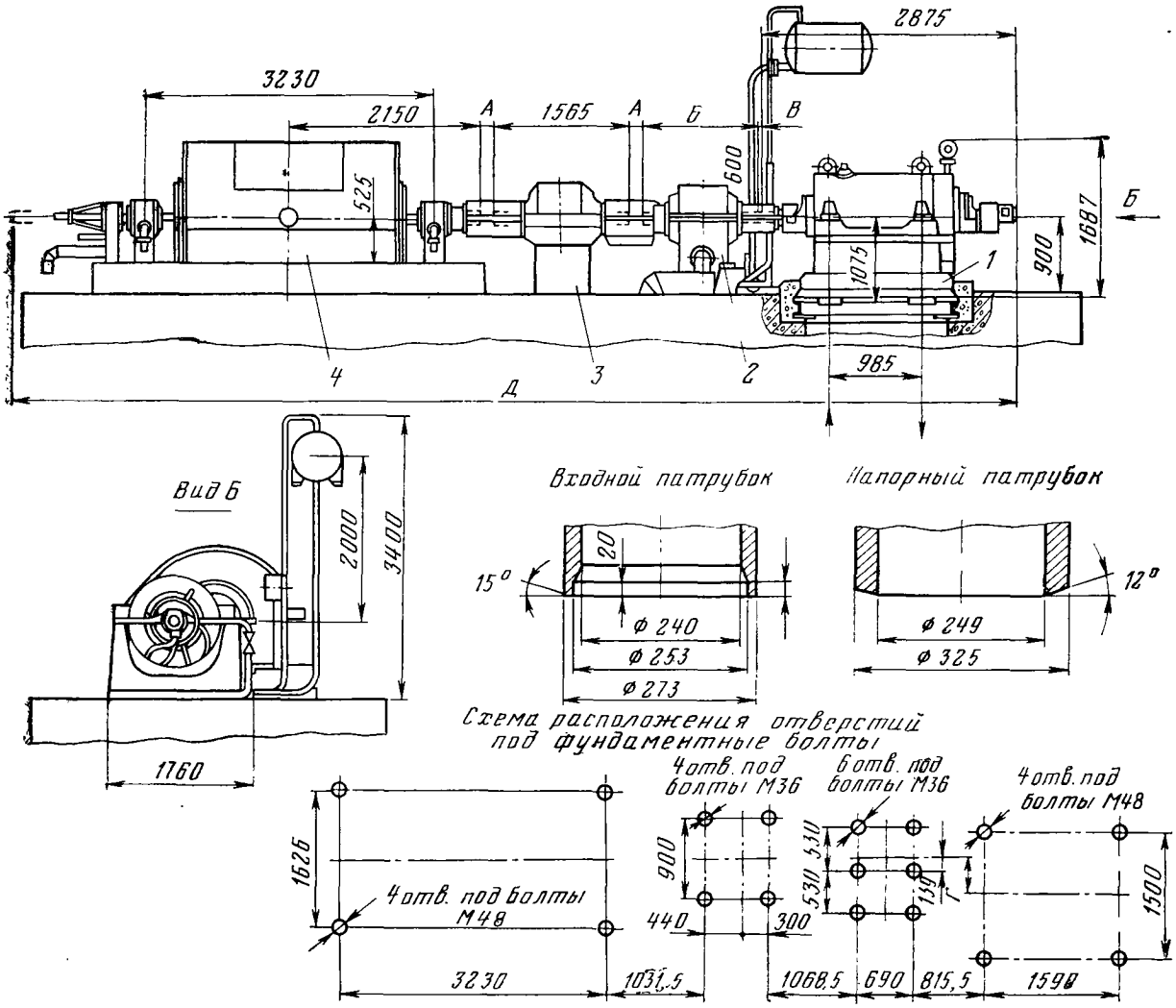


Рис. 5.10. Питательный электронасосный агрегат ПЭ-600-300.

ный агрегат ПЭ-600-300. Агрегат (рис. 5.10) состоит из насоса *1*, редуктора *2*, гидромуфты *3* и электродвигателя *4*. Габаритные размеры агрегата для разных марок редуктора приведены в табл. 5.4.

Маслоснабжение главного и пускорезервного питательных насосных агрегатов осуществляется от маслосистемы турбоустановки.

Таблица 5.4

Габаритные размеры электронасосного агрегата ПЭ-600-300

Размер, мм	Марка редуктора	
	Б-10Ч (ККЗ)	Б-10 (ХТЗ)
А	202,5	251,5
Б	1420	1315
В	10	65
Г	425	407,39
Д	13 840	13 888

Питательный насос ПЭ-600-300 (рис. 5.11) — двухкорпусный, семиступенчатый, с односторонним расположением рабочих колес из хромистой стали, которые посажены на вал *3* по скользящей посадке. Проточная часть всех колес одинакова. Каждое колесо в осевом направлении упирается в ступицу предыдущего колеса. Уплотнения рабочих колес — однощелевые. В зазоре между ступицей рабочего колеса последней ступени и втулкой гидропяты, который необходим для компенсации разных температурных расширений деталей ротора, предусмотрено уплотнение из термостойкой резины. На роторе между концевыми уплотнениями и подшипниками установлены диски для динамического балансирования ротора в собственных подшипниках, которые одновременно являются водоотбойными.

В конструкции насоса предусмотрен отбор питательной воды после первой ступени. Камера отбора с одной стороны уплотняется кольцом из термостойкой резины, с другой — металлической прокладкой из

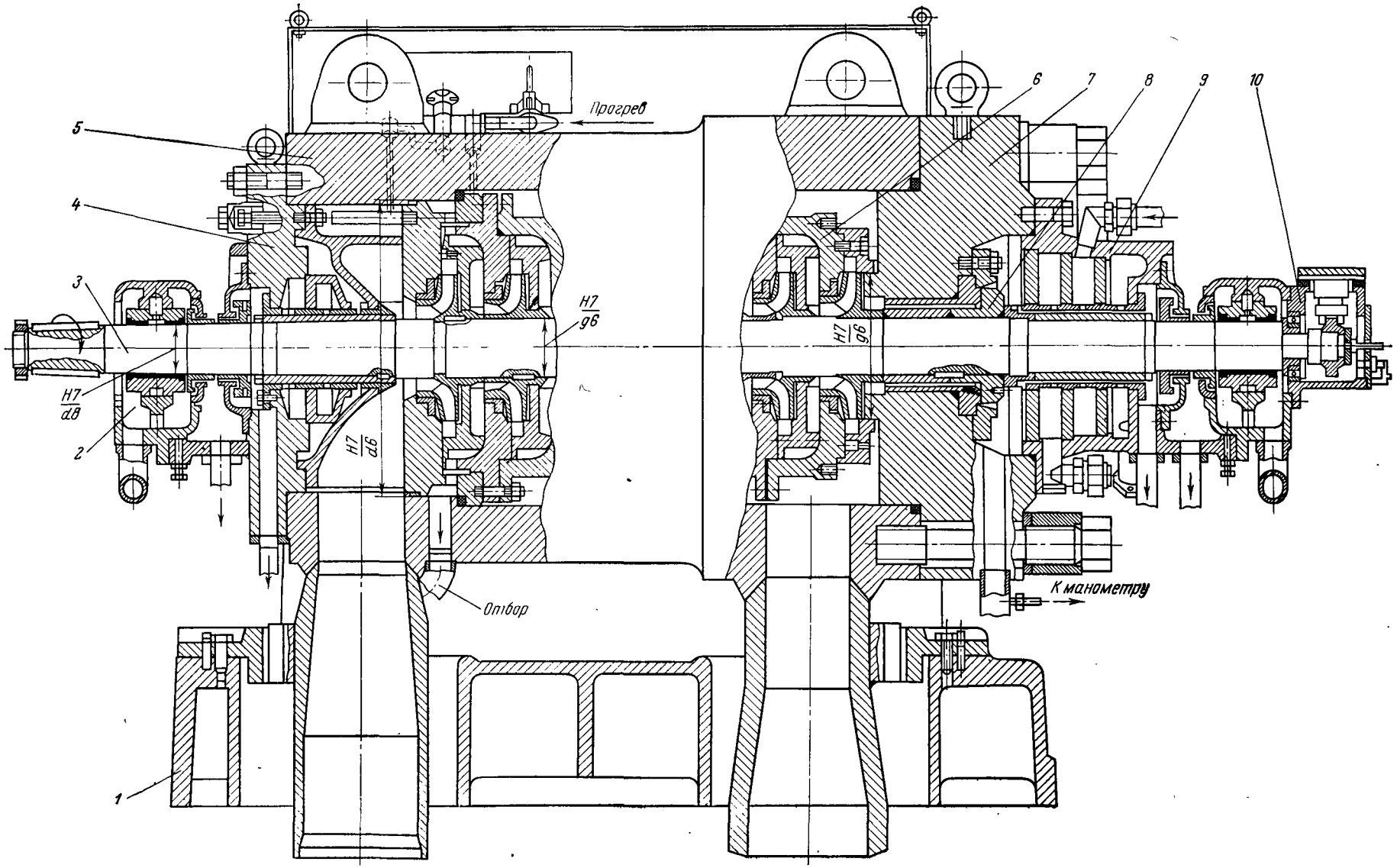


Рис. 5.11. Питательный насос ПЭ-600-300.

хромистой стали 12Х13. Полуспиральный подвод соединяется с крышкой всасывания *4*. Внутренний корпус *6* с помощью шпилек, проходящих через крышу всасывания, фиксируется в наружном корпусе *5*, обеспечивая постоянное обжатие металлической прокладки в стыке между высоким и низким давлением.

Концевые уплотнения *9* насоса — щелевого типа. Подшипники скольжения *2* с принудительной смазкой имеют цилиндрические вкладыши. Со стороны свободного вала имеется упор ротора *10* с автоматическим указателем осевого сдвига.

В пределах насоса расположены вспомогательные трубопроводы для концевых уплотнений и подшипников. Насос соединяется с редуктором посредством глухой муфты, фиксируемой на валу двумя шпонками.

Базовой деталью насоса является наружный корпус *5*, который представляет собой полый кованый цилиндр из качественной углеродистой стали с приварными входными и напорным патрубками. Патрубки направлены вертикально вниз. Тепловое расширение насоса возможно только в сторону нагнетания. Это обеспечивается поперечными шпонками, фиксирующими опорные лапы корпуса на плите со стороны входного патрубка. Положение оси насоса при тепловом расширении сохраняется продольными шпонками на входном и напорном патрубках насоса.

Внутренний корпус *6* центрируется в расточке наружного корпуса крышкой нагнетания *7*. Секции внутреннего корпуса центрируются друг с другом на заточках, выполненных по напряженной посадке второго класса точности и соединяются между собой болтами. На внутреннем корпусе в нижней его части предусмотрено две пары штифтов для облегчения установки внутреннего корпуса в наружный. В собранном насосе между внутренней поверхностью наружного корпуса и штифтами образуется зазор 0,26—0,3 мм на сторону для избежания нарушения центровки.

Ротор насоса представляет собой самостоятельный сборочный элемент. Рабочие колеса отбалансированы статически, а ротор балансируется в сборе динамически. Дисбаланс снимается с наружной поверхности разгрузочного диска *8* гидропяты и с торца полумуфты.

Корпус насоса крепится на фундаментной плите *1* и закрывается защитным кожухом, под который прокладывается слой теплоизоляционного материала. Транспортирование насоса осуществляется за проушины, приваренные к наружному корпусу.

Направление вращения насоса — по часовой стрелке, если смотреть со стороны приводного электродвигателя.

На электростанциях эксплуатируется большое количество питательных насосов ПЭ-600-300 с расположенными вертикально вверх входным и нагнетательным патрубками фланцевого типа. В остальном конструктивное исполнение таких насосов практически не отличается от рассмотренного выше [11].

Питательные пускорезервные агрегаты ЛМЗ с насосом ПЭН-600-320 выполнены по схеме, изображенной на рис. 5.10. Соб-

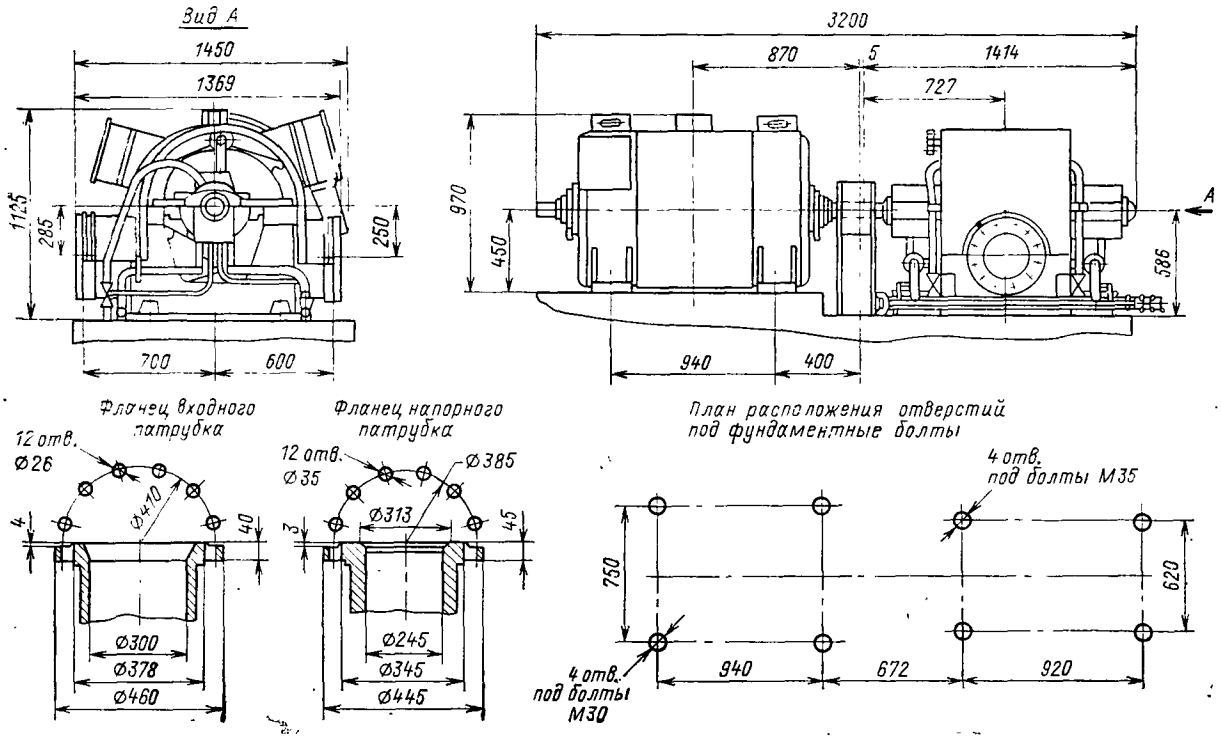


Рис. 5.12. Предвключенный насосный агрегат ПД-650-160.

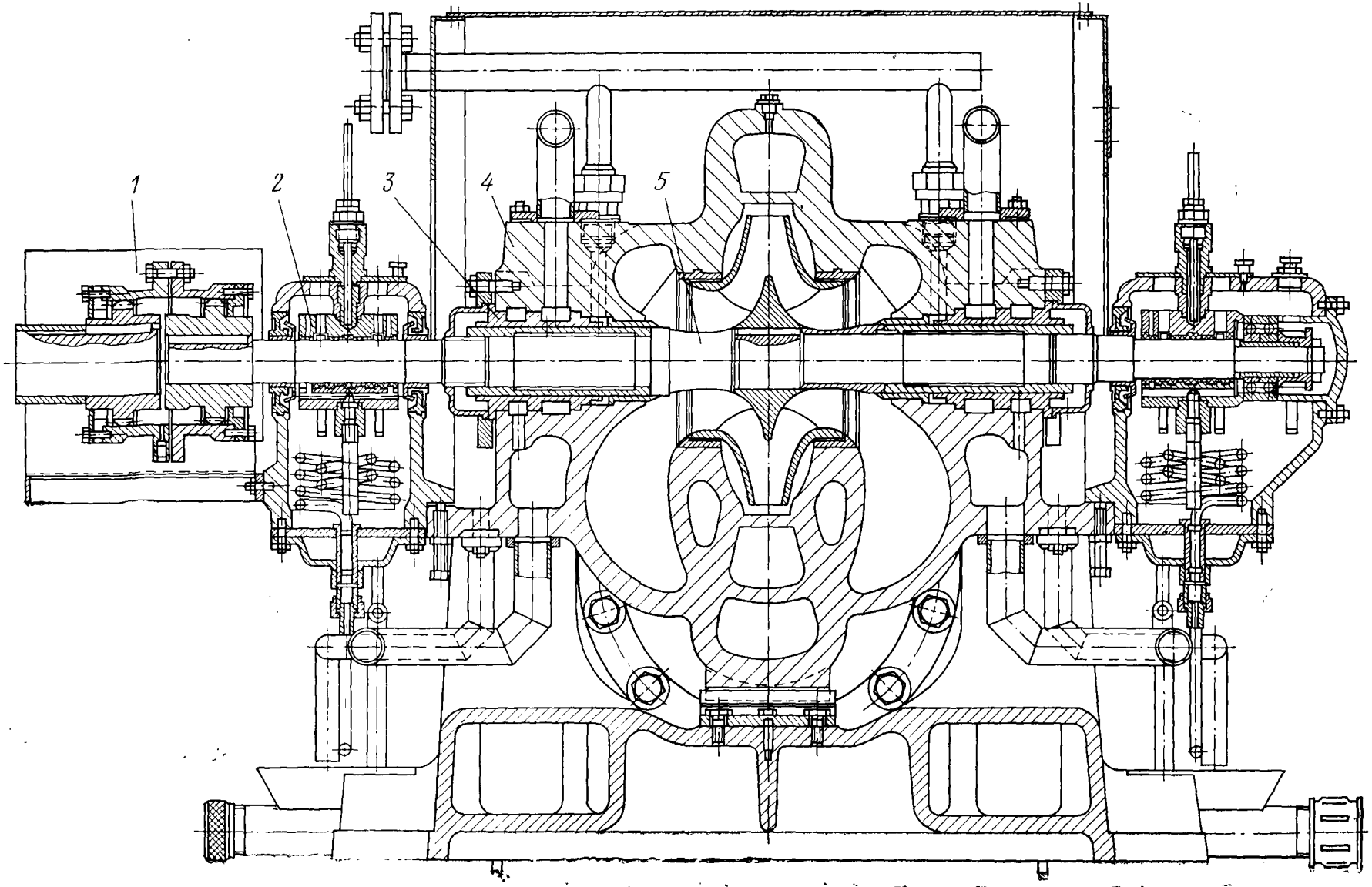


Рис. 5.13. Насос ПД-650-160 (12ПД-8).

ственно насос имеет однотипную конструкцию с турбонасосом ПТН-1150-340.

Для обеспечения нормальной бескавитационной работы главного и пускорезервного питательных насосов предназначена группа параллельно включенных предвключенных насосов ПД-650-160 (12ПД-8), создающих необходимый подпор во входном патрубке питательного насоса. На три агрегата поставляется один местный щит с приборами контроля давления и температуры.

Предвключенный насосный агрегат состоит из насоса и электродвигателя, соединенных упруго-пальцевой муфтой (рис. 5.12). Характеристика насоса приведена в приложении (рис. П.2).

Насос ПД-650-160 (рис. 5.13) — центробежный, горизонтальный, спирального типа, одноступенчатый с рабочим колесом двустороннего входа. Его основные параметры следующие:

Подача, м³/ч	650
Напор, м	158
Допустимый кавитационный запас, м ст. ж.	18
Температура перекачиваемой воды, °С	165
Частота вращения, 1/мин	2980
Мощность насоса, кВт	330
К. п. д. насоса, %	76
Масса насоса, кг	1780

Корпус *4* насоса — литой, чугунный с горизонтальным разъемом по оси вала насоса, состоит из двух частей: нижней части и крышки. Входной и напорной патрубки насоса расположены в нижней части корпуса и направлены горизонтально в противоположные стороны, что дает возможность производить разборку насоса без демонтажа трубопроводов. Уплотнение плоскости разъема осуществляется паронитовой прокладкой толщиной примерно 1 мм. Для уменьшения радиального усилия, действующего на ротор при отклонении режима работы насоса от номинального, отвод насоса выполнен в виде двухзавитковой спирали. В корпусе отлиты также каналы полуспирального подвода к рабочему колесу. Шпильки, соединяющие обе части корпуса, закрыты колпачковыми гайками.

Корпус четырьмя лапами опирается на литую плиту. Опорные поверхности лап максимально приближены к горизонтальной плоскости, проходящей через ось ротора насоса. Для сохранения положения оси вала при тепловом расширении корпус насоса фиксируется с помощью продольной шпонки и двух поперечных цилиндрических шпонок в лапах корпуса со стороны муфты. Опорные лапы крепятся к плите шпильками, под гайки которых установлены дистанционные втулки. Зазор между лапами и дистанционными втулками должен обеспечиваться в пределах 0,03—0,1 мм.

Ротор *5* насоса представляет собой отдельный сборочный элемент. На вал насажены рабочее колесо из нержавеющей стали и втулки. Одним торцом ступицы рабочее колесо упирается в выступ вала. С другой стороны через дистанционную и защитную втулки круглой гайкой колесо фиксируется на валу. От проворачивания защитные втулки фиксируются шпонками. Для предотвращения протекания жидкости по валу под втулками предусмотрены уплотнительные кольца из термостойкой резины, которые поджимаются круглыми гайками через металлические кольца. Ротор в сборе с упруго-пальцевой муфтой *1* подвергается динамической балансировке.

Опорами ротора служат два подшипника скольжения *2* с баббитовой заливкой вкладышей. Корпуса подшипников — разъемные, чугунные, крепятся к кронштейнам корпуса насоса. При центровке ротора в статоре корпуса подшипников перемещаются регулировочными винтами и фиксируются по отношению корпуса призонштифтами. Смазка подшипников — кольцевая турбинным маслом марки 22. Для охлаждения масла в камере монтируется змеевик, по которому циркулирует охлаждающая вода. На крышках подшипников предусмотрены смотровые отверстия, закрытые крышками для контроля за работой масляных колец. Для восприятия остаточных неуравновешенных осевых усилий предусмотрен двусторонний радиально-упорный шарикоподшипник, установленный на свободном конце вала насоса. Для его смазки имеется дополнительное смазочное кольцо.

Концевые уплотнения *3* ротора насоса — сальникового типа с термостойкой набивкой типа АГ-1. Охлаждение уплотнения осуществляется водой технического водопровода. Для интенсификации охлаждения корпус сальника имеет ребристую наружную поверхность, а перед набивкой предусмотрена цилиндрическая щель. Во избежание парения уплотнения к нажимной втулке сальника подводится охлаждающая вода.

Вместе с насосом поставляются вспомогательные трубопроводы, предназначенные:

а) для подвода и отвода воды технического водопровода на охлаждение подшипников и охлаждающих камер корпуса насоса;

б) для подвода импульсов к манометрам от мест замера давления.

Подсоединение трубопроводов осуществляется с помощью штуцерных и фланцевых соединений. Для контроля за работой системы охлаждения на сливе предусмотрены воронки свободного слива.

Вспомогательные трубопроводы находятся под защитным кожухом, изготовленным из листового железа. Под кожух прокладывается слой теплоизоляционного материала.

Насос и приводной электродвигатель устанавливаются на отдельных фундамент-

ных плитах. Направление вращения ротора насоса — против часовой стрелки, если смотреть со стороны электродвигателя.

Предвключенный насос ПД-650-160 допускает работу в широком диапазоне изменения режимов. Допускается кратковременная работа насоса с подачей 1200 м³/ч.

Выпущена опытная партия предвключенных насосов ПД-650-160 со стальным корпусом и бесфланцевыми патрубками для приварки трубопроводов.

5.1.5. Насосы для паровых котлов с давлением пара 35 МПа. Для обеспечения работы котлов блоков мощностью 500 и 800 МВт используются питательные насосы, параметры которых не включены в действующие стандарты.

Для питания парогенераторов применяются турбонасосные агрегаты ПТН-950-350 (блок 500 МВт) и ПТН-1500-350 (блок 800 МВт). На каждый блок предусмотрено два рабочих агрегата. Агрегат состоит из главного и предвключенного насосов, подсоединенных к обоим концам приводной турбины. Крутящий момент к предвключенному насосу передается через понижающий редуктор.

Питательные турбонасосы ПТН-950-350 и ПТН-1500-350 имеют конструктивное исполнение, аналогичное ПТН-1150-340 (см. рис. 5.9).

Предвключенный насос ПД-1600-180 (рис. 5.14), работая с пониженной частотой вращения, создает напор, достаточный для бескавитационной работы главного насоса. Насос имеет следующие параметры:

Подача, м³/ч:	
номинальная	1630
максимальная	2230
Напор при $Q_{макс}$, м	170
Допустимый кавитационный запас на входе в насос, м ст. ж.	Не менее 12
Температура перекачиваемой жидкости, °С	Не более 165
Частота вращения, 1/мин:	
при $Q_{ном}$	1890
при $Q_{макс}$	1950

Характеристика насоса ПД-1600-180 приведена в приложении (рис. П.3).

Направление вращения насоса — по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода.

Насос — центробежный, одноступенчатый с рабочим колесом двустороннего входа, горизонтальный, спирального типа.

Чугунный корпус *3* насоса имеет горизонтальный разъем. В корпусе отлиты ка-

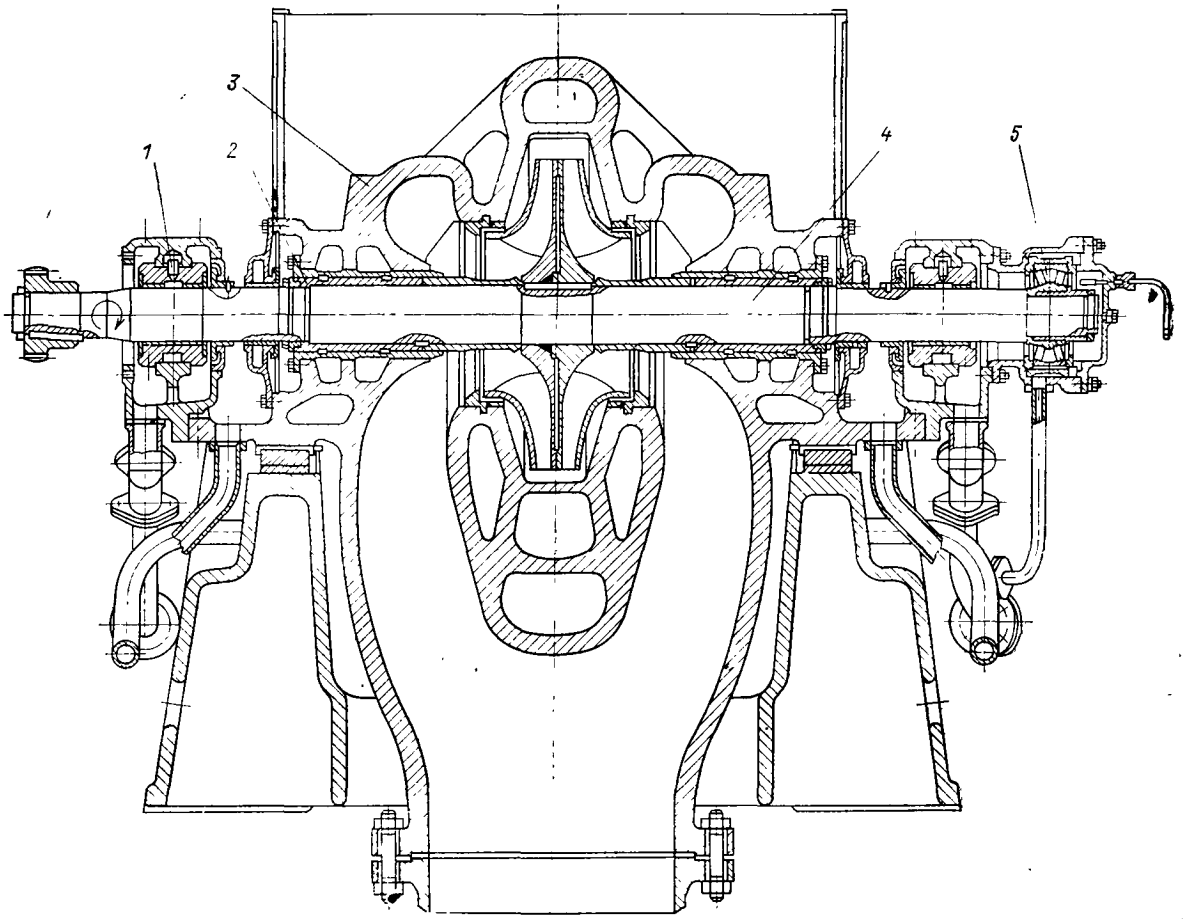


Рис. 5.14. Предвключенный насос ПД-1600-180.

Таблица 5.5

Основные технические характеристики питательных насосов для АЭС

Параметры	СПЭ-65-56	ПЭ-150-85	ПЭ-250-75	ПЭ-850-65	СПЭ-1650-75	ПТ-3750-75	ПД-3750-200
Подача, м³/ч	65	150	250	850	1650	3750	3760
Напор, м	580	910	830	714	830	—	—
Допустимый кавитационный запас, м ст. ж., не менее	9	11	9	9	15	—	20
Температура перекачиваемой жидкости, °С, не более	159/40	165	165	159	169	165	165
Частота вращения, 1/мин	2970	2970	2975	2975	2895	3500	1800
Мощность насоса, кВт	144/163	480	686	1880	4100	9200	2460
Масса насоса, кг	1250	2920	2565	5135	9000	18 000	6000

Примечание. СПЭ — специальный питательный насос.

налы полуспирального подвода и двухзаходного спирального отвода. Патрубки насоса отлиты совместно с нижней частью корпуса. Входной патрубок направлен вертикально вниз, напорный — горизонтально. Плоскость разъема корпуса уплотняется паронитовой прокладкой.

Опорные лапы корпуса максимально приближены к оси насоса для уменьшения расцентровки при нагреве корпуса насоса. Положение корпуса на плите фиксируется двумя продольными шпонками. Тепловое расширение насоса возможно только в сторону свободного конца вала, так как лапы со стороны приводного конца вала зафиксированы на плите двумя поперечными цилиндрическими шпонками.

В местах уплотнения рабочих колес на входе в корпусе устанавливаются уплотнительные кольца из хромистой стали.

Ротор *4* насоса состоит из вала (сталь 40ХФА), рабочего колеса, комплекта защитных втулок, маслоотбойных колец и полумуфты.

Сварно-литое рабочее колесо из хромистой стали посажено на валу на шпонке. В осевом направлении колесо фиксируется с обеих сторон дистанционными защитными втулками. Для компенсации тепловых расширений деталей ротора между торцами втулок оставлен тепловой зазор 0,5—1 мм. На конический приводной конец вала посажена зубчатая полумуфта.

Опорами ротора служат подшипники скольжения *1* с принудительной смазкой от маслосистемы агрегата. Разъемные цилиндрические вкладыши от поворачивания фиксируются в корпусе подшипника штифтами. Неуравновешенное осевое усилие насоса воспринимается двухрядным сферическим роликоподшипником *5*, расположенным на свободном конце вала. Для контроля температуры подшипников в нижних половинах вкладышей предусмотрены датчики на крышках подшипников. При установке ротора в статоре с целью обеспечения равномерного зазора в уплотнениях рабочего колеса и концевых уплотнениях подшипники перемещаются в вертикальной плоскости тремя установочными винтами. Положение корпуса подшипника фиксируется двумя штифтами под развертку.

Концевые уплотнения *2* насоса — щелевого типа с промежуточным подводом холодного конденсата ($T \leqslant 313$ K), с давлением, превышающим на 0,08—0,1 МПа давление на входе в предвключенный насос. В уплотнениях предусмотрен промежуточный последовательный отвод конденсата в конденсатор и бак низких точек. Конденсат, вытекающий наружу из уплотнений тонкой струйкой, попадает в «корыто» корпуса и отводится в дренаж. На линии подвода холодного конденсата должен быть установлен клапан, поддерживающий постоянным требуемое давление. На линии отвода конденсата от уплотнения в конденсатор (через сифон) установлен вентиль, с помощью которого в камере отбора устанавливается требуемое давление. На трубопроводах подвода и отвода конденсата к уплотнениям предусмотрены штуцера для подсоединения импульсных трубок к манометрам.

Насос устанавливается на индивидуальной фундаментной плите тумбового типа. Опорные лапы насоса крепятся к плите болтами с дистанционными кольцами. Зазор между нижней поверхностью болта и кольцом должен лежать в пределах 0,1 мм.

С приводом насос соединяется зубчатой муфтой, имеющей принудительную смазку от маслосистемы турбоагрегата.

Насос закрывается защитно-декоративным кожухом из листовой стали, под которым прокладывается теплоизоляционный материал.

В пределах насоса выполнена система вспомогательных трубопроводов для подвода и отвода охлаждающей воды, масла, слива утечек.

Таблица 5.6

Габаритные и присоединительные размеры, мм, питательных насосных агрегатов АЭС

Размер	СПЭ-65-56		ПЭ-150-85	ПЭ-250-75		ПЭ-850-65		СПЭ-1650-75		ПГ-3750-75**
А		3170	6534		3898		5847	6251		—
Б		—	2012		—		—	—		—
В		1864	—		1958		2470	2718		3375
Г		600	645		652		742	863		1040
Д		650	775		668		935	990		950
Е		460	580		500		654,5	1000		1250**
Ж		500	580		500		650	1000		1250
З		510	632		570		760	985		1000
И		1304	1910		1900		3124	3250		—
К		—	—		1145		1635	—		—
Л		510	515		500		760	500		—
М		—	1610		—		2110	—		—
Н		—	1040		1040		2220	2650		—
О		870	1150		740		950	2320		2090
П		870	—		920		1500	1600		1750
Р		—	—		930		1200	1320		—
С		—	923		1082		1420	1084		—
D^*_1	300	350	315	310	350	440	430	640	715	—
D_2	250	290	270	270	290	400	360	585	620	—
D_3	218	250	240	242	250	370	315	550	560	—
D_4	147	203	150	175	203	300	259	450	—	401
D_5	—	150	475	—	50	—	205	—	400	382
h	30	—	40	32	—	30	—	40	—	—
h_1	—	46	—	—	46	—	54	—	80	—
h_2	—	—	—	—	—	—	4,5	—	—	—
h_3	—	3	—	—	3	—	3	—	—	—
n	8	12	—	8	12	12	12	20	16	—
d	—	33	8	—	33	—	42	—	52	—
d_1	27	—	24	24	—	23	—	30	—	—
d_2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
d_3	—	—	—	—	—	36	—	48	—	—
d_4	—	—	—	—	—	—	—	48	—	—

* Начиная с D_1 даны размеры напорного патрубка насосов (рис. 5.2, *а*).
** В насосе ПТ-3750-75 патрубок выполнен под сварку.

5.1.6. Питательные насосы для парогенераторов АЭС. Для питания парогенераторов энергоблоков АЭС в нормальных и аварийных режимах применяются питательные насосы СПЭ-65-56, ПЭ-150-85; ПЭ-250-75; ПЭ-850-65; СПЭ-1650-75; ПТ-3750-75 [27].

Основные параметры насосов приведены в табл. 5.5. Общий вид агрегата СПЭ-65-56 показан на рис. 5.2,*а*, остальное — на рис. 5.2,*б*, а размеры — в табл. 5.6.

Конструкционная схема таких насосов аналогична однокорпусным питательным насосам для ТЭС (см. рис. 5.3).

Принципиальным отличием насосов ПЭ-850 и ПЭ-1650 является применение комбинированной первой ступени с предвключенным осевым колесом (рис. 5.15). Применение такой ступени дает возможность уменьшить высоту расположения деаэратора или отказаться от применения бустерного насоса. Предвключенное колесо работает в условиях развитой кавитации, оно обеспечивает бескавитационную работу центробежной ступени. Колесо выполнено из стойкой против кавитационного разрушения хромистой стали. Для уменьшения кавитационных разрушений предвключенное колесо насоса СПЭ-1650 выполнено с увеличенным зазором по внешнему диаметру.

Насос и электродвигатель установлены на отдельных фундаментных плитах и соединены между собой зубчатыми муфтами. Направление вращения вала насоса — по часовой стрелке, если смотреть со стороны приводного электродвигателя.

Для подачи питательной воды в парогенератор АЭС с реактором ВВЭР-1000 применяется питательный турбонасосный агрегат ПТ-3750-100 с приводом от конденсационной турбины. Главный насос непосредственно соединен с турбиной, а в предвключенный насос ПД-750-200 — через понижающий редуктор.

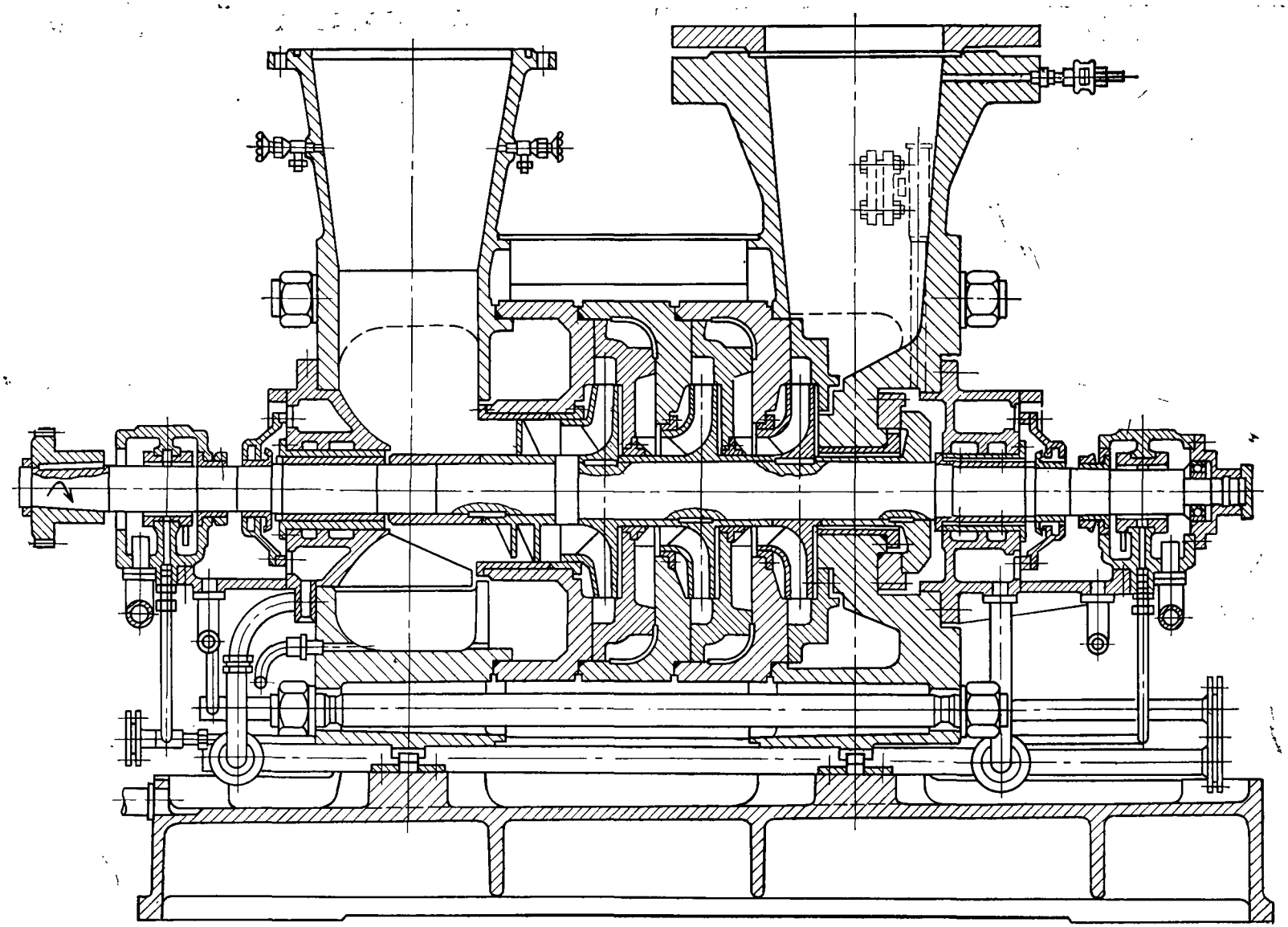


Рис. 5.15. Питательный насос СПЭ-1650-75.

Трехступенчатый главный насос ПТ-3150-75 имеет общепринятую двухкорпусную конструкцию (см. рис. 5.11). В насосе предусмотрен отбор от первой ступени. В отличие от насоса ПЭ-600-300 для уравновешивания осевого усилия предусмотрен разгрузочный барабан и двусторонний упорный подшипник Митчела. Входной и напорный патрубки направлены по оси вертикально вниз и имеют разделку для приварки трубопроводов.

Предвключенный одноступенчатый насос ПД-750-200 с рабочим колесом двустороннего входа имеет конструкцию, аналогичную изображенной на рис. 5.14. Для восприятия остаточных неуравновешенных усилий предусмотрен двусторонний упорный подшипник Митчела.

5.1.7. Специальные питательные насосы. Для подачи питательной воды в паровые котлы коммунальных котельных ТЭС малой мощности и питания парогенераторов энергоблока АЭС применяется ряд насосов, не включенных в стандарты по питательным турбо- и электронасосам. Наибольшее распространение для этих целей получили насосы следующих типов:

питательные поршневые насосы типа ПН, предназначенные для подачи пресной воды с температурой до 378 К и массовым содержанием твердых частиц до 0,2%. Некоторые модификации таких насосов могут работать при температуре перекачиваемой жидкости до 433 К [44]. Основные параметры насосов типа ПН:

Параметры	ПНТ,6/16	ПНТ,8/16А	ПНТ/16	ПНО,4/16
Подача, м³/ч . . .	1,6	0,8/0,8	1	0,4
Давление нагнетания, МПа . . .	0,16	0,16	0,16	0,16
Вакуумметрическая высота всасывания, м ст. ж., не более	6	6	6	6
Число двойных ходов, 1/мин . . .	140	140	140	140
Ход поршня, мм . .	40	40	40	40
Масса агрегата, кг	130	130	125	120

На рис. 5.16 дан продольный разрез насоса типа ПН.

Базовая часть насоса состоит из чугунного корпуса *1*, являющегося одновременно картером для масла. Вращение от электродвигателя через клиноременную передачу передается ведущему валу и шестерне на-

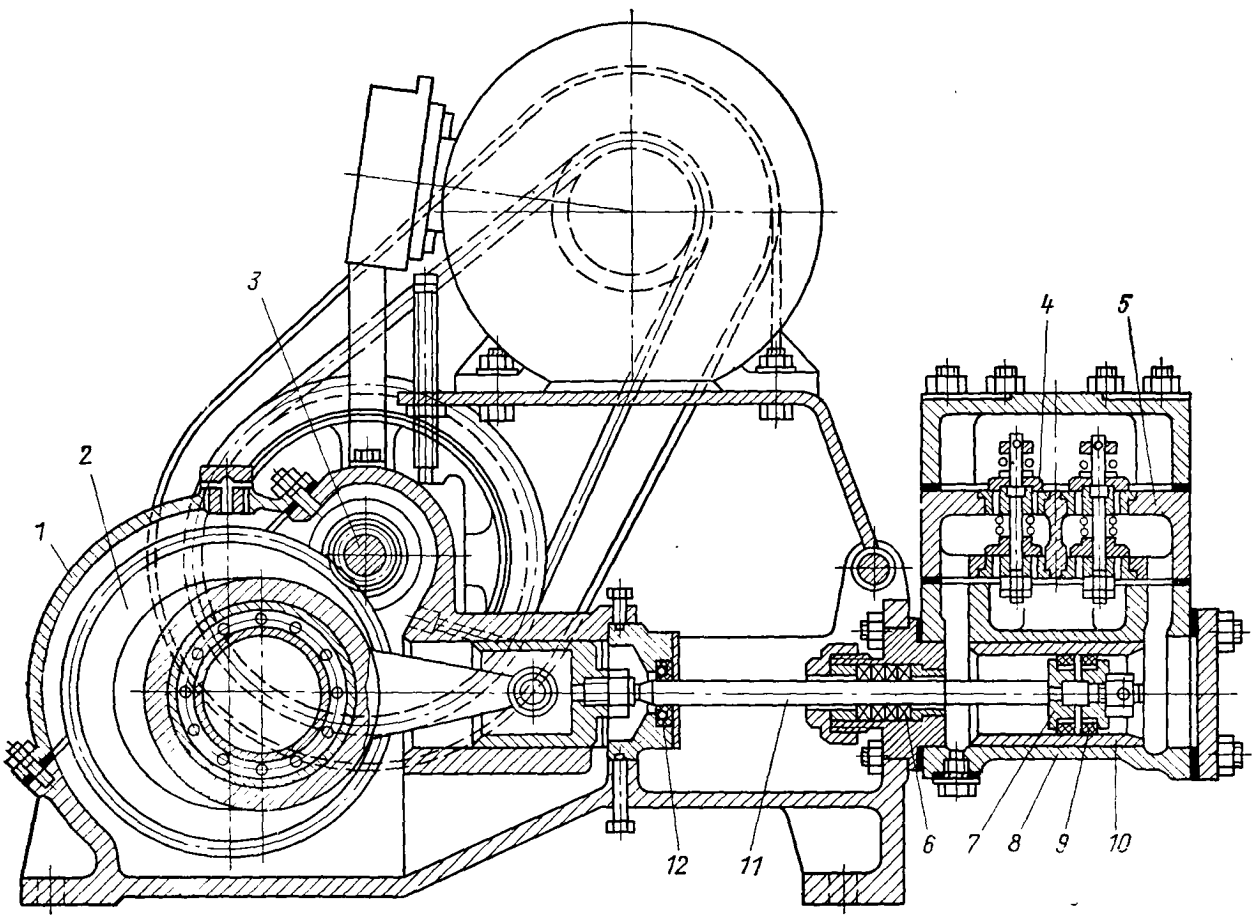


Рис. 5.16. Насос типа ПН.

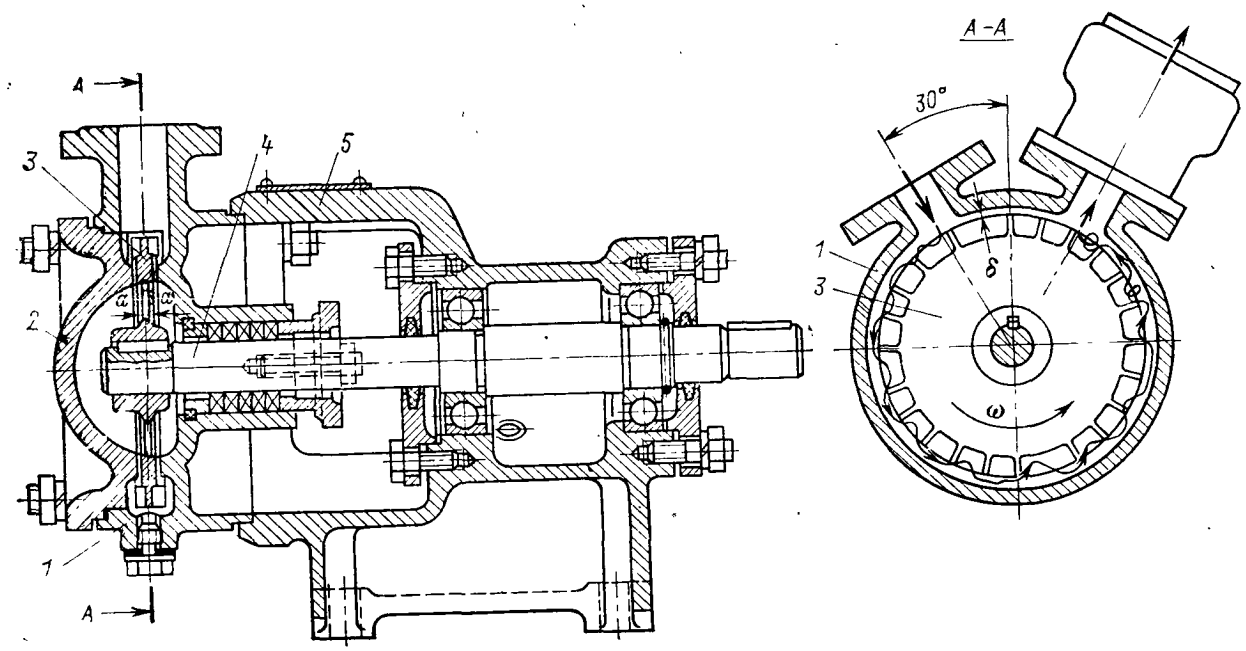


Рис. 5.17. Вихревой насос типа ВК.

соса *3*, которая находится в зацеплении с ведомым зубчатым колесом *2*, расположенным на эксцентриковом валу. Опорные лапы насоса прилиты к корпусу. Сверху к корпусу крепится опорная подставка для электродвигателя. Натяжение ремней передачи осуществляется установочным винтом путем изменения угла установки подставки электродвигателя.

Гидравлическая часть насоса состоит из чугунного блока цилиндров *8*, который крепится к корпусу *1*, клапанной коробки *5* с клапанами *4* тарельчатого типа. В цилиндры запрессованы сменные защитные втулки *10*. Поршни *7* с уплотнительными кольцами *9* жестко крепятся гайками на штоке *11*.

Уплотнениями штока со стороны гидравлической части служит сальник с мягкой набивкой *6*, со стороны приводной части — резиновая манжета *12*.

Насос снабжен предохранительным клапаном для защиты от чрезмерного повышения давления.

Для выравнивания пульсации давления на стороне нагнетания насоса устанавливается воздушный колпак, поставляемый заводом.

Насос может работать при любом направлении вращения приводного электродвигателя.

Для питания котлов используются также прямодействующие поршневые насосы типа ПДГ. Приводом насосов является паровая машина, работающая без расширения пара и потому обладающая низким к. п. д. Паровые поршневые насосы на ТЭС применяются также иногда для перекачивания жидкого топлива.

Для питания котлов малой мощности используются и вихревые насосы, параметры которых определены ГОСТ 10392-68. На-

Таблица 5.7

Основные технические характеристики насосов типа ЦНСГ

Номинальные технические характеристики	Тип насоса	Число ступеней								
		2	3	4	5	6	7	8	9	10
Подача, м³/ч	ЦНСГ-38	—	—	—	38	—	—	—	—	—
	ЦНСГ-60	—	—	—	60	—	—	—	—	—
Напор, м	ЦНСГ-38	44	66	88	110	132	154	176	198	220
	ЦНСГ-60	66	99	132	165	198	231	264	197	330
Мощность насоса (с учетом 10 %-ного запаса), кВт	ЦНСГ-38	7,6	11,4	15,2	19	22,8	26,4	30,2	34	38
	ЦНСГ-60	18	27	36	45	54	63	72	81	90
Масса насоса, кг	ЦНСГ-38	200	228	256	284	312	340	368	395	424
	ЦНСГ-60	235	269	304	339	389	425	462	498	535

Примечание. Обозначение: центробежный насос секционный, горячий, цифра — подача номинальная, м³/ч.

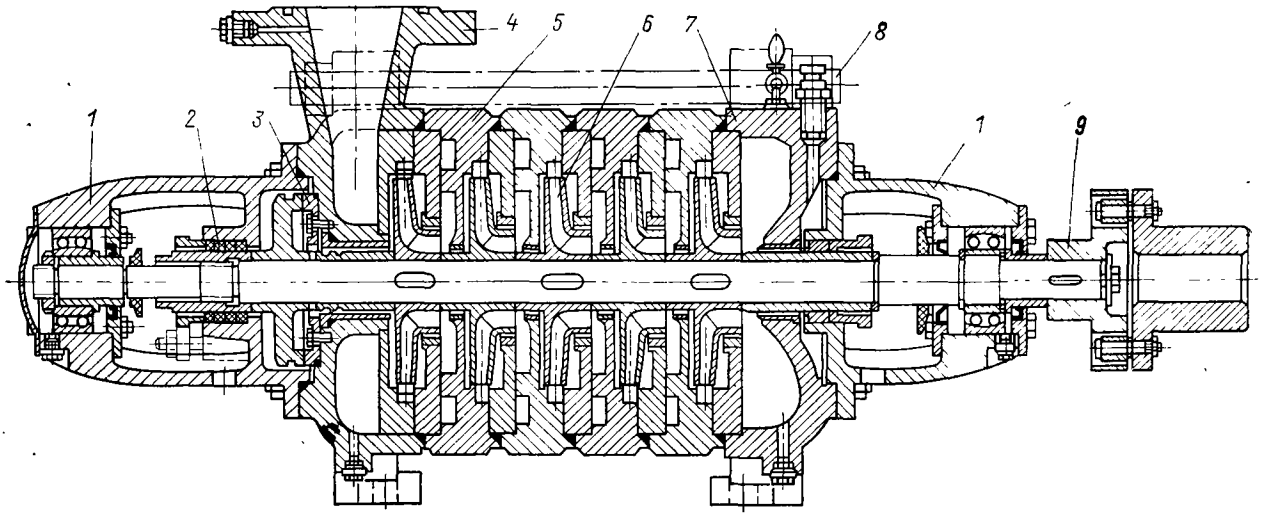


Рис. 5.18. Насос типа ЦНСГ.

сосы выпускаются на подачи 1—40 м³/ч, напоры 1,5—85 м.

На рис. 5.17 в качестве примера приведен продольный разрез вихревого насоса типа ВН.

Базовая деталь насоса — опорная стойка *5*, в которой на подшипниках качения устанавливается вал насоса *4*. Смазка подшипников жидкая. В опорной стойке крепится корпус насоса *1*, который с торца закрывается крышкой *2*; на консоли вала крепится рабочее колесо *3*, которое представляет собой диск с расположенными по периферии радиальными рабочими лопатками. При сборке насоса между рабочим колесом и корпусом должны быть обеспечены торцовые и радиальный зазоры δ в пределах 0,1—0,15 мм. Концевое уплотнение насоса — сальникового типа. Для обеспечения самовсасывания вихревые насосы могут снабжаться сепаратором.

В качестве материала проточной части применяются чугун, углеродистая и нержавеющая стали, бронза.

Насос и приводной электродвигатель устанавливаются на общей фундаментной плите и соединяются между собой эластичной муфтой. Направление вращения насоса по часовой стрелке, если смотреть со стороны приводного электродвигателя.

Широкое распространение в качестве питательных получили многоступенчатые секционные насосы типа ЦНГС, параметры которых определены ГОСТ 10407-70.

Температура перекачиваемой воды не должна превышать 378 К. При этом подпор на входе должен быть более 10 м. Давление на входе не должно превышать 0,3 МПа.

Номинальные параметры насосов типа ЦНГС приведены в табл. 5.7.

Насос серии ЦНСГ (рис. 5.18) представляет собой обычную секционную конструкцию с односторонним расположением рабочих колес *6*. Комплект чугунных секций *5* с отлитыми в них направляющими аппаратами, крышки всасывания *7* и нагнетания *4* из чугуна, соединяются между собой стяжными болтами *8*, образуя корпус насоса. В некоторых насосах направляющие аппараты в виде отдельной детали запрессовываются в секции. Стыки секций уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения. К крышкам корпуса на заточках шпильками крепятся корпуса подшипников и уплотнений *1*. Совместно с крышками отлиты всасывающий и напорный патрубки и опорные лапы. Входной патрубок направлен горизонтально, напорный — вертикально вверх.

Осевое усиление ротора уравновешивается гидропятой *3*, детали которой выполнены из хромистой стали. Вода разгрузки по трубопроводу отводится в кольцевой подвод первой ступени.

Концевые уплотнения ротора *2* — сальникового типа с гидравлическим затвором. Конструкция сальников совершенно аналогична с обоих концов вала. В корпусах сальника предусмотрены камеры для охлаждающей воды.

Опорами ротора служат самоустанавливающиеся подшипники качения с консистентной смазкой. Подшипники в корпусе установлены по скользящей посадке. Корпуса подшипников уплотняются резиновыми манжетами. Перед подшипниками на валу установлены водоотбойные кольца. В крупных насосах применяются подшипники скольжения с кольцевой смазкой.

Насос с электродвигателем соединяется упруго-пальцевой муфтой *9* и крепится на общей фундаментной плите. Направление вращения насоса — по часовой стрелке, если смотреть со стороны приводного электродвигателя.

5.1.8. Питательные насосы зарубежного производства. Конструктивное исполнение зарубежных питательных насосов имеет

много сходных решений с исполнением отечественных насосов.

Для мощных насосов высокого давления большинство фирм применяют двухкорпусную конструкцию. В то же время ряд фирм (KSB, Halberg) выпускают однокорпусные питательные насосы с давлением нагнетания в 40 МПа и выше. Решающее влияние при выборе схемы насоса играет соотношение между создаваемым давлением и температурой перекачиваемой жидкости. На рис. 5.19 приведены зоны использования однокорпусных и двухкорпусных насосов, определяемые на основании статического обследования питательных насосов иностранных фирм.

Тенденции развития питательных насосов за рубежом были освещены ведущим специалистом США И. Карасиком [36] на симпозиуме фирмы Wortington (США), состоявшемся в 1974 г. в г. Кишиневе. Основные положения сообщения:

1. Большинство питательных насосов крупных блоков ТЭС работают с подачей, обеспечивающей половину паропроизводительности котла. На блоке работают два насоса без резерва.

При увеличении мощности турбин свыше 1500 МВт возможна установка трех насосов с подачей, обеспечивающей 1/3 паропроизводительности котла.

На АЭС практически повсеместно используются два параллельно работающих питательных насоса.

2. Давление, развиваемое питательными насосами ТЭС, ограничено (25 МПа), так как наблюдается тенденция уменьшения количества турбин со сверхкритическими давлениями пара. Это позволяет в перспективе сохранить традиционную конструктивную схему питательных насосов.

Вследствие ограничения давления и температур в реакторах АЭС питательные насосы создают пока низкое давление, что позволяет использовать схему одноступенчатой машины с рабочим колесом двухстороннего входа.

3. Более 80% питательных насосов ТЭС с турбинами свыше 200 МВт имеют турбопривод от отдельной приводной турбины. Это создает благоприятные условия для создания высокооборотных насосов с частотой вращения 5000—6000 1/мин. Применение более высоких частот вращения требует использования для привода бесконденсаторных турбин или включения в состав агрегата редуктора, что снижает экономическую эффективность агрегата.

Привод питательных насосов от вала главной турбины практически не применяется.

4. Все чаще создаются насосы с торцовыми разъемами (в плоскостях, перпендикулярных оси насоса). В качестве отводящих устройств используются направляющие аппараты и двухзаходные спирали. Наблюдается тенденция повышения напора на ступень, что приводит к снижению числа ступеней.

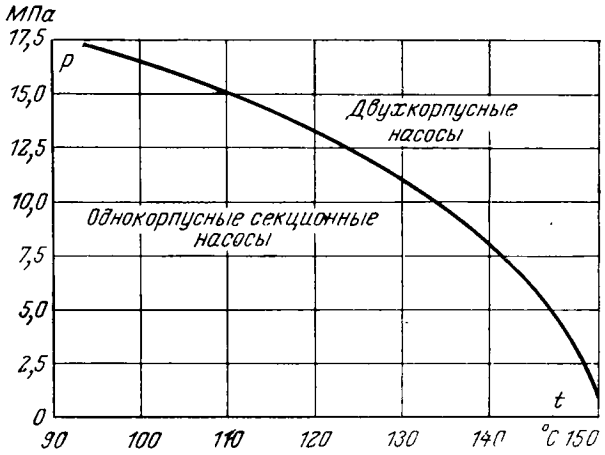


Рис. 5.19. Область применения двухкорпусных насосов.

5. В качестве концевых уплотнений наибольшее распространение получили лабиринтные. В последнее время в результате совершенствования конструкции торцовых уплотнений и уплотнений с плавающими кольцами они стали чаще применяться в питательных насосах. Так, например, из числа изготовленных в 1969—1970 гг. в США питательных насосов 87 имели лабиринтные уплотнения, 11 — торцовые и 2 — сальниковые. После доводки конструкции торцовые уплотнения будут предпочтительнее лабиринтных.

6. Для повышения надежности в насосах применяется малое число ступеней, жесткий большого диаметра вал, разгрузка осевой силы с помощью барабана с упорным подшипником Митчела или комбинированным (гидропята и барабан) устройством, увеличенные зазоры в уплотнениях.

Включение питательных насосов «в рассечку» требует дополнительного конструктивного усложнения главного питательного насоса. Типовая конструкция такого насоса фирмы Sulzer (Швейцария) приведена на рис. 5.20 [41].

Повышенное давление и температура на входе в насос обусловливают увеличенную толщину наружного корпуса и напорной крышки, более сложную конструкцию концевых уплотнений.

Рабочие колеса имеют индивидуальные упоры на валу с закладными разъемными кольцами. Уравновешивание осевого усилия осуществляется с помощью разгрузочного барабана. Остаточные усилия воспринимаются двусторонним подшипником Митчела. Такая система восприятия осевого усилия дает возможность кратковременной работы главного насоса при выходе из строя бустерного насоса.

Концевые уплотнения выполнены с плавающими кольцами и подводом запирающе-

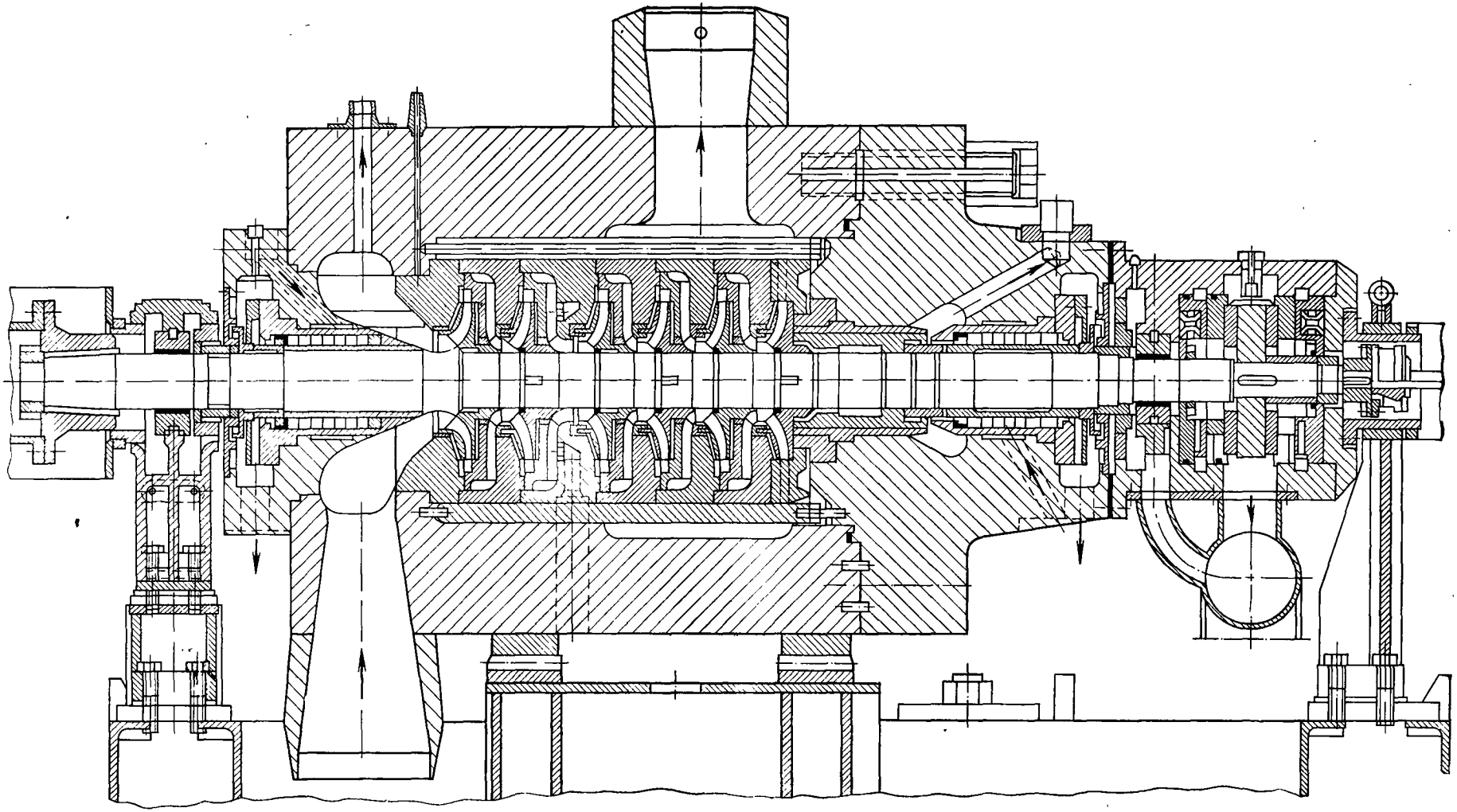


Рис. 5.20. Двухкорпусный питательный насос фирмы Sulzer.

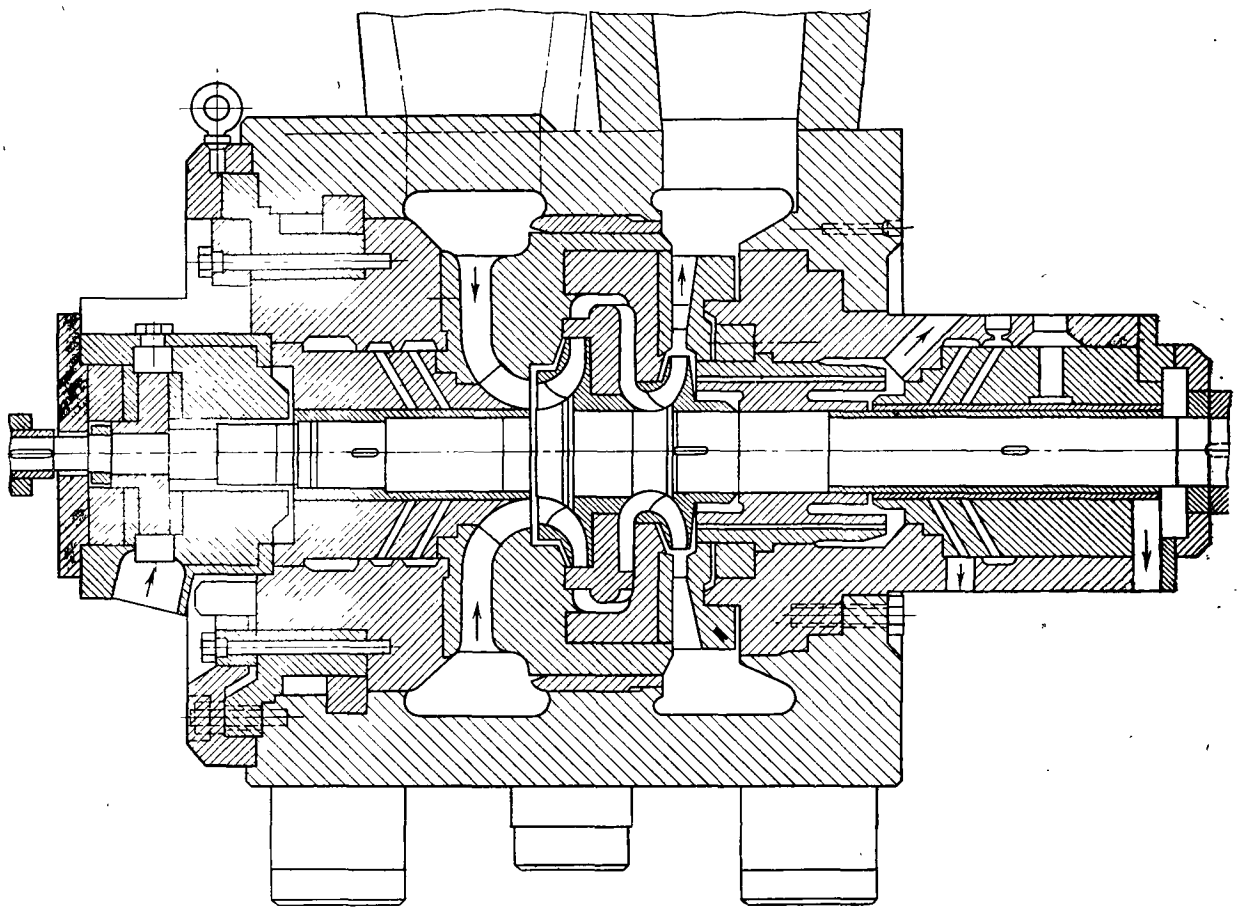


Рис. 5.21. Двухступенчатый питательный насос фирмы Sulzer.

го конденсата. Для предупреждения выхода горячей воды наружу предусмотрен ряд водоотбойных колец. Пространство за уплотнениями закрыто крышками.

Насос устанавливается на сварной фундаментной плите.

Оригинальная конструкция двухступенчатого высокооборотного питательного насоса с подачей 1150 м³/ч и частотой вращения 8650 1/мин для блока 660 МВт фирмы Sulzer представлена на рис. 5.21 [43]. Параметры ступеней следующие:

Параметр	Первая ступень	Вторая ступень
Напор, м	1157	760
Мощность, кВт	4600	3090
Диаметр рабочего колеса, мм	340	200

Конструктивными особенностями данного насоса является малое число ступеней, отсутствие сильно нагруженной напорной крышки, удобство сборки-разборки.

Ротор насоса обладает повышенной жесткостью. Литые рабочие колеса из хромокобальтового сплава имеют индивидуальные упоры на валу. Число ступеней выбрано по пределу прочности материала и для обеспечения коэффициента удельной быстроходности ступени $n_s = 100 \div 120$. Осевое усилие уравновешивается разгрузочным барабаном. Остаточные неуравновешенные усилия воспринимаются двусторонним упорным подшипником скольжения. Соединение насоса с приводом осуществляется упругой муфтой с металлическим элементом. Привод насоса расположен с напорной стороны насоса.

Уплотнение стыка внутреннего корпуса между полостями высокого и низкого давления осуществляется самоуплотняющимся пакетом асбестовых манжет, надежно работающим при перепаде давления в 52 МПа и температуре до 433 К.

Небольшая по размерам напорная крышка самоуплотняется за счет давления, развиваемого насосом. При неработающем насосе уплотняющее усилие в стыке со стороны низкого давления осуществляется сильфонным уплотнением. Внутренний корпус шпильками притянут к входной крышке. Осевое усилие статора воспринимается закладным упорным кольцом.

В качестве концевых уплотнений применены лабиринтные щелевые уплотнения. Уплотнение ротора при неработающем насосе осуществляется сегментами, прижимающимися витыми пружинами. При частоте вращения в 660 1/мин под действием центробежных сил эти уплотнения раскры-

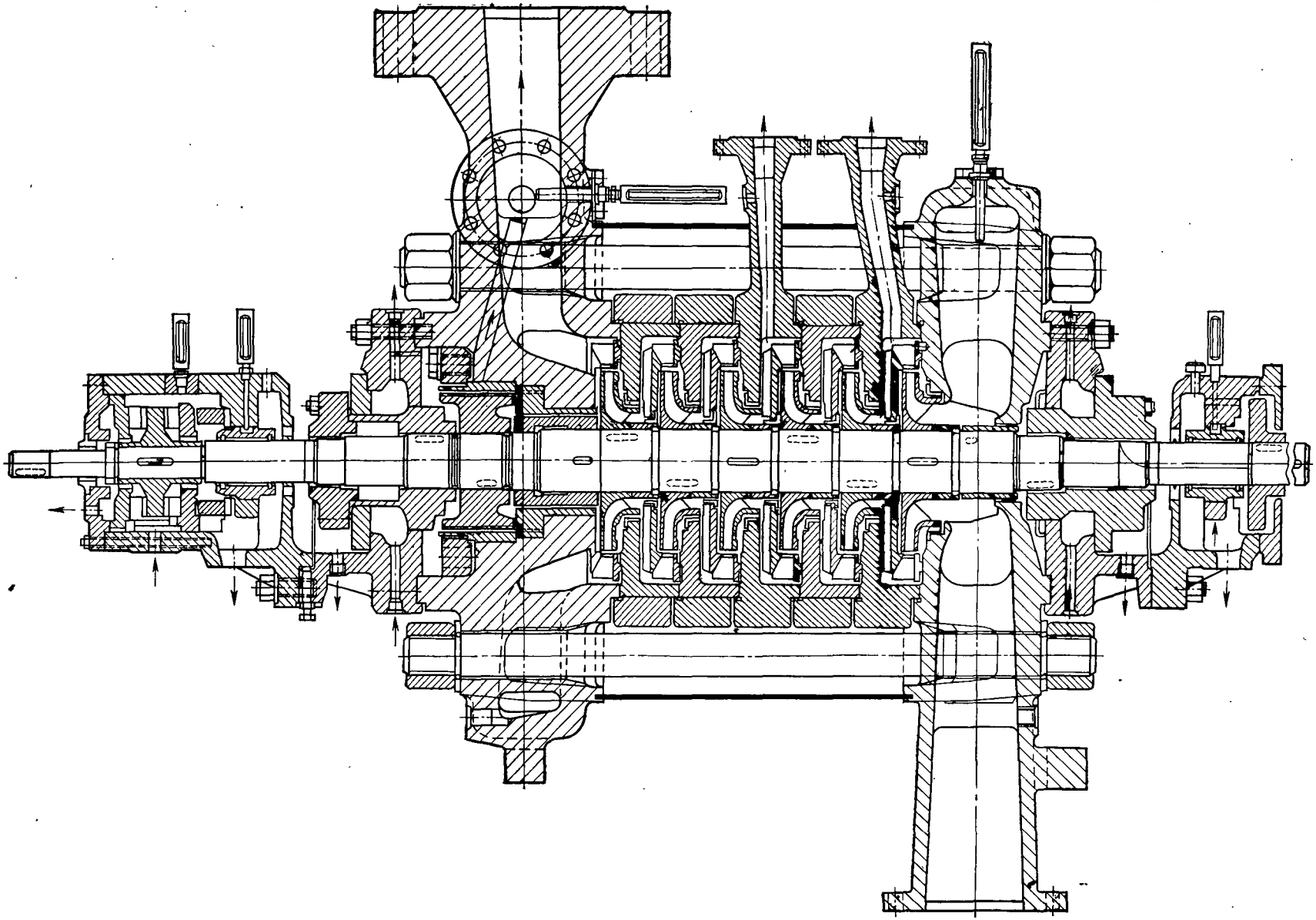


Рис. 5.22. Однокорпусный питательный насос фирмы KSB.

Таблица 5.8

Основные технические характеристики конденсатных насосов

Тип насоса	Подача, м³/с (м³/ч)	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м ст. ж., не менее	Давление на входе в насос, МПа	Частота вращения, 1/с (1/мин)	Мощность, кВт	К. п. д., %, не менее	Температура конденсата, К (°С)	Масса насоса, кг
Кс-12-50	0,0033 (12)	50	1,6	0,392	50 (3000)	3,6	45	398 (125)	152
Кс-12-110	0,0033 (12)	110	1,6	0,392	50 (3000)	8,5	43		247
Кс-20-50	0,0055 (20)	50	1,8	0,392	50 (3000)	5,0	53		157
Кс-20-110	0,0055 (20)	110	1,8	0,392	50 (3000)	12,5	48		215
Кс-32-150	0,0088 (32)	150	1,8	0,392	50 (3000)	22,0	60	433 (160)	255
Кс-50-55	0,0138 (50)	55	1,8	0,980	25 (1500)	11,9	63	398 (125)	505
Кс-50-110	0,0138 (50)	110	1,8	0,980	25 (1500)	23,8	63		675
Кс-80-155	0,0222 (80)	155	1,6	0,980	50 (3000)	52,0	65	433 (160)	450
Кс-125-55	0,0347 (125)	55	1,6	0,392	50 (3000)	28,4	66	398 (125)	1115
Кс-125-140	0,0347 (125)	140	1,6	0,392	50 (3000)	77,0	62		1225
КсВ-200-130	0,0555 (200)	130	2,0	0,392	25 (1500)	100,0	71		
КсВ-200-220	0,0555 (200)	220	2,0	0,392	25 (1500)	168,8	71		3225
КсВ-320-160	0,0888 (320)	160	1,6	0,980	25 (1500)	168,0	76	407 (134)	2840
КсВ-500-85	0,1388 (500)	85	1,6	0,980	16,7 (1000)	154,0	75	398 (125)	3800
КсВ-500-150	0,1388 (500)	150	1,6	0,980	25 (1500)	272,0	75		
КсВ-500-220	0,1388 (500)	220	2,5	0,980	25 (1500)	400,0	75		4060
КсВ-1000-95	0,2777 (1000)	95	3,5	0,589	16,7 (1000)	342,0	76	333 (60)	—
КсВ-1000-180	0,2777 (1000)	180	3,5	0,294	25 (1500)	613,0	80		
Кс-1000-220	0,2777 (1000)	220	15,0	1,274	50 (3000)	750,0	80		
КсВ-1250-40	0,3472 (1250)	40	3,5	0,245	25 (1500)	174,5	78	343 (70)	—
КсВ-1250-90	0,3472 (1250)	90	3,5	0,245	25 (1500)	383,0	80		
КсВ-1600-90	0,4444 (1600)	90	2,8	0,589	16,7 (1000)	515,0	76	333 (60)	—
КсВ-1600-140	0,4444 (1600)	140	3,5	0,245	25 (1500)	762,5	80	398 (125)	
Кс-1600-220	0,4444 (1600)	220	17,5	1,274	50 (3000)	1170,0	82	333 (60)	
КсВ-2000-40	0,5555 (2000)	40	4,5	0,294	25 (1500)	272,0	80	343 (70)	—
КсВ-2000-140	0,5555 (2000)	140	4,5	0,294	25 (1500)	953,0	80		
КсВ-2000-180	0,5555 (2000)	180	4,5	0,294	25 (1500)	1226,0	80		

Примечания: 1. Обозначение насоса: Кс — конденсатный насос (В — вертикальный); первая цифра — подача, м³/ч; вторая — напор насоса, м.

2. Допустимый кавитационный запас не зависит от температуры и отнесен к оси насоса при горизонтальном исполнении или к центру входного патрубка при вертикальном исполнении.

3. Предельные отклонения по напору составляют +5 и —3% номинального.

4. Мощность насоса дана при $\rho = 1000$ кг/м³.

ваются и начинают работать щелевые уплотнения. Для уменьшения протечек на втулках уплотнений и разгрузочном барабане выполнены кольцевые канавки.

Опорные подшипники скольжения максимально приближены к рабочим колесам для уменьшения пролета вала.

Увеличенные зазоры в щелевых уплотнениях ступеней, жесткий вал, разгрузочный барабан дают возможность кратковременно работать при парообразовании в проточной части в случае выхода из строя бустерного насоса.

По данным фирмы конструкция насоса позволяет производить разборку и сборку насоса в течение 8 ч.

Наряду с двухкорпусными фирма KSB (ФРГ) выпускает также высоконапорные

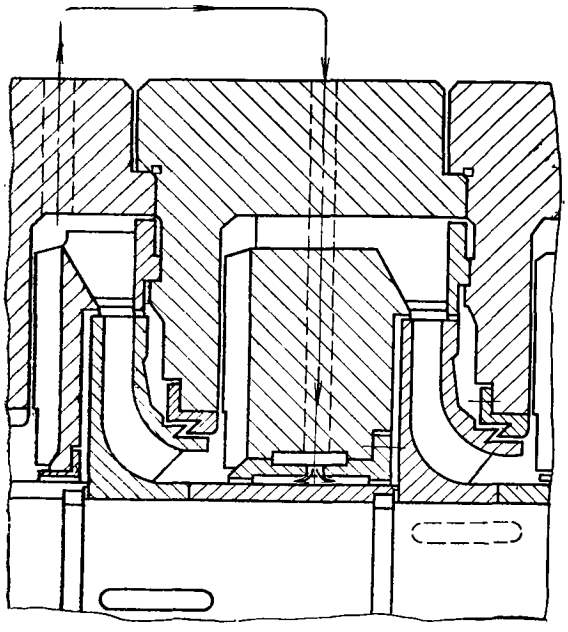


Рис. 5.23. Схема промежуточной опоры многоступенчатого насоса.

питательные насосы в однокорпусном исполнении (рис. 5.22).

Насосы такого типа имеют подачу до 1700 м³/ч, напор до 4200 м, частоту вращения 6700 1/мин. Температура перекачиваемой жидкости — до 483 К. Повышенная частота вращения дает возможность уменьшить число ступеней. Детали проточной части насоса изготовлены из хромистой стали. Секции корпуса имеют наружные бандажи из углеродистой стали. Стыки секций уплотняются за счет металлического контакта. Однокорпусная конструкция дает возможность легко осуществить отбор питательной воды от двух ступеней насоса. Каждое рабочее колесо имеет индивидуальное упорное закладное кольцо на валу. В насосе применено комбинированное разгрузочное устройство, состоящее из двух барабанов. Торец второго барабана и подушка пяты образуют торцовую дросселирующую щель малой протяженности. Остаточное осевое усилие на нерасчетных режимах воспринимается упорным подшипником скольжения. Концевые уплотнения насоса — торцового типа. Перед уплотнением установлен лабиринтный насос, который обеспечивает циркуляцию жидкости через холодильник. Опорами служат подшипники скольжения с принудительной смазкой. Посадка корпусов подшипников — сферическая.

На приводном конце вала имеется диск для балансирования ротора на месте эксплуатации.

Конструкция корпуса и размеры стяжных болтов обеспечивают жесткость насоса при переменных температурах.

При числе ступеней более 10 в некоторых насосах иностранных фирм использует-

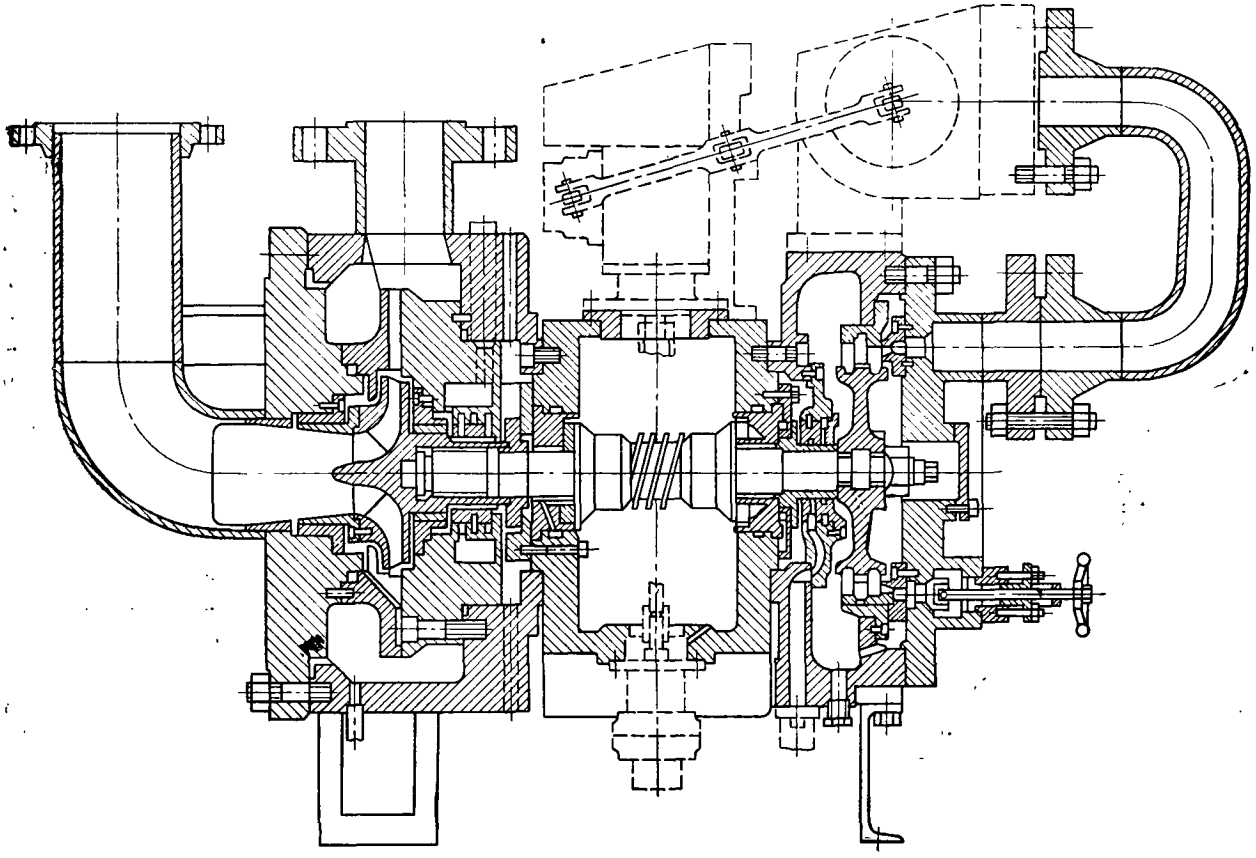


Рис. 5.24. Питательный турбонасос фирмы Pacific pumps.

ся дополнительная промежуточная опора в середине насоса в виде гидростатического подшипника (рис. 5.23). В момент пуска насоса опора работает как обычный подшипник скольжения, смазываемый перекачиваемой жидкостью. При работе насоса под действием напора одной ступени опора работает как гидростатический подшипник, уменьшает прогиб и повышает критическую частоту вращения ротора.

Использование повышенной частоты вращения характерно для питательных турбонасосов зарубежных фирм. Пример такого турбонасоса фирмы Pacific pumps (США) приведен на рис. 5.24.

Турбонасос работает с частотой вращения от 6000 до 14 000 1/мин и обеспечивает подачу до 450 м³/ч при давлении нагнетания 12,5 МПа. Параметры пара на входе в приводную турбину до 8,5 МПа при 838 К. Давление пара на выходе из турбины может достигать 2 МПа. Высокая частота вращения способствует уменьшению расхода пара на приводную турбину.

Двухопорный вал насосного агрегата имеет два консольных участка, на одном из них посажено рабочее колесо насоса, на другом — колесо приводной турбины.

В качестве отвода в насосе используется многоканальный направляющий аппарат. Во входном патрубке выполнено направляющее ребро для ликвидации закрутки потока при входе в рабочее колесо.

Концевое уплотнение насоса — лабиринтного типа с промежуточным выпуском пара.

Опорами ротора служат подшипники скольжения. Осевые усилия воспринимаются упорным подшипником с шарнирной опорой. Смазка подшипников — принудительная от маслонасоса, смонтированного в агрегате.

Рабочее колесо турбины имеет одно- или двухвенечное облопачивание. Концевое уплотнение турбины — также лабиринтного типа.

Агрегат снабжен автоматическим регулятором и противоразгонным устройством.

Большинство питательных насосов для АЭС за рубежом выполняются одноступенчатыми с рабочим колесом двустороннего входа. Примером может служить насос

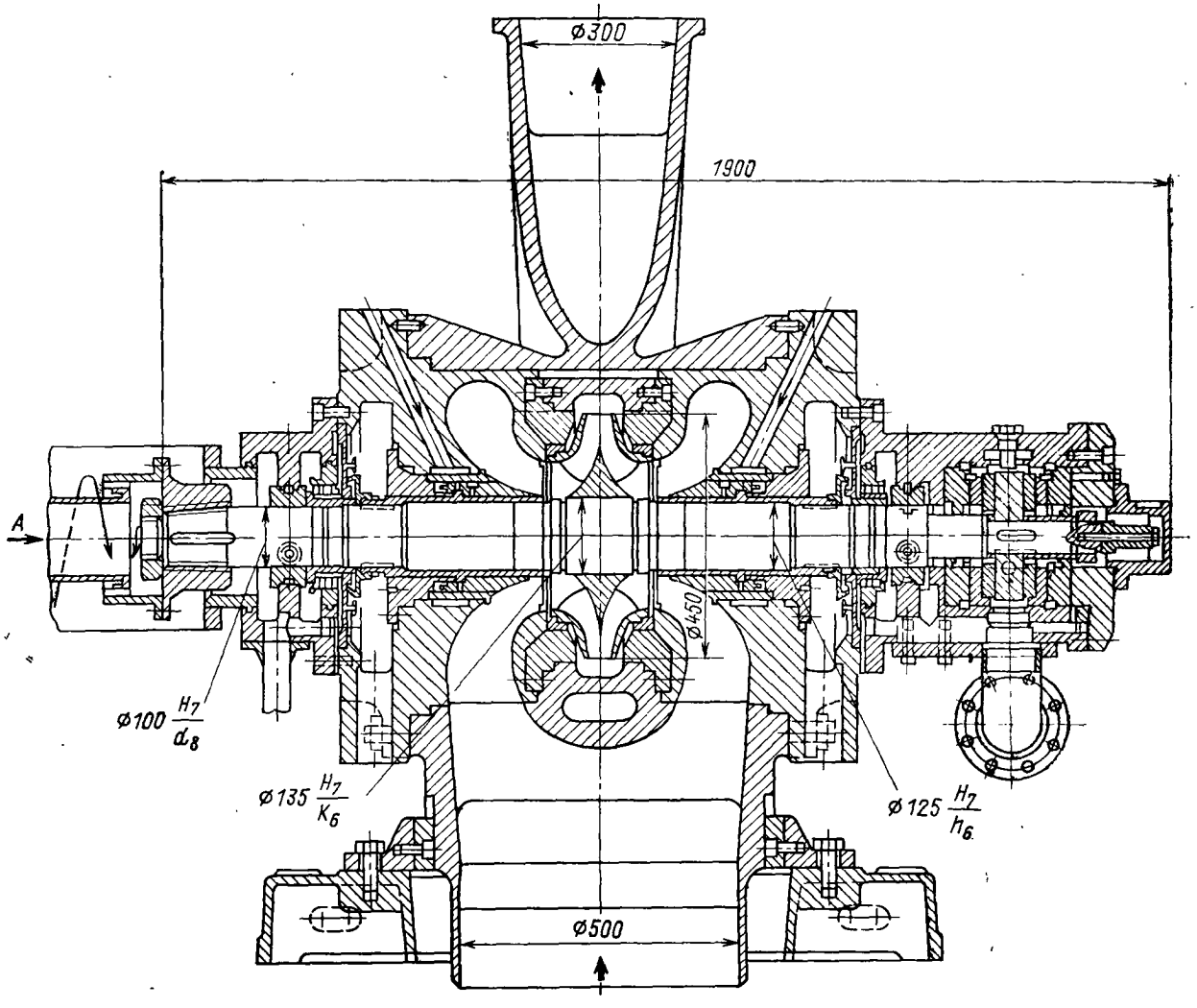


Рис. 5.25. Питательный насос для АЭС фирмы Sulzer.

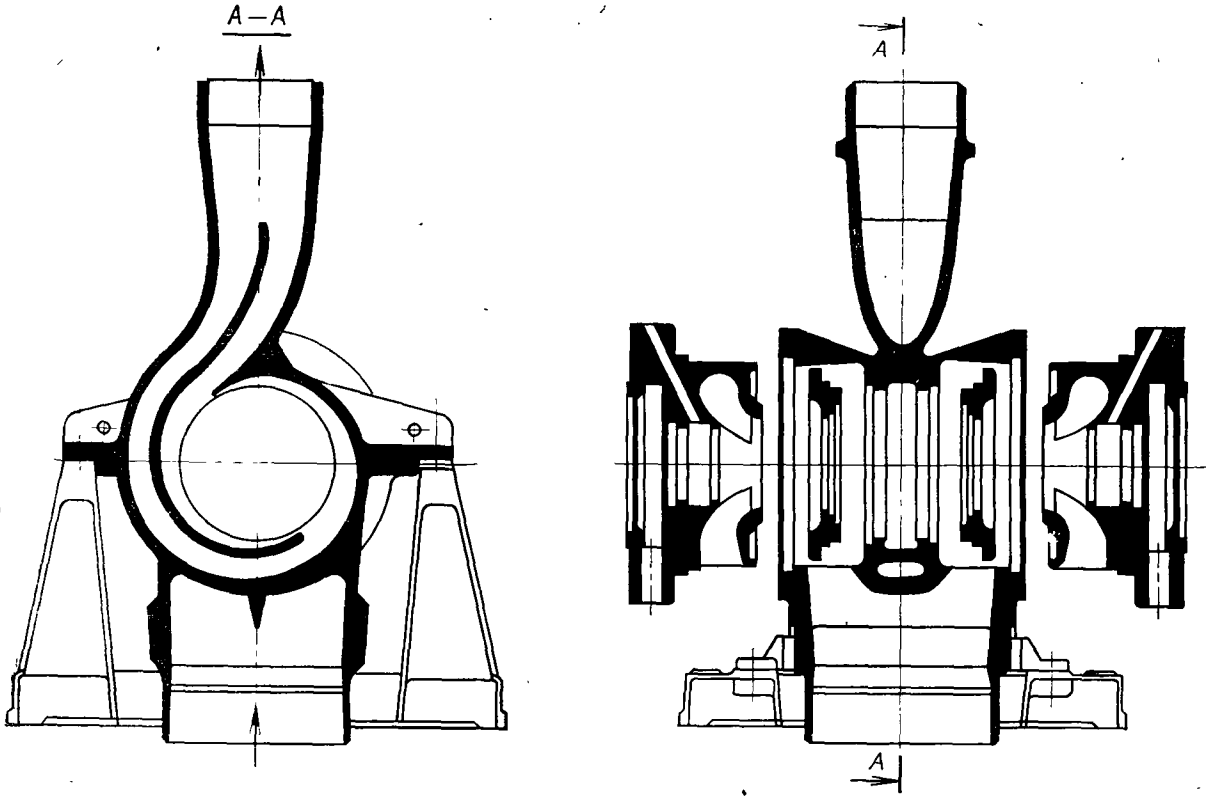


Рис. 5.26. Схема корпуса насоса.

(рис. 5.25) [14], имеющий следующие основные параметры:

Подача, т/ч	2345
Напор, м	835
Температура перекачиваемой жидкости, К	412
Частота вращения, 1/мин	5645
Мощность насоса, кВт	6600

Спиральный корпус насоса с двухзаходной спиралью имеет два торцовых разъема, закрываемых крышками. Применение двухзаходной спирали не только уравновешивает радиальные вилы, но и повышает жесткость корпуса. Язык спирали продлен в напорный патрубок, направленный вертикально вверх. Входной патрубок направлен вертикально вниз по одной оси с напорным. Две симметричные крышки имеют водопроводящие каналы полуспирального подвода к первой ступени. Стыки уплотняются плоскими металлоасбестовыми прокладками, хорошо работающими при резких колебаниях температуры. Надежность обжатия прокладок обеспечивается за счет применения промежуточных крышек корпуса. Принятая конструкция корпуса позволяет довольно просто производить разборку и сборку насоса без отсоединения трубопроводов. Конструктивная схема корпуса насоса приведена на рис. 5.26.

Ротор насоса обладает повышенной жесткостью за счет большого диаметра вала, малого расстояния между опорами, плотной посадки деталей ротора на вал. Это дает возможность кратковременной работы насоса при запаривании. Рабочая частота вращения ротора значительно ниже первой критической. Неуравновешенные осевые усилия ротора воспринимаются двусторонним сегментным упорным подшипником.

Опорные подшипники скольжения с принудительной смазкой из-за отсутствия выносных корыт максимально приближены к рабочему колесу насоса.

В насосе по договоренности с заказчиком может применяться один из трех типов взаимозаменяемых концевых уплотнений: торцевое, с плавающими кольцами или щелевое.

Материалы основных деталей (за исключением быстроизнашивающихся) обеспечивают долговечность работы насоса в течение 40 лет.

5.2. КОНДЕНСАТНЫЕ НАСОСЫ

Конденсатные насосы представляют особую группу энергетических насосов, работающих с минимальным располагаемым кавитационным запасом. Этот запас обусловлен разностью вертикальных отметок уровня свободной поверхности жидкости в конденсаторе и центром тяжести входного отверстия рабочего колеса первой ступени насоса (геометрический подпор) и потерями во входном тракте насоса.

Конденсатные насосы предназначены для подачи конденсата отработанного пара, конденсата греющего пара из теплообмен-

ных аппаратов ТЭС, а также жидкостей, сходных с конденсатом по вязкости и химической активности.

Конденсатные насосы должны надежно работать при наличии начальной или развитой кавитации в зоне рабочего колеса, а в некоторых случаях — и при наличии суперкавитационного обтекания элементов рабочего колеса [26]. Такие условия работы требуют применения для конденсатных насосов относительно низкой частоты вращения, использования материалов, стойких к кавитационным разрушениям, установки для первой ступени насоса рабочих колес специальной конструкции с высокой всасывающей способностью. В связи с этим конденсатные насосы обладают более низкой экономичностью и более высокой массой и стоимостью по сравнению с обычными насосами на аналогичные подачи и напоры [26].

Для обеспечения устойчивой параллельной работы насосы должны иметь стабильную форму напорной характеристики.

Для расширения диапазона использования насосов допускается подрезка рабочих колес по наружному диаметру не более чем на 10% номинального. Снижение к. п. д. при этом не должно превышать 3%.

Для уменьшения вредного влияния кавитации и обеспечения надежной работы насосов рекомендуется следующая длительность работы в диапазонах подач:

От 0 до $0{,}2Q_{ном}$	Не более 3 мин
От 0,2 до $0{,}5Q_{ном}$	До 5% общего времени наработки насоса
От 0,5 до $0{,}85Q_{ном}$	Не более 15% общего времени наработки насоса
От 0,85 до $1{,}05Q_{ном}$	Без ограничения
Свыше $1{,}05Q_{ном}$	По условиям нагрузки электродвигателя и кавитационного запаса на входе

Основные технические характеристики насосов приведены в табл. 5.8, а поле характеристик — в приложении (рис. П.4).

К конденсатным насосам предъявляются следующие основные требования:

1) обеспечение надежной и длительной (не менее 10 тыс. ч) работы при частичной кавитации в насосе;

2) отсутствие подсоса воздуха через работающий и неработающий насос;

3) стабильная форма напорной характеристики для обеспечения надежной параллельной работы.

Малые и средние конденсатные насосы ТЭС. Малые конденсатные насосы представляют собой горизонтальные многоступенчатые насосы секционного или спирального типа.

Конденсатные насосы Кс-12 и Кс-20 (рис. 5.27) — горизонтальные, спирального типа с симметрично расположенными рабочими колесами одностороннего входа. Насосы с напором 50 м выполняются двухсту-

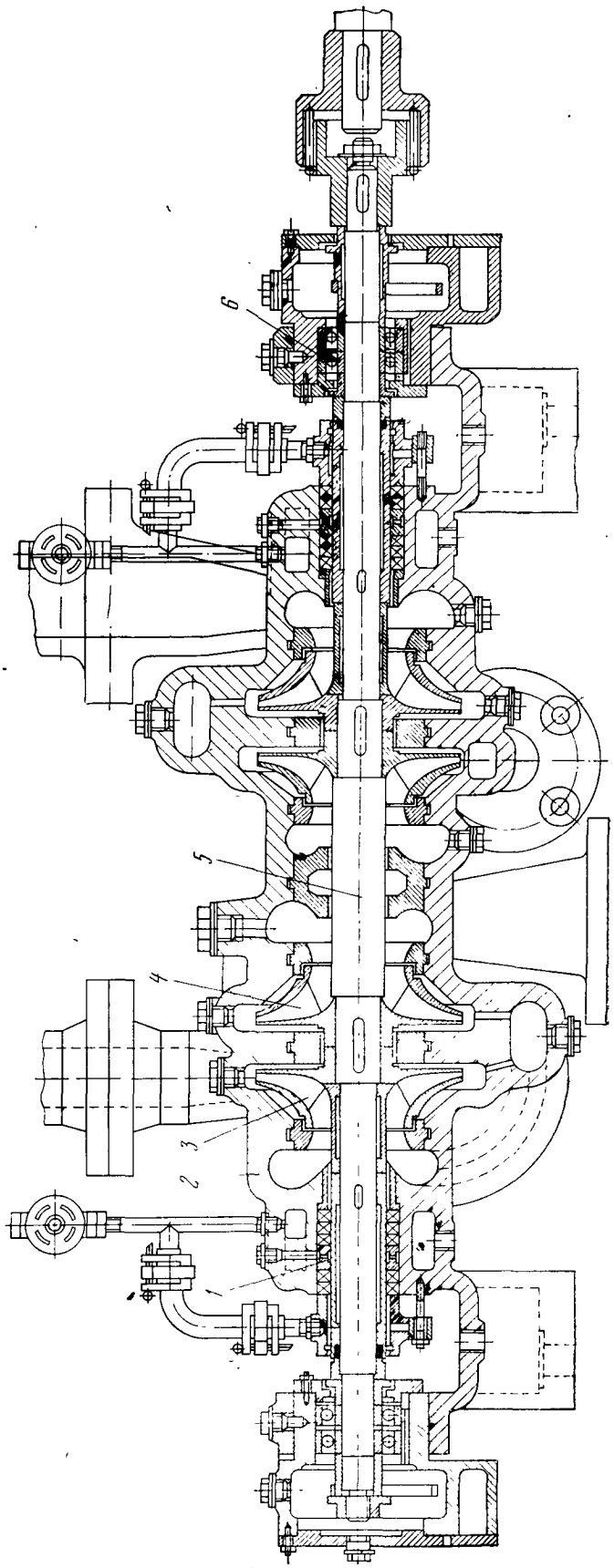
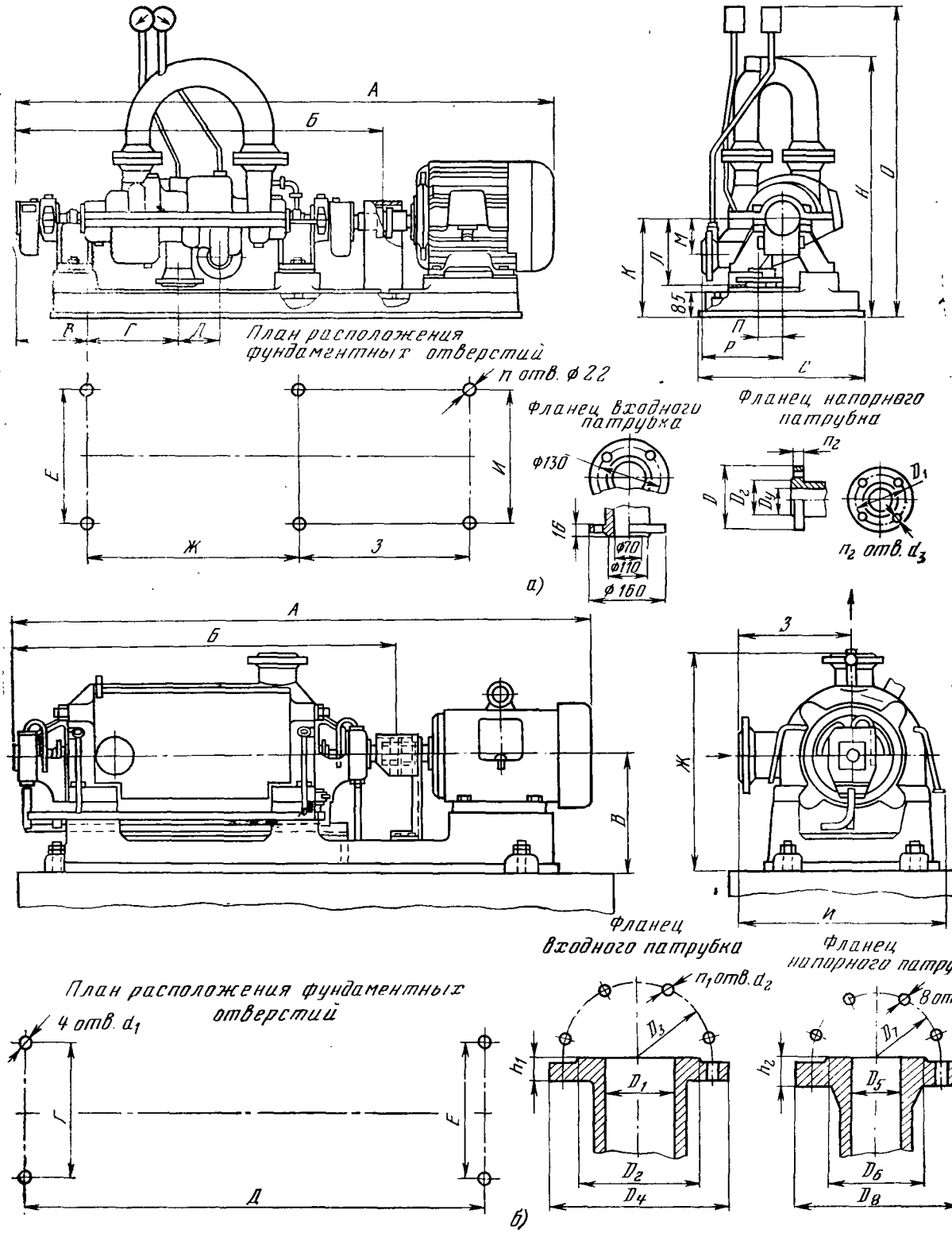


Рис. 5.27. Конденсатный насос Кс-20

пеичатыми, при напоре 110 м — четырехступеичатыми [26].

Литой чугунный корпус 2 имеет осевой разъем в горизонтальной плоскостн. Входной и напорный патрубки расположены в иижией части корпуса. Входной патрубок направлен вертикально вниз, а напорный — горизоитально вбок. В крышке корпуса четырехступенчатого иасоса отлиты патрубки для переводной трубы, соединяющей пары ступеней. Смежные ступеии соединяются между собой переводным каналом, отлитым в теле корпуса. Нижняя часть корпуса имеет опорные лапы и корытообразиые кронштейны для крепления корпусов подшипников. В корпусе предусмотрен ряд



отверстий, заглушенных пробками для выпуска воздуха и слива воды из насоса. Для удаления возможного скопления пара в подводе первой ступени в верхней части корпуса предусмотрено отверстие, которое при установке насоса следует соединить трубопроводом с сосудом, из которого откачивается конденсат. Этим достигается полное заполнение насоса конденсатом и обеспечивается более устойчивая работа насоса.

Ротор насоса *5* является отдельным сборочным элементом. Чугунные рабочие колеса первой *4* и последующих ступеней *3* фиксируются на валу в осевом направлении втулками и гайками. Этими же гайками фиксируются в осевом направлении и внутренние обоймы шарикоподшипников.

Опорами роторов служат подшипники качения с кольцевой смазкой. Со стороны привода предусмотрен двойной радиально-упорный шарикоподшипник для восприятия неуравновешенных осевых сил, действующих на ротор насоса. Корпуса подшипников *6* скобами крепятся к корпусу насоса и штифтами фиксируются от проворачивания. В корпусах подшипников выполнены камеры для водяного охлаждения.

Концевые уплотнения *1* насоса — сальникового типа с мягкой набивкой. В конструкции сальника предусмотрены кольца гидрозатвора, к которым подводится конденсат от напорной магистрали насосов для исключения подсасывания воздуха в насос. К корпусу сальника и нажимной буксе подводится охлаждающая вода.

Насос и приводной электродвигатель устанавливаются на общей фундаментной плите и соединяются между собой упругой муфтой. Направление вращения насоса — против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода.

Общий вид насосного агрегата представлен на рис. 5.28,*а*, габаритные размеры даны в табл. 5.9.

Конденсатные насосы Кс-32, Кс-50, Кс-80 (рис. 5.29) — горизонтальные, секционные, с односторонним расположением рабочих колес.

Корпус насоса состоит из крышек всасывания *6* и нагнетания *15* и корпусов секций *8*, соединенных между собой стяжными болтами. В корпусах секций установлены направляющие аппараты *10*, уплотняющие кольца *11*. Кольца межступенчатых уплотнений *12* установлены в направляющих аппаратах. Крышки и секции центрируются между собой на кольцевых заточках. Стыки уплотняются резиновыми кольцами *13* круглого сечения. Входной патрубок направлен горизонтально по оси насоса, подвод к первой ступени образован кольцевой камерой. Напорный патрубок направлен вертикально вверх.

Крышки всасывания и нагнетания имеют опорные лапы. Для облегчения сборки секции имеют монтажные лапы. К крышкам крепятся корпуса концевых уплотнений *5* и кронштейны подшипников *2*. Корпусные детали изготовлены из чугуна.

Для отвода паров и выпуска воздуха

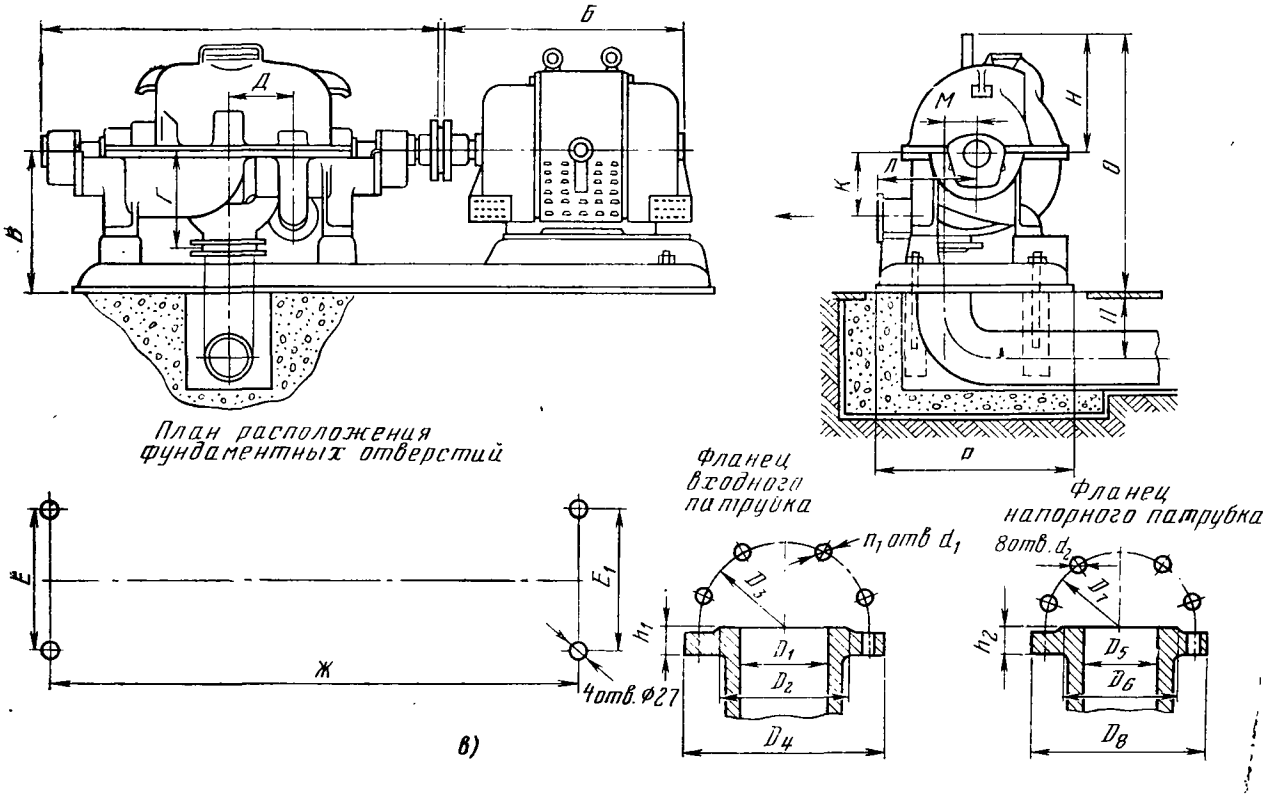


Рис. 5.28. Общий вид малых и средних конденсатных насосов

Таблица 5.9

Габаритные и присоединительные размеры, мм, конденсатных агрегатов

Размер, мм	Тип																	
	Кс-12-50	Кс-12 110	Кс-20-50	Кс-20-110	Кс-32-150	Кс-50-55	Кс-50-110	Кс-80-155	Кс-125-140	Кс-125-55	Кс-230-115/3	КсВ-200-220	КсВ-320-160	КсВ-500-85	КсВ-500-150	КсВ-500-220	КсВ-1000-220	Кс-1600-220
А	1470	1690	1525	1885	1682	1774	2080	2012	1895	1876	2393	3490	3345	3680	3468	3593	1900	2642
Б	995	1140	1013	1210	1020	1125	1380	1040	1025	650	1390	1410	1410	1625	1410	1475	946	1309
В	330	250	345	250	340	395	395	415	665	665	960	980	980	1080	1080	1080	—	167
Г	170	390	155	440	605	450	450	660	400	400	580	1500	1500	1600	1600	1600	—	1250
Д	140	120	145	140	1057	1330	1695	1215	265	250	385	155	155	155	155	215	200	153
Е	320	360	320	435	490	440	480	660	770	770	720	600	650	750	750	750	1145	1300
E_1	—	—	—	—	—	—	—	—	700	630	720	—	—	—	—	—	—	—
Ж	760	600	760	700	635	745	745	765	2420	2050	3525	600	600	750	750	750	500	700
З	—	590	—	610	300	350	350	350	—	—	—	770	670	680	680	680	930	1120
И	320	450	320	435	600	690	740	690	7	2	7	200	200	240	240	240	1040	1836
К	310	310	300	320	—	—	—	—	270	170	390	940	790	828	828	828	1273	2591
Л	150	240	160	210	—	—	—	—	400	320	580	825	825	900	900	900	—	—
М	115	117	120	120	—	—	—	—	120	110	175	1300	1300	1400	1400	1400	—	—
Н	680	900	660	880	—	—	—	—	560	385	730	—	—	—	—	—	—	—
О	850	1020	860	1025	—	—	—	—	1225	1050	1580	—	—	—	—	—	—	—
П	70	70	77	77	—	—	—	—	1300	1300	1500	—	—	—	—	—	—	—
Р	175	210	160	250	—	—	—	—	880	900	1160	—	—	—	—	—	—	—
С	410	527	410	510	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
D	130	145	140	160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
D_1	100	110	110	125	100	150	150	150	200	200	250	260	300	400	400	400	—	—
D_2	180	88	90	102	148	202	202	202	268	268	320	320	370	482	482	482	—	—
D_3	—	—	—		170	225	225	225	295	295	355	350	400	515	515	515	—	—
D_4	—	—	—		205	260	260	260	335	335	405	390	440	565	565	565	—	—
D_5	—	—	—		70	100	100	100	100	100	150	140	200	250	250	250	—	—
D_6	—	—	—		122	162	162	162	158	158	212	200	260	345	345	345	—	—
D_7	—	—	—	—	145	190	190	190	180	180	240	250	320	385	385	385	—	—
D_8	—	—	—	—	180	230	230	230	215	215	280	300	375	445	445	445	—	—
D_y	40	40	50	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
d_1	—	—	—	—	18	19	19	27	23	23	25	23	23	27	27	27	—	—
d_2	—	—	—	—	18	19	19	19	18	18	23	25	30	34	34	34	—	—
d_3	14	18	14	18	18	23	23	23	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
h_1	16	16	16	16	18	38	38	35	29	29	32	26	28	30	30	30	—	—
h_2	16	18	16	20	24	32	32	32	27	27	28	30	36	42	42	42	—	—
n_1	4	4	4	4	4	8	8	8	8	8	12	12	12	16	16	16	—	—
n_2	4	6	4	6	8	8	8	8	8	8	8	8	12	12	12	12	—	—

в верхней части крышки всасывания выполнено отверстие.

Ротор насоса представляет собой отдельный сборочный элемент, состоящий из вала *17*, комплекта рабочих колес, разгрузочного диска гидропяты *16*, защитных и дистанционных втулок, гаек, упруго-пальцевой муфты *18*. Перед рабочим колесом первой ступени *9* установлено предвключенное осевое колесо *7*. Остальные рабочие колеса имеют одинаковую форму проточной части. Между торцами ступицы рабочего колеса последней ступени и втулки разгрузочного диска предусмотрен зазор примерно 0,5—1 мм для компенсации температурных расширений деталей ротора. Вал под рабочие колеса имеет одинаковый размер. Колеса посажены на вал по скользящей посадке. Ротор в сборе балансируется динамически.

Для восприятия осевого усилия, действующего на ротор, предусмотрена гидропята, состоящая из подушки *14* и разгрузочного диска *16*. Вода разгрузки по трубе отводится в полость подвода к первой ступени.

Предвключенный винт, рабочее колесо первой ступени, детали гидропяты изготовлены из хромистой стали, остальные рабочие колеса — из чугуна.

Концевые уплотнения *5* насоса — сальникового типа с мягкой набивкой и кольцами гидрозатвора. Для охлаждения между корпусом уплотнения и крышкой выполнена камера для холодного конденсата. Подтяжка набивки осуществляется нажимным фланцем *4* через разъемную втулку *3*.

Опорами *1* ротора служат роликовые подшипники качения, допускающие осевое перемещение ротора, связанное с работой гидропяты. Внутренние обоймы подшипников фиксируются на валу круглыми гайками, наружные — торцовыми крышками кронштейна, которые крепятся сквозными болтами. Смазка подшипников — консистентная, охлаждение — водяное.

Насос закрывается кожухом из листового металла, который крепится к крышкам всасывания и нагнетания.

Насосный агрегат состоит из насоса и асинхронного двигателя, установленных на общей фундаментной плите и соединенных между собой упругой муфтой. Направление вращения насосов — против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода.

Габаритные размеры насосных агрегатов приведены на рис. 5.28,*б* и в табл. 5.9.

Конденсатные насосы типа Кс-125 (рис. 5.30) — горизонтальные, многоступенчатые, спирального типа.

Литой чугунный корпус имеет осевой разъем в горизонтальной плоскости и состоит из двух частей: нижней *3* и верхней *7*. Обе половины корпуса соединяются при помощи шпилек. По плоскости разъема проложена паронитовая прокладка. Входной и напорный патрубки отлиты совместно с нижней частью корпуса, что исключает необходимость отсоединения трубопроводов при разборке насоса. Входной патрубок направлен вертикально вниз, напорный — горизонтально вбок. В верхней части имеются специальные приливы для подъема при транспортировке насоса. В корпусе предусмотрены отверстия для выпуска воздуха и слива воды из насоса. Жидкость между ступенями движется по спиральным отводящим, переводным и полуспиральным подводящим каналам. В корпусе установлены сменные уплотняющие кольца *10* и диафрагмы *9*, *12* для межступенчатых уплотнений. Нижняя часть корпуса имеет опорные лапы, которыми насос крепится к фундаментной плите.

Ротор насоса представляет собой самостоятельный сборочный элемент. Он состоит из вала *14*, комплекта чугунных рабочих колес, защитных втулок, полумуфты *16* и крепежа. Для уравновешивания осевого усилия рабочие колеса посажены входными воронками в противоположные стороны. Рабочее колесо первой ступени *11* выполнено с двусторонним входом для уравновешивания

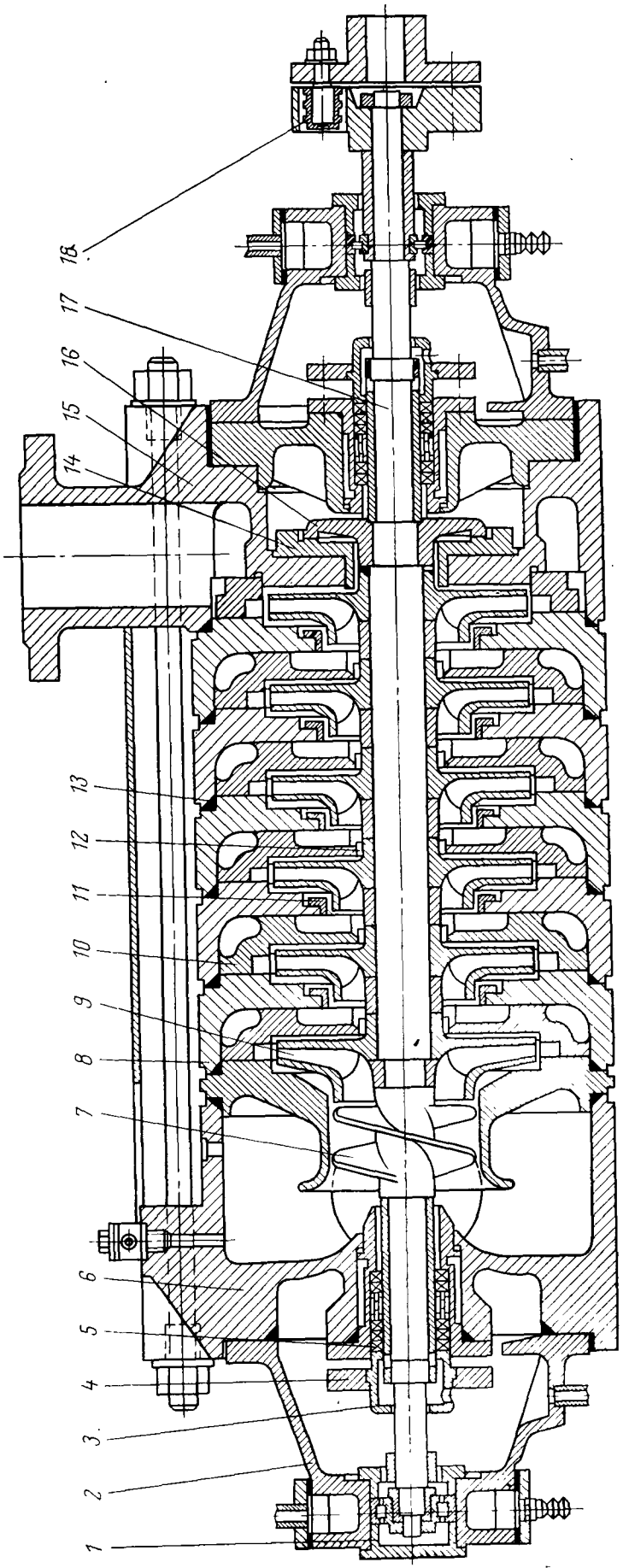


Рис. 5.29. Конденсатный насос Кс-80-155.

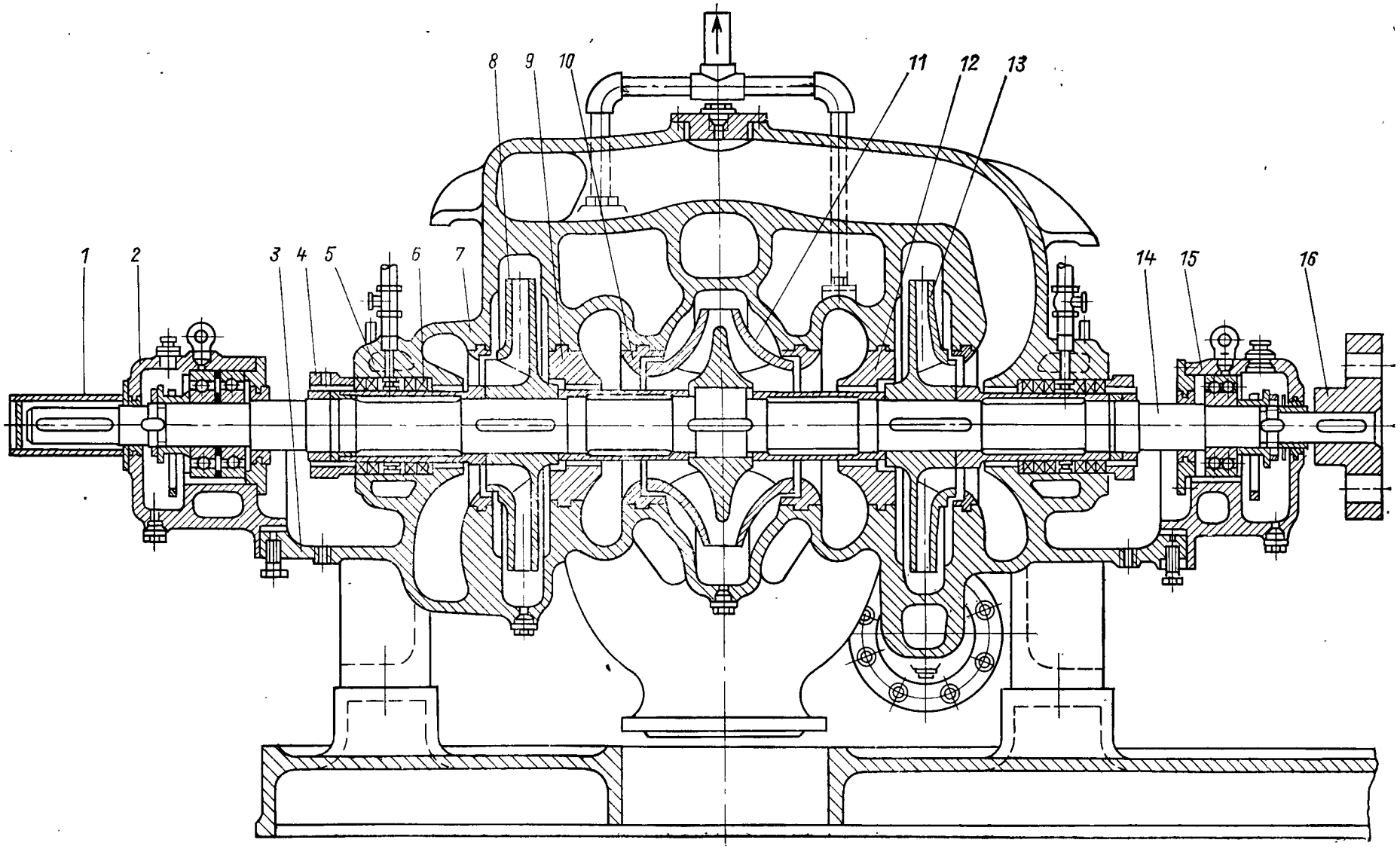


Рис. 5.30. Конденсатный насос Кс-125-140.

осевого усилия и повышения всасывающей способности насоса. Защитные втулки на валу посажены на общих шпонках с рабочими колесами *8, 13*. Ротор балансируется динамически. Насос имеет два рабочих конца вала, что дает возможность применять насос при различных направлениях вращения привода и размещать двигатель по условиям удобства компоновки агрегата. Свободный конец вала закрывается колпаком *1*.

Концевые уплотнения *6* вала — сальникового типа с гидрозатвором. К кольцу гидрозатвора подводится холодный конденсат. Для охлаждения сальника в корпусе насоса выполнены полости *5*, по которым циркулирует холодная вода от технического водопровода. Подтяжка сальников осуществляется нажимными втулками *4*.

Опорами ротора служат подшипники качения с кольцевой смазкой жидким маслом. На одном конце вала (обычно со стороны привода) устанавливается однорядный шарикоподшипник *15*, на другом — двойной радиально-упорный шарикоподшипник *2* для восприятия неуравновешенных осевых усилий. Корпуса подшипников имеют горизонтальный разъем. В нижней части их имеются полости для охлаждающей воды, в верхней — контрольное отверстие, закрытое пробкой. Уровень масла контролируется маслоуказателем. При центрировании ротора корпуса подшипников перемещаются регулировочными винтами.

Насос и электродвигатель, соединенные упругой муфтой, устанавливаются на общей фундаментной плите. Направление вращения насоса — против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода.

Габаритные размеры насосных агрегатов приведены на рис. 5.28,*в* и в табл. 5.9.

5.2.2. Конденсатные насосы блочных ТЭС и АЭС. С увеличением параметров конденсатных насосов, в основном подачи, увеличиваются их габариты и масса. В связи с этим в отечественной практике конденсатные насосы ТЭС с подачей 200 м³/ч и выше изготовляются в вертикальном исполнении.

Конденсатные насосы КсВ-200, КсВ-320, КсВ-500 (рис. 5.31) — центробежные, вертикальные, двухкорпусные, секционные, многоступенчатые, с односторонним расположением рабочих колес. Отличительной особенностью насосов данного типа является то, что их сборка и разборка может производиться без отсоединения трубопроводов. Напорные патрубки насосов для АЭС выполнены без фланцев, непосредственно под приварку трубопроводов.

Сварной наружный корпус состоит из двух частей: приемной *17* и напорной *7*. К наружному корпусу приварены расположенные горизонтально в противоположные стороны входной и напорный патрубки. В приемной части корпуса имеются резьбовые отверстия для отвода паров и слива воды из насоса. В верхней части корпуса имеется опорный фланец для крепления к металлоконструкциям фундамента.

Внутренний корпус состоит из напорной крышки *8*, корпусов секций *11* с направляющими аппаратами *12*, подвода к первой ступени *14*. Эти детали внутреннего корпуса соединены между собой стяжными шпильками и центрируются друг с другом на цилиндрических заточках. В корпусах секций установлены уплотняющие кольца *10* рабочих колес, в направляющих аппаратах — кольца *9* межступенчатых уплотнений. К напорной крышке крепится опорный фонарь *4* электродвигателя и унифицированные для всех насосов корпуса сальникового уплотнения *6* и опорно-упорного подшипника *3*. Базовые детали внутреннего корпуса, за исключением уплотняющих колец и втулок, изготовлены из серого чугуна. Внутренний корпус в сборе с ротором демонтируется вверх без отсоединения подводящего и напорного трубопроводов насоса.

Ротор насоса состоит из вала *5*, комплекта рабочих колес, упругой муфты *1*, разгрузочного барабана втулок и крепежа. Ротор балансируют в собранном виде динамически.

Перед рабочим колесом *13* первой ступени установлено осевое предвключенное колесо *15* для улучшения всасывающей способности насоса. Эти детали изготовлены из хромистой стали.

Рабочее колесо первой ступени для повышения кавитационных качеств имеет специальную форму проточной части (расширенный вход). Рабочие колеса остальных ступеней имеют одинаковую форму проточной части и изготовлены из чугуна.

Осевое усилие уравновешивается разгрузочным барабаном, который обеспечивает почти полное уравновешивание лишь при номинальной подаче. При отклонении режима работы от номинального на ротор действует неуравновешенная сила, которая может быть направлена вниз или вверх в зависимости от подачи насоса. Разгрузочный барабан посажен на общей шпонке с рабочим колесом последней ступени и в осевом направлении фиксируется круглой гайкой. Для предотвращения протечек воды под барабаном по валу предусмотрено резиновое уплотнение. Вода разгрузки по трубе отводится в приемную полость наружного корпуса.

Опорами ротора служат два подшипника. Верхний опорно-упорный подшипник *2* выполнен из сдвоенного радиально-упорного шарикоподшипника с жидкой смазкой. Подшипник воспринимает вес ротора и неуравновешенное осевое усилие и фиксирует положение ротора в насосе. В корпусе подшипника выполнена масляная ванна, из которой винтовой втулкой масло подается к подшипнику. Отработанное масло по пазам самотеком сливается в ванну. На выходе из подшипника установлено маслоотбойное кольцо. Подшипник охлаждается водой

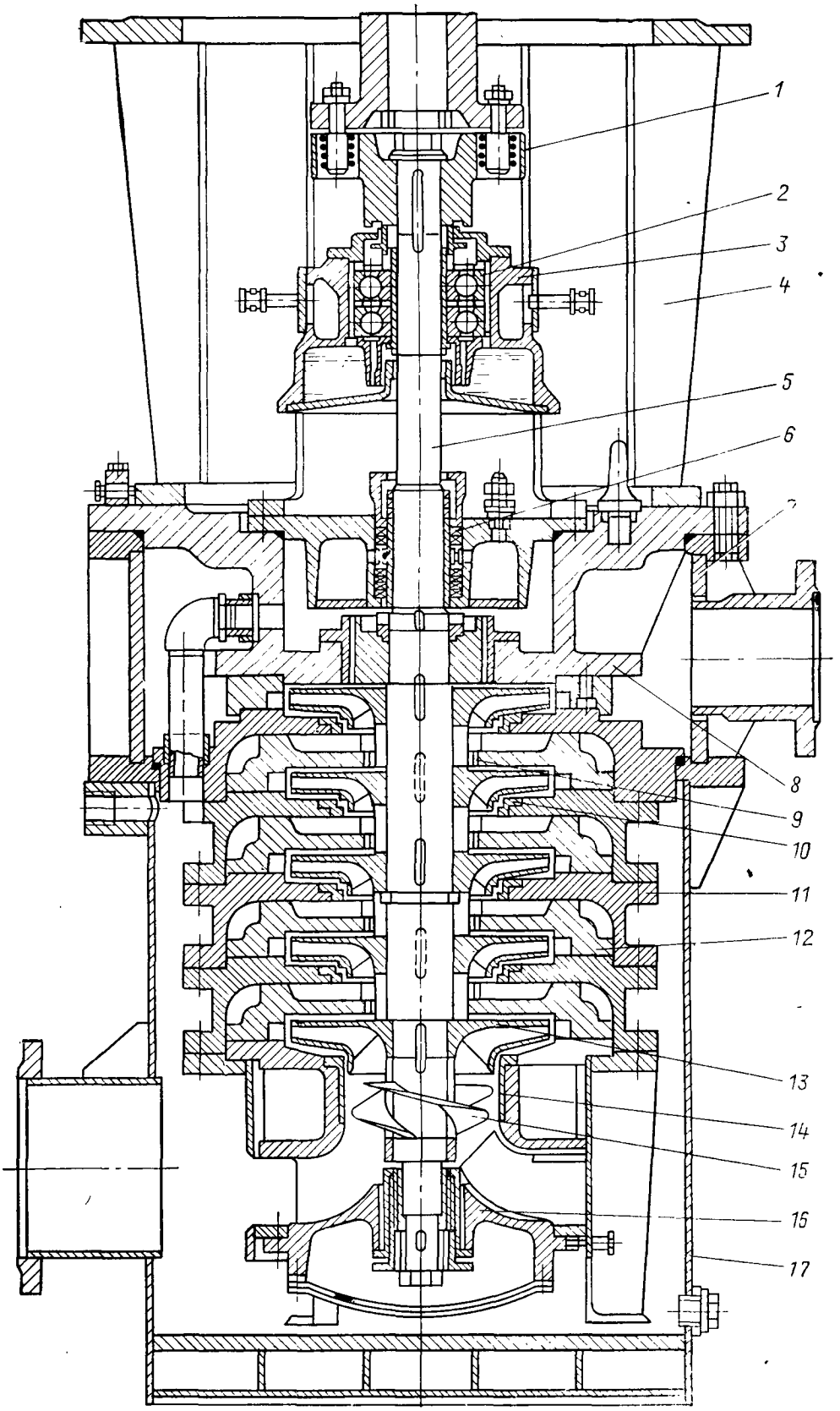


Рис. 5.31. Конденсатный насос КсВ-200-220.

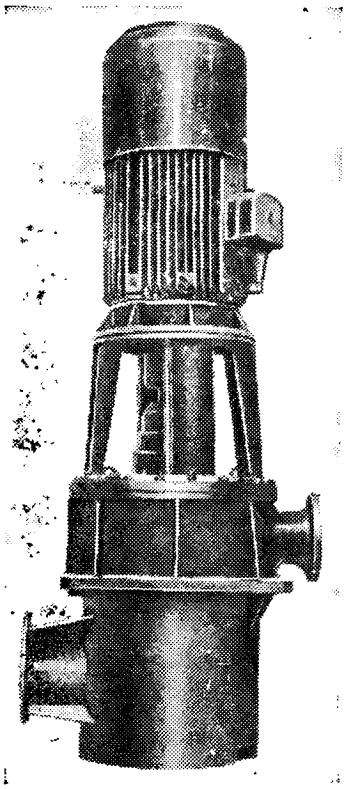


Рис. 5.32. Общий вид насоса типа КсВ.

технического водопровода. Уровень масла в ванне контролируется по маслоуказателю. Для слива загрязненного масла в нижней части имеется отверстие, закрытое пробкой. В средней части корпуса подшипника предусмотрено отверстие для заливки масла; через него масляная ванна соединяется с атмосферой. На корпусе имеется место для установки термометра сопротивления.

Нижний опорный подшипник *16* скольжения из металлофторопластовой композиции смазывается перекачиваемым конденсатом, который из специально предусмотренной камеры подается к подшипнику втулкой с многозаходной резьбой и, пройдя через зазор, отводится в полость всасывания. Зазор в подшипнике выставляется с помощью установочных винтов, после чего втулка подшипника штифтуется. Для предохранения от попадания твердых частиц подшипник закрыт сеткой.

Концевое уплотнение *6* насоса — сальникового типа с кольцом гидрозатвора. Уплотнение охлаждается холодным конденсатом, который по отверстиям из охлаждающей полости подводится к кольцу гидрозатвора. Доступ к уплотнению осуществляется через окна в корпусе подшипника. Рекомендуемая набивка сальника — АГ-1. В последнее время в ряде насосов применяется торцовое уплотнение.

Электродвигатель устанавливается на фонарь насоса и соединяется с ним упругой муфтой. Направление вращения насоса — против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода. Общий вид насоса показан на рис. 5.32. Габаритные размеры конденсатных насосов, указанные на рис. 5.33,*а*, *б*, даны в табл. 5.9.

Конденсатные насосы первого подъема КсВ-1000, КсВ-1250 и КсВ-1600 (рис. 5.34) имеют много общих конструктивных решений с описанными выше вертикальными насосами. Основное отличие состоит в конструкции внутреннего корпуса и ротора. Насосы этих типоразмеров — вертикальные, центробежные, двухкорпусные. Литой чугунный внутренний корпус в нижней части имеет разъем в вертикальной плоскости. Во внутреннем корпусе выполнены каналы полуспирального подвода к первой ступени, переводные каналы между ступенями и каналы двухзаходного спирального отвода от рабочего колеса первой ступени.

Литая чугунная напорная крышка выполнена цельной. К ней шпильками крепится нижняя разъемная часть внутреннего корпуса, направляющий аппарат второй ступени, корпуса подшипника и сальника.

Стыки между напорными и всасывающими полостями насоса уплотняются кольцами из термостойкой резины.

Всасывающий патрубок выполнен в виде «башмака», приваренного к нижней части наружного корпуса. Этим достигаются достаточно благоприятные условия для равномерного подвода конденсата к обеим половинам рабочего колеса первой ступени.

Ротор насоса состоит из вала, комплекта рабочих колес, защитных втулок, подшипника, полумуфты и крепежа. Сварное литое рабочее колесо первой ступени выполнено двухстороннего входа с предвключенными винтами перед входными воронками. Рабочее колесо второй ступени — одностороннего входа.

Вследствие применения рабочего колеса двухстороннего входа и выполнения разгрузочных отверстий в рабочем колесе второй ступени, ротор почти полностью разгружен от осевых усилий. Остаточные осевые усилия и вес ротора воспринимаются радиально-упорным шарикоподшипником.

Конструкция подшипников, уплотнений, соединительных муфт полностью унифицирована с описанными выше насосами типа КсВ. Насосы с напором более 100 м выполняются многоступенчатыми с односторонним расположением колес по схеме, аналогичной изображенной на рис. 5.31.

Общий вид насосных агрегатов аналогичен изображенному на рис. 5.33,*а*, габаритные размеры приведены в табл. 5.9.

Конденсатные насосы второго подъема Кс-1000-220 и Кс-1600-220 (рис. 5.35) — центробежные, горизонтальные, спирального типа, одноступенчатые, с рабочим колесом двустороннего входа, предназначены для подачи конденсата или сходных с ним жидкостей с температурой до 333 К. Габарит-

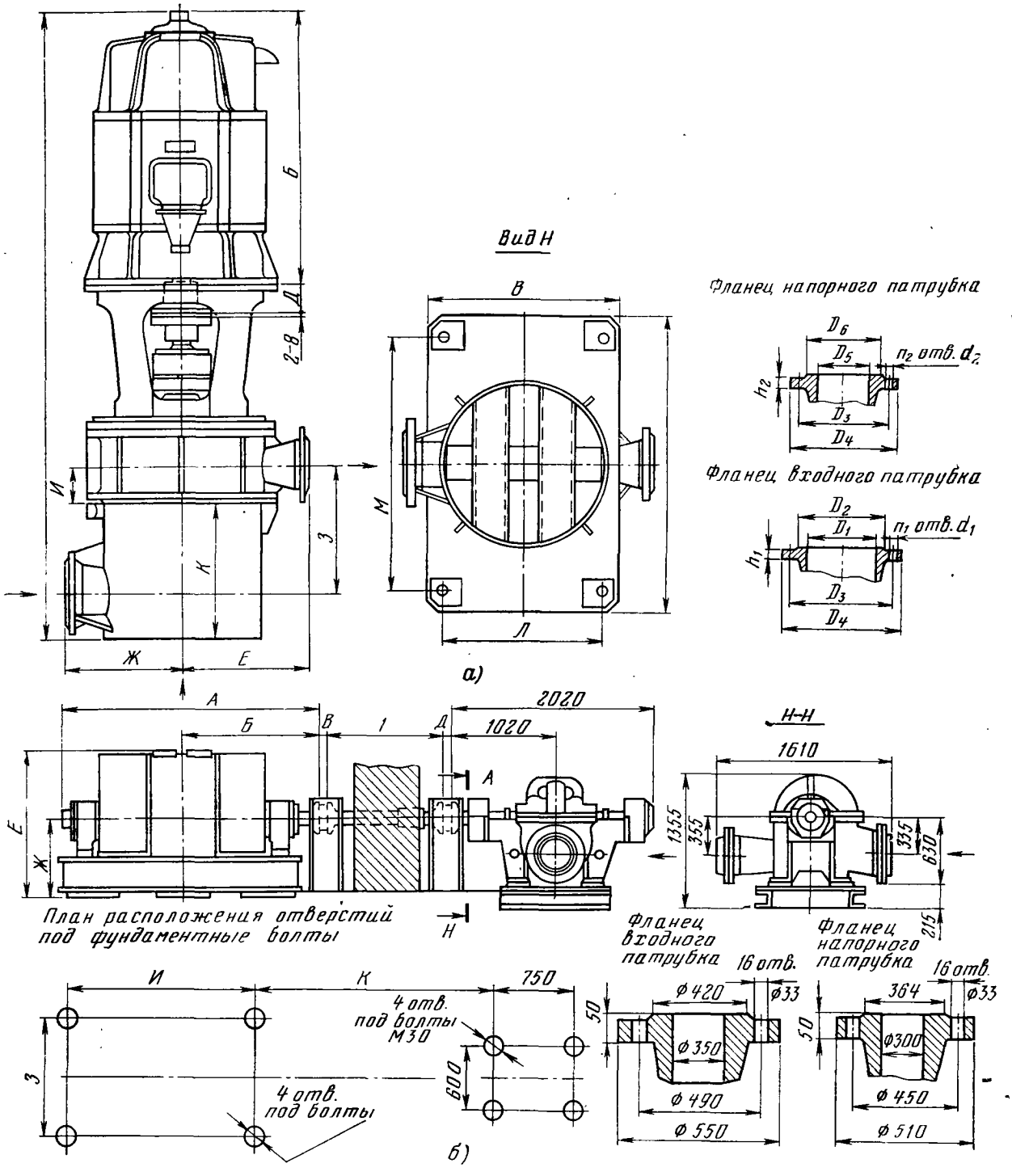


Рис. 5.33. Общий вид крупных конденсатных насосов.

ные размеры этих насосов указаны на рис. 5.33 и в табл. 5.9.

Литой чугунный корпус *3* имеет осевой разъем в горизонтальной плоскости. Обе части корпуса соединяются с помощью шпилек, по разъему проложена паронитовая прокладка толщиной 0,5 мм. В корпусе отлиты каналы полуспирального подвода и двухзавиткового спирального отвода. Входной и напорный патрубки расположены горизонтально в противоположные стороны в нижней части корпуса. Для выпуска воздуха из насоса в верхней части имеется отверстие с вентилем, в нижней части выполнены заглушенные пробками отверстия для слива воды из насоса. Для транспортировки насоса в ребрах нижней части корпуса предусмотрены отверстия. Для подъема верхней части корпуса выполнены специальные проушины.

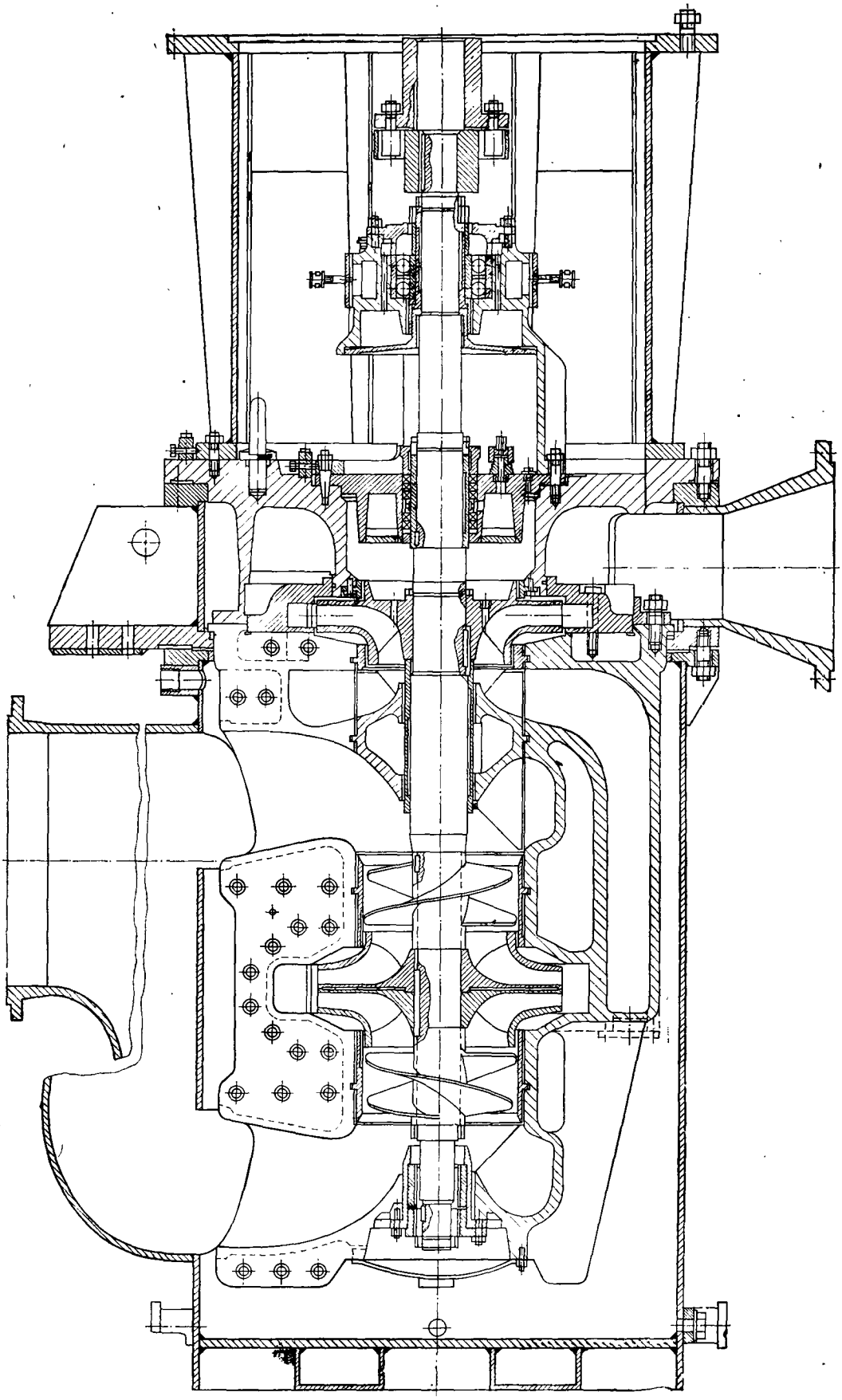


Рис. 5.34. Конденсатный насос КсВ-1000-95.

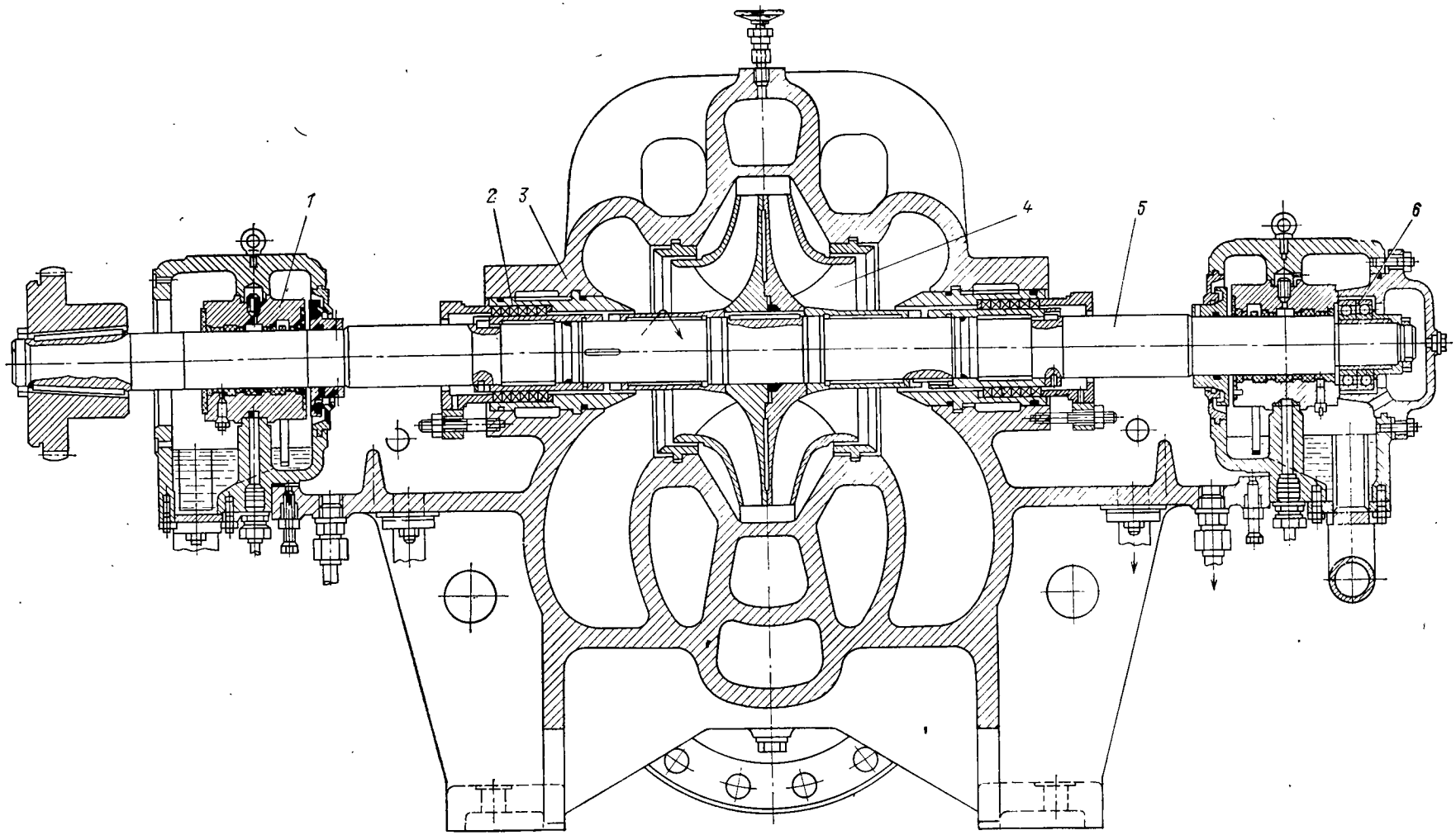


Рис. 5.35. Конденсатный насос Кс-1600-220.

Ротор насоса состоит из вала *5*, рабочего колеса *4*, втулок, полумуфты и крепежа. Сварно-литое рабочее колесо из хромистой стали двустороннего входа посажено на шпонке и в осевом направлении фиксируется резьбовыми втулками. Направление резьбы выполнено таким образом, чтобы предотвратить самоотвинчивание втулок при работе насоса. Под сальниковыми втулками предусмотрены резиновые уплотнения для предотвращения протечек по валу. На коническом конце вала со стороны привода посажена зубчатая полумуфта. Ротор в сборе балансируется динамически.

Опорами ротора служат подшипники скольжения *1*, *6* с принудительной и кольцевой смазкой. Корпуса подшипников выполнены таким образом, что в них постоянно находится определенное количество масла, которое при выходе из строя маслонасосов используется для смазки подшипников смазочными кольцами в течение продолжительного времени. На выходе из корпусов подшипников установлены маслоотражательные кольца. Разъемные вкладыши с баббитовой заливкой установлены в разъемном корпусе с натягом. На свободном конце вала имеется двойной радиально-упорный шарикоподшипник для восприятия неуравновешенных осевых усилий. В торцовой крышке имеется закрытое пробкой отверстие для замера частоты вращения. При помощи регулировочных винтов корпуса подшипников могут перемещаться в вертикальной плоскости при центровке ротора в корпусе.

Концевые уплотнения *2* насоса — сальникового типа. Так как насос работает с подпором на входе, кольца гидрозатвора в уплотнениях не устанавливаются. При давлении на входе более 1 МПа в насосе может быть установлено торцовое уплотнение. Между уплотнением и подшипником выполнены разделительные камеры для того, чтобы утечки масла не загрязняли конденсат, протекающий через сальник. Сварная фундаментная рама имеет специальный поддон для сбора утечек через сальник.

Насос и электродвигатель устанавливается на раздельных фундаментных плитах. Валы насоса и электродвигателя соединены зубчатой муфтой. Смазка муфты — принудительная. Муфта закрыта кожухом из двух половин. Направление вращения насоса — по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода.

В составе маслосистемы имеется маслобак со встроенным маслоохладителем, рабочий и резервный маслонасосы РЗ-7,4.

5.2.3. Конденсатные насосы зарубежных фирм. Конденсатные насосы зарубежного производства по конструктивному исполнению имеют много общего с отечественными насосами.

Для насосов с подачей до 150 м³/ч изготавливают горизонтальные и вертикальные насосы, однокорпусные, секционного типа, с рабочим колесом первой ступени одностороннего входа. Синхронная частота вращения таких насосов составляет 1500—3000 1/мин.

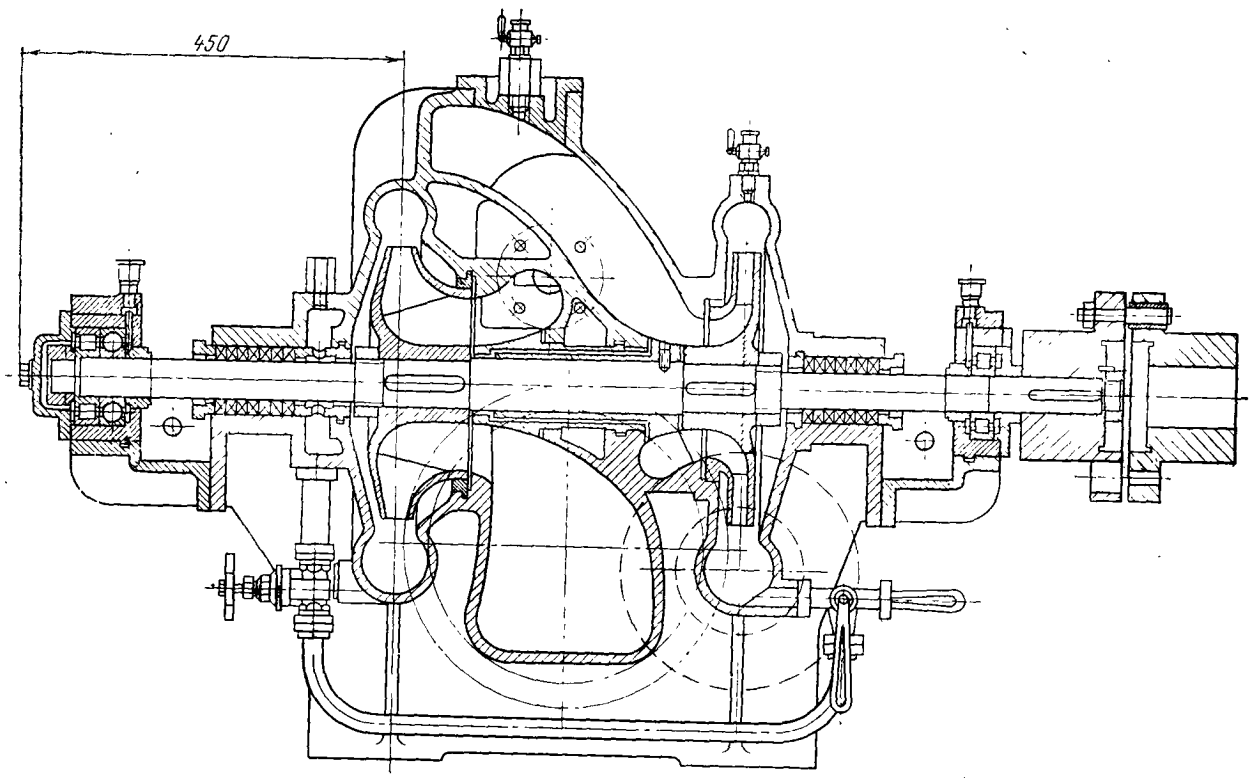


Рис. 5.36. Конденсатный насос фирмы Weir.

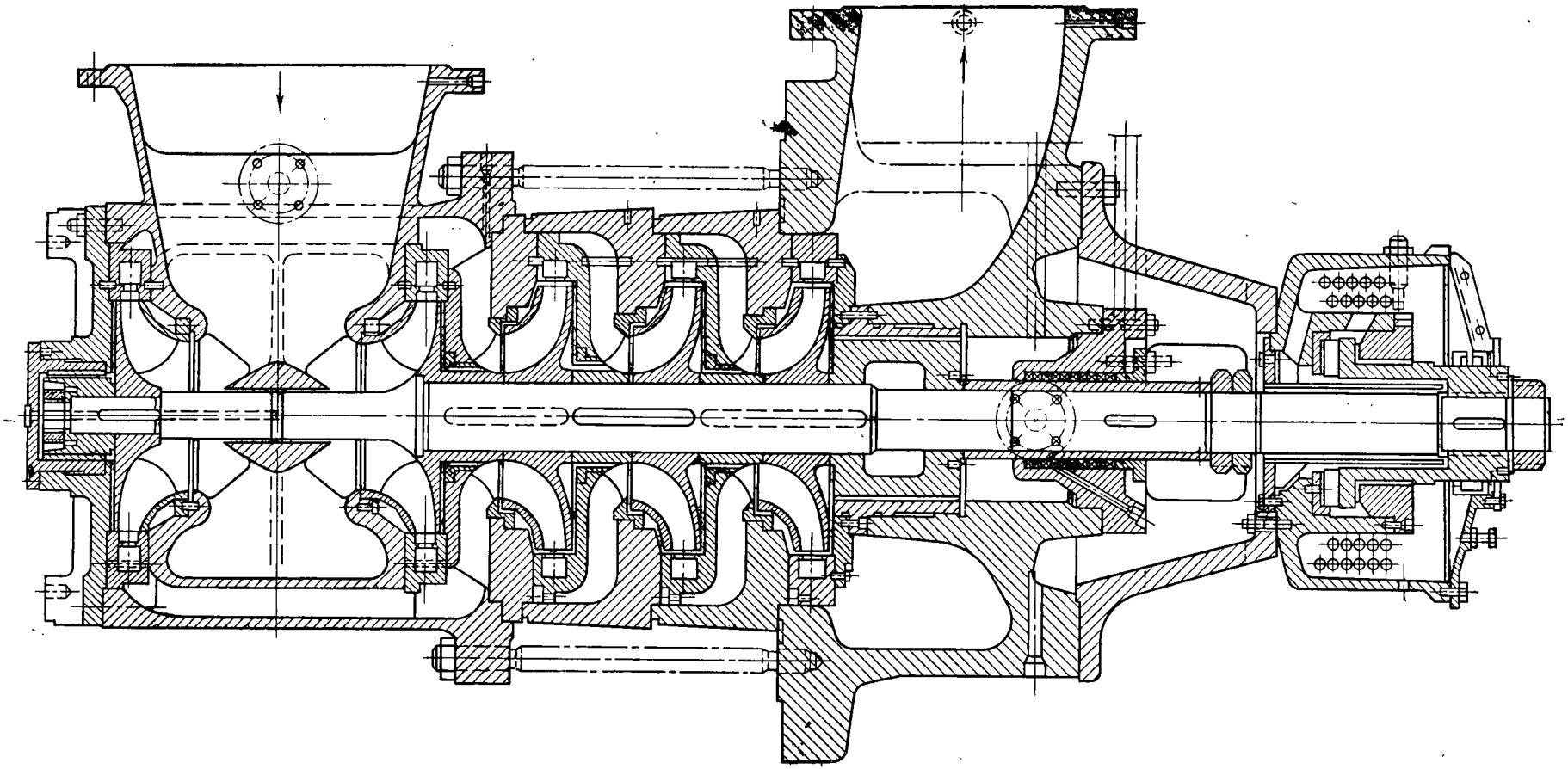


Рис. 5.37. Конденсатный насос типа HPCV фирмы Sulzer.

Насосы с подачами более 200 м³/ч обычно изготовляются в вертикальном исполнении, двухкорпусные, с частотой вращения 1000 1/мин. Первая ступень насосов выполняется с рабочим колесом двустороннего входа или с параллельным включением двух рабочих колес одностороннего входа [26].

В качестве примера исполнения конденсатного насоса небольшой подачи рассмотрим конденсатный насос (рис. 5.36) фирмы Weir (Англия), имеющий параметры: $Q=125$ м³/ч; $H=45$ м; $n=1450$ 1/мин.

Это — двухступенчатый насос спирального типа с рабочими колесами одностороннего входа. Он имеет осевой разъем в горизонтальной плоскости. Расположение рабочих колес входными воронками навстречу друг другу исключает возможность подсасывания воздуха через сальниковые уплотнения.

Рабочее колесо первой ступени конструктивно обеспечивает надежную работу насоса в кавитационных режимах. Оно имеет бочкообразную форму меридианной проекции и заостренную входную кромку рабочих лопастей. Концевые уплотнения сальникового типа. Сальник со стороны первой ступени имеет гидрозатвор, к которому подводится вода от второй ступени. Этим обеспечиваются примерно одинаковые условия для работы сальниковых уплотнений и их унификации.

Опорами ротора служат роликовые подшипники качения. Для восприятия остаточного осевого усилия со стороны свободного конца вала предусмотрен упорный шарикоподшипник. Смазка подшипников — консистентная.

Насос и электродвигатель устанавливают на общей фундаментной плите и соединяют упругой муфтой.

Рост единичной мощности турбин, особенно на АЭС, требует увеличения подачи конденсатных насосов. Наряду с двухкорпусной конструкцией и рабочим колесом двустороннего входа встречаются однокорпусные конструкции крупных насосов [14].

На рис. 5.37 показан базовый вариант конденсатного насоса для АЭС фирмы Sulzer. Насос вертикальный, многоступенчатый, секционный. Число ступеней насоса может изменяться в зависимости от требуемого давления насоса. Напор на ступень составляет 40—60 м. Осевое усилие ротора уравновешивается разгрузочным барабаном. Неуравновешенные силы воспринимаются упорным сегментным подшипником с картерной смазкой. Нижний опорный подшипник смазывается перекачиваемой жидкостью. Уплотнение вала — сальникового типа с подводом запирающего конденсата из напорного патрубка насоса. Насос соединяется с электродвигателем упругой муфтой. Более мощные насосы соединяются с электродвигателем зубчатой муфтой. Некоторые разновидности насосов данного типа выпускаются

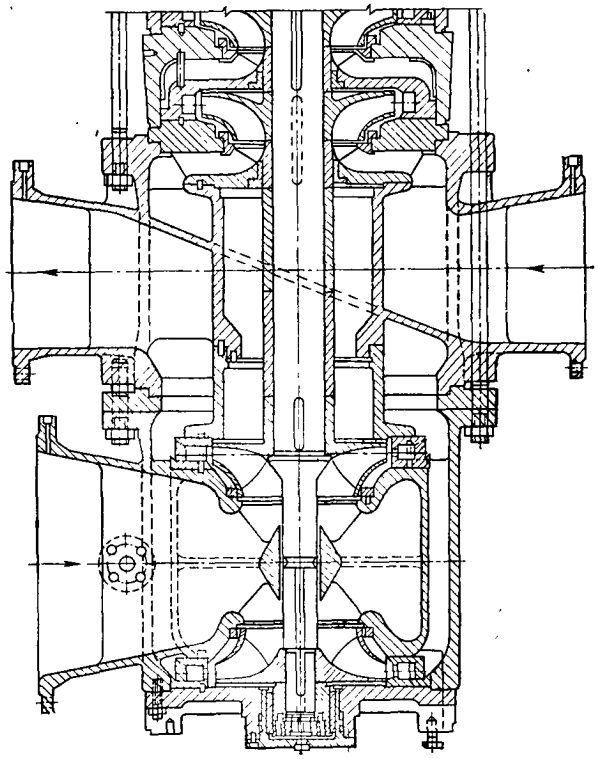


Рис. 5.38. Перепускная часть конденсатного насоса HPCV фирмы Sulzer.

с двойным торцовым уплотнением. В этом случае зубчатая муфта выполняется с проставкой для обеспечения возможности выема уплотнения без демонтажа насосного агрегата.

Представляет интерес конструкция агрегата, совмещающая в себе насос первого и второго подъема. Переводная (соединяющая) часть такого насоса изображена на рис. 5.38 и располагается между первой ступенью (насос первого подъема) и остальными ступенями. После первой ступени, пройдя конденсатоочистку и ПНД, конденсат с необходимым подпором подводится к последующим ступеням через перепускной патрубок.

Рабочие органы первой ступени конденсатных насосов зарубежного производства часто изготовляют из специальных материалов, обладающих повышенной стойкостью к кавитационным разрушениям.

5.3. СЕТЕВЫЕ НАСОСЫ

Сетевые насосы служат для подачи горячей воды по теплофикационным сетям и в зависимости от места установки применяются в качестве насосов: первого подъема, подающих воду из обратного трубопровода в подогреватели; второго подъема для подачи воды после подогревателей в теплофикационную сеть; рециркуляционных, установленных после водогрейных котлов.

Таблица 5-10

Основные технические характеристики сетевых насосов

Тип насоса	Подача, м³/с (м³/ч)	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м ст. ж., не менее	Давление на входе в насос, МПа (кгс/см²), не более	Частота вращения (синхронная), 1/с (1/мин)	Мощность, кВт	К. п. д., %, не менее	Температура перекачиваемой воды, К (°С), не более	Масса насоса, кг
СЭ-160-50	0,044 (160)	50	5,5	0,39 4	50 (3000)	29	73		—
СЭ-160-70	0,044 (160)	70	5,5	0,39 4	50 (3000)	37	79		—
СЭ-160-100	0,044 (160)	100	5,5	0,39 4	50 (3000)	59	71	393 (120)	—
СЭ-250-50	0,069 (250)	50	7,0	0,39 4	50 (3000)	41	80		—
СЭ-320-110	0,089 (320)	110	8,0	0,39 4	50 (3000)	114	80		—
СЭ-500-70-11	0,139 (500)	70	10,0	1,08 11	50 (3000)	103	82		1034
СЭ-500-70-16	0,139 (500)	70	10,0	1,57 16	50 (3000)	103	82		1034
СЭ-500-140	0,139 (500)	140	10,0	1,57 16	50 (3000)	210	81		—
СЭ-800-55-11	0,221 (800)	55	5,5	1,08 11	25 (1500)	132	81		1514
СЭ-800-55-16	0,221 (800)	55	5,5	1,57 16	25 (1500)	132	81		1514
СЭ-800-100-11	0,221 (800)	100	5,5	1,08 11	25 (1500)	243	80		3035
СЭ-800-100-16	0,221 (800)	100	5,5	1,57 16	25 (1500)	243	80	453 (180)	3035
СЭ-800-160	0,221 (800)	160	14,0	1,57 16	50 (3000)	378	82		—
СЭ-1250-45-11	0,347 (1250)	45	7,5	1,08 11	25 (1500)	166	82		2125
СЭ-1250-45-25	0,347 (1250)	45	7,5	2,45 25	25 (1500)	166	82		2125
СЭ-1250-70-11	0,347 (1250)	70	7,5	1,08 11	25 (1500)	260	82		1621
СЭ-1250-70-16	0,347 (1250)	70	7,5	1,57 16	25 (1500)	260	82		1621
СЭ-1250-100	0,347 (1250)	100	7,5	1,57 16	25 (1500)	370	82		—
СЭ-1250-140-11	0,347 (1250)	140	7,5	1,08 (11)	25 (1500)	518	82		4141
СЭ-1250-140-16	0,347 (1250)	140	7,5	1,57 (16)	25 (1500)	518	82		4141
СЭ-1600-50	0,445 (1600)	50	8,5	2,45 (25)	25 (1500)	234	83		—
СЭ-1600-80	0,445 (1600)	80	8,5	1,57 (16)	25 (1500)	388	80		—
СЭ-2000-100	0,555 (2000)	100	22,0	1,57 (16)	50 (3000)	572	85	453 (180)	—
СЭ-2000-140	0,555 (2000)	140	22,0	1,57 (16)	50 (3000)	810	84		—
СЭ-2500-60-11	0,695 (2500)	60	12,0	1,08 (11)	25 (1500)	422	86		3770
СЭ-2500-60-25	0,695 (2500)	60	12,0	2,45 (25)	25 (1500)	422	86		—
СЭ-2500-180-16	0,695 (2500)	180	28,0	1,57 (16)	50 (3000)	1380	84		—
СЭ-2500-180-10	0,695 (2500)	180	28,0	0,98 (10)	50 (3000)	1380	84		2277
СЭ-3200-70	0,890 (3200)	70	15,0	0,98 (10)	25 (1500)	672	86		—
СЭ-3200-100	0,890 (3200)	100	15,0	0,98 (10)	25 (1500)	898	86	393 (120)	—
СЭ-3200-160	0,890 (3200)	160	32,0	0,98 (10)	50 (3000)	1530	86		—
СЭ-5000-70-6	1,390 (5000)	70	15,0	0,59 (6)	25 (1500)	1035	87		5220
СЭ-5000-70-10	1,390 (5000)	70	15,0	0,98 (10)	25 (1500)	1035	87		5220
СЭ-5000-100	1,390 (5000)	100	15,0	1,57 (16)	25 (1500)	1340	87	453 (180)	—
СЭ-5000-160	1,390 (5000)	160	40,0	0,98 (10)	50 (3000)	2370	87	393 (120)	4870

Примечания: 1. Обозначение насоса: СЭ — сетевой электронасос; первая цифра — подача, м³/ч; вторая — напор, м; третья — давление на входе в насос, кгс/см² (специальный признак).
2. Предельные отклонения по напору составляют +5 и —3% номинального.
3. Допустимый кавитационный запас не зависит от температуры перекачиваемой жидкости.

Сетевые насосы могут работать как на ТЭЦ, так и на промежуточных насосных станциях теплофикационных систем. Сетевые насосы должны обладать повышенной надежностью, так как перебои или неполадки в работе насосов сказываются на режиме работы ТЭЦ и потребителей. Основной особенностью работы сетевых насосов являются колебания температуры подаваемой воды в широких пределах, что в свою очередь вызывает изменение давления внутри насоса. Сетевые насосы должны надежно работать в широком диапазоне подач, что безусловно требует стабильной формы напорной характеристики. Изменение параметров отдельных типов насосов может быть достигнуто за счет подрезки колес по наружному диаметру в пределах, оговоренных заводом-изготовителем. Снижение к. п. д. при этом не должно превышать 3%.

Сетевые насосы предназначены для работы на чистой воде с содержанием твердых включений не более 5 мг/кг с размером частичек до 0,2 мм. Параметры сетевых насосов оговорены ГОСТ 22465-77.

Основные технические характеристики насосов приведены в табл. 5.10, поле характеристик — в приложении (рис. П.5).

Сетевые насосы — центробежные, горизонтальные, с приводом от электродвигателя. В зависимости от размера они могут поставляться как на общей, так и на раздельной фундаментных плитах. В зависимости от создаваемого напора могут быть одно- и двухступенчатые, с синхронными частотами вращения 1500 и 3000 1/мин.

По конструктивному исполнению насосы можно разбить на три группы, внутри которых имеет место общность конструктивной схемы и высокая степень унификации.

Основным отличительным признаком является количество ступеней, по которому все сетевые насосы делятся на одно- и двухступенчатые. Общий вид насосов приведен на рис. 5.39, габаритные размеры — на рис. 5.40 и в табл. 5.11.

В качестве примеров конструктивного исполнения рассмотрим насосы СЭ-500-70 (рис. 5.41), СЭ-1250-140 (рис. 5.42) и СЭ-5000-160 (рис. 5.43).

Базовая деталь насоса — чугунный корпус с горизонтальным разъемом. Входной и напорный патрубки расположены в нижней части корпуса, что дает возможность производить разборку насоса без демонтажа трубопроводов. Патрубки направлены горизонтально в противоположные стороны. В двухступенчатых насосах корпус имеет переводную трубу для подвода воды от первой ко второй ступени насоса.

По разъему корпуса устанавливается паронитовая прокладка. Шпильки по разъему затягиваются колпачковыми гайками для предотвращения просачивания горячей воды по резьбе шпилек.

В корпусе предусмотрены камеры для концевых уплотнений и фланцы для крепления корпусов подшипников. В нижней части выполнены две продольные шпонки, которыми корпус фиксируется по отношению к фундаментной плите и обеспечивается направленное тепловое расширение насоса. Опорные лапы корпуса максимально приближены к оси насоса для уменьшения расцентровки при нагреве насоса.

Таблица 5-11

Основные габаритные размеры, мм, сетевых насосов

Тип насоса	L_0	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	H_1	H_2	H_3	H_4
СЭ-500-70	1025	1290	700	550	500	—	860	1600	275	265	705
СЭ-800-55	600	1480	805	585	570	—	800	1102	280	378	660
СЭ-800-100	1260	2192	875	585	600	560	800	1850	280	380	680
СЭ-1250-45	720	1782	911,5	700	900	—	960	1575	335	400	800
СЭ-1250-70	660	1623	875	650	510	—	800	1410	290	410	710
СЭ-1250-140	1540	2507	997	670	770	640	950	2290	335	420	800
СЭ-2500-60	1200	2132	1137	1000	1200	—	990	1700	495	440	1133
СЭ-2500-180	720	1814	905	700	900	—	960	1410	335	400	800
СЭ-5000-70	1280	2248	1118	1020	740	—	990	1830	550	525	1140
СЭ-5000-160	1280	2323	1220	1110	800	—	990	1732	500	435	1150

Продолжение табл. 5.11

Тип насоса	D		D_1		D_2		n		d	
	Входной	Напорный	Входной	Напорный	Входной	Напорный	Входной	Напорный	Входной	Напорный
СЭ-500-70	350	225	490	355	550	415	16	12	33	33
СЭ-800-55	300	250	410	355	460	405	12	12	27	27
СЭ-800-100	300	250	430	385	485	445	16	12	30	33
СЭ-1250-45	450	400	600	585	660	655	20	16	33	40
СЭ-1250-70	350	250	490	370	550	425	16	12	34	30
СЭ-1250-140	350	300	490	450	550	510	16	16	33	33
СЭ-2500-60	600	500	770	660	840	730	20	20	41	41
СЭ-2500-180	450	400	600	585	660	655	20	16	35	41
СЭ-5000-70	600	500	770	660	840	730	20	20	41	41
СЭ-5000-160	600	500	795	670	890	755	20	20	52	46

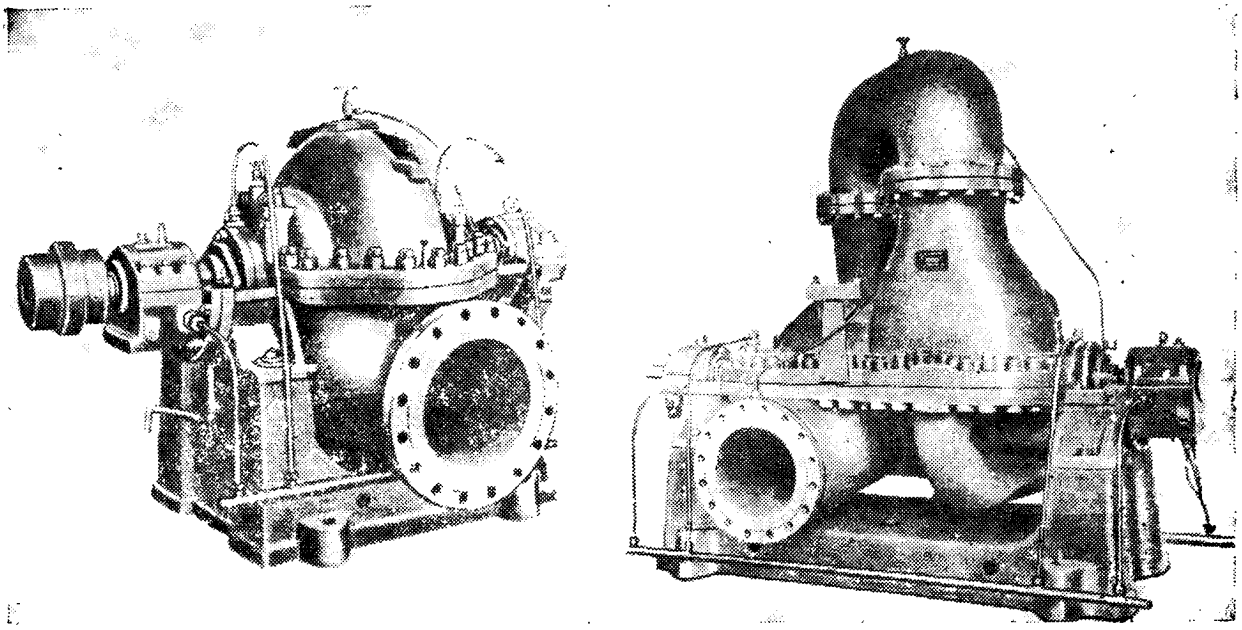


Рис. 5.39. Общий вид одноступенчатых (*а*) **и двухступенчатых** (*б*) **сетевых насосов.**

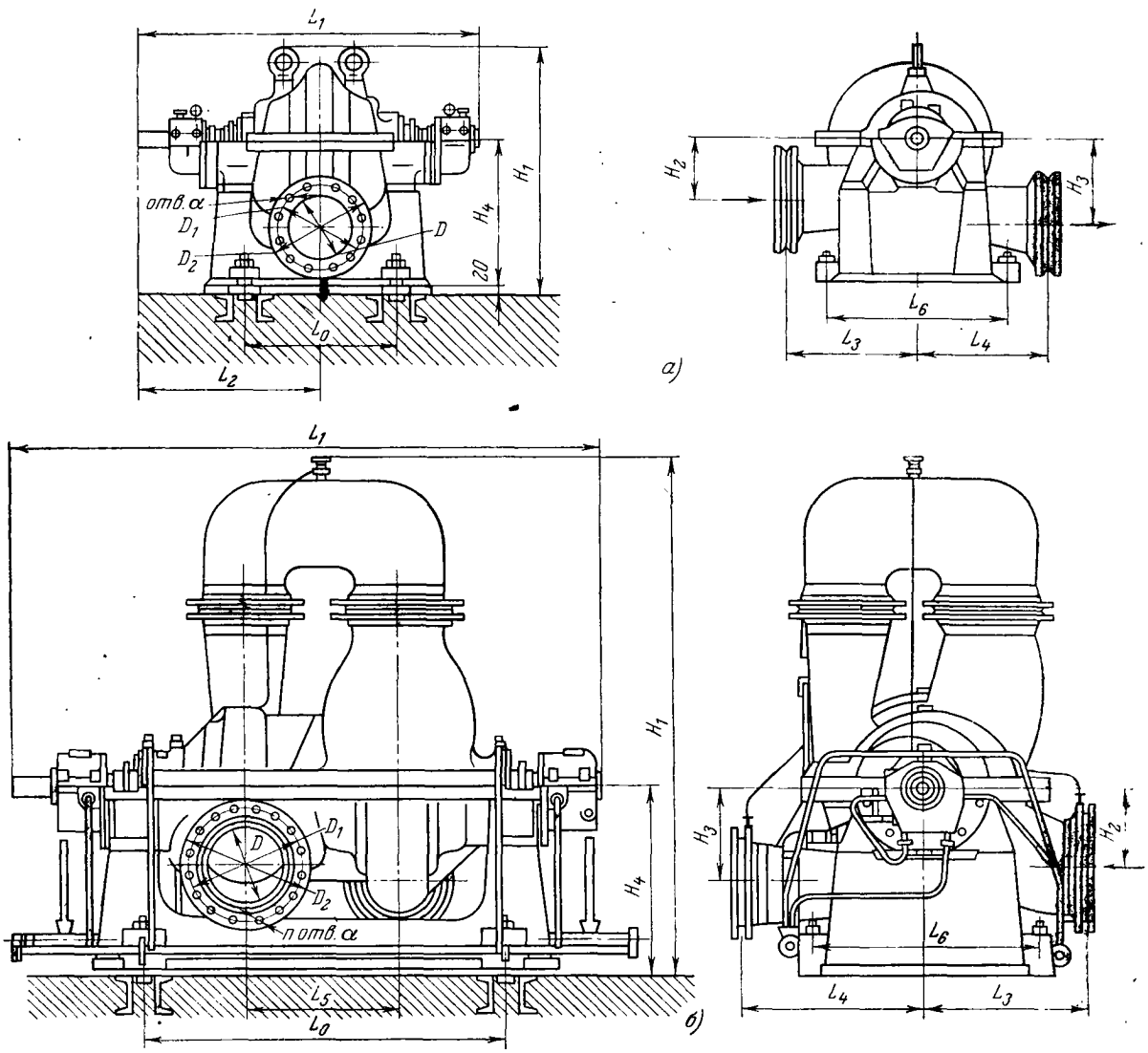


Рис. 5.40. Габаритные размеры одноступенчатого (*а*) и **двухступенчатых** (*б*) **сетевых насосов.**

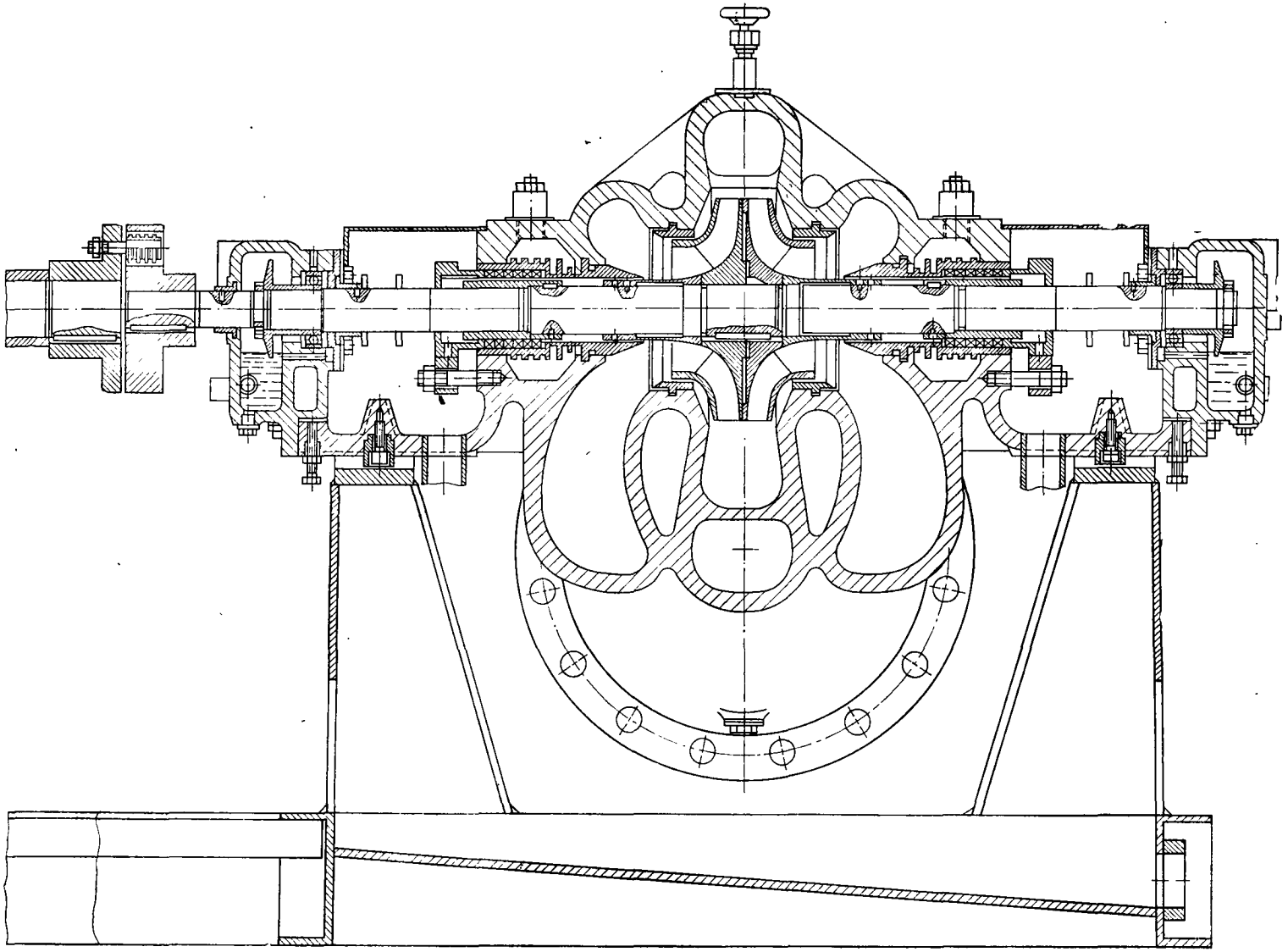


Рис. 5.41. Сетевой насос СЭ-500-70.

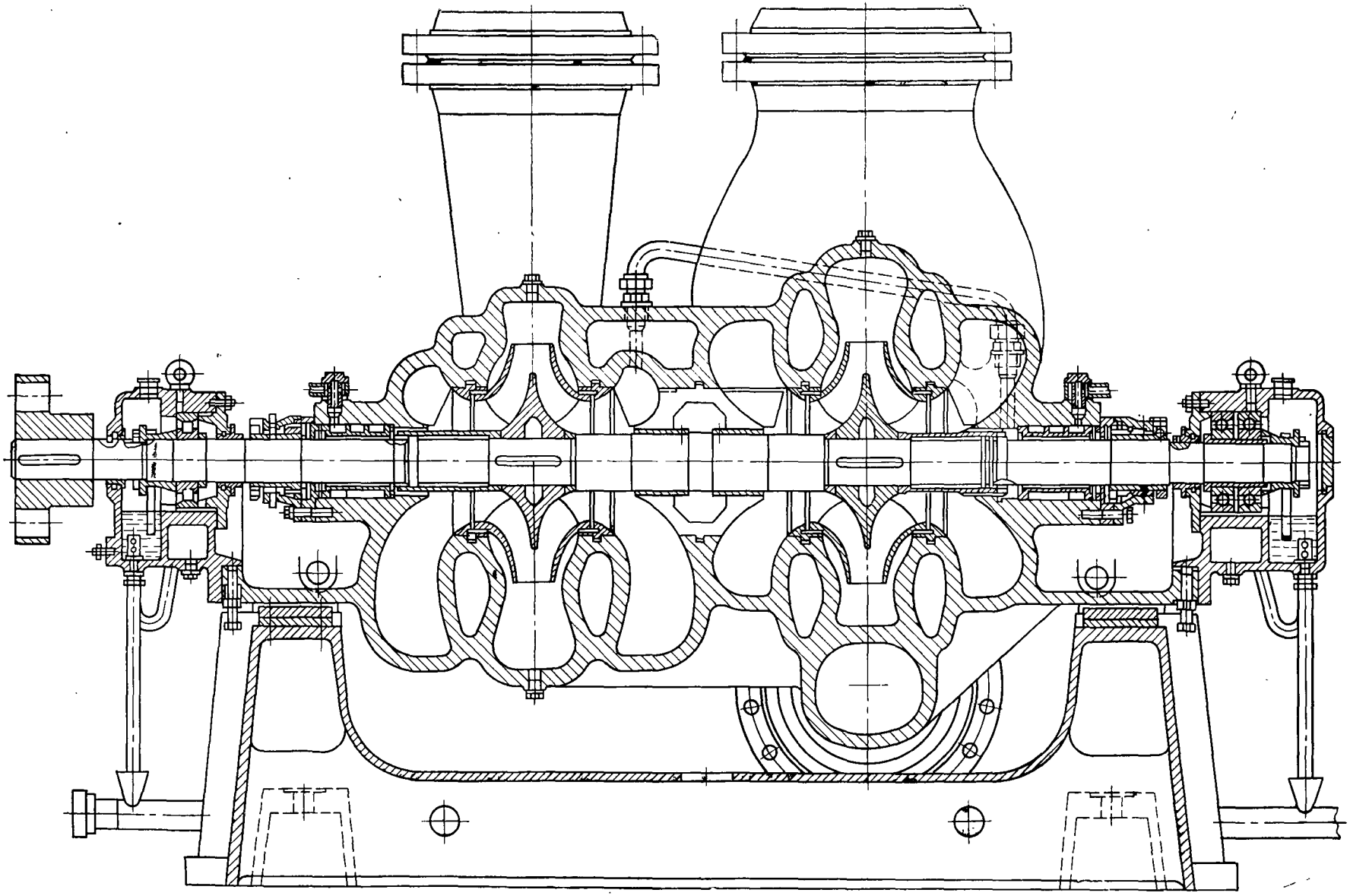


Рис. 5.42. Сетевой насос СЭ-1250-140.

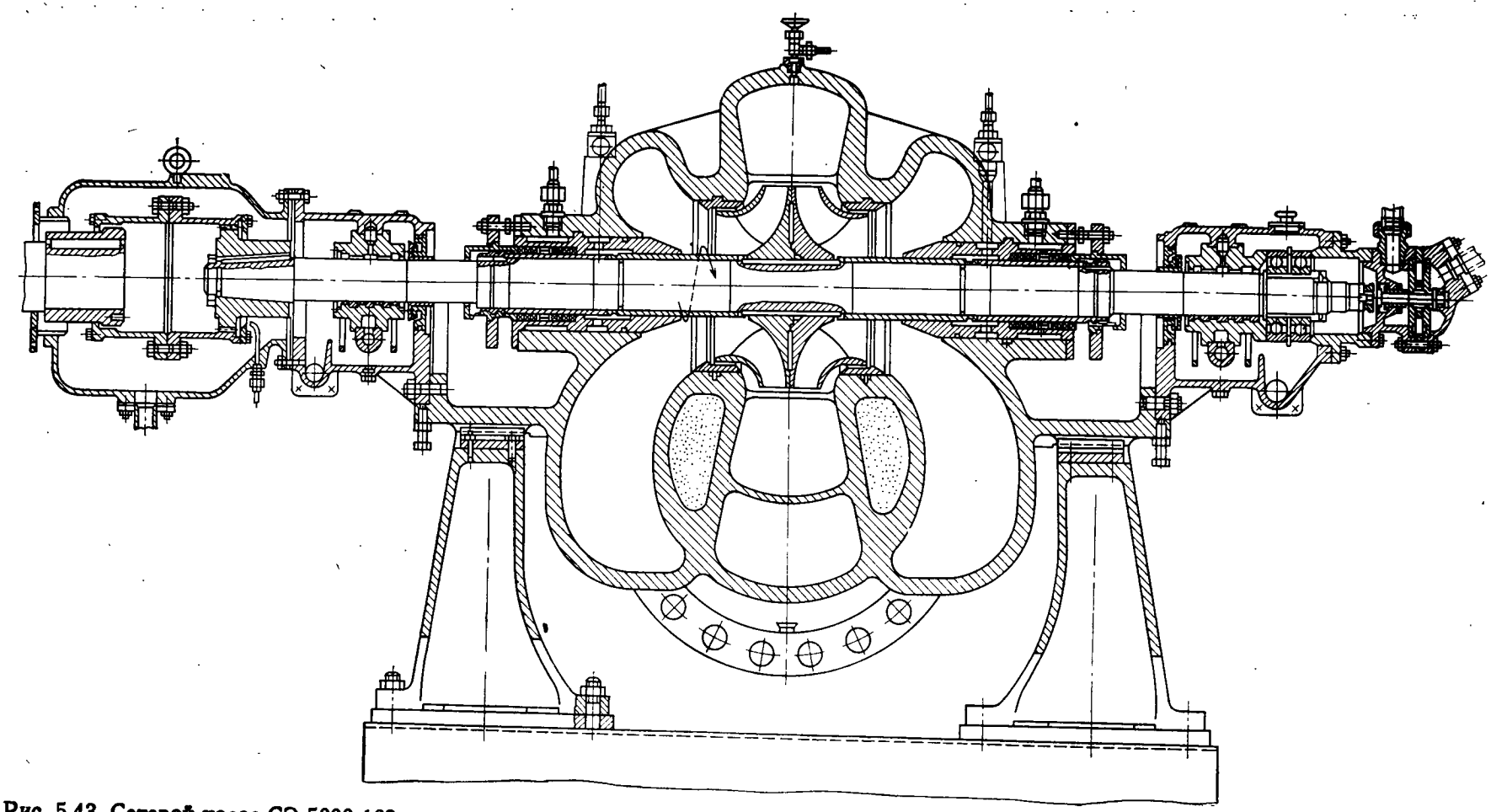


Рис. 5.43. Сетевой насос СЭ-5000-160.

Ротор насоса представляет собой самостоятельный сборочный элемент. Рабочие колеса двустороннего входа упираются в выступы вала или защитные втулки и фиксируются в осевом направлении через втулки круглыми гайками. В местах сальниковых уплотнений на валу располагаются защитные втулки из хромистой стали. Втулки сальников от проворачивания фиксируются шпонками. Рабочие колеса посажены на вал по скользящей посадке. Ротор разгружен от осевых сил путем применения рабочих колес двустороннего входа. Роторы двухступенчатых насосов после сборки балансируются динамически, одноступенчатых — статически.

Опорами ротора в зависимости от размера насоса служат подшипники качения или скольжения. Опорный подшипник со стороны привода может быть либо роликовым, либо шариковым. Опорно-упорный подшипник со стороны свободного конца вала, воспринимающий остаточные осевые усилия, состоит из двух радиально-упорных шарикоподшипников, устанавливаемых в разъемные корпуса. Смазка подшипников — кольцевая, маслом «турбинное-22». В корпусах предусмотрены камеры или змеевики для водяного охлаждения.

Подшипники скольжения крупных насосов имеют разъемные вкладыши и, как правило, принудительную смазку. Для обеспечения смазки в период разгона и выбега насоса предусмотрены смазочные кольца. Некоторые типы насосов имеют только подшипники скольжения с кольцевой смазкой.

При центровке ротора в статоре корпуса подшипников перемещаются тремя установочными винтами. После окончательной центровки корпуса подшипников фиксируются штифтами под развертку.

Концевые уплотнения сетевых насосов применяются двух типов: сальниковые и торцовые. Торцовые уплотнения обычно используются при давлении на входе в насос выше 0,1 МПа и температуре перекачиваемой воды примерно 453 К.

Общим у всех сальниковых уплотнений сетевых насосов является наличие довольно развитой системы охлаждения и разгрузки. Подводимая к сальнику холодная вода разделяется на два потока. Одна часть омывает снаружи камеру сальника и вытекает через штуцерные соединения в дренаж. Другая часть через гидравлическое кольцо подводится к набивке. Протечки через сальник собираются в корыте и отводятся в дренаж.

Если конструкцией предусмотрена разгрузка сальника, то вода разгрузки отводится в обратный трубопровод.

Одинарное торцовое уплотнение надежно работает при тщательной сборке в чистой воде.

В насосах с торцовым уплотнением к нему также подводится охлаждающая вода.

Насосы большой мощности соединяются с электродвигателем зубчатой муфтой, которая может компенсировать небольшие расцентровки агрегата, возникающие при изменении температуры перекачиваемой воды. Муфта заполняется консистентной смазкой. Насосы малой мощности соединяются с электродвигателем упруго-пальцевой муфтой.

Сетевые насосы поставляются на индивидуальных фундаментных плитах. Для уменьшения возможных вертикальных температурных перемещений корпуса лапы его максимально приближены к оси ротора и ими насос опирается на тумбы фундаментной плиты. Лапы корпуса крепятся к фундаментной плите шпильками с дистанционными втулками для обеспечения возможности свободы температурных перемещений лап в опорной плоскости. Для сохранения постоянного горизонтального положения оси насоса в корпусе предусмотрены две продольные шпонки. Направляющие шпонок крепятся к тумбам фундаментной плиты.

Вместе с насосом поставляется комплект вспомогательных трубопроводов, объединенных в коллекторы и предназначенных:

а) для подвода и отвода охлаждающей воды к подшипникам и концевым уплотнениям;

в) для работы маслосистемы, если та уплотнений;

в) для работы маслосистем, если такая предусмотрена.

Вспомогательные трубопроводы подсоединяются к насосу с помощью легкосъемных штуцерных соединений. На подводе воды к подшипникам и концевым уплотнениям устанавливаются дроссельные шайбы, с помощью которых регулируется количество подводимой воды.

На выходе из охлаждающих контуров установлены краны или вентили, которыми регулируется количество воды, циркулирующее по контуру. Эти краны и вентили предназначены также для продувки при засорении каналов охлаждающего контура. Контроль за системой охлаждения осуществляется путем наблюдения за стоком охлаждающей воды в воронки свободного слива и измерением ее температуры.

Для установки манометров к корпусу насоса крепится специальный кронштейн.

При подачах менее 500 м³/ч и температуре перекачиваемой жидкости до 370 К в тепловых системах электростанций в качестве сетевых иногда используются насосы общего назначения [3]. Это главным образом консольные насосы типа К и спиральные насосы марки ЦН-400-105 и ЦН-400-210. При использовании этих насосов к гидрозатворам сальников следует подводить охлаждающую воду.

Консольные насосы типа К (рис. 5.44) выпускаются на подачи 6—330 м³/ч и напоры 14 — 98 м. Базовой деталью насоса является опорная стойка *1*, к которой

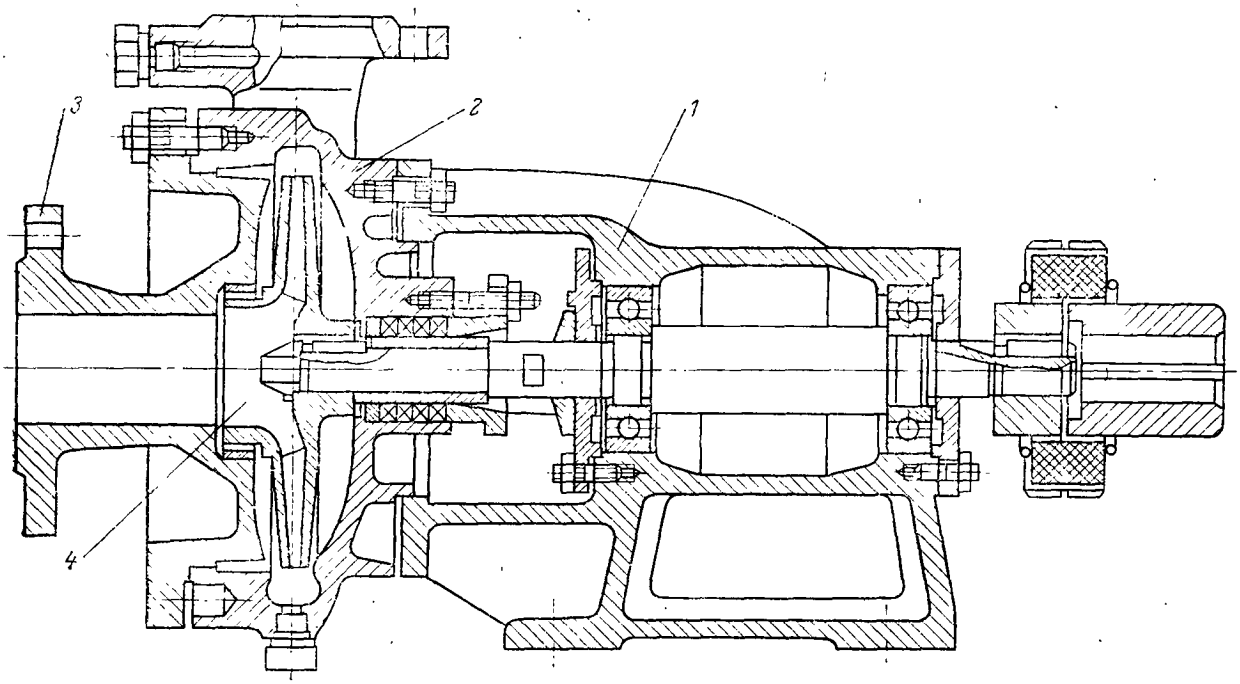


Рис. 5.44. Консольный насос типа К.

шпильками крепится корпус *2*. На консольной части вала, который находится в шарикоподшипниках опорной стойки, крепится рабочее колесо *4* одностороннего входа. С торца корпус закрывается крышкой *3* с входным патрубком. В крышке запрессовано уплотняющее кольцо переднего уплотнения рабочего колеса. Осевое усилие в насосах мощностью до 10 кВт воспринимается шарикоподшипником со стороны приводного конца вала. В насосах мощностью свыше 10 кВт предусмотрена разгрузка осевой силы с помощью разгрузочных отверстий в рабочем колесе. Смазка подшипников жидкая. Тангенциально направленный напорный патрубок корпуса может занимать любое положение в зависимости от положения присоединяемых трубопроводов. Концевое уплотнение сальникового типа (на рисунке кольцо гидрозатвора не показано).

Материал основных деталей насосов типа К — чугун, вал и крепеж — из углеродистой стали.

Из-за значительного удаления подшипников от корпуса насоса и охлаждения вала в районе сальника, их интенсивного нагрева обычно не наблюдается. Применять моноблочные насосы типа КМ в качестве сетевых не рекомендуется ввиду возможного нагрева электродвигателя. Корпусно-опорные консольные насосы по JSO 2858, выпуск которых осваивает отечественная промышленность, также мало пригодны для использования в качестве сетевых по причине близкого расположения подшипников от корпуса.

Насос и электродвигатель устанавливаются на общей раме и соединяются упругой муфтой.

Насос ЦН-400-210 (3В-200×4) (рис. 5.45) представляет собой сдвоенный насос ЦН-400-105 (3В-200×2). Насосы спиральные с симметричным расположением рабочих колес.

Чугунный корпус *4* имеет горизонтальный разъем в плоскости, проходящей через ось ротора. В нижней части корпуса отлиты опорные лапы и входной и напорный патрубки, направленные горизонтально в противоположные стороны.

Крышка корпуса крепится к нижней части шпильками. По разъему имеется паронитовая прокладка толщиной примерно 1 мм.

Отливка корпуса образует водопроводящие полости. Ступени соединены между собой переводными каналами. Языки спиральных отводов смещены по углу относительно друг друга для уменьшения влияния радиальной гидравлической силы.

В корпусе имеются резьбовые отверстия, закрытые пробками, для выпуска воздуха и слива воды из насоса.

Ротор насоса *2* представляет собой отдельный сборочный элемент. Чугунные рабочие колеса посажены на вал попарно входными воронками в противоположные стороны для уравновешивания осевых сил. Уплотнения ступеней осуществляются уплотняющими кольцами и межступенными диафрагмами, зафиксированными в корпусе. В осевом направлении рабочие колеса фиксируются на валу закладными кольцами. В местах сальниковых уплотнений на валу предусмотрены защитные резьбовые втулки.

Опорами ротора служат шарикоподшипники *1, 5* с кольцевой смазкой, установленные в разъемные корпуса. Разъемная

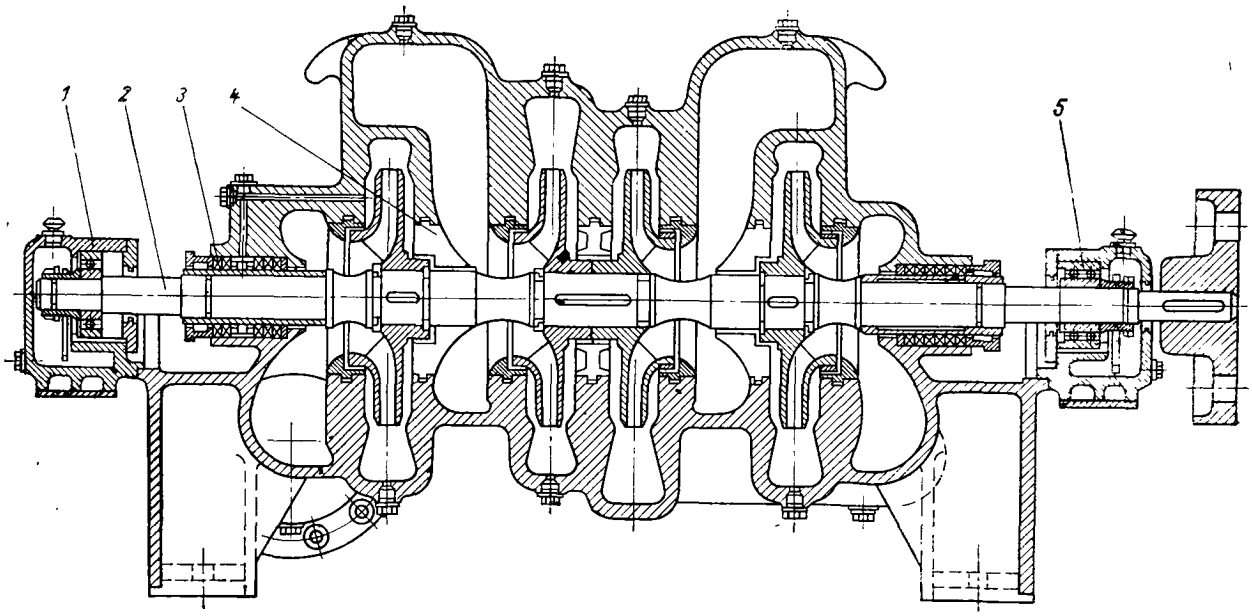


Рис. 5.45. Насос ЦН-400-210.

конструкция корпуса и подшипников дает возможность осуществить разборку насоса без отсоединения трубопроводов. Со стороны приводного конца вала предусмотрен сдвоенный радиально-упорный подшипник *5* для восприятия остаточных осевых усилий ротора. Корпуса подшипников на заточках шпильками крепятся к корпусу насоса. В них предусмотрены камеры для охлаждающей воды.

Концевые уплотнения *3* — сальникового типа с мягкой набивкой. Уплотнение со стороны входа насоса имеет гидрозатвор для предотвращения подсасывания воздуха в насос. При перекачивании горячей жидкости кольца гидрозатвора следует установить в обоих уплотнениях и подвести к ним холодную воду.

Насос ЦН-400-105 устанавливается с электродвигателем на общей фундаментной плите, насос ЦН-400-210 — на раздельных. Соединение валов насосов и электродвигателей осуществляется упруго-пальцевой муфтой.

Преобладающее большинство зарубежных фирм выпускают сетевые насосы, конструктивное исполнение которых в значительной степени совпадает с насосами типа СЭ. Отличительной особенностью является более широкое применение стальных корпусов и стандартизированных торцовых уплотнений. Ряд фирм, например Sigma (ЧССР), Guinard (Франция), широко используют консольную конструкцию насосов с рабочим колесом двустороннего входа. Фирма Sigma выпускает сетевые насосы двустороннего входа с проходным валом, корпус которых имеет не осевой горизонтальный разъем, а торцовые разъемы с отъемными крышками аналогично разъемам, показанным на рис. 5.26.

5.4. ГЛАВНЫЕ ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ И РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ НАСОСЫ

Главные циркуляционные насосы (ГЦН) предназначены для обеспечения циркуляции теплоносителя в реакторе АЭС. Аналогично им по конструкции и назначению рециркуляционные насосы предназначены для обеспечения принудительной циркуляции в паровых котлах ТЭС с крупными энергоблоками $N \gg 500$ МВт или обеспечения принудительной циркуляции в испарительных поверхностях нагрева парогенератора парогазовых установок (ПГУ).

Особенности работы ГЦН при различных типах реакторов и требования к ним рассмотрены в разд. 3. Конструктивное исполнение различных типов таких насосов, их элементов, методов расчета и проектирования детально рассмотрено в [29].

В данном разделе приведено общее описание конструкций наиболее характерных типов насосов.

Наиболее распространенным теплоносителем на АЭС в настоящее время является вода и жидкий натрий. Конструктивно ГЦН делятся на две группы: герметичные (с нулевой протечкой) и насосы с регулируемой протечкой.

В силу специфических условий, как правило, ГЦН выполняются в виде одноступенчатых центробежных насосов с относительно низкой частотой вращения. Однако благодаря высокому давлению на входе в насос и значительному недогреву воды до температуры кипения ГЦН для установок ВВЭР могут иметь повышенную частоту вращения, что дает возможность выполнять их диагонального или осевого типа.

Герметичные ГЦН, как и обычные герметичные насосы, по способу герметизации двигателя подразделяются на:

насосы с экранированным (сухим) электродвигателем, в которых имеется специальная тонкостенная экранирующая гильза, защищающая обмотку статора от контакта с подаваемой жидкостью. Ротор также закрывается специальной защитной рубашкой;

насосы с «мокрым» статором, в которых полость электродвигателя заполнена перекачиваемой жидкостью. Железо статора в таких насосах покрывается специальным лаком. Некоторые насосы такого типа снабжаются трансформатором — преобразователем фаз и напряжения тока;

насосы с встроенным газонаполненным электродвигателем, в которых ротор и статор находятся в среде воздуха или инертного газа под давлением, значение которого согласуется с значением давления жидкости в насосе.

Вследствие внешних неподвижных уплотнительных стыков герметичные насосы обеспечивают полную внешнюю герметичность.

Ввиду значительной сложности изготовления специальных электродвигателей мощность герметичных насосов обычно не превышает 2500 кВт.

В качестве примера конструктивного исполнения водяного ГЦН рассмотрим насос марки ЦЭН-310 для реакторов ВВЭР-440 [29].

Насосный агрегат имеет следующие основные технические характеристики на номинальном режиме:

Подача, м³/ч	6500
Напор, м	≈65
Давление на входе, МПа	12,5
Температура воды на входе, К	473
Частота вращения, 1/мин	1470
Мощность, кВт:	
на горячей воде	1970
на холодной воде	2400
К. п. д, %	52
Масса агрегата, т	48
Габаритные размеры, м:	
высота	6,73
в плане	3,83×3

Герметичный насос ЦЭН-310 (рис. 5.46) представляет собой вертикальный, одноступенчатый центробежный насос с рабочим колесом одностороннего входа.

Базовая деталь насоса — сварно-штампованный корпус *9* с патрубками под приварку к трубопроводам. Подвод к рабочему колесу выполнен в виде прямоугольного колена. В корпусе выполнен спиральный отвод.

С торца корпус закрывается крышкой *2*, прикрепляемой шпильками *3* с пакетами тарельчатых пружин. Уплотнение стыка осуществляется плоской металлической прокладкой. К крышке крепится герметичный электродвигатель *7* с сухим статором.

На консольный конец вала электродвигателя насажено рабочее колесо *10* с маховиком для увеличения времени инерционного выбега насоса при обесточивании электродвигателя. За рабочим колесом устанавливается неподвижный направляющий аппарат *11* лопаточного типа, который со спиралью корпуса образует составной отвод.

Опорами ротора *6* служат нижний опорный и верхний упорно-опорный *5* подшипники скольжения, смазываемые перекачиваемой жидкостью.

На электродвигателе крепятся вспомогательные системы *4* охлаждения насосного агрегата с насосом, холодильником, вентилятором.

Перегородка *8* с мембраной и перекрытие служат биологической защитой, разделяющей пространство вокруг агрегата на обслуживаемое и необслуживаемое помещения.

Насосный агрегат через подставку *1* опирается на катковые опоры *12*, дающие возможность свободного перемещения в горизонтальной плоскости при деформации трубопроводов.

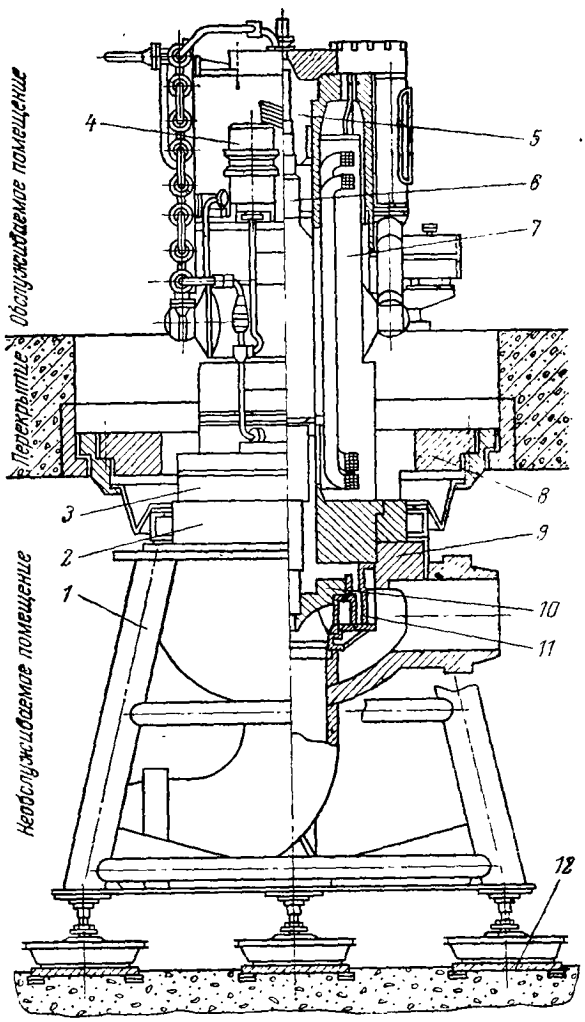


Рис. 5.46. Насосный агрегат ЦЭН-310.

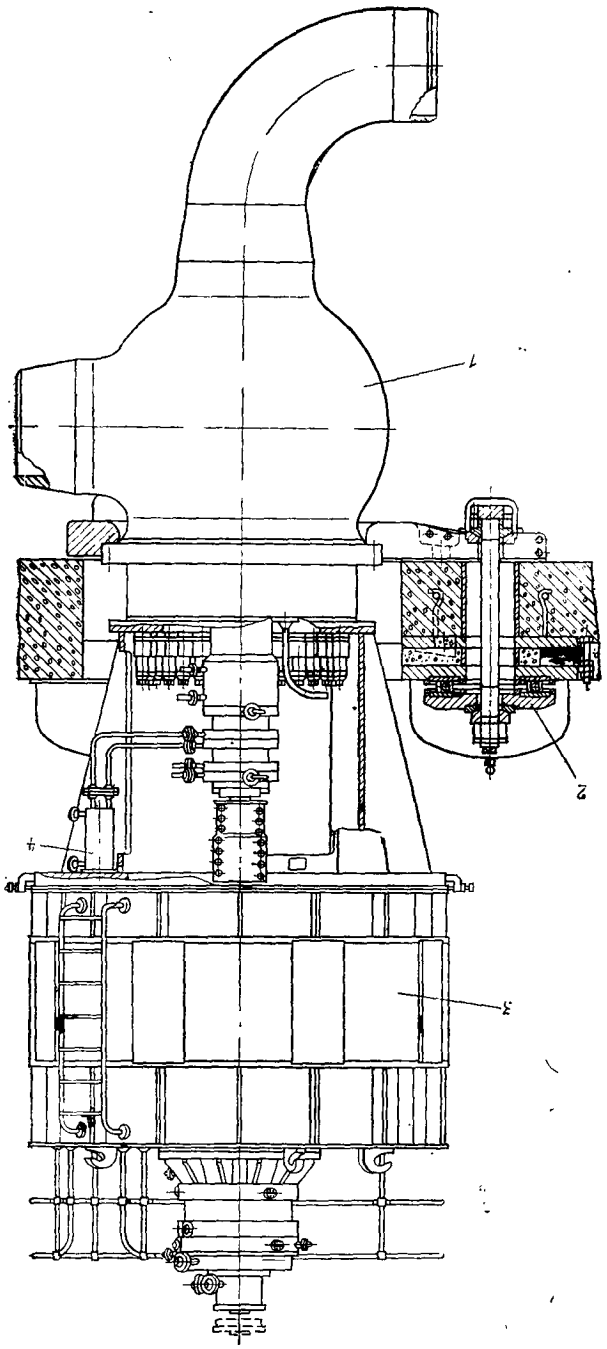


Рис. 5.47. Насосный агрегат ГЦН-20000-100.

Аналогичное конструктивное исполнение имеют крупные ГЦН для перекачивания воды и натрия [29]. Малые и средние ГЦН имеют конструктивное исполнение, аналогичное насосам, подробно описанным в литературе [1].

Для мощных реакторов применяются ГЦН с регулируемой протечкой при помощи комбинированных механических уплотнений. Для реакторов ВВЭР-1000 используются насосы ГЦН-195 [29]. Разновидностью насоса на такие же параметры является ГЦН-20000-100, имеющие ряд конструктивных отличий от насоса ГЦН-195.

Главный циркуляционный насосный агрегат ГЦН-20000-100, работающий на воде, служит для обеспечения работы реактора ВВЭР-1000 энергоблока В-1000 АЭС.

Насосный агрегат вертикального типа (рис. 5.47) состоит из насоса *1*, жестко соединенного в электродвигателе *3*, опоры *2*, систем запирающей воды и охлаждения *4*, маслосистемы и системы автоматики и КИП. Номинальные параметры насосного агрегата:

Подача, м³/ч	19 000
Напор, м	84
Давление на выходе, МПа	16,5
Допускаемый кавитационный запас, м ст. ж.	>150
Частота вращения, 1/мин	1480
Температура перекачиваемой воды, К (°С)	563 (290)
Мощность, кВт:	
на горячей воде	4300
на холодной воде	5500
К. п. д., %	>80

Главный циркуляционный насос ГЦН-20000-100 (рис. 5.48) — одноступенчатый, вертикальный, центробежного типа.

Базовой деталью насоса является сварно-кованый корпус *1* сферической формы. В нижней части корпуса выполнено изогнутое колено, которое переходит в подводящий конфузор *2*. В корпусе выполнена сферическая проточка, образующая кольцевой отвод, который сопрягается с напорным патрубком, направленным горизонтально. К входному и напорному патрубку при монтаже привариваются трубопроводы насосной установки.

К корпусу стяжными шпильками *5* крепится выемная часть насоса, которая состоит из ротора *4*, крышки насоса *6*, фонаря электродвигателя *8* и приводного электродвигателя *9*.

К нижней части крышки насоса крепится направляющий аппарат лопаточного типа *3* из аустенитной стали, который совместно с кольцевым отводом образует составной отвод насоса, обеспечивающий уравнивание радиальных усилий и расширяющий рабочую часть характеристики. В направляющем аппарате установлено уплотняющее кольцо для рабочего колеса.

Рабочее колесо радиального типа с пространственными лопастями из аустенитной стали посажено на консольный конец вала на шлицах путем температуронезависимой посадки (на конусах).

В сварно-кованой крышке насоса выполнен «пережим», в котором располагается теплообменник *7* для уменьшения теплового потока по валу и крышке к уплотнению. На верхней части крышки крепится фонарь *8* электродвигателя. Уплотнение стыка между крышкой и корпусом осуществляется комплектом плоской металлической и спирально-навитой прокладок. Равномерность и постоянство усилия прокладок до-

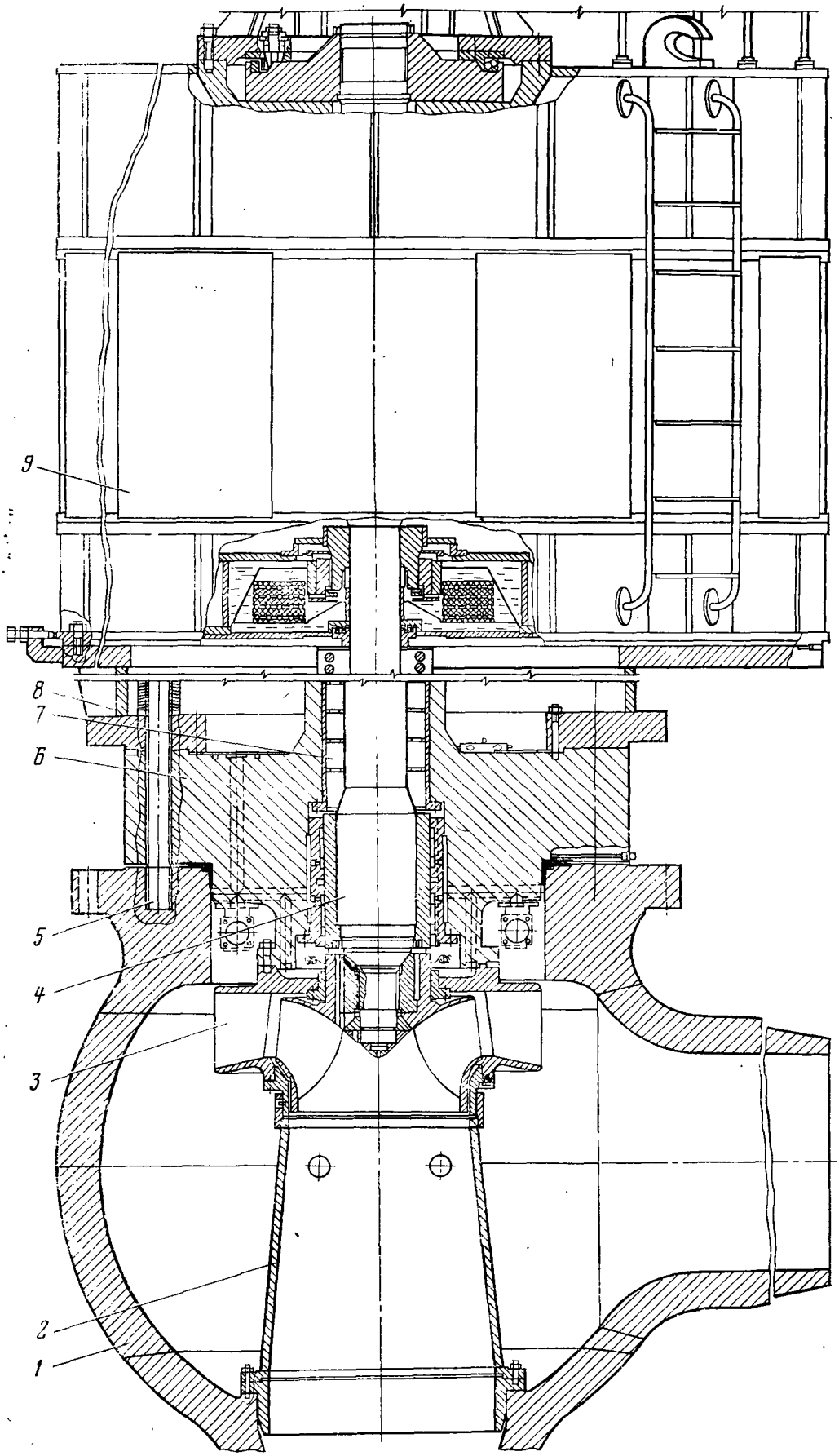


Рис. 5.48. Главный циркуляционный насос ГЦН-20000-100.

стигается применением подпружиненных пакетов тарельчатых прокладок.

В нижней расточке крышки насоса находится гидростатический опорный подшипник, работающий на перекачиваемой жидкости. Для работы подшипника при пуске и остановке насоса к нему через сверления в крышке подводится вода от постороннего источника.

Одним из наиболее важных элементов насоса является концевое уплотнение ротора комбинированного типа. Конструкцией уплотнения обеспечен организованный отвод утечек в систему АЭС. Протечки по валу предотвращаются торцовым уплотнением, а протечки запирающей жидкости внутрь насоса ограничиваются пакетом плавающих колец. Неподвижные стыки концевого уплотнения герметизируются резиновыми кольцами. Для отвода теплоты трения в уплотнении предусмотрено два теплообменника с автономными контурами, циркуляция по которым осуществляется импеллерами.

Электродвигатель *9* установлен на сварном фонаре *8*, который после центровки агрегата штифтуется на крышке насоса. На фонаре также размещаются узлы системы запирающей воды.

Насос приводится в действие специальным асинхронным вертикальным электродвигателем мощностью 8000 кВт. Валы электродвигателя и насоса соединены жесткой муфтой.

На противоположном конце вала электродвигателя предусмотрен двусторонний упорный подшипник Митчела с выравнивающими системами Кингсбери для обеспечения выравнивания нагрузки по колодкам. Смазка подшипника осуществляется под давлением от системы смазки агрегата. Масло подводится к нижним и верхним рядам колодок упорного подшипника. К опорному подшипнику, расположенному выше упорного, смазка поступает через уплотнение с плавающими кольцами. Утечку масла из опорного подшипника предотвращает торцовое уплотнение в нижней части корпуса подшипника. В верхней части корпуса подшипника выполнено лабиринтное уплотнение для предотвращения проникновения в подшипник воды, охлаждающей ротор электродвигателя.

На верхней крышке электродвигателя имеется шаровое антиреверсивное устройство центробежного типа, препятствующее вращению ротора агрегата в обратном направлении.

Насосный агрегат устанавливается на перекрытие с помощью трех шаровых опор *2* (см. рис. 5.47), позволяющих агрегату перемещаться в горизонтальной плоскости при деформации трубопроводов насосной установки. Шары смазываются консистентной смазкой.

Вертикальная выставка агрегата осуществляется изменением длины тяг в шаровых опорах.

Перегородка и опорное кольцо агрегата являются биологической защитой, образующей два пространства вокруг агрегата: необслуживаемое (нижнее) и обслуживаемое (верхнее).

Система подачи запирающей воды крепится на фонаре насоса и служит для предотвращения выхода активного теплоносителя в обслуживаемое помещение и обеспечения нормального температурного режима работы уплотнения ротора.

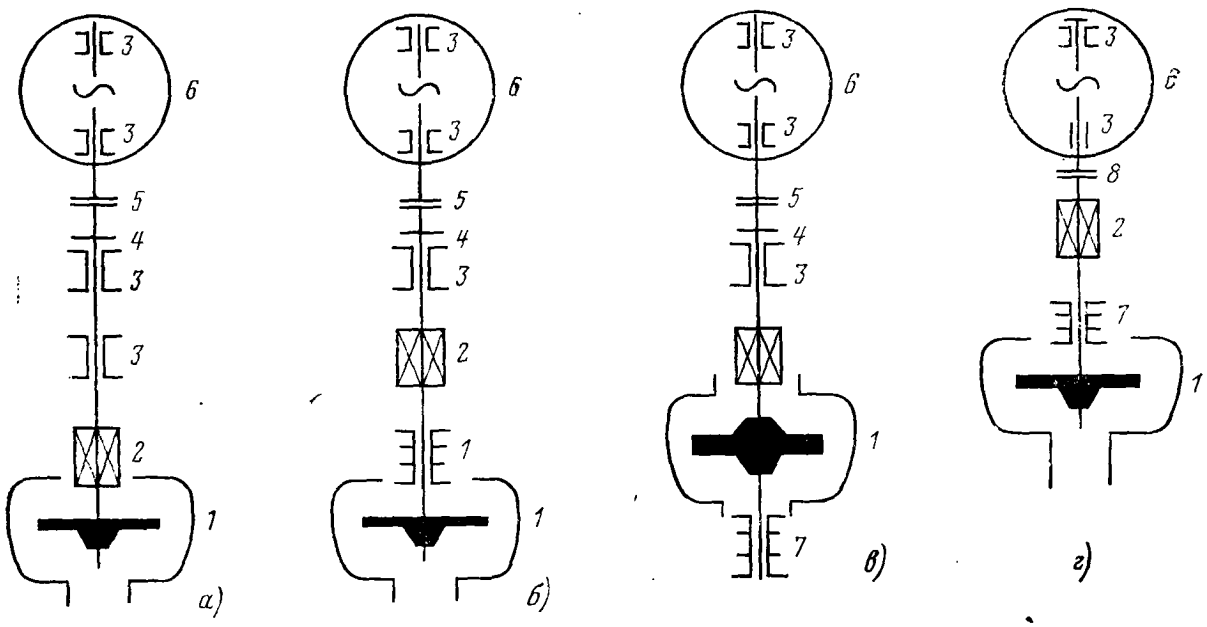


Рис. 5.49. Конструктивные схемы ГЦН с механическими уплотнениями фирмы KSB.

1 — насос; *2* — уплотнение вала; *3* — опорный подшипник, смазываемый маслом; *4* — упорный подшипник; *5* — муфта упругая; *6* — электродвигатель; *7* — опорный подшипник, смазываемый перекачиваемой жидкостью; *8* — жесткая муфта.

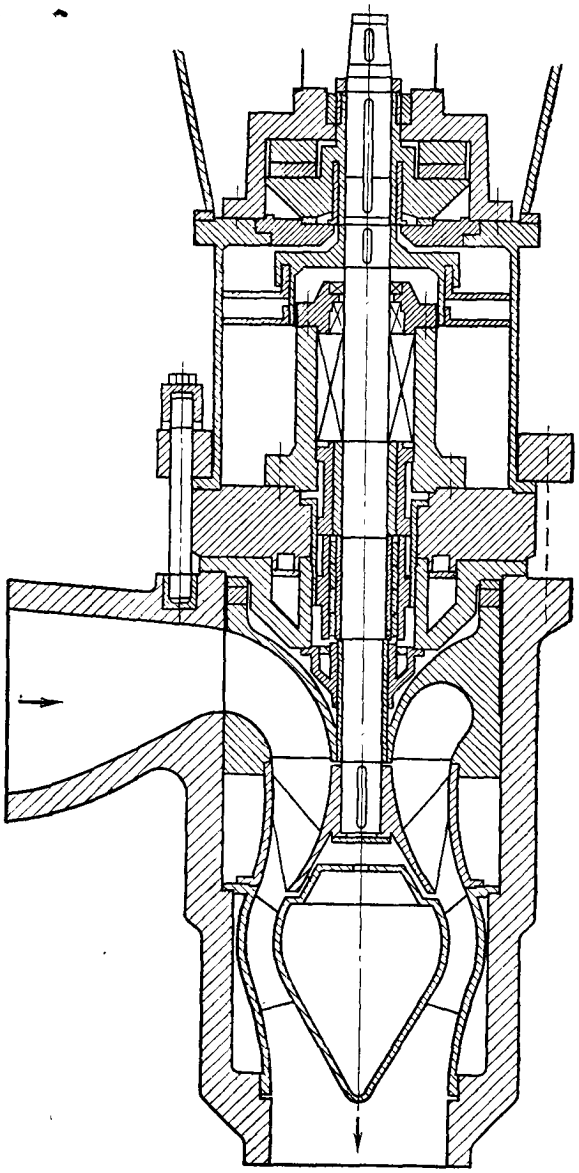


Рис. 5.50. Однопоточный ГЦН высокой быстроходности типа PER фирмы KSB.

Система охлаждающей воды обеспечивает нормальную работу системы запирающей воды и всего агрегата.

В качестве системы смазки используется маслоустановка насоса ГЦН-195.

Агрегат снабжен системой автоматики и КиП.

Основные особенности насоса ГЦН-2000-100 по сравнению с насосом ГЦН-195 состоят в следующем:

частота вращения составляет 1500, а не 1000 1/мин;

ротор агрегата — трехопорный, а не четырехопорный;

конструкция корпуса более технологична и выполнена с кольцевым отводом, а не спиральным.

Тенденции конструктивных решений ГЦН зарубежного производства в основном аналогичны отечественным. Среди особенностей можно отметить следующие: применение насосов диагонального и осевого типов; использование высококачественных уплотнений, изготавливаемых на специализированных предприятиях; высший уровень технологии изготовления и контроля качества. Существует каламбур, не лишенный смысла:

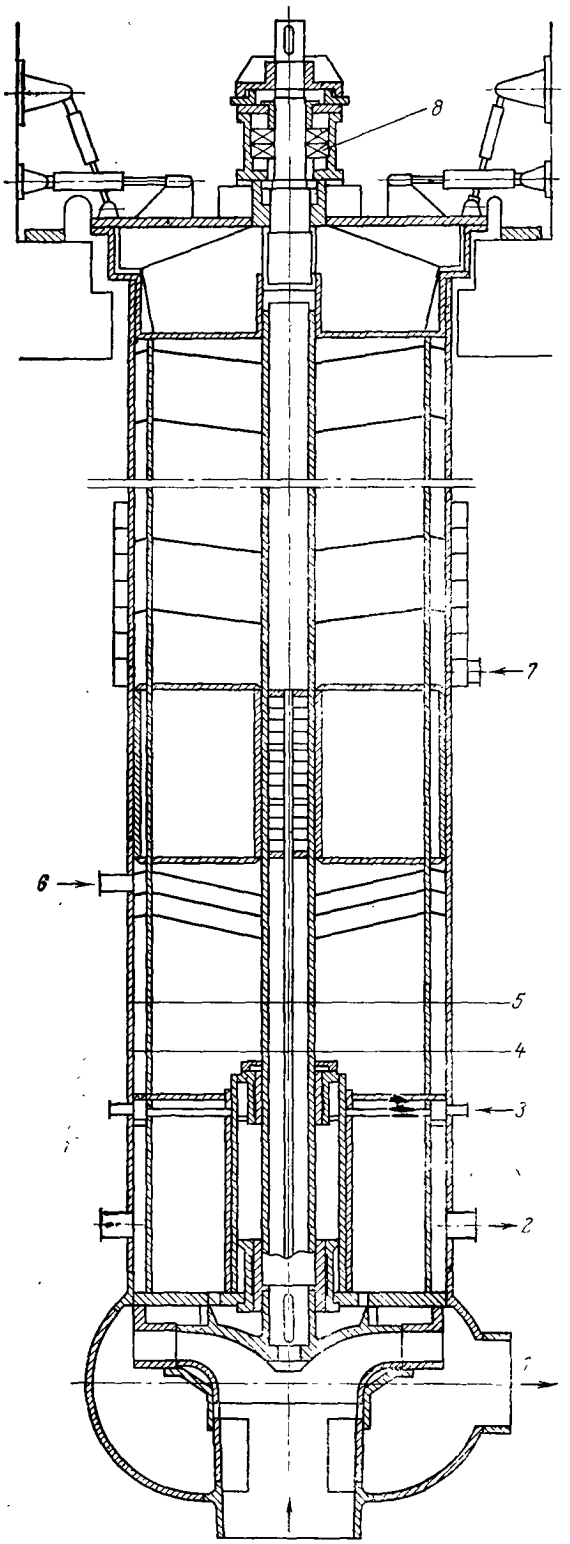


Рис. 5.51. Циркуляционный насос для жидкого металла типа PFK фирмы KSB.

«На тонну чистого веса насосов ГЦН приходится тонна технической документации».

Остановимся на некоторых особенностях ГЦН одной из ведущих фирм KSB (ФРГ) [37].

Герметичные ГЦН, по мнению представителей фирмы, в настоящее время могут быть изготовлены мощностью до 3000 кВт (мотор с сухим статором) и до 5000 кВт (мотор с мокрым статором).

Фирма выпускает ГЦН для воды с механическими уплотнениями различных конструктивных схем (рис. 5.49,*а—г*). При давлении в насосе до 10 МПа можно добиться нулевых протечек через уплотнение, при более высоких давлениях применяются комбинированные уплотнения с контролируемыми протечками. При малых подпорах насосы выпускаются с рабочим колесом двустороннего входа (рис. 5.49,*в*). Для схем, показанных на рис. 5.49,*а—в*, упорный подшипник, смазываемый маслом, располагается со стороны электродвигателя. В последних конструкциях упорный подшипник располагается в электродвигателе (рис. 5.49,*г*), а валы соединяются жесткой муфтой. Маховик обычно располагается в электродвигателе. Следует заметить, что опорные подшипники, смазываемые жидкостью, и уплотнения расположены со стороны нагнетания насоса, что вызывает определенные затруднения в работе систем охлаждения и подвода запирающей жидкости.

На рис. 5.50 показана конструктивная схема ГЦН фирмы KSB типа PER для водо-водяного реактора мощностью 300 МВт.

Основные технические характеристики насоса следующие:

Подача, м³/ч	30 000
Напор, м	80
Давление на входе, МПа	14,8
Частота вращения, 1/мин	1490
Температура, К	557
Мощность, кВт:	
на горячей воде	6050
на холодной воде	8000
Масса насоса, т	45
Высота, м:	
насоса	6,4
агрегата	10,78

Насос — одноступенчатый, осевого типа. Нижний опорный подшипник, смазываемый перекачиваемой жидкостью, и уплотнение вала расположены над рабочим колесом, посаженным на консоль вала. Опорно-упорный подшипник с масляной смазкой установлен на статоре насоса. За рабочим колесом расположен выправляющий аппарат и обтекатель.

При использовании в качестве теплоносителя жидких металлов конструкция ГЦН герметичного типа мало отличается от насосов, работающих на воде. Насосы с уплотнением вала имеют ряд особенностей.

Температура перекачиваемой жидкости в этих случаях может достигать 870 К. Ни в коем случае нельзя допускать контакт перекачиваемой среды с воздухом.

Конструктивная схема ГЦН типа RFK для жидкого металла, фирмы KSB [37] приведена на рис. 5.51. Основные технические характеристики насоса следующие:

Подача, м³/ч	5000
Напор, м	85
Давление на входе, МПа	0,05
Частота вращения, 1/мин	980
Температура перекачиваемой жидкости, К	833
Мощность, кВт:	
на горячей жидкости	1200
на холодной жидкости	1460
Высота насоса, м	7,4

Между корпусом насоса *1* и концевым уплотнением *8* расположено длинное пространство с полостями для запирающего *6* и охлаждающего *7* газа. Уровень жидкого натрия автоматически поддерживается между минимальным *4* и максимальным *5* значениями. Переток натрия отводится через трубу *2*. Для обеспечения работы нижних гидростатических подшипников вспомогательным насосом подается жидкость *3*. Концевое уплотнение *8* представляет собой двойное торцовое уплотнение с запирающим маслом. Над уплотнением располагается опорный подшипник, смазываемый маслом.

Крупные насосы рециркуляции рабочей среды котла в настоящее время находятся в стадии освоения отечественной промышленностью. В связи с этим на ряде ТЭС установлены рециркуляционные насосы фирмы Hayward Tyler (Англия). Фирма выпускает насосы такого типа с параметрами:

Подача, м³/ч	До 6650
Напор, м	До 107
Давление на входе, МПа	До 32
Температура перекачиваемой жидкости, К	До 670

Конструктивное исполнение насоса такого типа приведено на рис. 5.52.

Насос — герметичный, вертикальный, одноступенчатый, с диагональным рабочим колесом одностороннего входа.

К корпусу *2* с перегородками *3* шпильками крепится деталь *4*, выполненная из стали и служащая тепловой защитой. К ней крепится герметичный электродвигатель *8* с «мокрым» статором. На консоли вала агрегата установлено рабочее колесо *1* диагонального типа. В насосах с малыми подачами применяются радиальные колеса. В корпусе выполнен спиральный отвод. Подвод выполнен в виде осевого конфузорного канала. Опорами ротора служат два

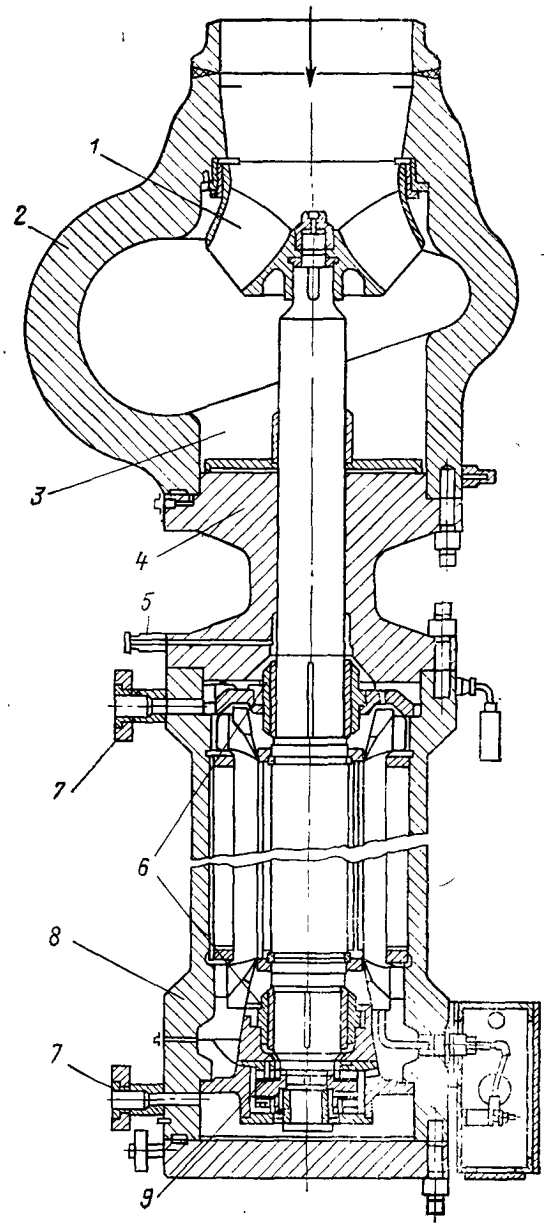


Рис. 5.52. Рециркуляционный насос фирмы Hayward Tyler.

опорных подшипника скольжения *6* и двусторонний упорный подшипник *9* с качающимися сегментами. Смазка подшипников осуществляется перекачиваемой жидкостью. Для отвода теплоты от двигателя и улучшения работы тепловой защиты к патрубкам *7* подсоединяется циркуляционная система охлаждения с теплообменником и продувочным патрубком *5*.

Аналогичные по конструкции насосы выпускает также Народное предприятие VEB Pumpenwerke Halle (ГДР). Отличительная особенность насосов типа KRHE — применение составного отвода, состоящего из направляющего аппарата и кольцевого отвода корпуса, и разгрузки осевого усилия с помощью симметричных уплотнений по обе стороны рабочего колеса и разгрузочных отверстий в основном диске.

5.5. НАСОСЫ СИСТЕМЫ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

В зависимости от схемы водоснабжения и мощности агрегатов на электростанциях в качестве циркуляционных применяются главным образом три типа насосов: осевые, центробежные вертикальные и горизонтальные и центробежные с рабочим колесом двустороннего входа.

Осевые насосы применяются, главным образом, в системах прямоточного водоснабжения и устанавливаются на береговых насосных станциях. На электростанциях преобладающее распространение получили осевые насосы вертикального типа. Технические характеристики осевых насосов приведены в табл. 5.12, поле характеристик — в приложении (рис. П.6).

Вертикальные осевые насосы различаются в основном конструкцией подвода (рис. 5.53). Как коленчатый (рис. 5.53,*а*), так и камерный (рис. 5.53,*б*) подводы обычно выполняются в бетонной части здания насосной станции. Насос *1* и электродвигатель *2* лапами опираются на фундамент. Они соединены между собой жесткой муфтой. Вес ротора насоса и осевое усилие передаются на упорный подшипник электродвигателя.

Главным конструктивным отличием осевых насосов является способ крепления лопастей к втулке. Различают насосы с неподвижно закрепленными лопастями — жестколопастный насос (тип О); и с лопастями, угол установки которых может изменяться — поворотнолопастный насос (тип ОП). В зависимости от типа поворотного механизма изменение угла установки лопастей (режима работы насоса) может осуществляться как на остановленном, так и на работающем насосе. Конструкции электромеханических, гидравлических и механических механизмов поворота рабочих лопастей подробно описаны в [8]. Осевой насос типа ОПВ (рис. 5.54) — вертикальный, консольный, поворотнолопастный.

Закладное кольцо *1* устанавливается в верхней части колена всасывающей трубы или над камерным подводом. На нем смонтирован переходной конфузор и камера рабочего колеса *2*. На камере рабочего колеса устанавливается выправляющий аппарат *4*, с которым соединяется литой диффузорный корпус *6*. Корпус с отводящим коленом, выполненным под углом 60 или 90° к оси ротора, лапами опирается на фундамент. Рабочее колесо *3* представляет собой втулку с обтекателем, к которой крепятся поворотные лопасти. Во втулке расположен механизм поворота лопастей. Между торцами лопастей и камерой рабочего колеса предусматривается зазор на сторону около $0{,}001D$. Рабочее колесо жестко посажено на вал насоса *7*.

Выправляющий аппарат представляет собой ряд неподвижных профильных лопа-

Таблица 5.12

Основные технические характеристики осевых насосов

Тип насоса	Подача, м³/ч	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м вод. ст., не менее	Частота вращения, 1/мин	Мощность насоса, кВт	К. п. д., %	Диаметр рабочего колеса, мм	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
ОВ5-47	1764	5,1	4	730	31	80	470	1770×890×2870	1800
	2088	3,75	4,6		27	80			
	2448	6	6,1		50	80			
	2790	5,2	6		47	85			
	3060	4,2	5,5		44	80			
	2340	8,7	6,7	960	68	80	960		
	2772	6,3	7,9		59	80			
	3204	10,3	10,2		110	80			
	3672	9	10		107	85			
	3996	7,3	9,5		99	80			
ОВ5-55	3708	12,2	9,3	960	154	80	960	1770×1040×2945	2100
	4968	14,2	13		240	80			
	5940	12	13		233	85			
	6444	10	13,3		220	80			
ОВ6-55	2232	3,8	5	730	29	80	550	1770×1040×2945	2100
	2412	3,2	4,5		26	80			
	3312	5,8	9		65	80			
	3744	4,8	7,5		58	84,5			
	4248	3,4	6,5		49	80			
	2916	6,7	8,5	960	67	80			
	3168	5,4	8		58	80			
	3852	9,7	13		129	80			
	5112	7,8	13		129	84			
	5580	6	11		112	80			
ОПВ2-87	7488	15,1	12	585	383	80	870	2240×1590×4495	5000
	8496	8,3	14		243	80			
	11 412	14,3	12		495	87,5			
	13 244	9,4	10,7		425	80			
ОПВ3-87	9892	21,4	11,8	730	647	80	870	2240×1590×4495	5000
	11 196	14,8	14		564	80			
	9936	23,8	15		795	80			
	13 464	21	15		885	87			
	14 580	16,3	14,2		808	80			
ОПВ5-87	8787	8,8	9,4	585	263	80	870	2240×1590×4495	5100
	9288	7,8	9,3		246	80			
	10 080	11,7	11		400	80			
	12 060	11	12		423	85,5			
	14 220	7,15	11		345	80			
ОПВ6-87	6195	6,8	9,5	585	144	80	870	2240×1590×5095	5700
	7956	4	8,3		203	80			
	8182	8,3	12		231	80			
	11 520	7,8	13		292	84			
	14 544	5,4	13		267	80			
	5328	4,7	6,7	485	85	80			
	6660	2,7	5,7		62	80			
	7848	5,8	11		155	80			
	1160	4,8	11		174	84			
	12 132	3,7	10		153	80			

Продолжение табл. 5.12

Тип насоса	Подача, м³/ч	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м вод. ст., не менее	Частота вращения, 1/мин	Мощность насоса, кВт	К. п. д., %	Диаметр рабочего колеса, мм	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
ОПВ2-110	11 160	14,4	10	485	547	80	1100	2540×1450×5540	7600
	15 840	8,8	14		474	80			
	19 368	15,3	13		916	88			
	22 320	10,2	11,7		775	80			
ОПВ3-110	14 400	22	12	585	1080	80	1100	2540×1450×5540	7700
	17 928	15,4	13,5		905	83			
	19 152	22,8	14		1368	87			
	20 062	21,5	13,5		1350	87,5			
	22 500	14,6	14		1160	87			
ОПВ5-110	14 760	9.5	10	485	477	80	1100	2540×1450×5540	7500
	15 588	8,4	10,5		455	80			
	20 520	11,5	13		750	85,5			
	23 892	7,8	12		632	80			
ОПВ6-110	10 620	7,6	10,7	485	275	80	1100	2540×1450×5540	7700
	13 392	4,3	9,2		196	80			
	20 160	7,5	14		487	84,5			
	22 392	5,4	10,8		412	80			
	7956	4,25	6	365	115	80			
	10 080	2,5	5		86	80			
	11 520	5,3	10		204	80			
	16 920	4,4	10		241	84			
	18 360	3,3	9		206	80			
ОПВ2-145	19 260	14,2	10	365	930	80	1450	3525×1875×7235	13 000
	27 720	8,8	13		830	80			
	21 528	16,4	13		1200	80			
	34 200	14,5	13		1550	87			
	38 448	10,1	12,5		1320	80			
ОПВ5-145	24 120	10,4	11,2	365	888	78	1450	3525×1875×7235	12 400
	26 820	8,3	10,5		747	80			
	27 720	12,8	13		1380	78			
	36 360	11	14		1275	85,5			
	41 040	7,7	13		1075	80			
ОПВ6-145	18 360	7,3	10,7	365	456	80	1450	3525×1875×7235	11 900
	22 860	4,25	9,2		330	80			
	20 520	8,2	12		572	80			
	36 360	6,8	13		800	84			
	38 520	5,3	11		695	80			
	14 400	4,7	7	290	231	80			
	18 720	2,7	6,2		172	80			
	23 400	6	12		478	80			
	29 880	5,2	12		503	84			
	33 300	3,7	10,2		419	80			
ОПВ10-145	25 920	15,3	11	365	1350	80	1450	3910×1875×8160	16 300
	27 720	14,1	13,2		1300	82			
	32 400	18	12		1985	87			
	34 920	17	11		1855	87,5			
	39 960	12,9	13		1680	83			

Продолжение табл. 5.12

Тип насоса	Подача, м/ч	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м вод. ст., не менее	Частота вращения, 1/мин	Мощность насоса, кВт	К. п. д., %	Диаметр рабочего колеса, мм	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
ОПВ2-185	32 100	14,4	10,8	290	1560	80	1850	4090×3220×11 000	3450
	41 000	9,2	16		1265	80			
	37 600	17,1	14,8		2170	80			
	54 700	15,8	14,8		2660	87,5			
	63 600	10,4	12,8		2260	80			
ОПВ6-185	26 280	5,7	8,5	510	80		1850	4360×3220×11 130	26 200
	32 760	3,25	7,2		363	80			
	48 240	6,1	12	250	948	84,5			
	49 680	5,7	11		908	85			
	54 760	4,7	8		766	80			
ОПВ10-185	49 320	20,8	15	333	3490	80	1850	4360×3220×11 130	34 100
	52 560	19,3	18		3400	81			
	63 720	24,5	16		4880	87			
	66 240	23	15		4770	87			
	74 800	17,7	18		4350	83			
ОПВ11-185	52 920	15,5	14	333	2785	80	1850	4360×3220×11 080	27 500
	54 900	14,3	16		2680	80			
	61 200	20,4	17		4040	82			
	69 840	18	14		3890	88			
	79 920	12,7	17		3290	84			
ОПВ10-260	102 240	23,1	17	250	8050	80	2600	6300×4000×14 300	90 000
	105 840	22,4	18		7960	81			
	129 240	27,8	18		11 250	87			
	136 800	26	18		11 130	87,5			
	152 640	21	18		10 330	84,5			
ОПВ11-260	109 800	17,1	15,8	250	6400	80	2600	6300×4000×14 300	75 000
	115 560	15,6	18		6220	79			
	122 400	22,2	18		10 100	80			
	147 600	19,5	15,5		8930	88			
	163 440	15	18		7950	84			

Примечания: 1. Условное обозначение насоса: буквы О—осевой; П—поворотно-лопастный; В—вертикальный; первая цифра—номер модели колеса; вторая—диаметр рабочего колеса, см.

2. В таблице приведены максимальные габариты и масса для случая камерного подвода.

ток, отлитых совместно с обечайкой и втулкой. Во втулке выправляющего аппарата расположен нижний опорный подшипник *5* с резиновым вкладышем. К втулке крепится обтекатель вала.

На горловине отвода установлен верхний опорный подшипник *8* с резиновым вкладышем. Вкладыши подшипников некоторых типов насосов выполнены из специального древесного пластика. Смазка нижнего и верхнего подшипников осуществляется проточной водой или водой от постороннего источника. Давление подводимой воды должно на 0,07—0,09 МПа превышать давление насоса.

Уплотнение вала *9* — сальникового типа с мягкой набивкой. Валы насоса и электродвигателя соединены жесткой муфтой ***10***.

Втулка рабочего колеса изготовляется из стали марки 25Л-П, лопасти — из хромоникельтитановой стали, камера рабочего колеса из углеродистой или легированной стали. Корпусные детали — чугунные, вал — поковка углеродистой стали.

Центробежные вертикальные насосы применяются обычно в системах оборотного водоснабжения с градирнями. Они могут устанавливаться и на береговых насосных станциях. Технические характеристики насосов приведены в табл. 5.13, поле характеристик — в приложении (рис. П.6).

Насос типа В (рис. 5.55) — центробежный, консольный, вертикальный, с рабочим колесом одностороннего входа.

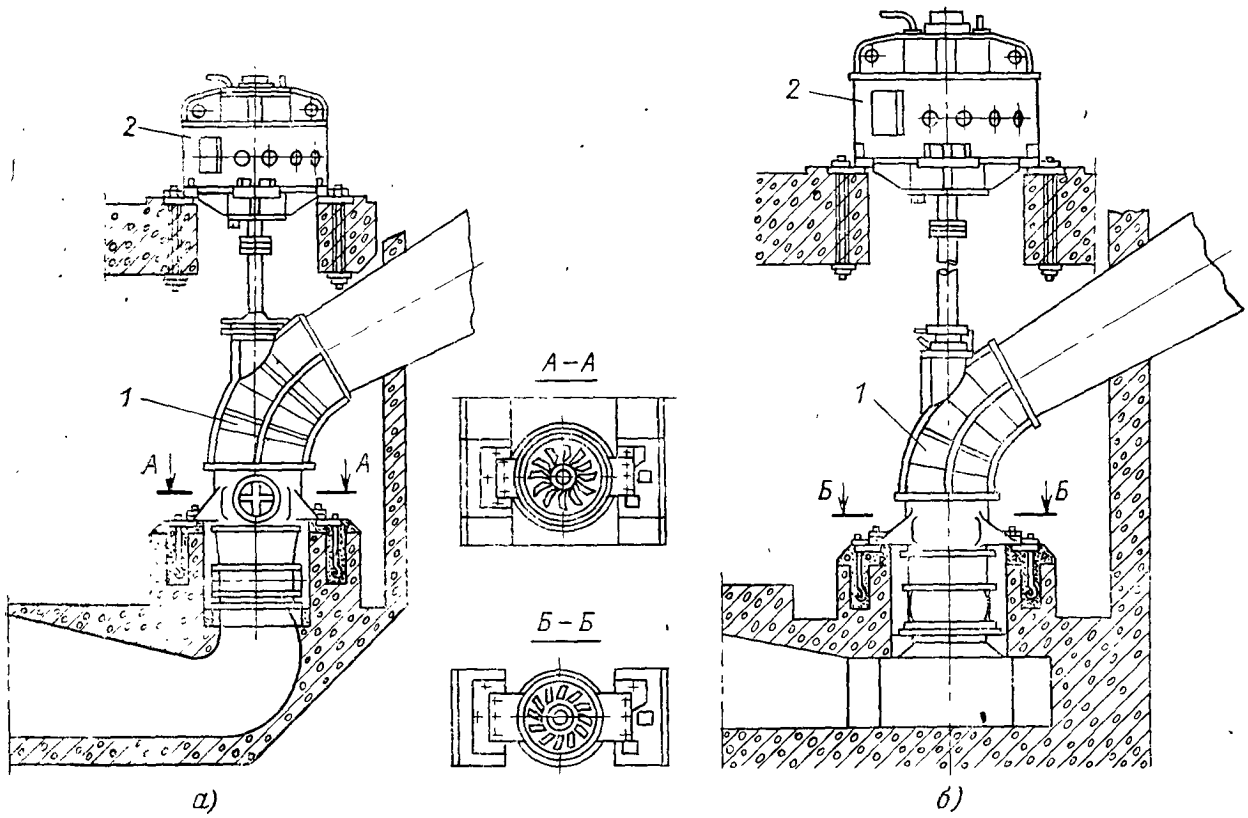


Рис. 5.53. Схемы установки осевых насосных агрегатов.
а — подвод в виде колена; *б* — камерный подвод.

Спиральный корпус *4* опирается лапами на закладные части фундамента *12*. Корпус имеет разъем по оси ротора. Снизу к корпусу подсоединяется конфузорный переходник *13*, служащий для соединения с всасывающим коленом. Сверху корпус закрывается литой крышкой *11*. В насосах с диаметром напорного патрубка более 1000 мм корпус заливается в бетон.

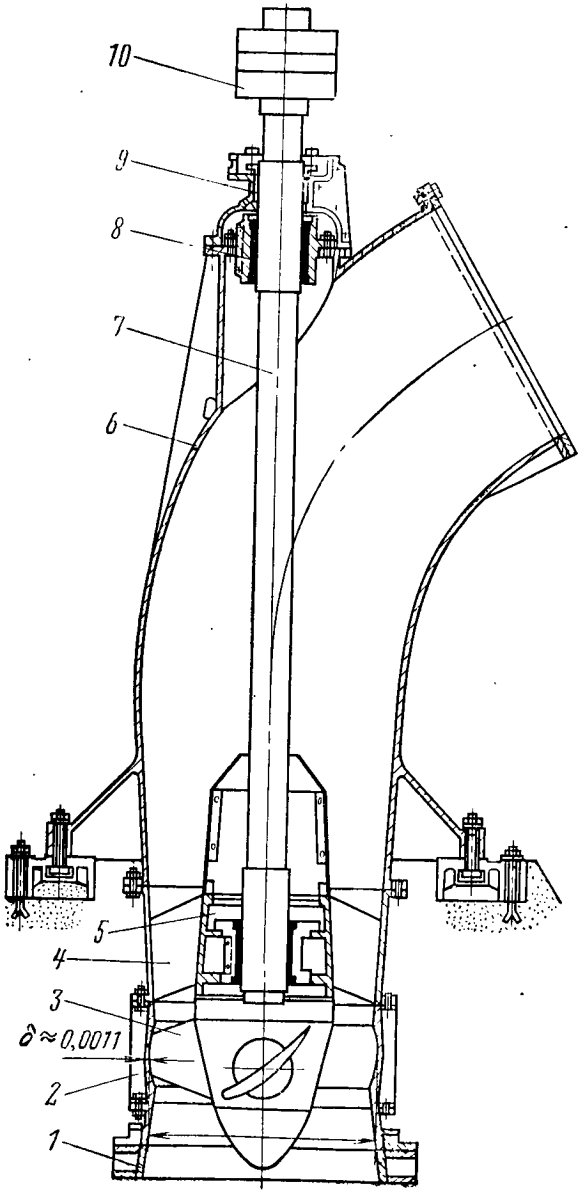
Рабочее колесо *3* жестко крепится к фланцу кованого вала *8*. Место крепления рабочего колеса закрывается обтекателем *1*, который крепится к торцу вала вин-

Таблица 5.13

Основные технические характеристики центробежных насосов типа В

Типоразмер насоса	Подача, м³/с (м³/ч)	Напор, м	Кавитационный запас, м ст. ж., не менее	Частота вращения, 1/мин	Мощность, кВт	К. п. д., %	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
600В-1,6/100 (28В-12)	1,52 (5500)	90	12	750	1620	88	2450×2300×4650	8450
800В-2,5/100 (32Б-12)	2,39 (8600)	90	12	600	2540	88	2810×2850×4715	11 000
800В-25/40 (36В-22)	2,62 (9400)	40	12	600	1300	87	2850×2316×4720	13 800
1000В-4/63 (40В-16)	3,41 (12 300)	60	12	500	3600	88	2810×2980×4510	13 000
1000В-4/40 (44В-22)	3,76 (13 500)	40	12	500	1810	87	3160×2800×5335	13 200
1200В-6,3/100 (52В-11)	6,09 (21 900)	88	12,5	375	7440	88	4190×4080×6850	34 100
1200В-6,3/63 (52В-17)	5,90 (21 200)	59	12	375	4180	89	3675×3260×6150	23 800
1200В-6,3/40 (58В-22)	5,34 (19 200)	25,6	8	300	1690	87	4075×3780×7000	35 000
1600В-10/40 (72В-22)	8,72 (31 300)	27,8	9	250	3000	88	4850×4600×6220	34 160
2000В-16/35 (В17-16/55)	15 (54 000)	55	—	250	9500	86	5870×5235×18 610	100 000

Примечания: 1. Условное обозначение насоса: цифра перед буквой — диаметр напорного патрубка, мм; буква В—вертикальный; цифры в числителе—подача, м³/с, в знаменателе—напор, м.
2. В скобках даны ранее применявшиеся обозначения насосов.



← **Рис. 5.54.** Осевой насос типа ОПВ.

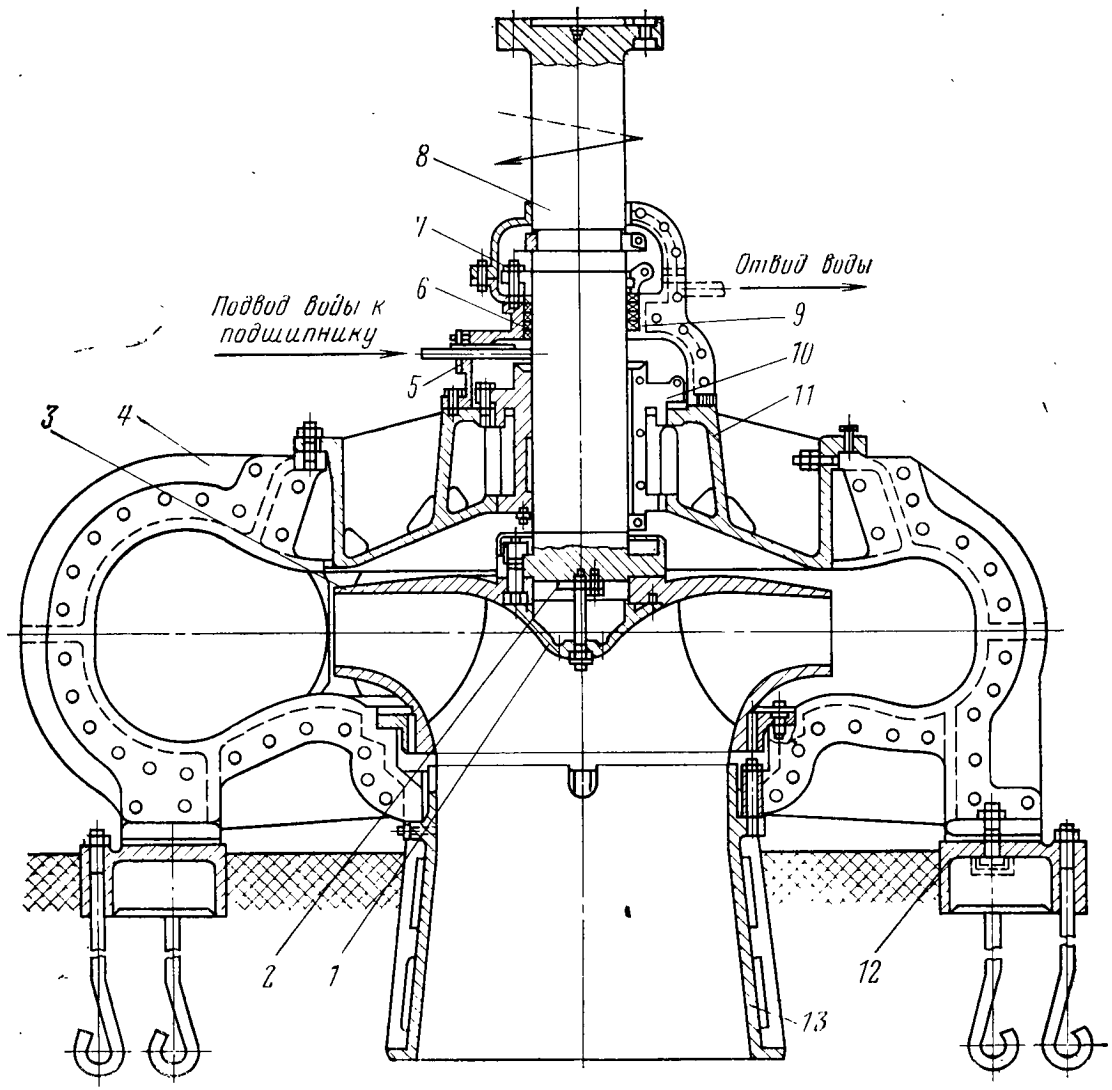


Рис. 5.55. Вертикальный центробежный насос типа В.

том *2*. В насосах последних выпусков обтекатель отсутствует, а втулка имеет обтекаемую форму.

В верхней крышке *11* установлен корпус *10* подшипника с древесно-слоистыми вкладышами. Для смазки подшипника по трубке *5* подводится чистая вода. К крышке крепится корпус *9* концевого уплотнения, в котором расположен сальник *6* с мягкой набивкой и нажимной втулкой *7*.

Шейка вала *8* в зоне расположения подшипника имеет наплавку из нержавеющей стали. Вал насоса фланцем соединяется с валом электродвигателя. Осевое усилие и вес ротора передаются на упорный подшипник электродвигателя.

Рабочее колесо и корпусные детали насосов типа В изготовляются из чугуна.

Компоновка насосного агрегата типа В аналогична компоновке осевых насосных агрегатов (см. рис. 5.53).

В системах циркуляционного водоснабжения используются и насосы двустороннего входа типа Д, которые выпускаются с параметрами: подача 160 — 12 600 м³/ч; напор 15 — 90 м; частота вращения 485—2900 1/мин.

Насос типа Д (рис. 5.56) — одноступенчатый, горизонтальный, с рабочим колесом двустороннего входа.

Литой чугунный корпус *3* состоит из двух половин. В нижней части корпуса отлиты опорные лапы, входной и напорный патрубки, расположенные горизонтально в противоположные стороны. Горизонтальный разъем между нижней частью корпуса и крышкой уплотняется мягкой прокладкой. Уплотняющее усилие создается шпильками, распределенными по плоскости разъема. В корпусе отлиты водопроводящие полости, образующие двусторонний полуспиральный подвод и спиральный отвод, и предусмотрены отверстия, закрытые резьбовыми пробками, для выпуска воздуха и слива воды из насоса.

Ротор насоса *4* представляет собой отдельный сборочный элемент, состоящий из вала, рабочего колеса, дистанционных и защитных втулок, крепежа. Чугунное колесо крупных насосов крепится на валу двумя шпонками. Защитные втулки под сальники имеют повышенную твердость и чистоту рабочих поверхностей.

Ротор насоса имеет двусторонние выносные опоры *1*, *5* в виде подшипников скольжения с консистентной или кольцевой смазкой. Разъемные корпуса подшипников на заточках шпильками крепятся к кронштейнам корпуса насоса. Для восприятия остаточного неуравновешенного осевого усилия один из подшипников *5* зафиксирован в корпусе в осевом направлении.

Концевые уплотнения ротора *2* — сальникового типа с кольцами гидрозатвора, к которым подводится вода из напорной полости насоса.

С электродвигателем насос соединяется упруго-пальцевой муфтой *6*. Некоторые типы насосов имеют два приводных конца вала, что дает большие удобства при ком-

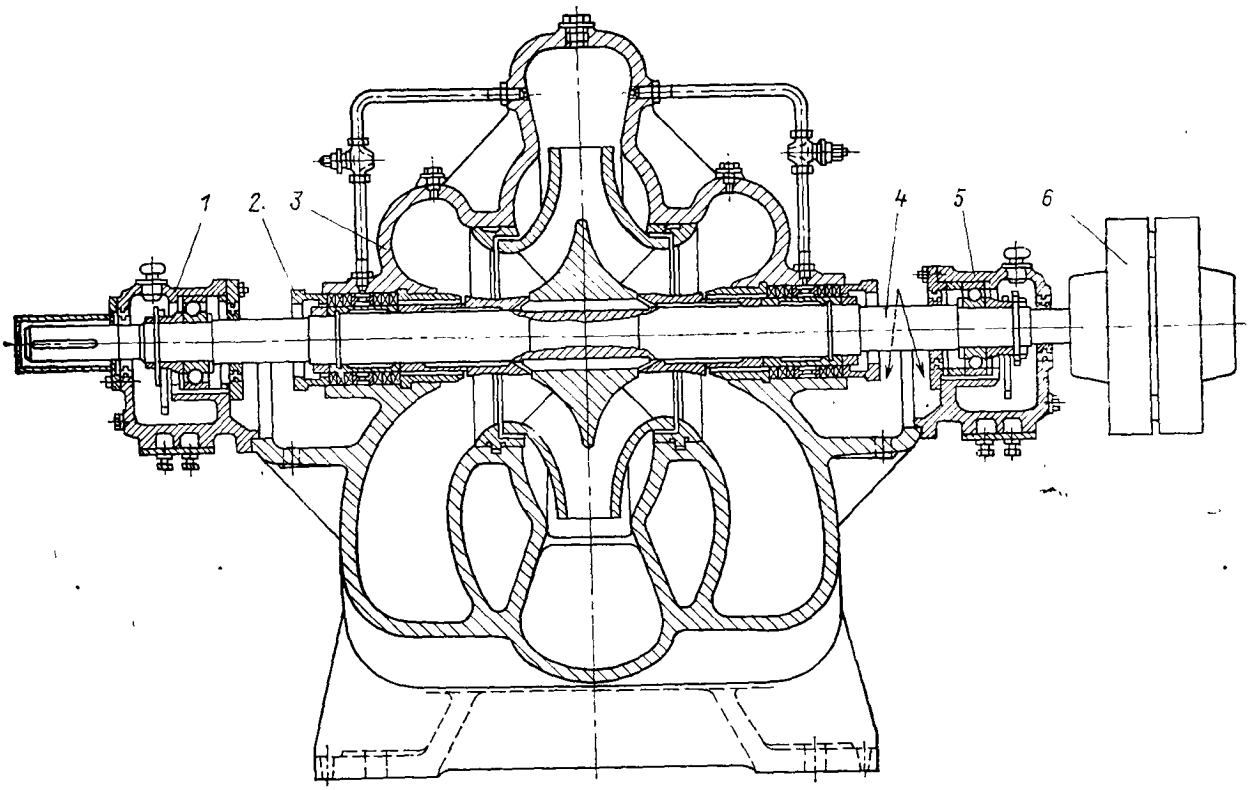


Рис. 5.56. Насос двустороннего входа типа Д.

поновке насосной станции. Мелкие и средние насосы поставляются на общей фундаментной плите с электродвигателем, крупные — на раздельных.

Конструктивное исполнение насосов двустороннего входа зарубежных фирм мало чем отличается от насосов типа Д. Для крупных насосов довольно часто применяется двухзаходная спираль или составной отвод, комбинируемый из направляющего аппарата и спирального отвода. Наряду с одноступенчатыми известны двухступенчатые насосы с рабочими колесами двустороннего входа, причем ступени их соединяются как последовательно, так и параллельно. Крупные насосы с колесами двустороннего входа выпускаются и в вертикальном исполнении. В качестве концевых уплотнений кроме сальниковых широко используются и торцовые.

Характерная особенность вертикальных насосов зарубежных фирм (осевых и центробежных) — выполнение упорного подшипника непосредственно на насосе. В качестве упорных применяются шарикоподшипники и подшипники скольжения. Это дает возможность использовать для привода обычные серийные электродвигатели и облегчить монтаж насосных агрегатов. Для береговых насосных станций выпускается большое количество типов вертикальных насосов с трансмиссионным валом большой длины. Каналы подвода и отвода крупных насосов часто выполняют непосредственно в бетоне с соответствующей обработкой водопроводящих поверхностей.

Перспективным направлением развития насосов для систем охлаждения является использование регулируемых диагональных насосов. Так, например, фирма KSB (ФРГ) уже более 15 лет выпускает крупные вертикальные насосы диагонального типа с входным направляющим аппаратом, имеющим поворотные лопатки (рис. 5.57) [39]. Путем изменения угла установки лопаток направляющего аппарата можно изменить закрутку потока на входе в рабочее колесо и режим работы насоса.

Базовой деталью насоса служит опорное отводящее колено *6*. Для уменьшения гидравлических потерь в колене выполнены направляющие ребра.

К колену подсоединяются промежуточные секции *4*, в которых на подшипниках скольжения, смазываемых маслом или чистой водой, установлены элементы трансмиссионного вала. Участки вала соединены между собой жесткими муфтами *5*. Трансмиссионный вал с подшипниками защищен трубой от соприкосновения с перекачиваемой жидкостью.

К последней секции через проставку на фланцевом соединении подсоединяется осе-

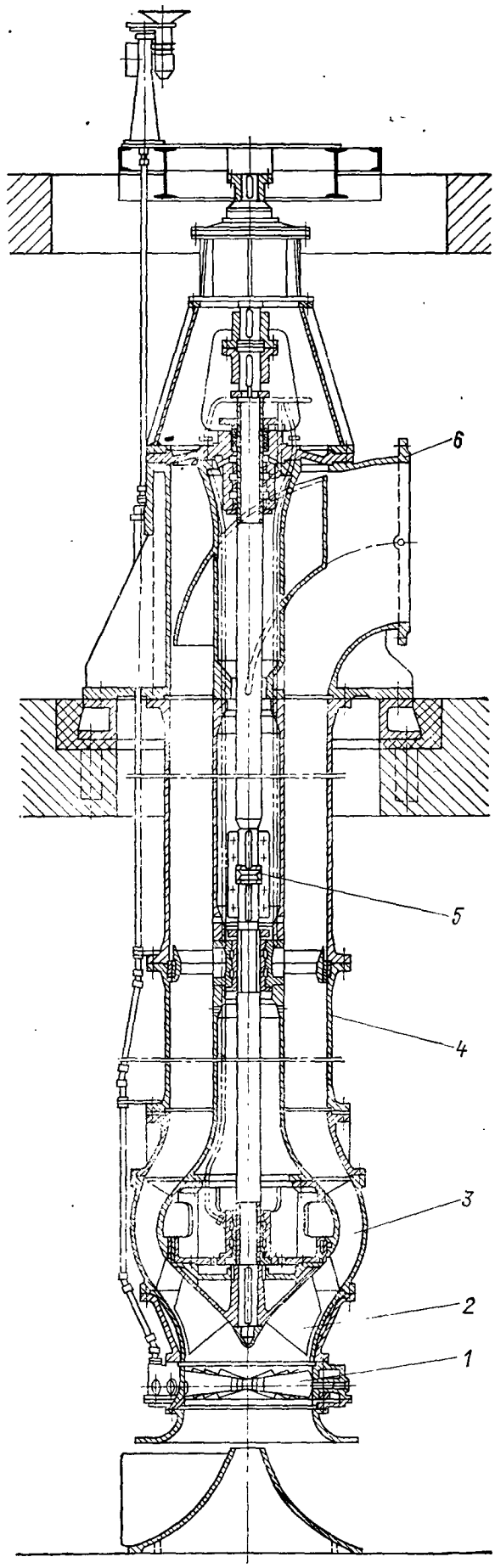


Рис. 5.57. Диагональный циркуляционный насос фирмы KSB.

вой выправляющий аппарат *3*, к которому крепится камера рабочего колеса.

Диагональное рабочее колесо *2* полуоткрытого типа посажено на консольную часть вала. Для разгрузки от осевых сил и предотвращения попадания загрязненной жидкости к подшипнику на наружной стороне диска выполнены лопатки радиального импеллера.

Перед рабочим колесом установлен входной направляющий аппарат *1*. Изменение угла установки лопаток осуществляется вручную через систему карданных валиков. Для улучшения условий подвода потока перед насосом установлен коноидальный обтекатель с разделительным ребром.

Наиболее экономичны диагональные насосы с поворотными лопастями рабочих колес [39]. В особо крупных насосах применяют комбинированное регулирование входным направляющим аппаратом и поворотом лопастей рабочего колеса.

5.6. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Кроме насосов основной тепловой схемы на электростанциях применяется много насосов, обеспечивающих работу других технологических схем и общестанционного оборудования.

5.6.1. Насосы химической очистки и промывки. Для подачи реагентов и некоторых химических веществ в системах водоподготовки используются плунжерные дозировочные насосы.

Дозировочные насосы типа НД — одноплунжерные, горизонтальные, простого действия с индивидуальными электродвигателями и понижающими редукторами. Насосный агрегат состоит из электродвигателя, редуктора, гидроцилиндра и механизма регулирования. В качестве предохранительного устройства в насосах используются электроконтактные манометры, отключающие электродвигатель при повышении давления нагнетания сверх допустимого значения.

Насосные агрегаты поставляются с горизонтальным расположением электродвигателя. Возможна вертикальная компоновка с использованием деталей, поставляемых заводом. Параллельным подсоединением гидроцилиндров с регулирующими механизмами можно получить двух, шестиплунжерные агрегаты.

Насосы типа НД-0,5Э (рис. 5.58) имеют точность дозирования 0,5 и электрический исполнительный механизм для дистанционного и автоматического изменения подачи каждого гидроцилиндра. Технические характеристики насосов приведены в табл. 5.14.

Механизм регулирования предназначен для бесступенчатого регулирования длины хода плунжера (подачи), приводимого в возвратно-поступательное движение с помощью эксцентрикового устройства (рис. 5.58,*а*).

Корпус *2* приводного устройства крепится к базовой части насоса фланцем *1*.

В корпусе расположен подпружиненный ползун *3*, жестко сопряженный с роликом, бегущим по поверхности эксцентрика *4*, посаженного на выходной вал *6* редуктора. С помощью дистанционного устройства *5* можно выставить ролик на определенное расстояние от оси привода, тем самым изменяя время пробега его по рабочей поверхности эксцентрика, а следовательно, и подачу.

Положение механизма, показанное на рисунке, соответствует максимально возможной подаче насоса.

Гидравлическая часть насоса (рис. 5.58,*б*) крепится к кронштейну механизма регулирования. Плунжер *12* с по-

Таблица 5.14

Технические характеристики дозировочных насосов

Параметры	Тип насоса					
	НД-0,5Э 10/100	НД-0,5Э 16/63	НД-0,5Э 25/40	НД-0,5Э 40/25	НД-0,5Э 63/16	НД-0,5Э 100/10
Подача, л/ч	10	16	25	40	63	100
Давление нагнетания, МПа (макс)	1,0	6,3	4,0	2,5	1,6	1,0
Диапазон изменения длины хода плунжера, мм:						
предельный	0—32					
рабочий	8—3					
Диаметр плунжера, мм	10	12	14	20	25	30
Число двойных ходов, 1/мин	88	88	88	88	88	88
Диаметр условного прохода подсоединительных патрубков, мм	5	8	8	8	8	8
Мощность электродвигателя, кВт	0,27					
Частота вращения, 1/мин	1500					
Частота вращения ведомого вала редуктора, 1/мин	87,5					

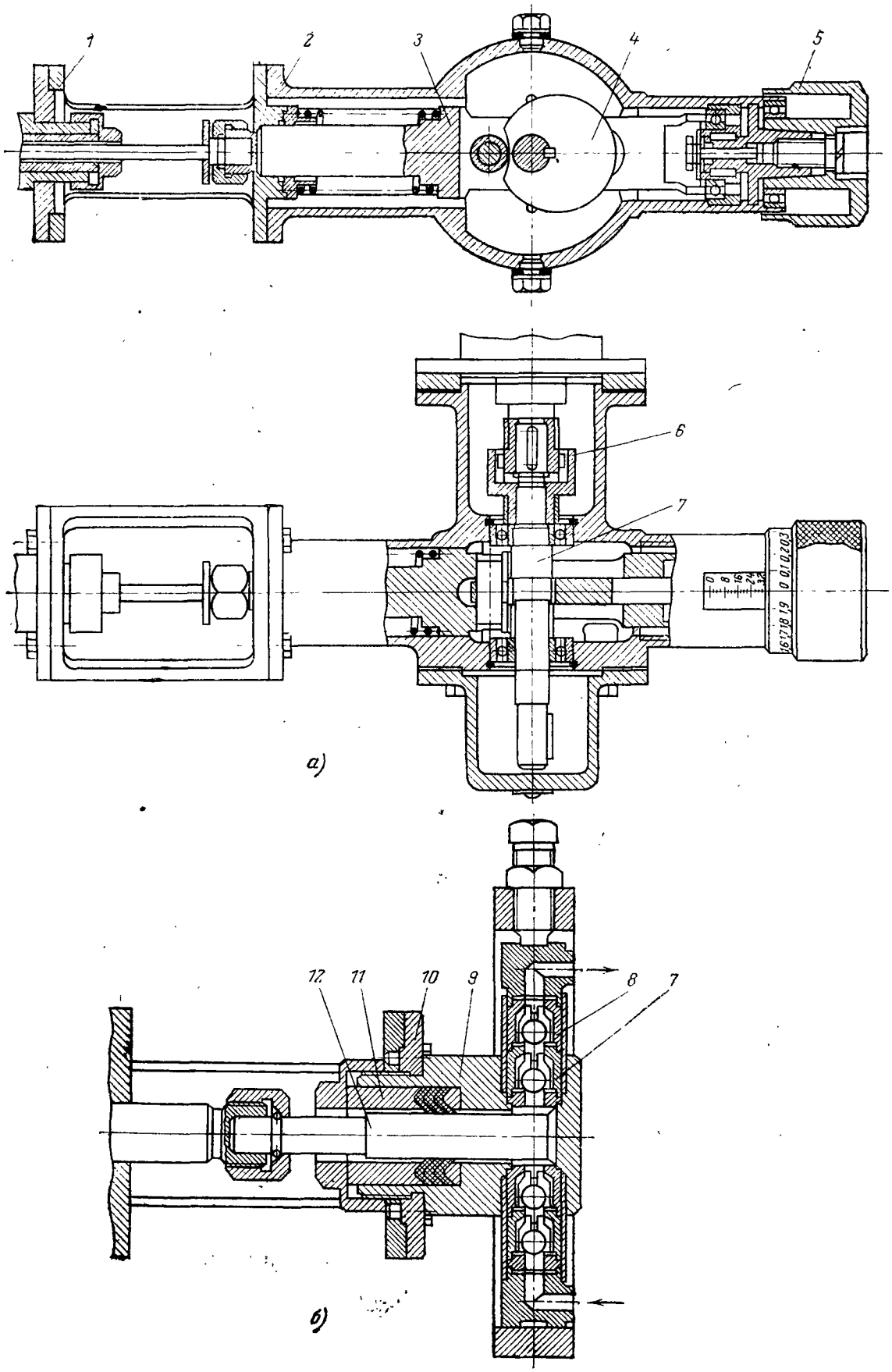


Рис. 5.58. Дозировочный насос типа НДО-0,5Э.
а — регулирующий механизм; *б* — гидроцилиндр.

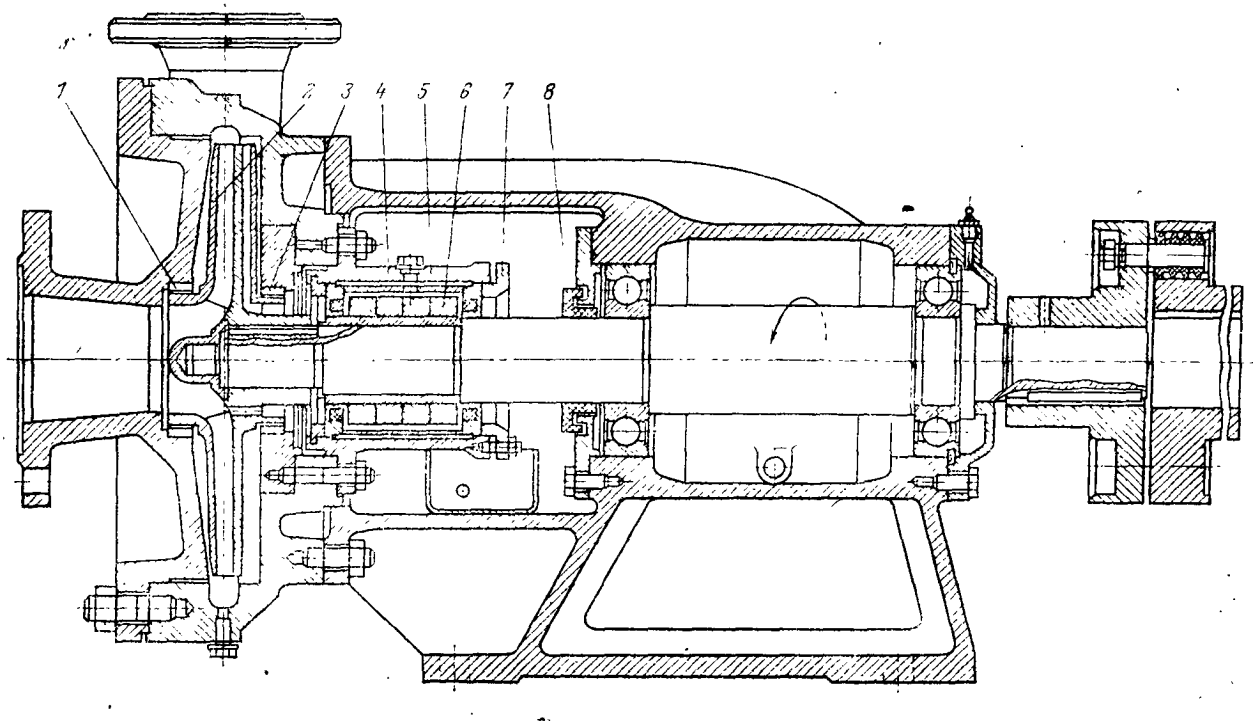


Рис. 5.59. Химический насос типа Х.

мощью гайки соединяется со штоком ползуна. Цилиндр *9* фланцем *10* крепится к фланцу кронштейна. В гильзе *8* располагаются шаровые клапаны *7*.

Уплотнение плунжера осуществляется резиновыми или фторопластовыми манжетами, которые уплотняются с помощью нажимного стакана *11*.

Материал гидравлической части — сталь Х18Н9Т — определяет стойкость насоса к различным дозируемым жидкостям.

Для перекачивания кислот, реагентов, ингибиторов и различных растворов на электростанциях используются химические насосы типа Х. Насосы выпускаются на подачи от 1,5 до 600 м³/ч с напорами от 12 до 150 м. Поле характеристик химических насосов приведено в приложении (рис. П.7). Условное обозначение насоса: первая цифра — диаметр входного патрубка, уменьшенный в 25 раз; Х — химический, вторая цифра — n_s, уменьшенный в 10 раз. В зависимости от материала основных деталей в обозначение вводятся буквы:

Углеродистая сталь, чугун	А
Хромистая сталь	Д
Хромоникелевая сталь	К
Хромоникельмолибденовая сталь	Е
Хромоникельмолибденомедистая сталь	И
Ферросилиций	Л

Тип концевого уплотнения вала характеризуется цифрами в обозначении насоса:

Сальниковое уплотнение	1
Торцовое одинарное	2в, 2д
Торцовое одинарное с неметаллическим сильфоном	2г
Стояночное	5

Насос типа Х (рис. 5.59) представляет собой горизонтальный, одноступенчатый, центробежный насос консольного типа.

Конструкция насоса аналогична насосам типа К (см. рис. 5.44). Отличительными особенностями являются:

наличие радиального закрытого импеллера на тыльной стороне рабочего колеса *2*;

применение двусторонних уплотнений *1*, *3* для уравновешивания осевого усилия;

применение двойного торцового уплотнения (в корпусе *4* установлен нормализованный комплект уплотнения *5*, смонтированного на втулке вала *6*. Уплотнение закрывается крышкой *7*. В насосе могут быть использованы узлы других типов уплотнений);

наличие специального отбойника *8* для предотвращения попадания жидкости в картер кронштейна.

Насос соединяется с электродвигателем упругой муфтой и устанавливается на общей фундаментной плите. Направление вращения ротора насоса — против часовой стрелки, если смотреть со стороны электродвигателя. Поле характеристик насосов приведено в приложении.

Для кислотной промывки котлов применяются специальные насосы типа МСК (рис. 5.60), характеристики которых приведены на стр. 149.

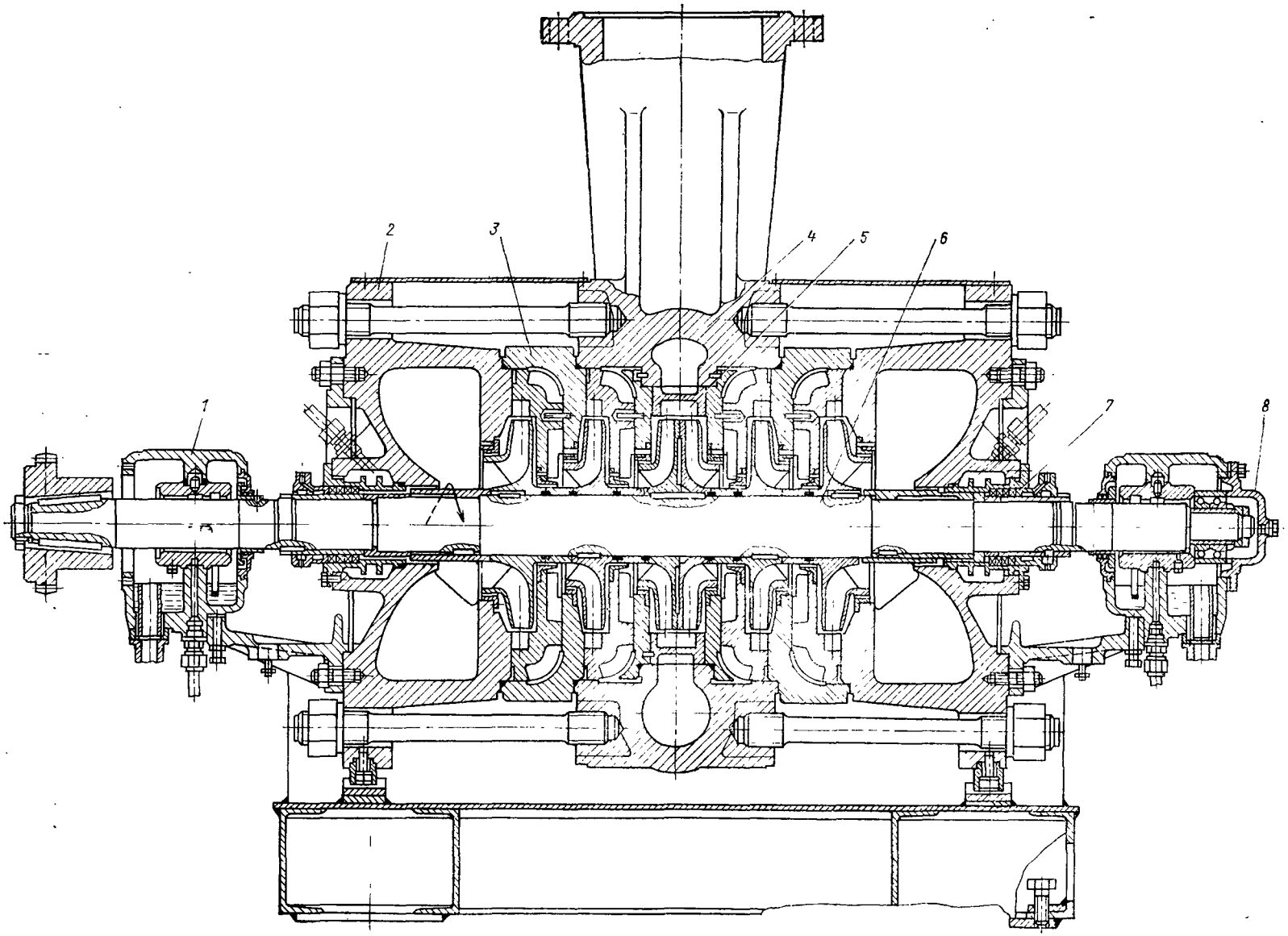


Рис. 5.60. Насос кислотной промывки МСК-1500-575.

Характеристика	МСК-1500-575	МСК-1000-350
Подача, м³/ч . . .	1500	1000
Напор, м	575	350
Допустимый кавитационный запас, м ст. ж., не менее	16	16
Температура перекачиваемой жидкости, К (°С) . .	433 (160)	393 (120)
Частота вращения, 1/мин	2985	2975
Мощность на холодной воде, кВт	3150	1320
К. п. д., % . . .	75	72

Насосы этого типа — центробежные, горизонтальные, секционные, двухпоточные.

Базовая деталь насоса — литой корпус *4*, к которому стяжными шпильками подсоединяются крышки *2* и секции *3*, образующие статор насоса. В корпусе выполнены каналы спирального отвода с вертикальным диффузорным напорным патрубком. Совместно с корпусом отлиты лапы, опорная поверхность которых расположена в горизонтальной плоскости по оси ротора.

В крышках выполнены каналы кольцевого подвода с горизонтальными входным и выходным патрубками, направленными в одну сторону. Крышки имеют собственные опорные лапы. В нижией части крышек выполнены продольные шпонки для направленного теплового расширения корпуса иасоса. К крышкам подсоединяются кронштейны для крепления корпусов подшипников и корпуса концевых уплотнений.

Секции *3* расположены между крышками и корпусом и центрируются с ними на заточках. Уплотнение стыков осуществляется за счет металлического контакта в уплотняющих поясках и устаиовки резиновых колец в качестве дополнительиого гаранта герметичности. В секции по напряжеиной посадке установлены направляющие аппараты, которые от проворачивания фиксируются специальными винтами.

Направляющий аппарат последней ступени *5* образует составной отвод со спиральным корпусом.

Рабочие колеса посажены на вал *6* по скользящей посадке. В осевом направлении колеса фиксируются на валу дистанционными втулками. Детали проточной частн насоса выполнены из кислотостойкой нержавеющей стали Х18Н12М3Т.

Опорами ротора служат подшипники скольжения *1* с кольцевой смазкой. Для восприятия остаточных неуравновешенных осевых усилий предусмотрен двусторонний радиально-упорный шарикоподшипник *8*.

Концевые уплотнения ротора *7* — сальникового типа с принудительным охлаждением. Между кольцами сальниковой набивки устаиавливаются фторопластовые кольца.

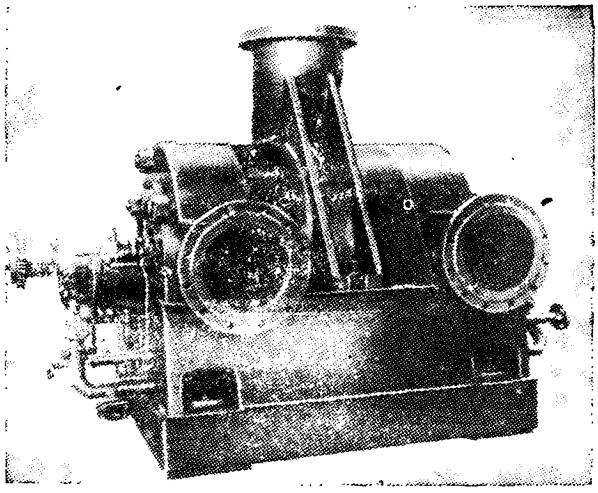


Рис. 5.61. Общий вид насоса МСК.

Общий вид насоса типа МСК приведен на рис. 5.61. Корпус насоса закрыт защитным декоративным кожухом из листового металла.

Насос с электродвигателем соединяется зубчатой муфтой, смазываемой маслом под давлением. Муфта закрывается разъемным корпусом.

Насос с электродвигателем устанавливается на индивидуальных фундаментных плитах. Направление вращения ротора насоса — по часовой стрелке, если смотреть со стороны двигателя.

В составе насосного агрегата имеется индивидуальная маслоустановка, состоящая из маслобака, холодильника, фильтра и шестеренного насоса РЗ-4.5.

5.6.2. Насосы систем маслоснабжения и регулирования. Для современных турбин ТЭС и АЭС разработаны новые маслонасосы [2]. Для работы в системах регулирования серии турбин ПО «Харьковского турбинного завода» служат насосы типа МВ, для систем маслоснабжения — типов КМ и МКВ. Техиические характеристики масляных насосов приведены в табл. 5.15, характеристики — в приложении (рис. П.11).

Насосы системы регулирования имеют унифицированную конструкцию. Отличие состоит в разном количестве ступеней (МВ-50-240—трехступенчатый; МВ-60-490—шестиступенчатый) и наличии промежуточного отбора в насосе МВ-60-490 для питания звеньев системы регулирования, работающих под меньшим давлением.

Насосы типа МВ (рис. 5.62) — центробежные, вертикальные, секционные, погружиого типа. Базовой деталью насоса является составной цилиндр *6* с опориой плитой. К нижиему фланцу цилиндра крепится насос.

Подвод *2* насоса выполнен в виде осевого конфузорного патрубка с направляющими лопатками, а отвод *1* — в виде колена. Секции насоса *3* с направляющими

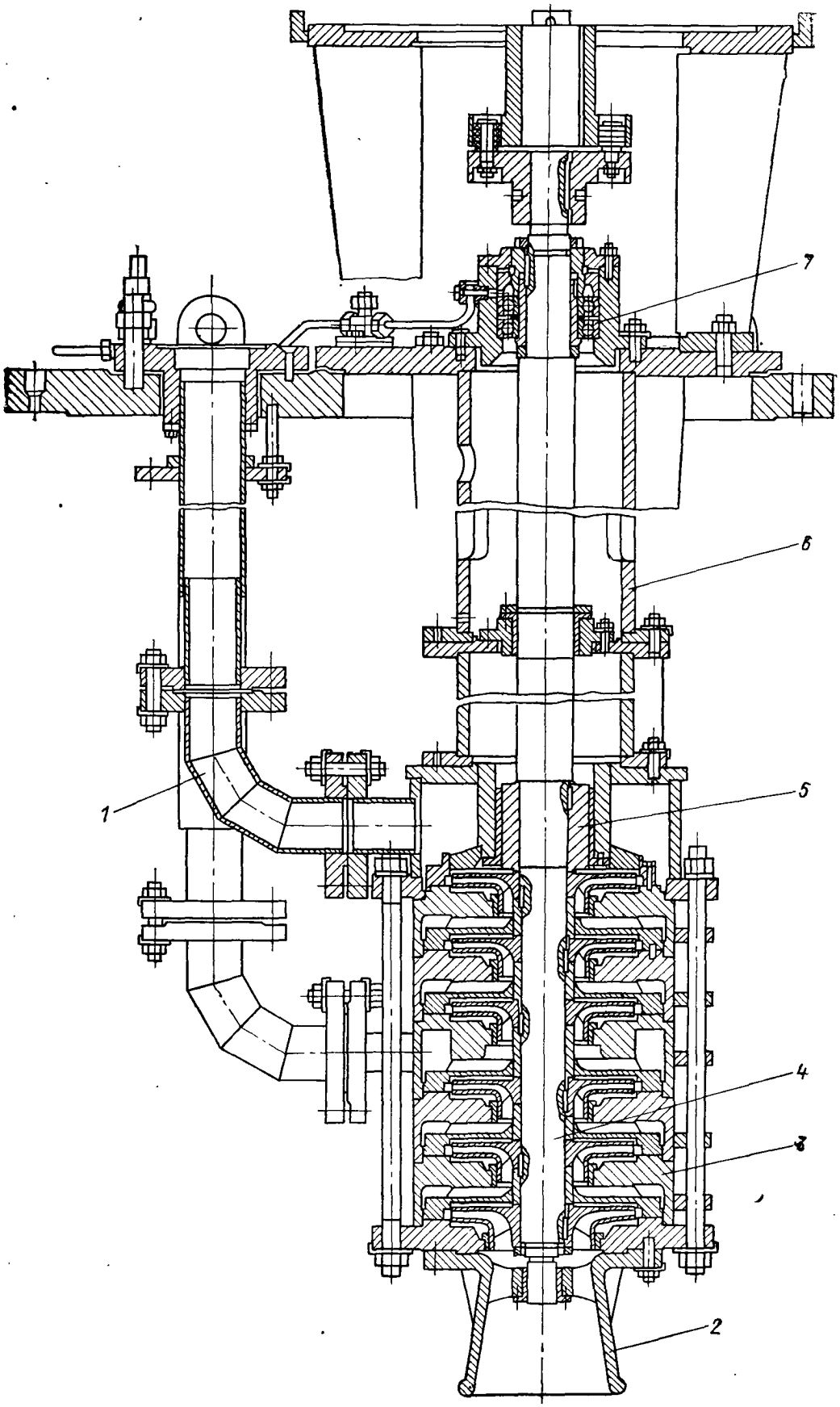


Рис. 5.62. Насос типа МВ-60-490.

Таблица 5.15

Технические характеристики насосов систем регулирования и маслоснабжения турбин ХТЗ

Параметры	Тип насоса								
	МВ-50-240	МВ-60-490	12КМ-15	12КМ-15а	12КМ-15в	12КМ-20	12КМ-20а	МКВ-600-40	МКВ-600-40в
Подача, м³/ч:									
при длительной работе	50	38/22	450	290	500	430	300	590	550
при кратковременной работе	80	45/40							
Напор, м;									
при длительной работе	240	490/420	30	39	34	18	18	42	37
при кратковременной работе	170	230/165	—	—	—	—	—	—	—
Допустимый кавитационный запас (длительная работа), м	5,3	6,5	4,1	2,5	4,7	5,2	1,8	7,0	7,0
Частота вращения, 1/мин	2970	2970	1470	1470	1470	1500	1500	1470	1470
Мощность электродвигателя, кВт	110	160	100	100	75	42	42	110	110
Масса насоса (без электродвигателя), кг	1220	1390	1030	1030	1030	1025	1025	2120	2120
Масса насосного агрегата, кг	2020	2190	1680	1680	1680	1465	1465	2920	2920

Примечания: 1. Для насоса МВ-60-490 в числителе указаны параметры на выходе насоса; в знаменателе— в промежуточном отборе.

2. Условные обозначения: МВ—масляный вертикальный; первая цифра—подача, м³/ч; вторая цифра—напор, м; МКВ—масляный, консольный, вертикальный; 12—диаметр входного патрубка, уменьшенный в 25 раз; КМ—колесо масляный, 15(20)—коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз. Индексы „а" и „в" указывают на измененные геометрические размеры.

аппаратами соединяются между собой стяжными болтами. Уплотнение стыков секций осуществляется металлическим контактом уплотнительных поясков.

Ротор *4* насоса — трехопорный. Нижняя и средняя опоры выполнены в виде подшипников скольжения. В качестве верхней опоры предусмотрен сдвоенный радиально-упорный шарикоподшипник *7*, который фиксирует положение ротора по отношению к статору и воспринимает остаточные осевые усилия и вес ротора. Подшипники смазываются перекачиваемой жидкостью; нижний и средний — за счет перетекания смазки; к верхнему подшипнику масло подводится от напорного патрубка.

Рабочие колеса насоса — одностороннего входа. Рабочее колесо первой ступени для повышения всасывающей способности имеет расширенную входную воронку. Остальные рабочие колеса имеют одинаковую проточную часть (в насосе МВ-60-490 имеется две группы колес).

Осевое усилие ротора в значительной мере уравновешивается с помощью разгрузочного барабана *5*.

В насосе МВ-60-490 промежуточный отбор осуществляется от патрубка секции третьей ступени. В приложении (рис. П.11) характеристика насоса МВ-60-490 приведена без промежуточного отбора. Параметры отбора могут быть определены по характеристике первых трех ступеней.

Электродвигатель с фонарем устанавливается на верхнюю часть опорной плиты. Соединение валов электродвигателя и насоса осуществляется упорно-пальцевой муфтой. Направление вращения насоса — против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода. Насосный агрегат устанавливается на плиту — крышку маслобака. Общий вид агрегата и габаритные размеры приведены на рис. 5.63,*а*.

Насосы типа МКВ (рис. 5.64) — центробежные, вертикальные, спирального типа, погружные.

Базовая деталь насоса — цилиндрическая часть *5*, которая через проставку крепится к опорной плите, служащей одновременно и крышкой маслобака. К нижнему фланцу цилиндрической части *5* подсоединяется спиральный корпус насоса *2*. Корпус снизу закрывается крышкой всасывания *1* с осевым конфузорным подводящим патрубком. К напорному патрубку корпуса подсоединяется литое колено и участок трубы для соединения с трубопроводом, конструкция которого аналогична насосам типа МВ.

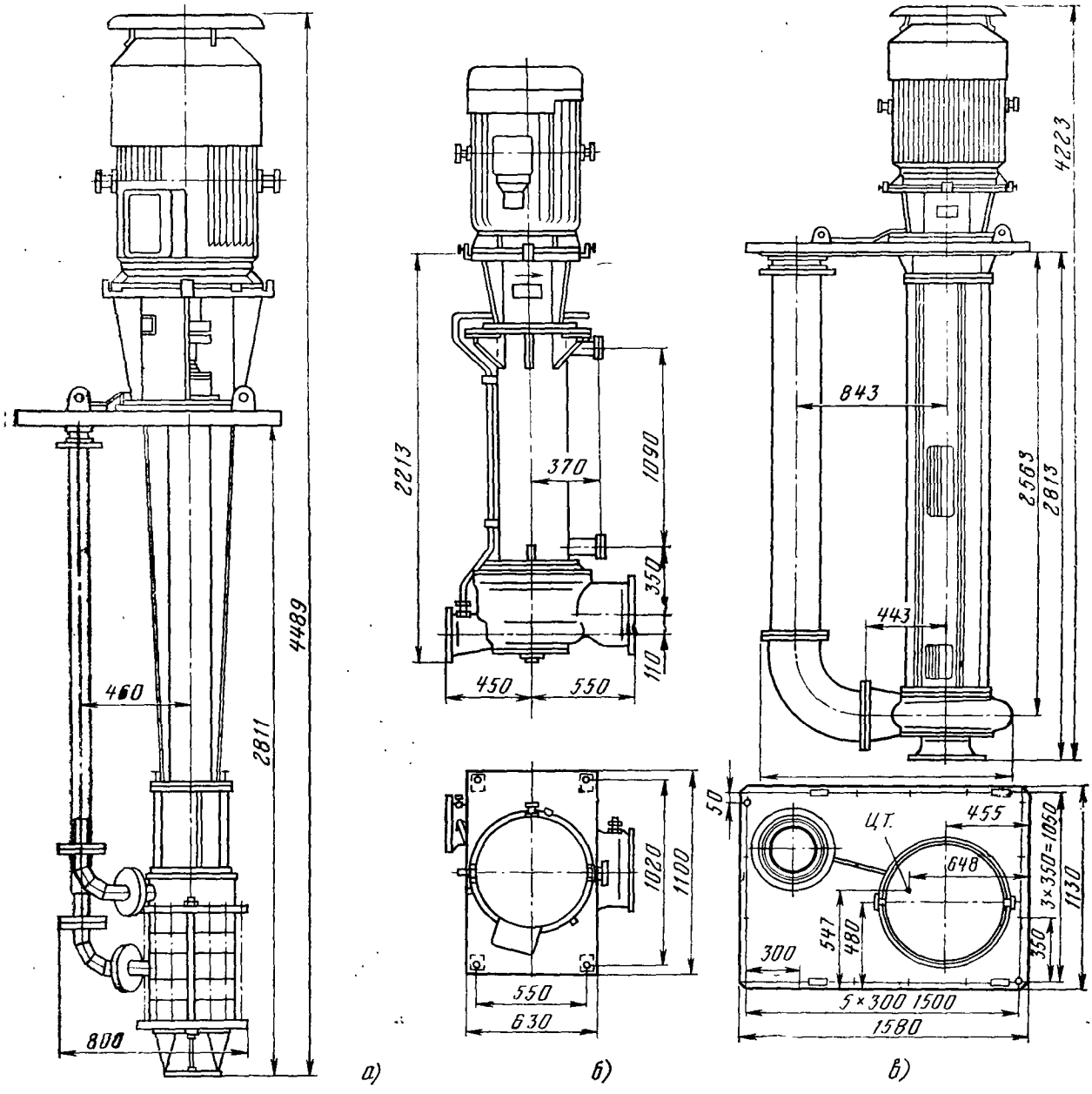


Рис. 5.63. Основные габаритные размеры насосов.
а — типа МВ-60-490; *б* — типа 12КМ; *в* — типа МКВ.

Рабочее колесо *3* крепится на консольной части двухопорного ротора. Уравновешивание осевого усилия осуществляется с помощью разгрузочных отверстий в основном диске рабочего колеса.

Опорами ротора насоса служат: нижней — радиальный подшипник скольжения *4*; верхней — радиально-упорный шарикоподшипник *6*. Смазка подшипников осуществляется перекачиваемым маслом.

На верхнем фланце опорной плиты крепится фонарь для установки электродвигателя. Валы насоса и электродвигателя соединяются упруго-пальцевой муфтой. Направление вращения ротора насоса — против часовой стрелки, если смотреть со стороны двигателя. Общий вид и габаритные размеры насоса приведены на рис. 5.63,*в*.

Насосы типа КМ (рис. 5.63,*б*) по конструктивной схеме аналогичны насосам типа МКВ. Отличительными особенностями является:

установка рабочего колеса на консольной части вала входной воронкой вверх;

применение бокового подвода, что дало возможность выполнить корпус цельным с противоположно направленными входным и напорным патрубками.

Внутренняя полость цилиндрической проставки агрегата при помощи двух трубок сообщается с маслобаком. Через нижнюю трубку, которая всегда должна быть

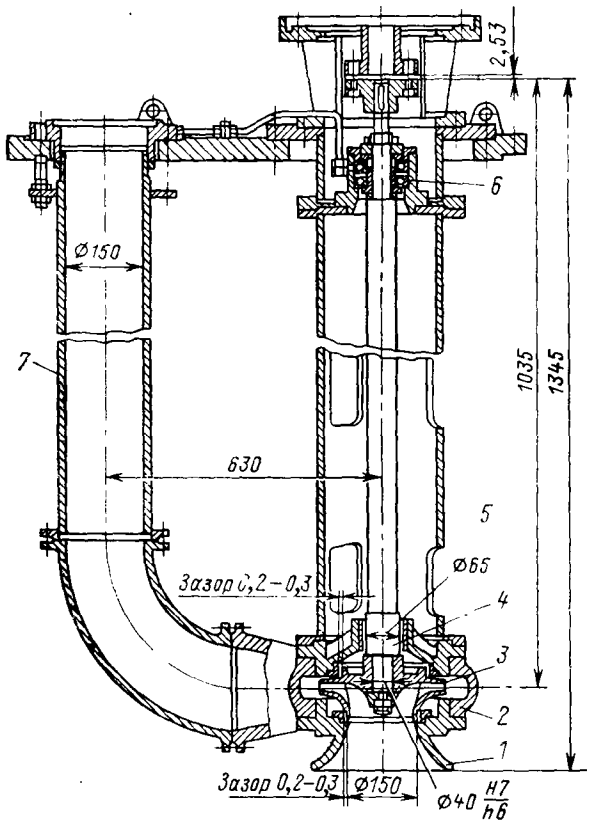


Рис. 5.64. Насос типа МКВ.

под уровнем масла в маслобаке, обеспечивается определенный уровень масла в проставке, вследствие чего исключается подсос воздуха в насос. Верхняя трубка служит для отвода паров масла.

Насосы устанавливаются в непосредственной близости от маслобака. Валы насоса и электродвигателя соединены между собой упруго-пальцевой муфтой. Направление вращения насоса — против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода. Насосы 12КМ-20 и 12КМ-20а используются в качестве аварийных с приводом от электродвигателей постоянного тока. Конструкция насоса КМ подробно описана в [12]. Турбины ЛМЗ им. XXII съезда КПСС комплектуются насосами системы регулирования собственной конструкции [35]. Технические характеристики насосов приведены в табл. 5.16.

Насосы типа НВР — центробежные, десятиступенчатые, вертикального исполнения — имеют однотипную конструкцию и отличаются в основном числом ступеней в зависимости от создаваемого давления.

На рис. 5.65 показан продольный разрез насоса НВР-45-36.

Базовой деталью насоса является сварной двустенный наружный корпус *3*, который фланцем опирается на раму, конструктивно связанную с маслобаком. Жидкость после последней ступени насоса по фрезерованным окнам попадает в напорную полость между наружной и внутренней стенками корпуса, а оттуда — в напорный трубопровод. Направляющие аппараты секций и диафрагмы *10* устанавливаются в расточке корпуса. От проворачивания они фиксируются направляющей шпонкой. В диафрагмах установлены бронзовые кольца *11* передних уплотнений рабочих колес. Уплотнение стыков между секциями осуще-

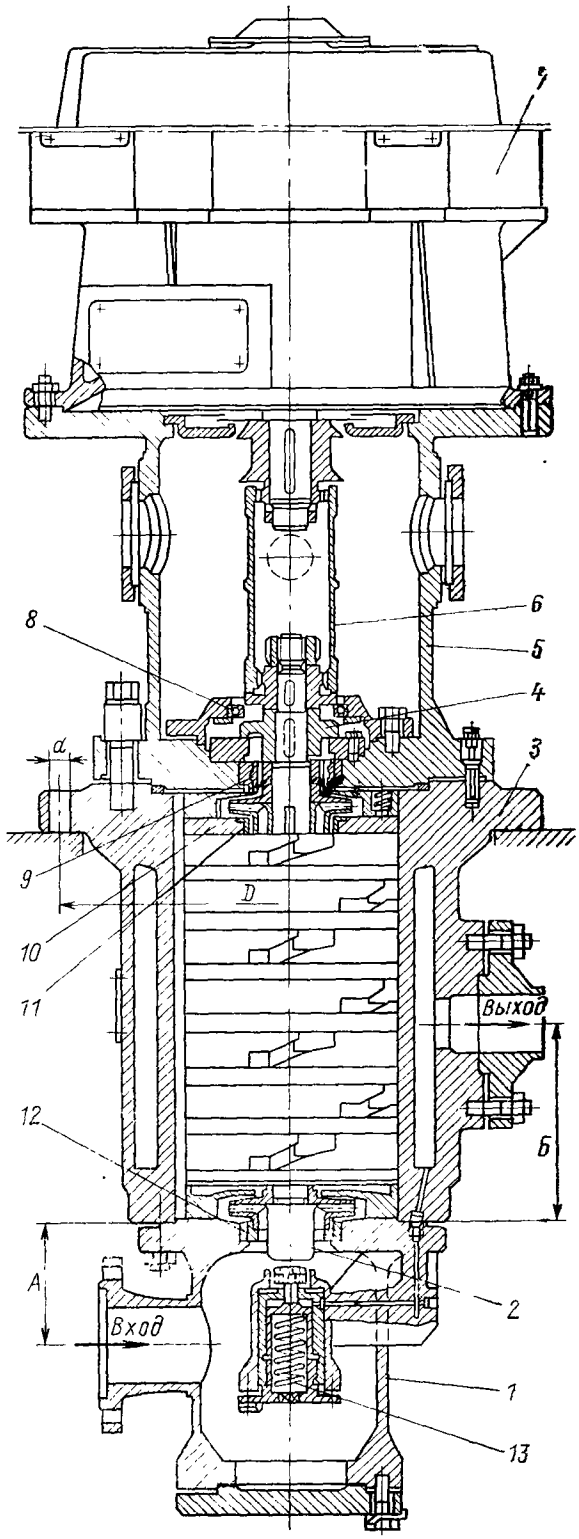


Рис. 5.65. Насос типа НВР-45-36.

Таблица 5.16

Технические характеристики насосов систем регулирования турбин ЛМЗ

Параметры	Тип насоса					
	НВР-25-15	НВР-20-36	НВР-45-36	НВР-36-12	НВР-36-120	НВР-45-30
	Тип турбины					
	ГТ-25-700	ГТН-9-750	К-300-240	К-300-240	К-800-240-1	К-800-240-2
Подача, м³/ч;						
номинальная	15	36	36	12	30	30
максимальная	22,5	54	54	18	120	150
Давление нагнетания, кгс/см²:						
номинальное	25	20,5	45	36	45,5	45
при $Q_{макс}$	22	15,5	38	30,5	38,5	38
Максимальный кавитационный запас, м ст. ж.	0,6	0,52	0,75	0,75	0,7	0,7
Частота вращения, 1/мин	2950	2960	2960	3000	2970	2970
Мощность электродвигателя, кВт	40	100	200	42	250	250
Масса насоса (без электродвигателя), кг	393	1549	1436	1185	3400	5110
Масса насосного агрегата, кг	723	2201	2565	1515	5050	6760

Примечания: 1. Условное обозначение: НВР—насос вертикальный; числа для насосов, исключая НВР-36-120, первое—давление нагнетания при номинальной подаче, кгс/см², второе—подача номинальная, м³/ч (для насоса НВР-36-120 указанные цифровые значения отнесены к режиму максимальной подачи).

2. Масса насосов (без электродвигателя) НВР-36-120 и НВР-45-30 включает также маховиковое устройство.

ствляется за счет металлического контакта усилием от давления насоса. В неработающем насосе предварительное уплотняющее усилие обеспечивается шестью специальными пружинами, расположенными на стороне нагнетания.

Снизу корпус закрывается всасывающей камерой *1* с встроенным в нее пружинно-гидравлическим подъемным устройством *13* и нижним опорным подшипником скольжения *12*, который одновременно служит передним уплотнением рабочего колеса первой ступени. Совместно с камерой отлит входной патрубок, направленный горизонтально. С нижнего торца всасывающая камера закрывается крышкой, в которой имеется отверстие для слива жидкости из насоса.

К верхнему торцу корпуса шпильками подсоединяется проставка *5*, на которой устанавливается приводной электродвигатель *7*. В нижнем фланце проставки располагается верхний опорный подшипник скольжения *9*, который одновременно служит задним уплотнением рабочего колеса последней ступени. В проставке установлены также подушка гидропяты *4* и упорный шарикоподшипник *8*.

Ротор насоса *2* представляет собой самостоятельный сборочный элемент, состоящий из вала, комплекта рабочих колес, разгрузочного диска, полумуфты, круглой гайки. Рабочие колеса из углеродистой стали посажены на вал по скользящей посадке.

Ротор насоса соединяется с электродвигателем специальной зубчатой муфтой *6*. Направление вращения ротора — против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода.

Для предотвращения металлического контакта в гидропяте при неработающем насосе ротор толкателем под действием пружины устройства *13* перемещается вверх, обеспечивая торцовый зазор между диском и подушкой гидропяты около 1,5 мм.

При пуске насоса под действием давления нагнетания жидкость по сверлениям подводится к поршню устройства, отжимая его вниз.

Насосы типа НВР допускают последовательное соединение двух агрегатов. Для ограничения перемещения вверх ротора насоса второго подъёма предусмотрен упорный шарикоподшипник *8*.

Протечки жидкости через разгрузочное устройство через проставку сливаются самотеком в бак.

Основные габаритные размеры насосов типа НВР обозначены на рис. 5.65 и приведены в табл. 5.17.

В системах маслоснабжения турбоагрегатов 300 МВт ХТЗ использовались маслонасосы марки 4МК-7×2. Это двухступенчатые консольные насосы с направляющими аппаратами. Конструктивная схема их аналогична насосам типа К (см. рис. 5.44) [13].

5.6.3. Насосы системы гидрозолоудаления и дренажей. В качестве багерных насо-

Таблица 5.17

Основные габаритные размеры насосов типа НВР

Марка насоса	Размер, мм						
	А	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*d*	*n*, шт.
НВР-45-36-2	195	300	1010	2545	⌀700	34	12
НВР-36-12	180	330	1033	2588	⌀580	34	8
НВР-20-36-2	195	300	1010	2547	⌀700	34	12
НВР-36-120	480	135	1595	3602	⌀990	40	8
НВР-45-30	500	230	1750	4785	⌀990	40	8
НВР-25-15	*А*+*Б* ~830		730	1703	⌀400	20	8

сов ТЭС наиболее часто применяются грунтовые насосы тяжелого исполнения с внутренним бронированным корпусом. Основные технические характеристики насосов такого типа приведены в табл. 5.18.

Типовая конструкция насоса типа ГруТ приведена на рис. 5.66.

Базовой деталью насоса является разъемная опорная стойка *9*, к которой на шпильках через проставку крепится наружный корпус *5* насоса. В крупных насосах наружный корпус имеет собственные опорные лапы.

Наружный чугунный корпус имеет горизонтальный разъем по оси ротора. В нижней части корпуса отлит напорный патрубок, направленный горизонтально.

В наружном корпусе установлены внутренний корпус *4* и защитные диски *3*, выполняемые в зависимости от типоразмера насоса из износостойкого сплава ИЧХ28Н2, углеродистой стали 55Л или легированной стали 40ХГСНЛ.

Из таких же материалов изготовляется рабочее колесо *2* закрытого типа, которое крепится на консольной части вала. Рабочее колесо имеет только три рабочие лопасти и, следовательно, расширенные межлопастные каналы.

С торца наружный корпус закрывается чугунной крышкой всасывания *1*, к которой крепится входной патрубок и узел торцового переднего уплотнения рабочего колеса.

Опорами ротора *8* служат подшипники качения: со стороны насоса — двусторонний роликоподшипник; со стороны привода — комбинированная опора. Радиальное усилие воспринимается в основном роликоподшипником, осевое — двусторонним радиально-упорным шарикоподшипником. Стакан ком-

Таблица 5.18

Основные технические характеристики насосов типов ГрТ, ГруТ, Гр-Т2

Параметры	Тип насоса							
	5ГрТ-8	8ГрТ-8	12ГрТ-8	20ГрТ-8	10ГруТ-8	16ГРруТ-8	10Гр-8-12	12Гр-8-Т2
Подача, м³/ч	150	400	1330	4000	740	2140	500—900	1000—1500
Напор, м	35	38	58	70	38	58	78—68	79—70
Допустимая вакуумметрическая высота всасывания, м ст. ж.	7,8	7,05	7	6,5	8	7,2	—1	—1
Максимальное давление на входе, МПа, не более	0,35	0,38	0,58	0,7	0,38	0,58	—	—
Максимальная мощность, кВт	27,8	79	380	1310	147	618	255	440
Частота вращения, 1/мин	1460	985	735	500	735	585	985	985
К. п. д., % (на воде)	66	67	69	73	65	68	60—65	55—54
Масса, кг	500	987	3448	14 110	2277	7552	4950	5000

Примечания: 1. Обозначение насоса: первая цифра—диаметр входного патрубка в мм, уменьшенный в 25 раз; Гр—грунтовый; у—увеличенные проходные сечения; Т—тяжелое двухкорпусное исполнение; вторая цифра—n_s, уменьшенный в 10 раз; Т2 предназначен для перекачивания золовой или шлаковой пульпы с температурой до 323 К (50°С).

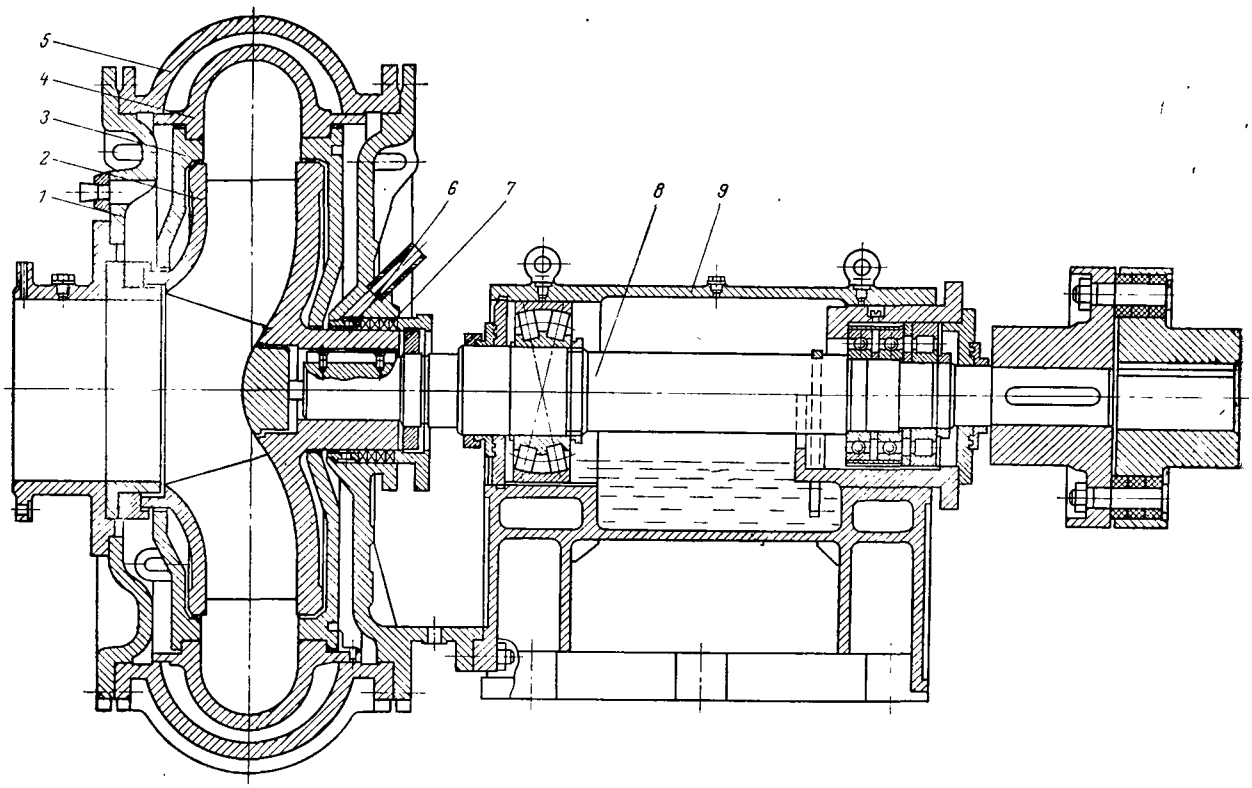


Рис. 5.66. Багерный насос типа ГруТ.

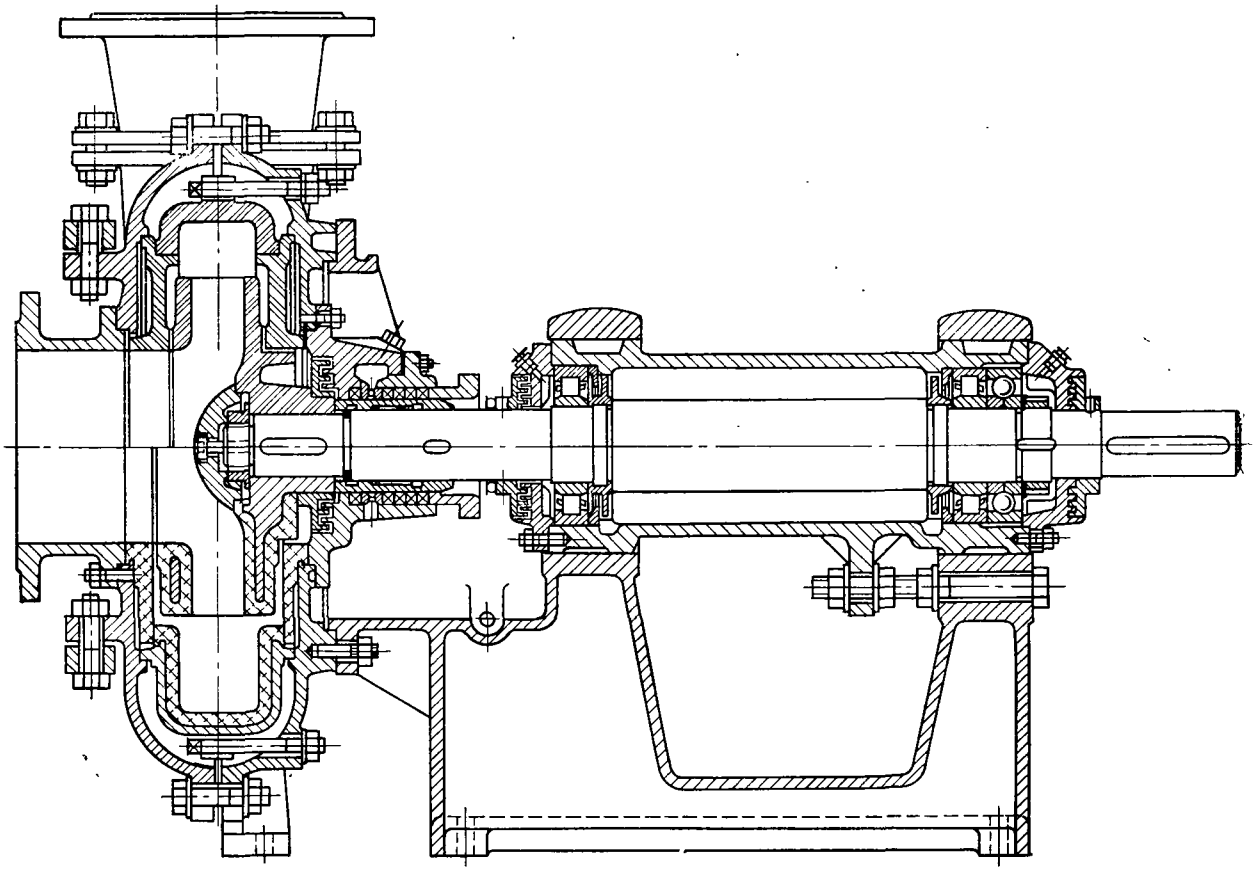


Рис. 5.67. Багерный насос типа SP.

бинированного подшипника может перемещаться в осевом направлении для регулирования зазора в переднем торцовом уплотнении рабочего колеса. Смазка переднего подшипника осуществляется непосредственным захватом масла из ванны с помощью смазочного кольца.

Концевое уплотнение *7* — сальникового типа. К кольцу гидрозатвора *6* подводится чистая вода от постороннего источника.

Валы насоса и электродвигателя соединяются между собой упруго-пальцевой муфтой. Направление вращения ротора насоса — по часовой стрелке, если смотреть со стороны электродвигателя. В зависимости от размера насос с электродвигателем может устанавливаться как на общей, так и на раздельных индивидуальных плитах.

Типичный пример конструктивного исполнения насосов для перекачивания пульп зарубежного производства, насос типа SP фирмы Humboldt Wedag (ФРГ) (рис. 5.67).

Характерная особенность насоса — наличие разъема наружного корпуса в плоскости, перпендикулярной оси вращения ротора. Это дает возможность переднюю часть корпуса сделать откидной.

Внутренний корпус выполняют металлическим из износостойких материалов или обрезиненным из специальных сортов резины, стойких к истиранию (см. нижнюю часть рис. 5.67).

Перед сальниковым уплотнением выполнен лабиринт для предотвращения попадания к сальнику твердых частиц. Перед лабиринтом дополнительно предусмотрены цилиндрическая и осевая щели заднего уплотнения рабочего колеса. К сальнику подводится чистая запирающая жидкость или жидкое смазывающее вещество. В зоне сальника вал защищен сменной втулкой.

Подшипники вала расположены в общей гильзе, которая перемещается в осевом направлении для регулирования зазора в переднем торцовом уплотнении рабочего колеса. Смазка подшипников — консистентная.

Фирма выпускает одноступенчатые насосы типа SP на подачи от 12 до 1000 м³/ч с относительно высокой частотой вращения 1450 и 960 1/мин.

Для работы на длинных пульпопроводах фирма выпускает двухступенчатые шламовые насосы типа HSP с параметрами: подача 10 — 630 м³/ч; напор 50 — 250 м; частота вращения 1450 1/мин.

Это насосы секционного типа с противоположным расположением входных воронок рабочих колес. Ступени соединяются между собой переводной трубой. Кольцевой подвод к первой и второй ступеням имеет направляющую лопатку. Языки спиральных отводов смещены относительно друг друга для уменьшения вредного влияния радиальной силы.

Насосы поставляются с сальниковыми или торцовыми концевыми уплотнениями. Смазка подшипников малых и средних насосов — консистентная. В крупных насосах применяется кольцевая смазка подшипников качения.

Для перекачивания различных стоков из дренажей применяются фекальные насосы. Наиболее подходящими для этих целей являются вертикальные фекальные насосы.

Насос типа ФВ (рис. 5.68) — одноступенчатый, консольный, вертикальный.

Базовой деталью агрегата является фонарь *1*, на котором устанавливается приводной электродвигатель. К нижней части фонаря через трубу *2* и проставку крепится корпус насоса *4* с кольцевым отводом. Напорный патрубок насоса направлен горизонтально. С торца корпус закрывается всасывающей крышкой *7*. В крышке установлено сменное кольцо *5* переднего уплотнения рабочего колеса. К крышке крепится входной патрубок насоса. В корпусе и входном патрубке предусмотрены окна для осмотра и очистки проточной полости насоса, закрытые крышками.

Рабочее колесо *3* гайкой крепится на консольном конце вала *10*. На рабочее колесо насажено сменное защитное кольцо *6* переднего уплотнения.

Опорами ротора служат подшипники качения: нижний — двухрядный самоустанавливающийся; верхний — радиально-упорный. Смазка подшипников — консистентная.

Сальниковое уплотнение *8* со втулкой *9* имеет подвод чистой воды к кольцу гидрозатвора. Вал в зоне сальника защищен втулкой.

Вал насоса *10* и вал электродвигателя соединены между собой упруго-пальцевой муфтой. Направление вращения ротора насоса — по часовой стрелке, если смотреть со стороны электродвигателя.

В последнее время некоторые зарубежные фирмы в качестве фекальных поставляют насосы свободно-вихревого типа, которые имеют более высокую надежность и долговечность работы по сравнению с обычными центробежными.

Вертикальные шламовые насосы типа ВНШ, предназначенные для перекачивания зольных смесей, имеют конструктивное исполнение, аналогичное исполнению насосов типа ФВ. Отличительными особенностями их является применение рабочего колеса полуоткрытого типа и наличие переднего и заднего броневого дисков. В насосе применен трехопорный ротор. В качестве нижней опоры применяется резиновый подшипник, смазываемый водой; средняя и верхняя опоры — с подшипниками качения, смазываемыми консистентной смазкой.

5.6.4. Насосы вспомогательных систем АЭС. Из большого разнообразия насосов, работающих во вспомогательных системах, остановимся на двух типах.

Центробежный насосный агрегат ЦН-60-180 предназначен для подпитки первичного контура, подачи воды на уплотне-

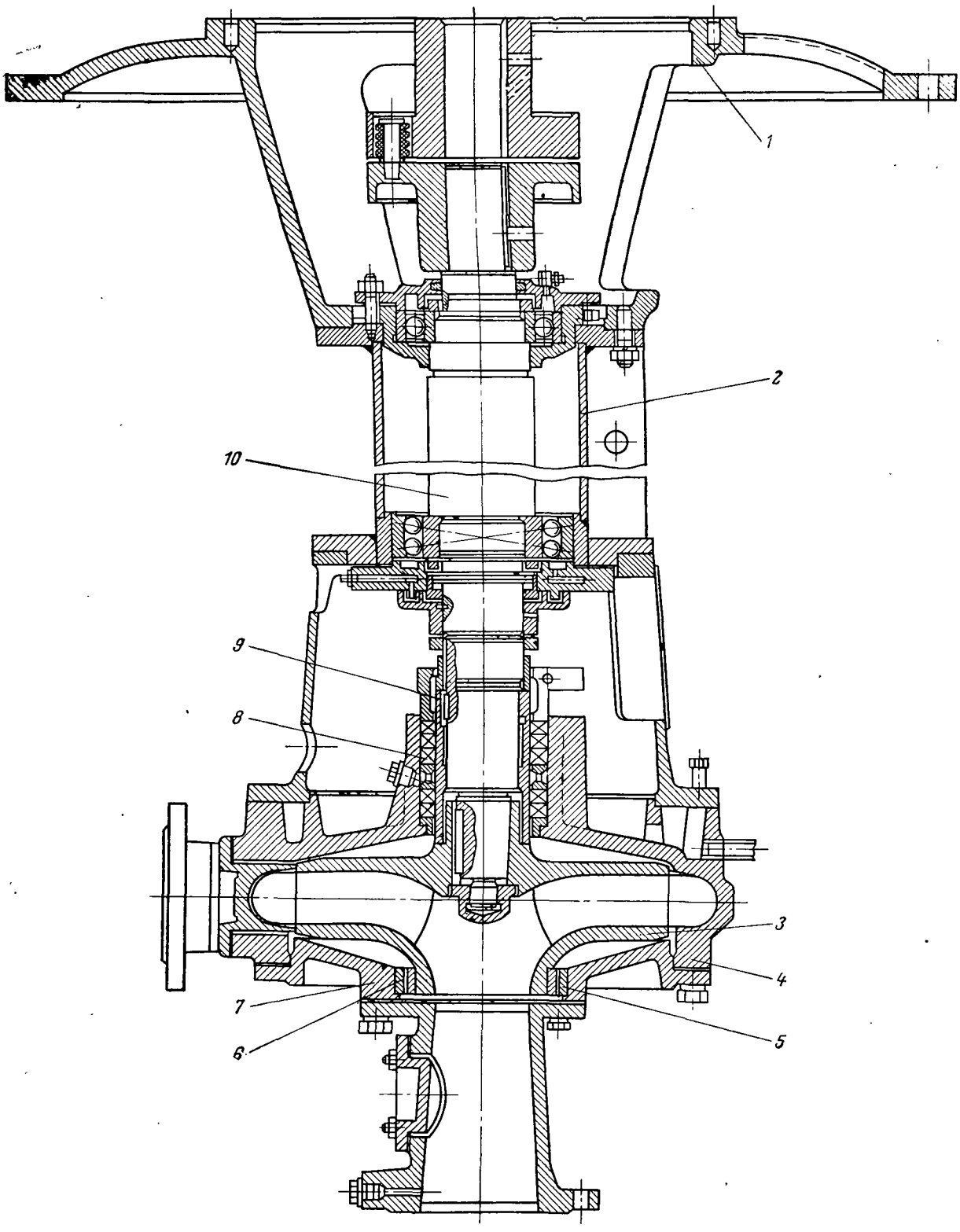


Рис. 5.68. Вертикальный фекальный насос типа ФВ.

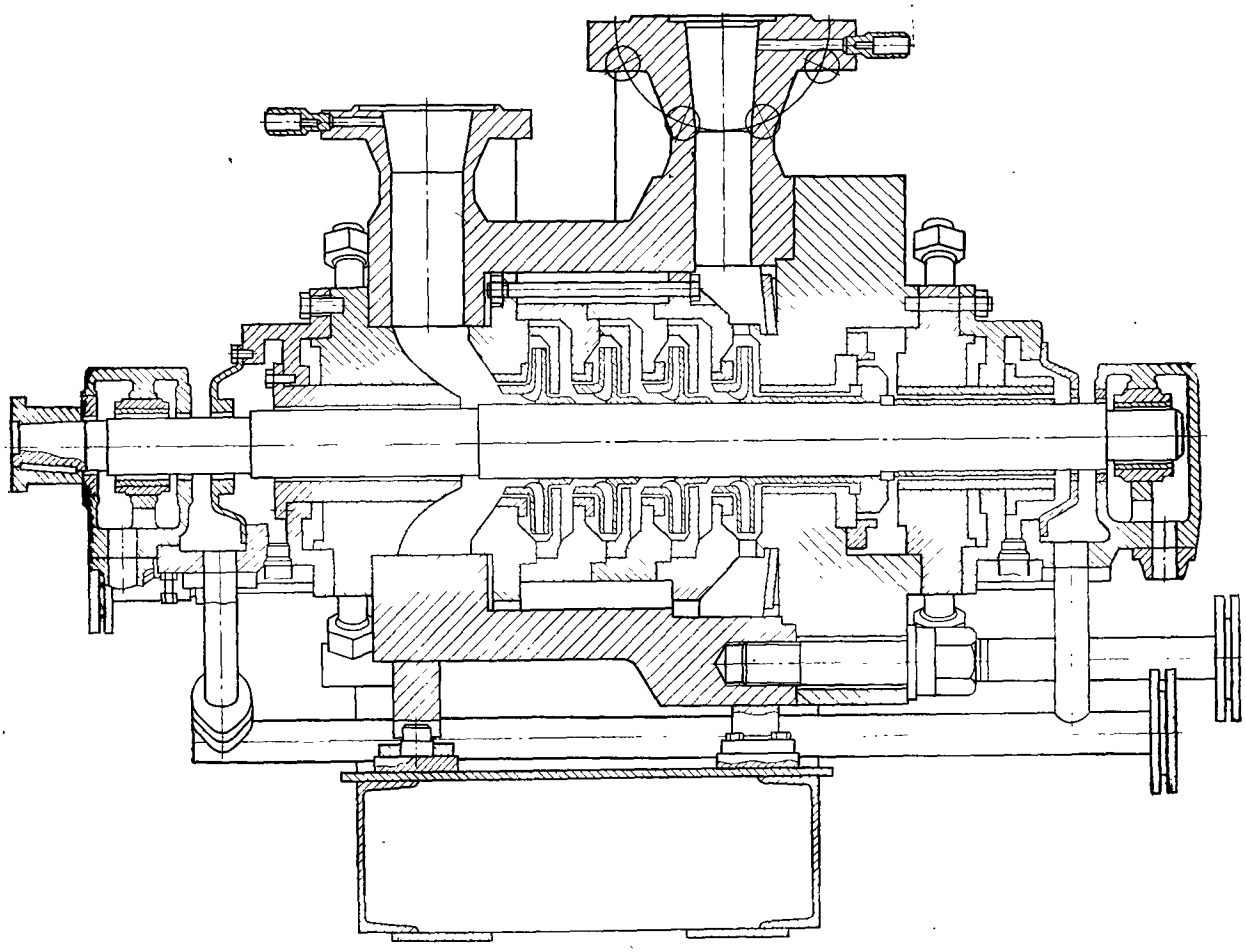


Рис. 5.69. Центробежный насос ЦН-60-180.

ния ГЦН. В состав насосного агрегата входит: главный насос ЦН-60-180; предвключенный насос 5АХ-5К-2Г; гидромуфта с редуктором МГ-М-500; приводной электродвигатель 2АЗМ-800/600; индивидуальная маслоустановка. Основные технические характеристики агрегата следующие:

Подача, м³/ч	60
Давление на выходе из главного насоса, МПа	18
Давление на входе в предвключенный насос, МПа	0,07
Мощность агрегата, кВт	665
Температура перекачиваемой воды, К	343
К. п. д. (главного насоса), %	48
Частота вращения (насоса), 1/мин.	8900

Главный насос ЦН-60-180 (рис. 5.69) — центробежный, горизонтальный, двухкорпусный, четырехступенчатый.

В кованом наружном корпусе располагается внутренний корпус секционного типа с направляющими аппаратами лопаточного типа. Секции внутреннего корпуса соединены между собой на заточках длинными стяжными болтами. Внутренний корпус в наружном установлен по скользящей посадке. Входной и напорный патрубки направлены вертикально вверх.

Рабочие колеса посажены на вал по неподвижной посадке. На роторе предусмотрены диски для возможного динамического балансирования ротора на месте эксплуатации.

Уравновешивание осевого усилия осуществляется гидравлической пятой обычной конструкции.

Концевые уплотнения насоса щелевого типа с промежуточным подводом запирающей воды и ступенчатым отводом протечек.

Опорами ротора служат подшипники скольжения с принудительной смазкой. Вкладыши установлены в корпусе с натягом по цилиндрической расточке.

Детали насоса, соприкасающиеся с перекачиваемой водой, изготовлены из сталей Х18Н9Т, 1Х17Н2 и 2Х13.

Центробежный насос расхолаживания реактора ЦНР-500-115 (рис. 5.70) — центробежный, одноступенчатый, горизонтальный с рабочим колесом двустороннего входа. Технические характеристики насоса следующие:

Подача, м³/ч	200—500
Напор, м	126—100
Максимальная температура перекачиваемой жидкости, К	557

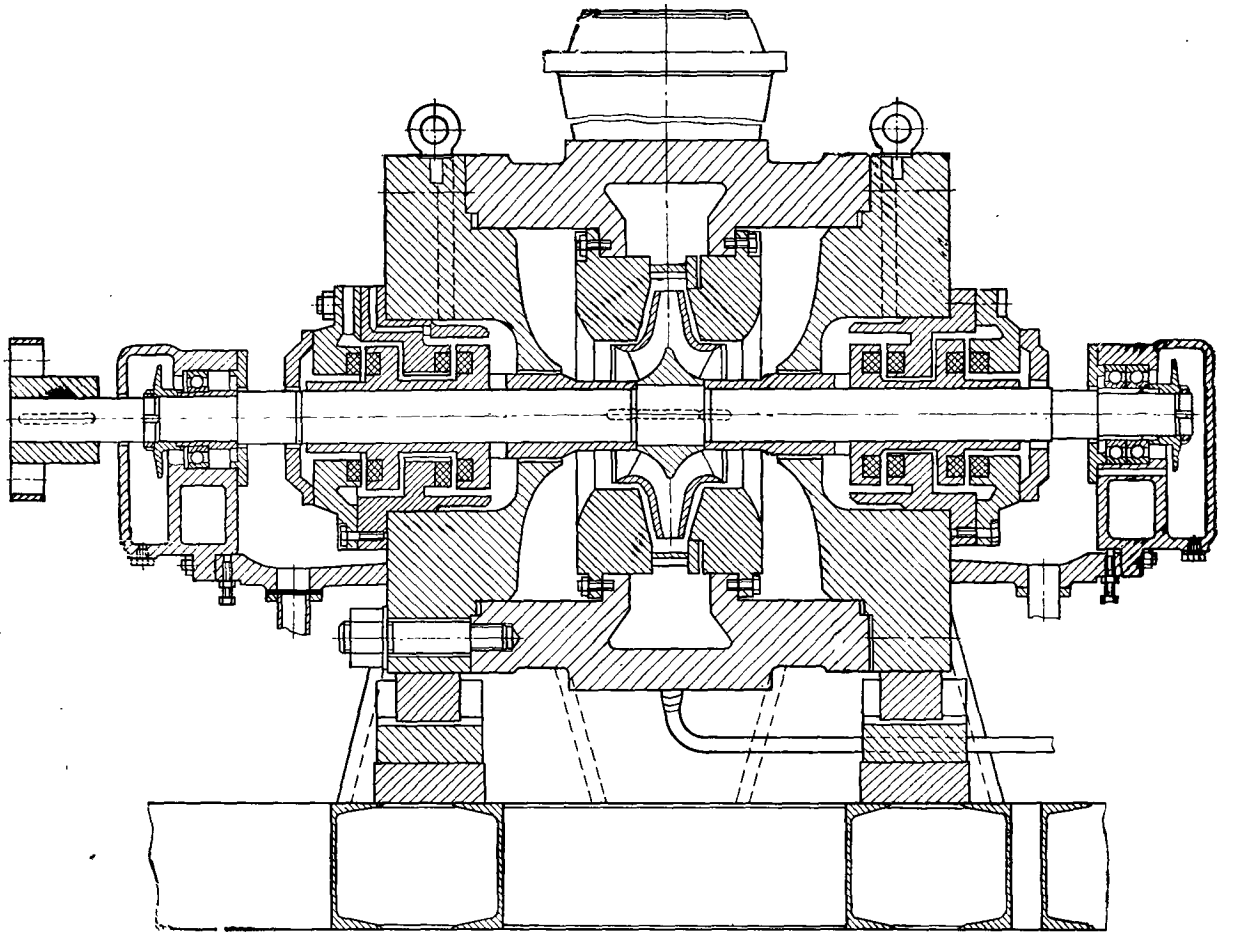


Рис. 5.70. Насос ЦНР-500-115.

Мощность насоса, кВт	154—210
Частота вращения, 1/мин	3000
К. п. д., %	65
Масса насоса, кг.	2185

Корпус насоса с вертикальным напорным и горизонтальным входным патрубком являются базовой деталью насоса.

С торцов корпус закрыт крышками. Уплотнение стыка осуществляется металлической прокладкой усилием стяжных шпилек. Крышки имеют опорные лапы. В нижней части крышек имеются направляющие для направленного теплового расширения корпуса.

В корпусе установлены две проставки, между которыми установлен направляющий аппарат, который с кольцевым отводом корпуса образует составной отвод.

Опорами ротора служат подшипники качения с жидкой смазкой. В корпусах подшипников предусмотрены камеры для подвода охлаждающей жидкости. Остаточное осевое усилие воспринимается сдвоенным радиально-упорным шарикоподшипником, расположенным на свободном конце вала.

В качестве концевых уплотнений насоса применены гидростатические уплотнения с регулируемым зазором.

С приводным электродвигателем вал насоса соединен упруго-пальцевой муфтой. Направление вращения ротора насоса — по часовой стрелке, если смотреть со стороны электродвигателя.

РАЗДЕЛ ШЕСТОЙ
КОМПЛЕКТУЮЩЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Кроме насоса в состав насосного агрегата входит целый ряд машин и механизмов, обеспечивающих нормальную работу насосной установки.

В настоящем разделе приводится краткое описание уникального и специального оборудования, используемого в энергетических насосных установках.

6.1. ПРИВОД НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

В большинстве случаев для привода насосов используются трехфазные электродвигатели переменного тока. Тип комплектующего электродвигателя указывается в каталогах или в технических условиях на поставку насосного агрегата.

Электродвигатель для привода при непосредственном соединении валов муфтой выбирается по максимальной мощности насоса, кВт, обусловленной условиями работы агрегата в системе, по выражению

$$N_{\text{макс}} = \frac{\alpha \rho Q_{\text{макс}} g H_{Q\text{макс}}}{1000 \cdot 3600 \eta_{Q\text{макс}}}, \qquad (6.1)$$

где $Q_{\text{макс}}$ — максимально возможная подача насоса при работе его в заданной системе, м³/ч; $H_{Q\text{макс}}$, $\eta_{Q\text{макс}}$ — соответственно напор, м, и к. п. д. насоса при $Q_{\text{макс}}$; ρ — плотность жидкости, подаваемой насосом; α — коэффициент запаса, выбираемый в пределах 1,5—1,1.

По полученному значению $N_{\text{макс}}$ выбирается ближайший по каталогу тип электродвигателя. Номинальная мощность двигателя должна быть больше $N_{\text{макс}}$.

После выбора электродвигателя необходимо проверить соответствие его пусковых характеристик условиям работы агрегата в системе. Для этого следует построить графическую зависимость момента сопротивления агрегата от частоты вращения ротора (рис. 6.1,*а*).

Обычно в инженерной практике используют приближенные методы построения кривой момента сопротивления насосного агрегата в процессе пуска, основываясь на экспериментальных данных. Момент сопротивления насосного агрегата состоит из суммы трения вращающихся частей и момента, затрачиваемого на ускорение массы жидкости в трубопроводах. Для нормального пуска момент, создаваемый электродвигателем, должен быть больше суммарного момента сопротивления.

Так как насосы чаще всего пускаются в работу при закрытой задвижке, момент для ускорения жидкости в трубопроводе мы пока не будем принимать во внимание. Для построения графика $M_c = f(n)$ выберем две узловые точки:

1) начальный момент трогания с места ($n=0$);

2) момент выхода электродвигателя на номинальную частоту вращения ($n=n_{\text{ном}}$).

По опытным данным момент трогания обычно лежит вблизи значений

$$M_0 \approx 0{,}21 M_{\text{ном}},$$

где $M_{\text{ном}}$ — номинальный момент на валу электродвигателя, кг·м:

$$M_{\text{ном}} = 973{,}6 N_{\text{э.д}}/n.$$

Момент сопротивления агрегата при рабочей частоте вращения можно определить по значению мощности насоса:

$$M_{\text{р}} = 973{,}6 N/n. \qquad (6.2)$$

Из начала координат через точку $M_{\text{р}}$ строим квадратичную параболу $M \approx |n|^2$, так как составляющие момента сопротивления пропорциональны квадрату частоты вращения.

Эксперименты показывают, что в начальный момент пуска кривая момента сопротивления резко отличается от параболы. Для того чтобы получить кривую, близкую по форме к действительной, можно поступить следующим образом.

На график наносим дополнительную точку C с координатами $n_c = 0{,}3 n_{\text{ном}}$ и $M_c = 0{,}03 M_{\text{ном}}$. Точки M_0 и M_c соединяем плавной кривой, пересекающей квадратичную параболу. В месте пересечения осуществляем плавное сопряжение двух кривых аналогично изображенному на рис. 6.1,*а*. Если в составе насосного агрегата имеется гидромуфта, редуктор, то при построении кривой $M_c = f(n)$ их необходимо учесть.

Рассмотрим работу насоса с закрытым обратным клапаном, если в системе имеется статический напор $H_{\text{ст}}$. Для этого на об-

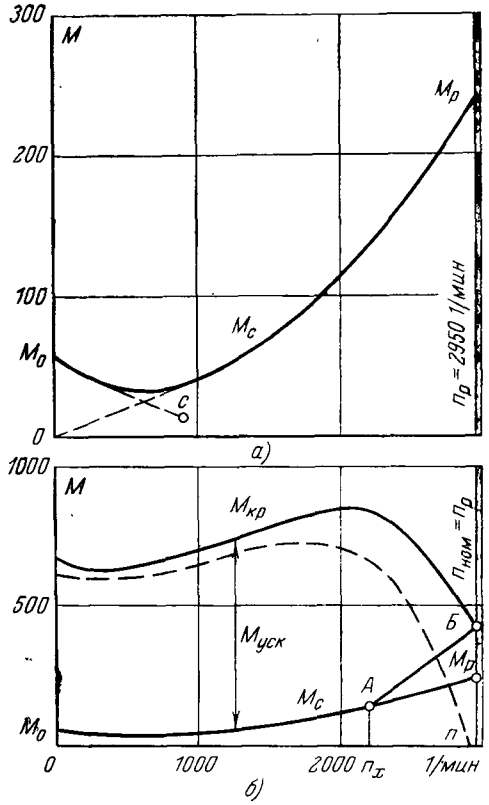


Рис. 6.1. Пусковые характеристики электродвигателя.

щий график нанесем кривую изменения крутящего момента электродвигателя $M_{кр}$ и кривую изменения момента сопротивления M_c (рис. 6.1,*б*). Открытие обратного клапана произойдет при частоте вращения насоса n_x, определяемой выражением

$$n_x = \frac{n_р}{\sqrt{H_{Q=0}/H_{ст}}}. \qquad (6.3)$$

Таким образом, от точки A начинается подача жидкости в систему. Масса жидкости в системе получает ускорение. Приближенно затраты энергии на ускорение жидкости в системе можно получить соединив прямой точки A и $Б$. Разность ординат между кривыми $M_{кр}=f(n)$ и $M_c=f(n)$ — значение ускоряющего момента ротора насоса.

Если построить график изменения ускоряющего момента $M_{уск}=f(n)$ (штриховая кривая на рис. 6.1,*б*), то можно определить время пуска насосного агрегата.

Ускоряющий момент точки, вращающейся вокруг оси, можно определить по выражению

$$M_{уск}=I\varepsilon,$$

где I — момент инерции вращающихся деталей, кгс·с²·м:

$$I=\frac{GD^2}{4g};$$

ε — угловое ускорение, 1/с²:

$$\varepsilon=\frac{\pi}{30}\frac{dn}{dt}.$$

Подставив значения величин, получим:

$$M_{уск}=\frac{GD^2}{375}\frac{dn}{dt}.$$

Проведя интегрирование, можно определить время достижения агрегатом любой частоты вращения:

$$t_i=\frac{GD^2}{375}\int_{n=0}^{n_i}\frac{dn}{M_{уск}}.$$

Численные значения t_i легко найти методами графического интегрирования. Методика определения махового момента агрегата описана в [19].

Совместное рассмотрение пусковых характеристик электродвигателя и агрегата показывает, что наиболее благоприятные условия для пуска центробежных насосов имеют место при закрытой задвижке на нагнетании или обратном клапане.

При выборе двигателя необходимо проверить, чтобы в любой точке кривая крутящего момента двигателя превышала кривую момента сопротивления насоса более чем на 0,1 в относительных единицах.

Синхронная частота вращения 1/мин двухполюсных электродвигателей определяется выражением

$$n_{син}=\frac{60f}{p}, \qquad (6.4)$$

где f — частота тока, Гц; p — число пар полюсов.

В результате скольжения действительная частота вращения ротора асинхронного двигателя n отличается от синхронной $n_{син}$. Величина скольжения определяется выражением

$$s=\frac{n_{син}-n}{n_{син}}. \qquad (6.5)$$

Частота вращения при различном числе пар полюсов и частоте тока 50 Гц приведена ниже:

p	1	2	3	4	5	6
$n_{син}$	3000	1500	1000	750	600	500
n	2950	1430	960	730	550	485

В табл. 6.1 приведены основные технические характеристики электродвигателей, применяемых для привода наиболее важных типов энергетических насосов. Приведенные в таблице значения параметров указаны для температуры окружающего воздуха от —10 до +40°С и высоты установки над уровнем моря до 1000 м. При отклонении условий эксплуатации от указанных выше необходимо внести соответствующие поправки, оговоренные в технической документации заводов — изготовителей электродвигателей. Сведения о двигателях для других типов насосов приведены в [30].

Для привода питательных электронасосных агрегатов используются асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором переменного тока при синхронной частоте вращения 3000 1/мин. За редким исключением (насосные агрегаты малой мощности) обычно применяются высоковольтные электродвигатели с напряжением 6000 В.

Для энергетических устаиовок рекомендуется применять приводные электродвигатели в закрытом исполнении. Однако в настоящее время только двигатели серии А и АЗ имеют закрытое исполнение.

В некоторых типах двигателей применена принудительная смазка опорных подшипников. Для них в табл. 6.1 указывается необходимый расход масла.

При наличии водяного охлаждения двигателя указывается необходимый расход воды. Применение морской воды для охлаждения двигателей должно быть согласовано с изготовителем. Ротор электродвигателя АВ-8000/6000 охлаждается холодным конденсатом.

Все двигатели рассчитаны на прямой пуск от сети при посадке напряжения до 0,8 номинального значения. Время разворо-

Таблица 6.1

Основные технические характеристики электродвигателей энергетических насосов

Тип насоса	Тип двигателя	Мощность, кВт	Напряжение, кВ	Ток, А	К. п. д., %	cosφ	Кратность пускового тока	Масса, кг	Расход воды, $м^3/с \cdot 10^{-3}$	Расход масла, $м^3/с \cdot 10^{-3}$	Частота вращения, 1/мин
Питательные насосы ТЭС											
ПЭ-65-42-2	4А280М0-2	132	0,38	206,4	91,5	0,89	7,0	827	—	—	3000*
ПЭ-65-56-2	4А315М-2	200	0,38	312	92,5	0,9	7,0	1210	—	—	2970
СПЭ-65-56-2	4А315М-2	200	0,38	312	92,5	0,9	7,0	1210	—	—	2970
ПЭ-250-180-2	2АЗМ-2000/6000	2000	6	219,2	96,5	0,91	4,8	8070	4,17	0,27	2975
ПЭ-100-56	А-113-2М	320	6	37,1	92,1	0,9	6,5	1780	—	—	2970
ПЭ-150-56	2АЗМ1-5000/6000	500	6	54,8	95,5	0,92	6,0	2390	1,81	—	2980
ПЭ-380-180-2	2АЗМ-3200/6000	3200	6	348,0	96,6	0,91	6,3	12 150	5,56	0,60	2985
ПЭ-380-200-2	2АЗМ-3200/6000	3200	6	348,0	96,6	0,91	6,3	12 150	5,56	0,60	2985
ПЭ-500-180-3	2АЗМ-4000/6000	4000	6	431,0	96,9	0,92	6,3	13 200	6,95	0,60	2985
ПЭ-500-180-4	2АЗМ-4000/6000	4000	6	431,0	96,9	0,92	6,3	13 200	6,95	0,60	2985
ПЭ-580-185-2 без гидромуфты	2АЗМ-4000/6000	4000	6	431,0	96,9	0,92	6,3	13 200	6,95	0,60	2985
ПЭ-580-185-2 с гидромуфтой	2АЗМ-5000/6000	5000	6	535,0	97,3	0,92	6,5	14 700	8,34	0,60	2985
ПЭ-580-200-2	2АЗМ-5000/6000	5000	6	535,0	97,3	0,92	6,5	14 700	8,34	0,60	2985
ПЭ-720-185-2	2АЗМ-5000/6000	5000	6	535,0	97,3	0,92	6,5	14 700	8,34	0,60	2985
ПЭ-780-185	2АЗМ-6300/6000	6300	6	—	—	—	—	—	—	—	—
ПЭ-900-185	2АЗМ-6300/6000	6300	6	—	—	—	—	—	4,17	—	—
ПЭ-600-300	АВ8000/6000	8000	6	875	96,7	0,91	5,4	21 200	статор 11,1	0,60	2960
ПД-650-160	2АЗМ-1500/6000	500	6	54,8	95,5	0,92	6,0	2390	ротор 1,81	—	2980
Конденсатные насосы ТЭС											
Кс-50-55	4А160М-4	18,5	0,38	28,6	89,5	0,88	7	160	—	—	1500*
Кс-50-110	4А180М-4	30	0,38	46,6	91,0	0,89	7	195	—	—	1500*
Кс-32-150	4А180*S*-2	22	0,38	32,5	88,5	0,91	7,5	165	—	—	3000*
Кс-80-155	4А250*S*-2	75	0,38	116,0	91,0	0,89	7,5	470	—	—	3000*
Кс-125-55	4А200*L*-4	45	0,38	70,0	92,0	0,90	7	310	—	—	1500*
Кс-125-55	4А180*S*-4	22	0,38	33,5	90,0	0,90	7	175	—	—	1500*
Кс-125-140	4А280*S*-4	110	0,38	171	92,5	0,90	7	770	—	—	1500*
Кс-125-140	4А225М-4	55	0,38	86	92,5	0,90	7	355	—	—	1500
КсД-230-115/3	АО3-400М-6	200	6	20	93,2	0,85	5,85	2140	—	—	990
КсД-230-115/3	4А355*S*-6	160	0,38	252	93,5	0,90	7	1345	—	—	1000*
КсД-230-115/3	4А280М-6	75	0,38	125	93,5	0,85	6,5	810	—	—	750*

Продолжение табл. 6.1

Тип насоса	Тип двигателя	Мощность, кВт	Напряжение, кВ	Ток, А	К. п. д., %	cosφ	Кратность пускового тока	Масса, кг	Расход воды, $м^3/с \cdot 10^{-3}$	Расход масла, $м^3/с \cdot 10^{-3}$	Частота вращения, 1/мин
КсВ-500-85	АО3355М-6, М302	200	0,38	317,7	94,0	0,90	7	1515	—	—	1000*
КсВ-200-220	АО3-400М-4, М302	250	6	28,7	93,0	0,90	7	2200	—	—	1485
КсВ-320-160	АО3-400М-4, М302	250	6	28,7	93,0	0,90	7	2200	—	—	1485
КсВ-500-150	АОВ-73/315-4, М302	315	6	37	93,5	0,87	7	2600	—	—	1500*
КсВ-1000-95	АВ-400-1000	400	6	47,1	94,0	0,87	4,7	3560	1,4	—	1000*
КсВ-500-220	АОВ2-14-41-4	500	6	57,5	93,5	0,90	6,5	3800	—	—	1500*
ЦН-1000-220-2	3АЗМ1-800/6000	800	6	89,5	95,7	0,90	5,2	3470	1,95	—	2970
КсВ-1600-90	АВ630-1000	630	6	73	94,0	0,88	4,9	4305	1,66	—	1000*
ЦН-1600-220-2	2АЗМ-1250/6000	1250	6	139,5	96,3	0,89	5,5	5540	2,78	0,27	2980
Кс-12-50/2	4А100*L*-2	5,5	0,38	8	87,5	0,91	7,5	42	—	—	3000*
Кс-12-110/4	4А132М-2	11	0,38	21	88	0,9	7,5	92	—	—	2900
Кс-20-50/2	4А112М-2	7,5	0,38	11,2	87,5	0,89	7,5	56	—	—	3000*
Кс-20-110/2	4А160М-2	18,5	0,38	27,1	88,5	0,92	7,5	145	—	—	3000*
				Сетевые насосы							
СЭ-1250-45	АО3-400*S*-4	200	6	19,8	92,6	0,90	5,7	1870	—	—	1485
СЭ-1250-70	АО3-400*L*-4	315	6	—	93	0,90	5,7	2000	—	—	1500*
СЭ-800-100	АО3-400*L*-4	315	6	—	—	—	—	1816	—	—	1500*
СЭ-2500-60	АО3-12-41-4	500	6	57,5	93,5	0,89	5,7	2730	—	—	1500*
СЭ-1250-140	А-12-52-4	630	6	73	94,5	0,89	5,7	3060	—	—	1500*
СЭ-1250-180	2АЗМ-1600/6000	1600	6	177	96,5	0,90	5,5	6000	3,84	0,27	2980
СЭ-5000-160	2АЗМ-3200/6000	3200	6	348	96,7	0,91	6,3	12 150	5,56	0,60	2985
СЭ-5000-70	ДА302-16-59-4	1250	6	148,5	94,0	0,85	7,1	10 500	—	—	1492

Продолжение табл. 6.1

Тип насоса	Тип двигателя	Мощность, кВт	Напряжение, кВ	Ток, А	К. п. д., %	cosφ	Кратность пускового тока	Масса, кг	Расход воды, $м^3/с \cdot 10^{-3}$	Расход масла, $м^3/с \cdot 10^{-3}$	Частота, вращения 1/мин
Насосы для атомной энергетики											
ЦН-150-110	2АЗМ1-800/6000	800	6	89,5	95,7	0,90	5,2	3470	1,95	—	2970
ДХ-750-240	2АЗМ1-800/6000	800	6	89,5	95,7	0,90	5,2	3470	1,95	—	2970
ДХ-700-115	2АЗМ1-500/6000	500	6	54,8	95,5	0,92	6,0	2390	1,81	—	2980
ЦН-60-180	2АЗМ1-800/6000	800	6	89,5	95,7	0,92	5,2	3470	1,96	—	2970
ЦН-50-135	2АЗМ1-500/6000	500	6	54,8	95,5	0,92	6,0	2390	1,81	—	2980
СПЭ-1650-75	2АЗМ-5000/6000	5000	6	536	97,3	0,92	6,5	14 700	8,34	0,6	2985
ПЭ-850-65	2АЗМ-2500/6000	2500	6	270	97,0	0,93	5,3	9030	4,73	0,27	2975
ЦНР-500-115	2АЗМ1-500/6000	500	6	54,8	95,5	0,92	6,0	2390	1,81	—	2980
ПЭ-250-75	2АЗМ1-800/6000	800	6	89,7	95,7	0,90	5,2	3470	1,95	—	2970
ПЭ-150-85	2АЗМ1-630/6000	630	6	70,5	95,4	0,90	5,2	3170	1,81	—	2970
КсВ-360-160	АОВ-74/315-4, М302	315	6	37	93,5	0,87	7,0	2600	—	—	1500*
КсВ-1000-220	АВК-1000/1500, М302	1000	6	115	95,0	0,88	6,5	4770	2,08	—	1500*
КсВ-630-125	АОВ2-14-41-4, М302	500	6	57,5	93,5	0,90	6,5	3800	—	—	1500*
МКВ-600-40	4А280S-4, М302	110	0,38	171,0	92,5	0,90	7,0	770	—	—	1500*
МВ-50-240	4А280S-4, М302	110	0,38	171,0	92,5	0,90	7,0	770	—	—	1500*
КсВ-1500-120	АВ15-36-8М, М302	1000	6	116	94,0	0,88	5,0	7800	2,67	—	975
КсВ-500-22-2	АОВ2-14-41-4, М302	500	6	57,5	93,5	0,90	6,5	3800	—	—	1500*
ЦН-65-130	2АЗМ1-500/6000	500	6	54,8	95,5	0,92	6,0	2390	1,81	—	2980
ГЦН-20000-100	АВС-8000-1500	8000	6	1170	94,0	0,7	3,0	47 230	15,0	—	1480
ГЦН-195	ВАЗ-215/109-6А	8000	6	—	—	—	—	43 000	—	—	3000*
ГЦН-6500	АВ-2000-1500	2000	6	222	96,2	0,9	7,4	—	3,0	—	1500*

*Синхронная частота.

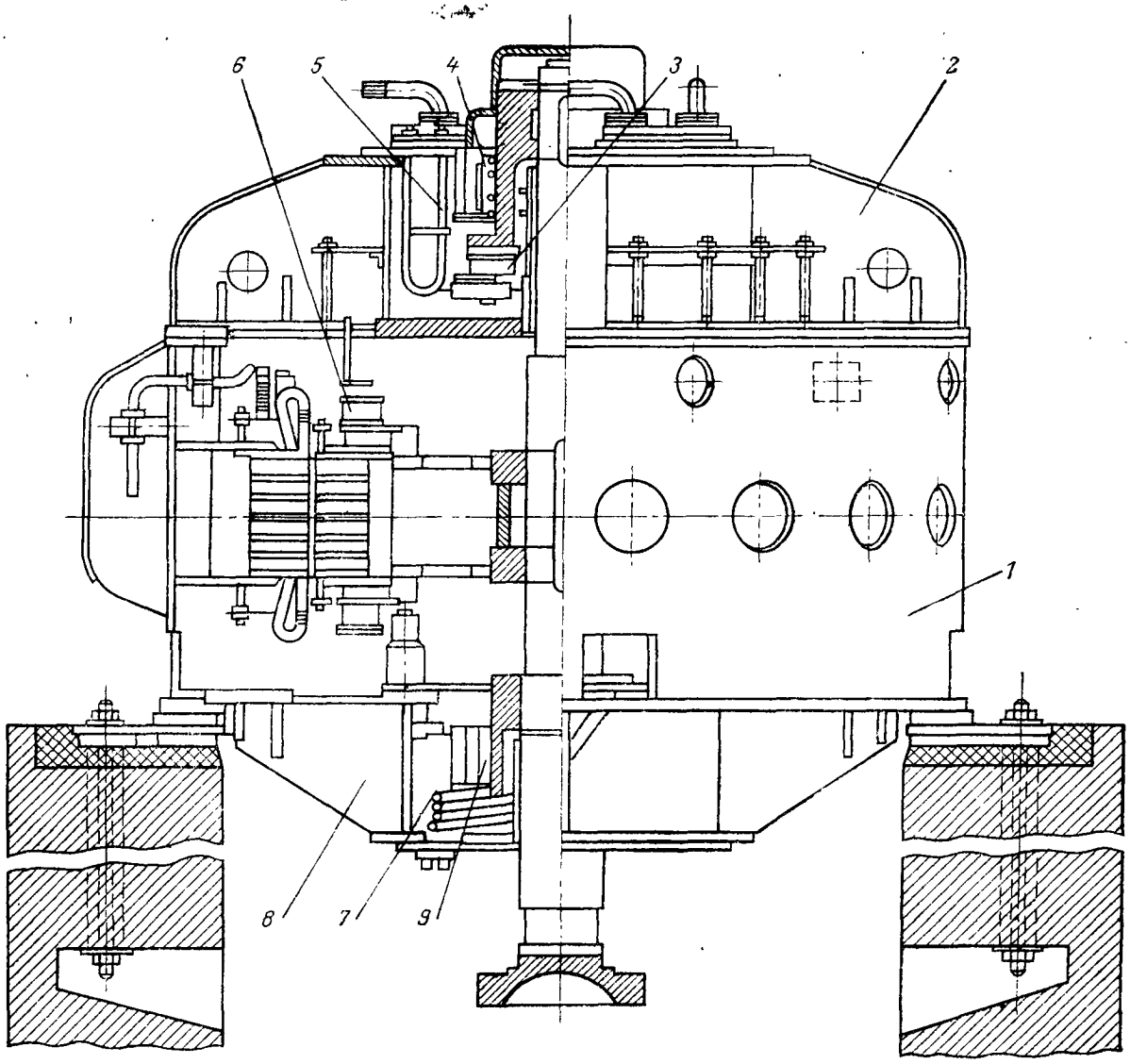


Рис. 6.2. Электродвигатель типа АВ.

та двигателя не должно превышать значения, оговоренного в технической документации на двигатель. Как правило, допускается два пуска из холодного состояния и один пуск из горячего состояния.

Кроме серийных для привода энергетических насосов используются и специальные электродвигатели, в первую очередь — вертикальные.

Так, например, двигатели для ГЦН имеют утяжеленный ротор для увеличения времени выбега агрегата при внезапном сбросе напряжения, но поскольку это приводит к увеличению начального момента сопротивления, то в конструкции двигателя предусмотрена специальная электромагнитная муфта для разгрузки упорного подшипника в момент разворота агрегата.

Двигатели рассчитаны для работы при повышенной температуре и влажности окружающей среды. Исполнение — закрытое, с замкнутым циклом вентиляции и водяным охлаждением ротора. Двигатель допускает внешнее орошение и дезактивацию специальными растворами.

Приводом вертикальных крупных осевых и центробежных насосов служат вертикальные подвесные асинхронные электродвигатели с самовентиляцией (рис. 6.2).

Статор двигателя *1* снизу и сверху закрывается крышками с крестовинами *8, 2*.

В верхней крестовине располагается упорный *3* и опорный *4* подшипники с масляной ванной и маслоохладителем *5*.

В нижней крестовине выполнен нижний направляющий подшипник *9* с масляной ванной и холодильником *7*.

Подпятник воспринимает вес ротора агрегата и осевое усилие, действующее на рабочее колесо.

Опорные (направляющие) подшипники выполнены разъемными. Вкладыши опорных и упорного подшипников заполнены баббитом.

Таблица 6.2

Основные параметры приводных турбин питательных насосов

Тип насоса	Начальные параметры пара		Давление за турбиной (абсолютное), МПа (кгс/см²)	Расход пара, т/ч
	Давление (абсолютное), МПа (кгс/см²)	Температура, К(°С)		
ПТН-30-54-35	3,4 (35)	708 (435)	0,12—0,25 (1,2—2,5)	До 1,5
ПТН-70-60-35	3,4 (35)	708 (435)	0,12—0,25 (1,2—2,5)	3,15—3,60
ПТН-60-27-15	1,45 (15)	623 (350)	0,12—0,25 (1,2—2,5)	1,60—1,70
ПТН-115-60-35	3,4 (35)	708 (435)	0,12—0,25 (1,2—2,5)	3,85—4,40
ПТН-270-140-90	8,8 (90)	773—800 (500—535)	0,59—0,78 (6,0—8,0)	14—18
ПТН-500-186-130	12,7 (130)	838 (565)	0,12—0,25 (1,2—2,5)	18—20
ПТН-1150-340-15	1,45 (15)	723 (450)	0,23 (2,3)	~114

Примечания: 1. Меньшие значения расхода пара соответствуют меньшему значению давления за турбиной.
2. Расход пара дан с учетом всех потерь в агрегате.

Ротор электродвигателя глухой муфтой соединен с валом насоса.

Синхронные электродвигатели нашли ограниченное применение для привода энергетических насосов. Они применяются при мощностях более 1000 кВт.

Электродвигатели постоянного тока используются главным образом для резервных и аварийных насосов различных технологических систем электростанций.

При мощности насоса более 8000 кВт для привода обычно используется вспомогательная паровая турбина конденсационного типа. Привод главных питательных насосов от вала основной турбины в отечественной практике практически не применяется.

Турбопривод имеет ряд преимуществ по сравнению с электроприводом:

более высокий к. п. д. агрегата;

возможность простого регулирования режима работы насоса изменением частоты вращения;

отсутствие необходимости первоначального завышения параметров насоса для компенсации последующего износа проточной части;

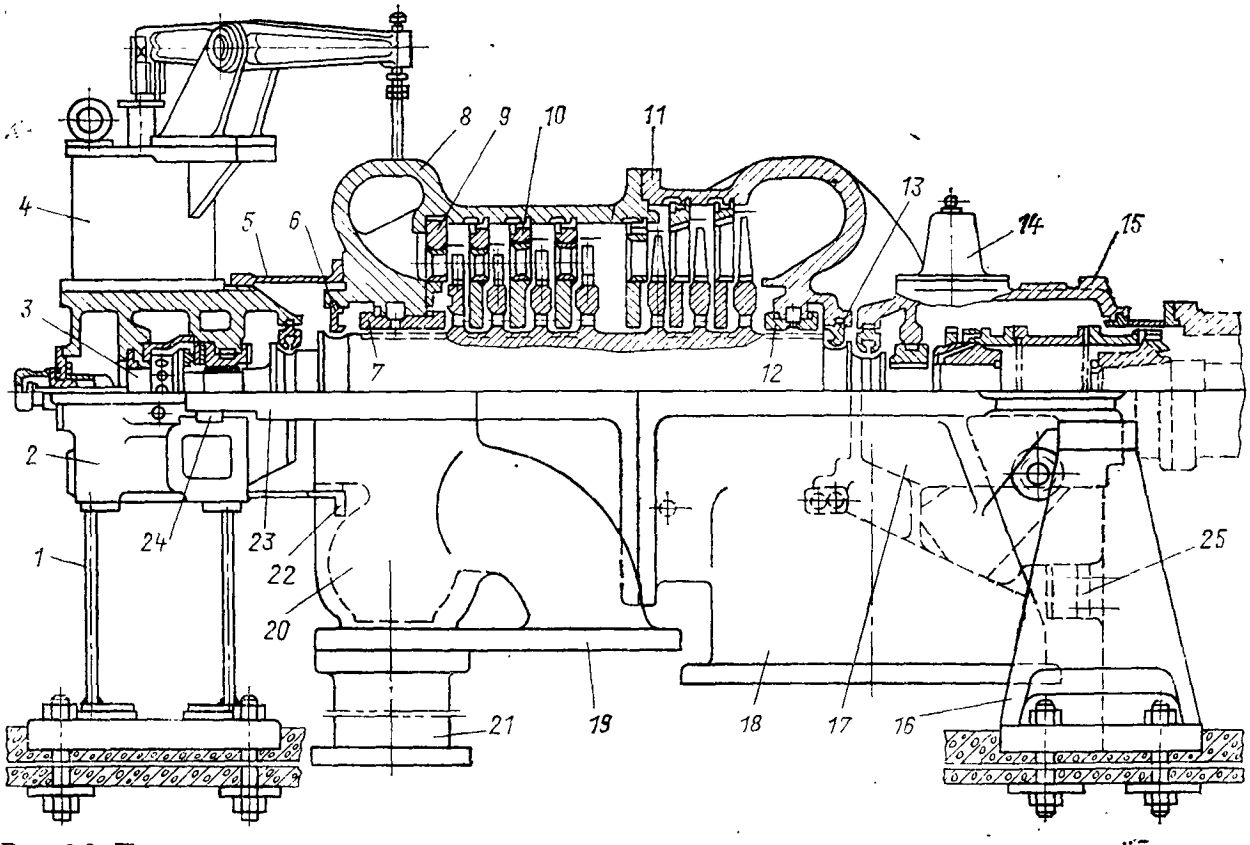


Рис. 6.3. Приводная турбина типа ОР-12П.

повышение экономичности блока при правильном включении приводной турбины в тепловую схему установки.

Основные параметры приводных паровых турбин насосных агрегатов Ленинградского объединения «Пролетарский завод» приведены в табл. 6.2.

Приводные турбины — одноцилиндровые, конденсационные. Они могут работать при переменных начальных и конечных параметрах пара, изменяя при этом частоту вращения и мощность.

Турбины типа ОК-18ПУ для питательных насосов турбин К-500 и К-800 имеют два приводных конца вала: к одному подсоединяется главный, а ко второму — предвключенный насосы.

Турбины снабжены системами регулирования, защиты, валоповоротным устройством.

В качестве примера на рис. 6.3 показана конструкция приводной турбины ОР-12П для привода питательного насоса ПТН-1150-340 [23].

Семиступенчатая турбина активного типа питается паром через патрубок *19* и два дроссельных клапана *20*. Опорными лапами *23* цилиндр опирается на корпус переднего подшипника *2*, который установлен на гибкой опоре *1*. Выхлопной патрубок *18* лапами опирается на фундаментную плиту *16*. Цилиндр турбины связан с передним подшипником проставками *5* и *22*.

На крышке корпуса подшипника размещается блок регулирования *4*. В корпусе опорно-упорного подшипника смонтированы масляный насос и регулятор безопасности.

На крышке *15* корпуса заднего подшипника *17* установлено валоповоротное устройство *14*.

Для направленного теплового расширения турбины предусмотрены поперечные штифты *24* и вертикальная шпонка *25*. Свобода теплового расширения турбины обеспечивается гибкой опорой *1*.

Сварно-литой цилиндр турбины состоит из двух частей: передней *8* и выхлопной *11*. Цилиндр имеет осевой разъем в горизонтальной плоскости по оси ротора турбины. Кроме дроссельных к нижней части турбины приварены корпуса байпасных клапанов *21* парораспределения. В цилиндре устанавливаются сопла *9* и диафрагмы *10*.

Уплотнениями цельнокованого ротора *3* служат лабиринтные уплотнения *7*, *12*, передний *6* и задний *13* пароотборники. Для соединения с насосным агрегатом на конце вала со стороны выхлопной части турбины предусмотрена зубчатая муфта, заключенная в защитный корпус.

6.2. ГИДРОМУФТЫ И РЕДУКТОРЫ

Гидромуфты, находящиеся в составе питательных насосных агрегатов, предназначены для бесступенчатого регулирования режима работы путем изменения частоты вращения насоса при неизменной частоте вращения приводного электродвигателя. Частота вращения вторичного вала гидромуфты изменяется в зависимости от степени наполнения, которая регулируется черпа-

Таблица 6.3

Основные технические характеристики гидромуфт питательных насосов ТЭС

Параметры	Тип муфты			
	МГ-580-2 (МГ-590-2)	МГ-2-600 (МГ-5000)	МГ-2-650 (МГ-7000)	ЛМЗ-8000
Номинальная передаваемая мощность, кВт	2000	5000	7000	8000
Синхронная частота вращения ведущего вала, 1/мин	3000			
Скольжение при номинальной передаваемой мощности, %	2	3	3	2,5
Автоматическая глубина регулирования по скольжению, %	3—20			
Работа вручную	—	3—80	3—80	—
Активный диаметр рабочей полости, мм	580	600	650	660
Рабочая жидкость	Масло турбинное Т22			
Расход масла, м³/ч	25	42	70	70
Масса гидромуфты, кг	1500	2290	2530	2100

Примечания: 1. Условное обозначение: МГ—муфта гидродинамическая (гидромуфта); 2—двухполостная; цифра—активный диаметр рабочей полости, мм.

2. В скобках приведено обозначение, применяемое до модернизации гидромуфт.

тельно-золотниковым устройством или жиклерной системой. Степень изменения частоты вращения называется скольжением гидромуфты:

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100 = (1 - i) \cdot 100, \qquad (6.6)$$

где n_1 — частота вращения первичного вала гидромуфты (приводного двигателя); n_2 — частота вращения вторичного вала гидромуфты (приводимого агрегата); i — передаточное отношение гидромуфты: $i = n_1/n_2$; s — скольжение, %.

Величины s и i характеризуют глубину регулирования и относятся к режимным характеристикам гидромуфты.

Применение гидромуфт дает возможность повысить экономичность работы насосного агрегата при частичных нагрузках, увеличивает долговечность работы насоса и арматуры, а также позволяет привести в соответствие напорные характеристики параллельно работающих насосных агрегатов.

Для насосных агрегатов ТЭС применяются серийные гидромуфты, технические характеристики которых приведены в табл. 6.3. Гидромуфты типов МГ могут выпускаться с вращением по часовой стрелке или против, если смотреть со стороны электродвигателя. Последние обозначаются МГЛ. Рабочей жидкостью гидромуфты является масло турбинное марки Т22. Применение масел, склонных к шламообразованию и окислению, не допускается. В масло рекомендуется добавлять присадки против пенообразования и окисления.

При номинальной частоте вращения насоса 2900 1/мин гидромуфта устанавливается между двигателем и насосом. В высокооборотных насосных агрегатах ($n > 3000$ 1/мин) гидромуфта устанавливается между электродвигателем и передачей, повышающей частоту вращения (мультипликатором).

Конструктивная схема гидромуфт питательных насосов разных типов имеет много общих решений.

Рассмотрим наиболее часто встречающуюся конструкцию гидромуфты типа МГ2 (рис. 6.4 и 6.5).

В состав гидромуфты входит: собственно муфта, рычажно-кулачковая передача и исполнительный механизм типа МЭОБ-63/100-2. Два типоразмера гидромуфт отличаются габаритным размером и диаметром рабочих колес.

Гидромуфта типа МГ2 (рис. 6.6) — двухполостная с черпательно-золотниковым устройством для регулирования.

Базовая деталь гидромуфты — литой, чугунный корпус (картер) *1* с крышкой *3*. В расточках корпуса устанавливаются корпус черпательного устройства и подшипники. К корпусу подсоединяются золотник, маслопроводы, термометры сопротивления. В корпусе установлен перфорированный экран для изоляции вращающегося ротора

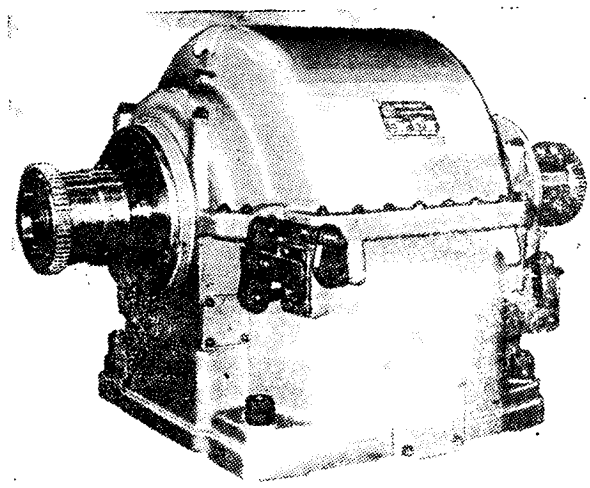


Рис. 6.4. Общий вид гидромуфты типа МГ.

от брызг и уменьшения вентиляционных потерь. В корпусе отлиты четыре опорные лапы для крепления к фундаментной плите.

С помощью шпилек крышка крепится к корпусу. По плоскости разъема предусмотрена паронитовая прокладка. В крышке выполнен люк со съемной крышкой, через который производится замена плавких предохранителей ротора без разборки корпуса гидромуфты *2*. На крышке отлиты крюки для транспортирования гидромуфты.

Вал электродвигателя посредством зубчатой муфты соединяется с насосным валом гидромуфты, а вал насоса или редуктора — с турбинным валом *9* гидромуфты. Насосный полуротор *5* и турбинное колесо *6* гидромуфты изготовляются из стальных поковок с приваренными плоскими радиальными лопастями. Насосный ротор на подшипниках скольжения с осевым упором цапфы *8* устанавливается в корпус. Турбинный ротор со своими опорами имеет подшипники качения — левый роликовый, а правый — двойной радиально-упорный, для восприятия осевых усилий, действующих на ротор при пусках и переменных режимах работы агрегата. Смазка подшипников качения осуществляется жидким маслом, поступающим от подшипников скольжения по специальным сверлениям.

Насосный ротор состоит из двух полуроторов: левого и правого. Левый полуротор *5* крепится болтами с пружинными шайбами к фланцу насосного вала, правый *7* — к цапфе *8*. Между собой полуроторы соединены цилиндрическим корпусом ротора *4*. К корпусу ротора крепится крышка *10* камеры черпательного устройства.

Турбинный ротор состоит из симметричного колеса, насаженного на вал, и деталей крепления. В ступице турбинного колеса выполнены разгрузочные отверстия

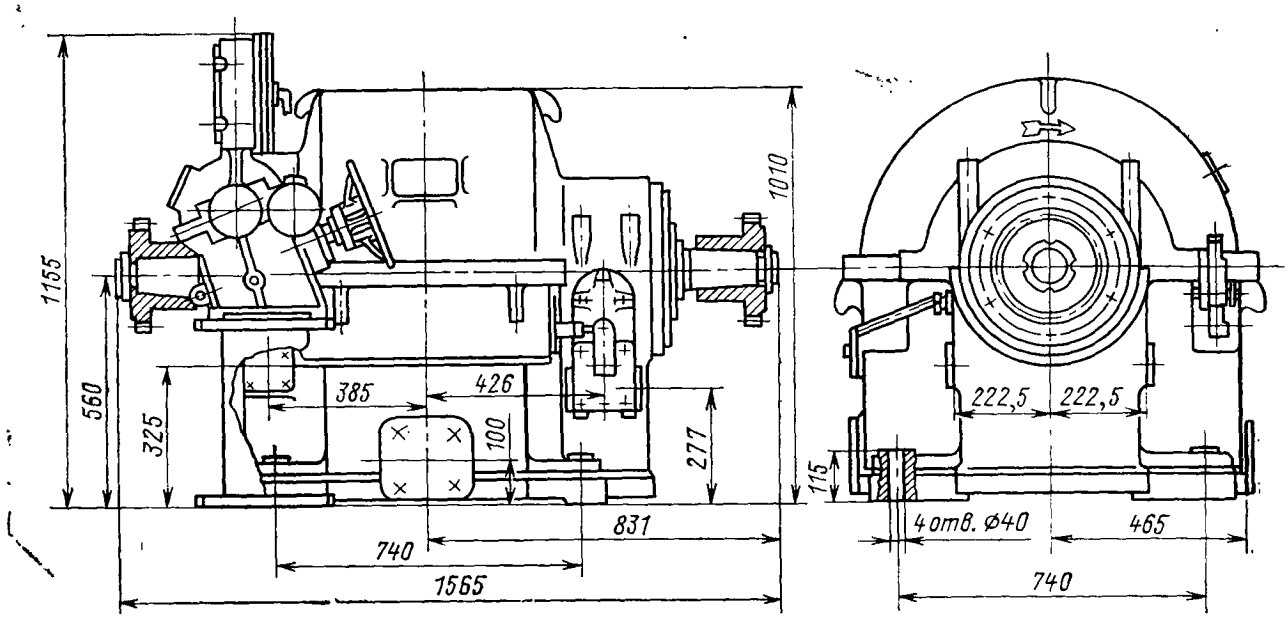


Рис. 6.5. Установочный чертеж гидромуфты типа МГ.

для выравнивания давления в обеих рабочих полостях гидромуфты.

Двухполостный круг циркуляции гидромуфты через золотники и корпус подшипника заполняется маслом от маслосистемы. Регулирование частоты вращения турбинного ротора гидромуфты осуществляется изменением значения заполнения круга циркуляции, который через отверстия соединяется с дополнительным объемом, где формируется масляное кольцо. Изменение наполнения гидромуфты достигается черпательным устройством.

Схема системы регулирования гидромуфты приведена на рис. 6.7. Регулирование производится путем воздействия вала исполнительного механизма через кулачок *1* и рычаг *7* на зубчатый сектор *5*, находящийся в зацеплении с зубчатой рейкой черпака *4*. Черпак движется поступательно в направляющей втулке. Положение черпака определяет уровень масла в черпательной камере, а следовательно, и в полости гидромуфты, обусловливая тем самым определенное скольжение. Предельное положение черпака фиксируется стопором *3*. На корпусе гидромуфты имеется указатель положения черпака. Рабочий диапазон перемещений черпака для гидромуфты МГ2 составляет около 130 мм, диапазон шкалы 150 мм.

Закрепленный на корпусе *12* золотник *11* может разделить масло на два потока: в полость гидромуфты и сброс в маслобак. Масло подводится в центр золотника, а отводится через регулирующие окна в верхней и нижней части *10*. Вращение на золотник передается от валика зубчатого сектора через кулачок *2*, двухплечий рычаг *6*, тягу *15* и рычаг *13*, установленный на валике золотника. Продольная тяга имеет пружину *14*, которая обеспечивает обратное движение золотника. Кулачок *2* спрофилирован таким образом, чтобы обеспечить максимальную подачу масла в гидромуфту при режиме наибольшего в ней тепловыделения. Золотник предохраняет гидромуфту от переполнения, а черпаковую трубу — от чрезмерной перегрузки.

Постоянный контакт рычага *6* с кулачком *2* осуществляется за счет противовеса *8*. Вал исполнительного механизма имеет подшипниковую опору *9*.

Для предотвращения перегрева масла в круге циркуляции на роторе предусмотрены две заглушки с отверстиями, заполненными легкоплавким металлом (сплав 40% висмута и 60% олова). При температуре около 413 К металл выплавляется и гидромуфта опорожняется.

Принципиальная конструктивная схема гидромуфты на 8000 кВт ЛМЗ аналогична гидромуфтам типа МГ. Отличие заключается в том, что насосный и турбинный роторы имеют самостоятельные упорно-опорные подшипники скольжения. Для регулирования применяется не черпательное устройство, а система жиклерного регулирования. В корпусе насосного ротора устанавливается шесть жиклеров, через которые происходит слив масла из гидромуфты в количестве, обеспечивающем температуру на сливе не более 348 К. Замена жиклеров может производиться без разборки ротора. Работа гидромуфты регулируется количеством подводимого масла, которое изменяется с помощью регулирующего устройства, закрепленного на корпусе гидромуфты. Регулирующее устройство представляет собой клапан, управляемый с помощью

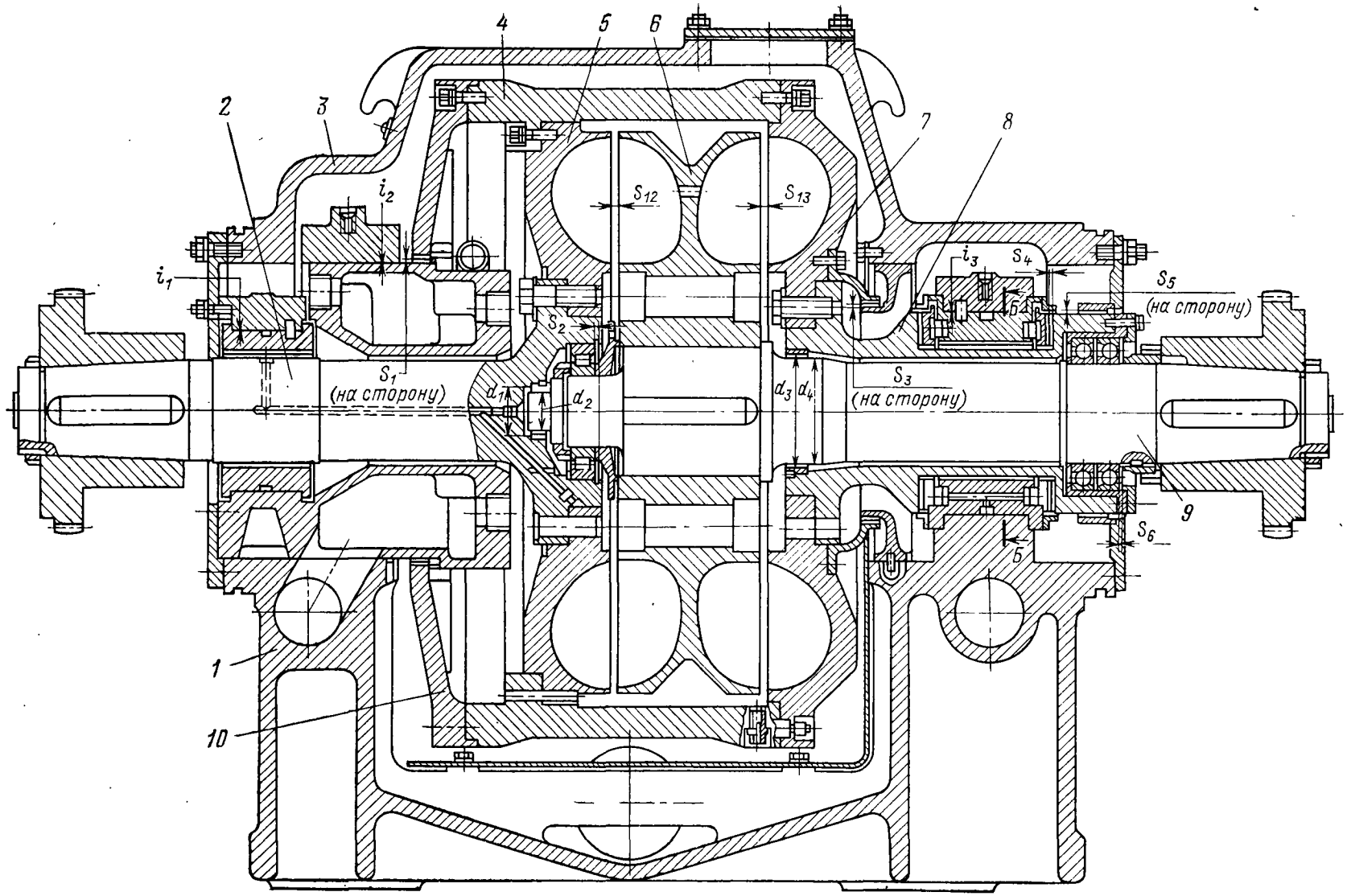


Рис. 6.6. Разрез гидромуфты типа МГ2.

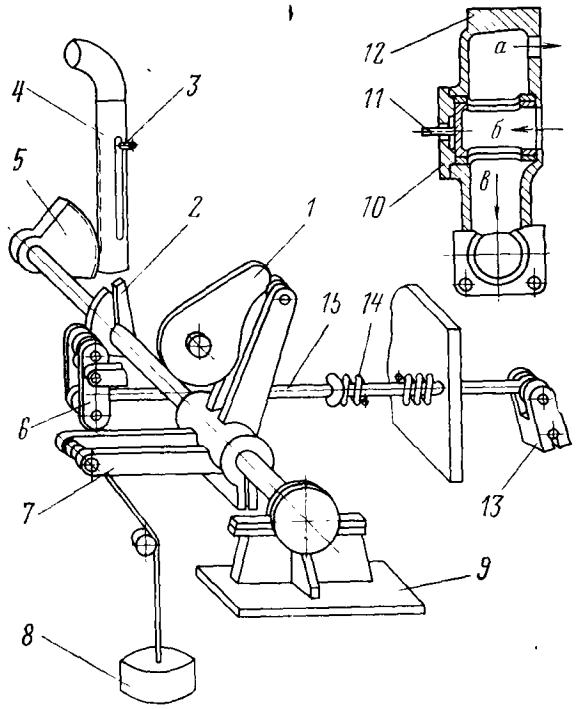


Рис. 6.7. Система регулирования гидромуфты.

а — подвод масла в ротор; *б* — подвод масла к золотнику; *в* — слив масла из золотника.

колонки дистанционного управления. Для стабилизации давления перед регулирующим устройством служит специальный редукционный клапан, поддерживающий постоянным давление масла около 0,1 МПа.

Насосный ротор гидромуфты связан с электродвигателем полужесткой муфтой. Более подробное описание этой гидромуфты приведено в [23], а в книге А. Н. Туркина [31] дано подробное описание конструкции

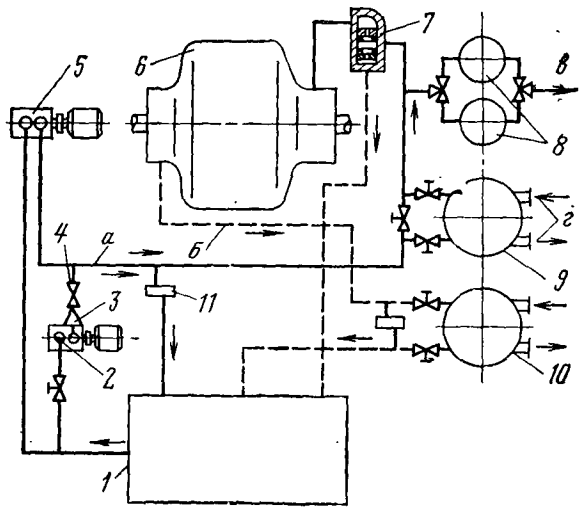


Рис. 6.8. Схема маслоустановки питательного электронасосного агрегата с гидромуфтой.

гидромуфт, принципа их действия, других типов отечественного и зарубежного производства.

Для пускорезервных питательных насосов блоков 300 МВт применяются одноступенчатые повысительные передачи с передаточным отношением 2,2. Они выпускаются в двух модификациях с зацеплением Новикова и нормальным зацеплением с модулем $m=4$. Шевроиная зубчатая пара установлена в подшипниках скольжения с принудительной смазкой. Подшипники располагаются в чугунном корпусе редуктора, который имеет осевой разъем в горизонтальиой плоскости. В крышке корпуса имеется люк для осмотра зубчатой пары.

Шестерня выполнена как одно целое с валом из стали 40Х. Зубчатое колесо — бандажированное: на вал стали 45 насажена ступица и обод зубчатого колеса из стали 40Х. Редуктор имеет торсионный вал для соединения с насосом.

Принципиальным отличием редуктора производства ЛМЗ является наличие двух цельнокованых шестерен с шевроиным зацеплением [23].

В составе высокооборотных насосных агрегатов ЦН-60-180 подпитки контура АЭС применяются однополостные гидромуфты типа МГ-М-500, скомпоноваиные в одном корпусе с одноступенчатым зубчатым повысительным редуктором с шевронным зацеплением Новикова.

6.3. МАСЛОУСТАНОВКИ АГРЕГАТОВ

По условиям компоновки оборудования крупные питательные электронасосные агрегаты снабжаются индивидуальной маслоустановкой, которая служит для обеспечения смазки подшипников, зубчатых муфт, наполнения гидромуфты.

Для пеногашения и уменьшения образования эмульсий в масло турбинное Т22 рекомендуется применять антипенную присадку ПМС-200А в концентрации 0,001—0,003% и деэмульсирующую присадку «диспроксамин 157» с массовым содержанием 0,01%.

Принципиальная схема маслоустановки для большинства типов насосных агрегатов с гидромуфтой одинакова; различие может быть лишь в количестве единиц и типе комплектующего оборудования. Схема работы маслосистемы гидромуфты приведена на рис. 6.8. Масло из бака *1* рабочим маслонасосом *5* по напорной линии *а* через маслоохладитель *9* подается к золотнику *7*. В золотнике масло разделяется на два потока: необходимое количество подается в гидромуфту, а остаток сливается в маслобак. После гидромуфты *6* масло через маслоохладитель *10* сливается в бак по трубе *б*.

Масло для смазки подшипников в агрегате отбирается от напорной линии и через фильтр *8* подается к точкам смазки по тру-

бе *в*. На напорной магистрали предусмотрена байпасная линия со сливным клапаном *11*. Сливой клапан предусмотрен также на линии отвода масла от черпательного устройства *б* перед маслоохладителем *10*.

Резервный маслонасос *2* на напорной линии имеет обратиый клапан *3* и задвижку *4*.

Температура масла регулируется количеством воды *г*, подаваемой на маслоохладители.

Перед пуском насосного агрегата включаются резервные маслонасосы ЭВН-25, которые заполняют маслом и создают необходимое давление в маслосистеме, после чего дается разрешение на пуск основного электродвигателя. Давление масла на входе в подшипники не должно превышать 0,1 МПа. Для регулирования количества масла на подводах к точкам потребления устанавливаются дроссельные шайбы. Диаметр отверстия в шайбе определяется опытным путем при пробных пусках агрегата.

Отработанное масло самотеком возвращается в бак. При повышении давления масла до 0,13—0,15 МПа в напорной магистрали срабатывает сливной клапан и масло по байпасному трубопроводу сбрасывается в бак. Уровень масла в баке контролируется поплавковым указателем. Для слива отстоя масла и выпуска воды в нижней части бака имеется вентиль.

Благодаря расположению в подвальном помещении маслонасосы постоянно заполнены маслом и готовы к запуску. Для обеспечения смазки подшипников при внезапном отключении основного двигателя и маслонасосов в схеме предусмотрен аварийный бачок. Бачок вместимостью 0,15 м³ приподнят над осью насоса на высоту 2 м. Вместимость бачка рассчитана на обеспечение смазки подшипников в течение времени выбега агрегата.

В качестве рабочих и резервных обычно используются трехвинтовые маслонасосы.

Винтовой насос типа ВН-25 (рис. 6.9)— трехвинтовой, горизонтального типа. Направление вращения ведущего винта насоса может быть по часовой стрелке (тип ВН) или против (тип ВНЛ), если смотреть со стороны привода. Насос с помощью лап может быть установлен на общую фундаментиую плиту с электродвигателем или крепиться фланцем к приводу. Соединение вала насоса с приводом осуществляется упругой муфтой.

Ведущий *1* и два ведомых *2* стальных винта заключены в бронзовую обойму *3*, установленную в корпусе. Жидкость из входного патрубка *6*, проходя через полости между винтами и корпусом, подается в напориый патрубок *5*. Осевое усилие, действующее на винты, уравновешивается разгрузочными поршнями *4*.

Опорами винтов служат подшипники скольжения из латуни, которые смазываются перекачиваемой жидкостью. Концевое уплотнение вала — торцового типа.

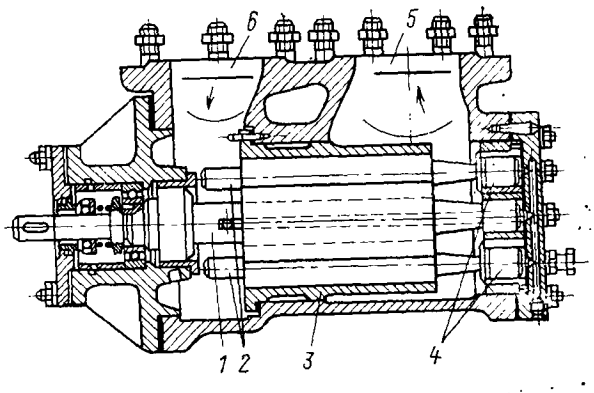


Рис. 6.9. Винтовой маслонасос ВН-25.

В качестве масляных применяются также вихревые и шестеренные насосы.

Сдвоенный масляный фильтр дает возможность производить чистку одного из фильтров во время работы насосного агрегата. Переключение фильтров производится трехходовыми кранами. Степень загрязнения фильтра контролируется по перепаду давления в фильтре, показываемому дифференциальным манометром; фильтрующие патроны, состоящие из крупных сеток, набранных в столбик, помещаются в вертикально расположенных корпусах [11].

Маслоустановка агрегата с гидромуфтой комплектуется маслоохладителями типа МО-25×4. Маслоохладитель вертикальный, кожухотрубный, четырехходовой по воде [12].

Маслоустановка питательного электронасоса с непосредственным соединением с электродвигателем (без гидромуфты) существенно упрощается за счет уменьшения размеров и количества комплектующего оборудования. Вихревой рабочий маслонасос НМ-32 крепится на валу приводного электродвигателя. Пускорезервный электронасос ЭНМ-32 (или РЗ-7,5) устанавливается в подвальном помещении. Необходимость установки аварийного бачка отпадает, так как при выбеге агрегата масло на подшипники подается рабочим маслонасосом. Маслоустановка комплектуется маслоохладителями МХ-8 с площадью охлаждения 8 м² [18].

Маслоснабжение питательных турбонасосов и пускорезервиых насосов, комплектующих турбины мощностью 300, 500 и 800 МВт, осуществляется от масляной системы главной турбины, от которой масло подводится с давлением 0,15—0,17 МПа. Отработанное масло сливается в общий маслобак.

6.4. АРМАТУРА

Из-за ограниченного объема книги в настоящем разделе будет рассмотрена лишь арматура, специально предназначенная для

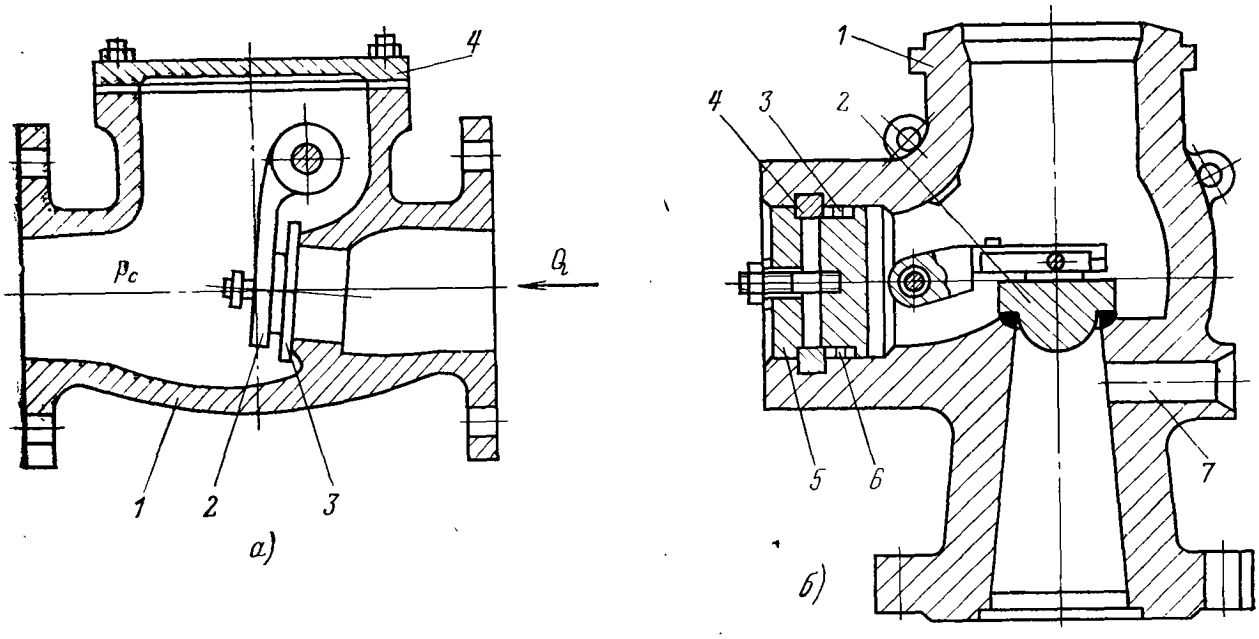


Рис. 6.10. Обратные клапаны.

насосного агрегата. Сведения по арматуре общего назначения можно найти в [5].

Обратный клапан служит для предотвращения обратного тока через насос при нахождении его в резерве, а также при повышении давления в напорной магистрали выше давления, развиваемого насосом. Обратный клапан служит также для защиты насоса от чрезмерного давления при гидравлическом ударе в системе. Для уменьшения возможности возникновения неустойчивой работы насоса в системе обратный клапан рекомендуется устанавливать непосредственно на напорном патрубке насоса.

Наиболее простой в конструктивном исполнении является обратный клапан типа захлопка (рис. 6.10,*а*).

Корпус *1* клапана фланцами крепится к трубопроводу или напорному патрубку насоса. В корпусе имеется люк, закрытый крышкой *4*. Захлопка *2* имеет возможность поворачиваться вокруг оси. При давлении в сети p_c больше давления в насосе захлопка прижимается к уплотнительному поясу *3* и препятствует обратному току воды. При работе насоса под действием потока Q захлопка открывается. Во избежание ударов при работе клапана захлопка может соединяться с масляным амортизатором, расположенным с наружной стороны корпуса.

Большинство питательных насосов укомплектовано вертикальными обратными клапанами унифицированной конструкции (рис. 6.10,*б*).

Клапан состоит из литого стального корпуса *1*, тарелки с рычагом *2*, самоуплотняющего поршня *3*, который с крышкой *5* шпилькой прижимаются к разъемному кольцу *4*. Уплотнение осуществляется кольцами *6* мягкой набивки.

Плоские уплотнительные поверхности тарелки и седла корпуса наплавлены хромоникелевым электродом. Клапаны выпускаются в двух модификациях крепления к напорному патрубку насоса: с фланцем и с патрубком, разделенным под приварку.

К патрубку *7* приваривается трубопровод линии рециркуляции, служащей для предотвращения возможности запаривания насоса при работе с малыми подачами. Через линию рециркуляции отводится определенное количество жидкости q, обусловленное допустимым нагревом воды в насосе. Минимальный расход через линию рециркуляции можно приближенно подсчитать по номограмме [42], приведенной на рис. 6.11.

На линии рециркуляции установлен быстродействующий запорный вентиль D_y50 с электроприводом. Для предотвращения быстрого износа вентиля на линии рециркуляции установлено дросселирующее устройство, обеспечивающее пропуск минимального требуемого расхода $q_{мин}$. Открытие и закрытие вентиля рециркуляции осуществляется по импульсу от расходомерного устройства в напорном трубопроводе насосной установки. В некоторых схемах применяют два параллельно включенных вентиля с дросселирующими устройствами.

В питательных насосах прежних выпусков ЛМЗ применяются обратные клапаны с механическим указателем открытия и механическим воздействием на тарелку [11].

В зарубежной практике широко применяются пятовые обратные клапаны, имеющие механическую связь с дроссельным устройством линии рециркуляции.

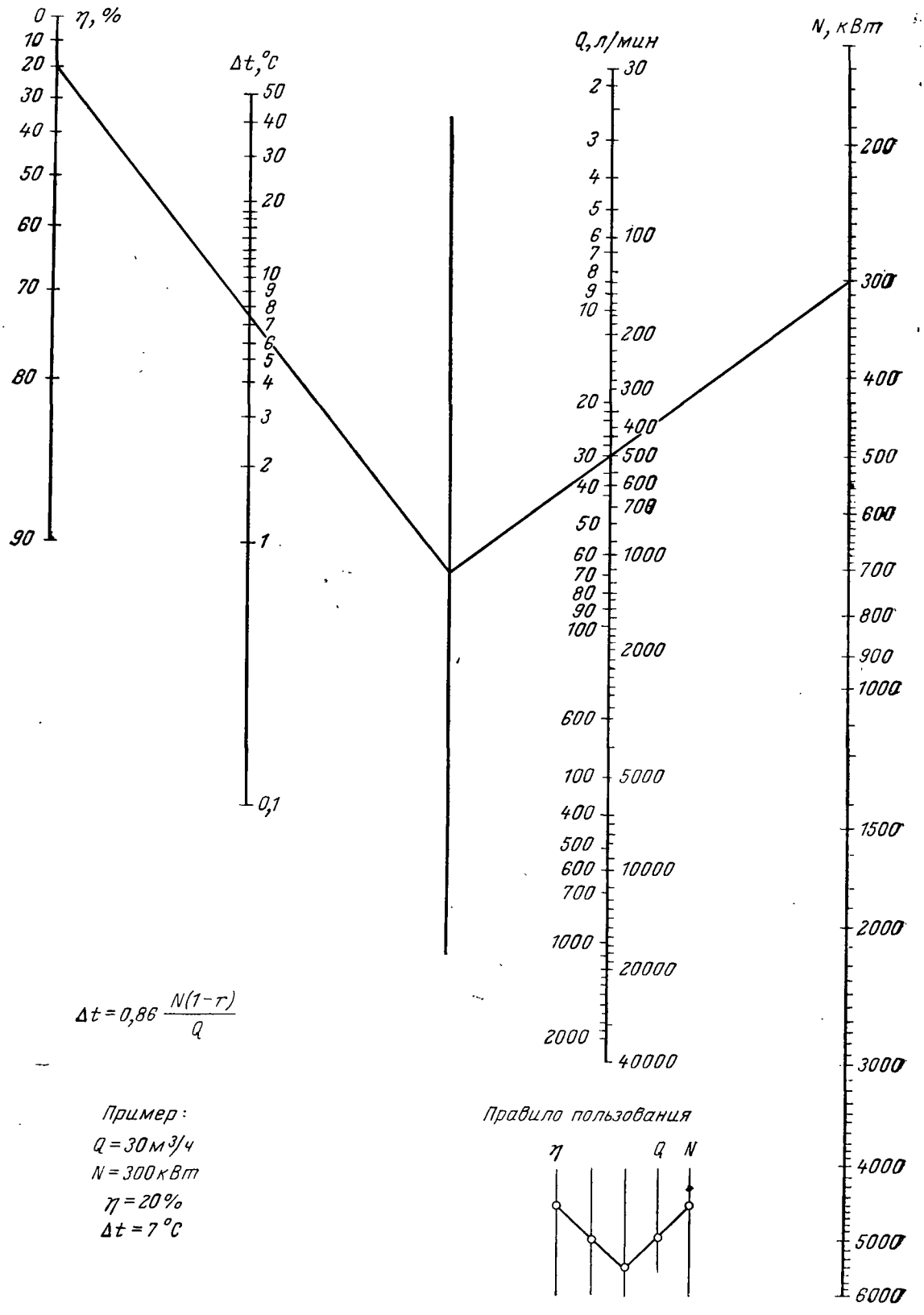


Рис. 6.11. Номограмма для определения минимального расхода через линию рециркуляции.

6.5. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ, ЗАЩИТЫ, АВТОМАТИКИ И КИП

Питательные турбо- и электронасосные агрегаты оснащены системой управления, защиты, автоматики, и контрольно-измерительными приборами, позволяющими надежно и экономично эксплуатировать агрегат при автоматическом или дистанционном управлении с блочного щита. В зависимости от типа и условий работы объем оснащенности отдельных типов насосов средствами контроля, управления и сигнализации изменяется. На степень защиты и автоматизации насосных агрегатов оказывает влияние схема автоматизации всей электростанции.

Примеры работы систем отдельных агрегатов описаны в литературе [11, 23] и инструкциях заводов-изготовителей.

РАЗДЕЛ СЕДЬМОЙ

ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСОВ

Детальное рассмотрение вопросов монтажа, эксплуатации и ремонта насосного оборудования подробно проведено в специальной литературе [11, 23, 30]. В данном разделе авторы сочли необходимым остановиться на некоторых наиболее важных положениях, которые в значительной мере определяют надежность работы насосов на электростанциях.

7.1. ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ ПО МОНТАЖУ И ПУСКУ В ЭКСПЛУАТАЦИЮ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Перед монтажом оборудования необходимо произвести тщательную проверку состояния фундамента, по результатам которой составляется двухсторонний акт готовности фундаментов под монтаж.

По основным размерам	±30
По отметкам опорных плоскостей . .	±10
По размерам выступов, выемок . . .	±20
По отклонению осей колодцев для фундаментных болтов	±5
По сужению или расширению колодцев	±10
По отметке опор вспомогательного оборудования и маслоустановки . .	±20
По расстоянию осей фундаментов от колонн здания	±50

Допустимые отклонения размеров фундаментов от проектных не должны превышать, мм:

Отклонения поверхностей фундамента от горизонтального положения не должны превышать 0,5 мм на 1000 мм длины.

При проведении монтажных работ необходимо пользоваться специальными инструментом и приспособлениями, перечень которых имеется в сопроводительной документации.

При сохранении пломб за заглушках патрубков насоса его разборку производить нет необходимости. В данном случае производится ревизия узла гидропяты с проверкой прилегания торцовых поверхностей к подушке. Кроме того, рекомендуется проверить состояние подшипниковых опор.

При ревизии обратных и перепускных клапанов по инструкции завода-изготовителя особое внимание следует уделить состоянию уплотнительных поверхностей.

Маслосистема тщательно очищается от консервационной смазки и ржавчины с последующей продувкой сжатым воздухом и промывкой.

Важный элемент монтажных работ — центрирование агрегата. Обычно электродвигатель подцентровывается к насосу. При наличии в составе насосного агрегата гидромуфты или редуктора они являются базовым звеном для центрирования.

Для учета теплового расширения корпуса гидромуфты ось гидромуфты в холодном состоянии должна быть ниже оси агрегата на 0,1—0,15 мм. Перед подцентровкой насоса контролируют зазоры в продольных и поперечных шпонках наружного корпуса и плиты. Необходимо проверить наличие гарантированного осевого зазора при предельно крайнем положении электродвигателя в сторону насоса или гидромуфты. Для проверки зазора между венцами втулок и торцами обойм зубчатых муфт роторы электродвигателя и гидромуфты (насоса) раздвигаются в крайние положения (при этом обойма муфты должна иметь разбег 5—10 мм).

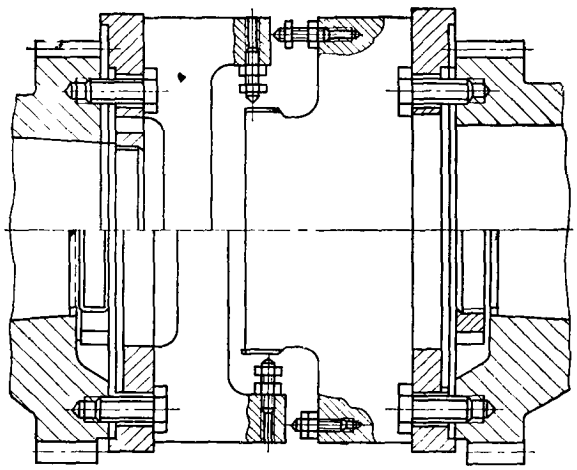


Рис. 7.1. Приспособление для центрирования питательных насосов.

Под стойки подшипников электродвигателя устанавливаются изолирующие прокладки. Окончательное положение электродвигателя фиксируется штифтами из изолирующего материала.

Центрирование насосных агрегатов, имеющих общую фундаментную плиту, производится на заводе-изготовителе. Качество центровки должно быть проверено при монтаже. Разность радиальных и торцовых зазоров не должна превышать 0,05 мм.

Проверка центрирования производится специальным приспособлением, поставляемым с насосом (рис. 7.1). Результаты центрирования заносятся в формуляр.

Разность замеров в радиальном направлении (определяет смещение осей) должна составлять не более 0,05 мм; в осевом направлении (определяет излом осей) — не более 0,04 мм.

Центрирование насосов с эластичными соединительными муфтами допускается производить скобкой с замером осевого и радиального зазора в одиой точке для каждого положения спариваемых роторов при одновременном их повороте. Допустимая разность в радиальных и торцовых зазорах — не более 0,05 мм.

Внешние трубопроводы должны передавать на насос минимальные нагрузки и моменты. Не допускается подтяжка трубопроводов перед заваркой стыков. Допустимые суммарные значения нагрузок и моментов, воспринимаемых насосом от трубопроводов с учетом теплового расширения, для некоторых специальных типов насосов приведены в заводских инструкциях по монтажу.

Перед входом в насос устанавливается защитная сетка, проходное сечение которой должно в 3—4 раза превышать живое сечение подводящего трубопровода. Диаметр отверстий в сетке 3—4 мм.

При первых пусках агрегата рекомендуется дополнительно малую сетку с диаметром ячеек 0,25—0,35 мм, подсоединив дифманометр до и после сетки для контроля степени ее засорения.

Простейшая конструкция защитной сетки приведена на рис. 7.2,*а*. Хорошо зарекомендовала себя схема защитной сетки, позволяющая производить чистку ее без демонтажа трубопровода (рис. 7.2,*б*).

Опробование работоспособности агрегата производится после полного завершения монтажных работ. В первую очередь производится прокачка масла по маслосистеме с наладкой и опробованием оборудования и арматуры.

По окончании прокачки вскрывают и промывают бензином подшипники и зубчатые муфты; шейки валов протирают чистыми салфетками; производят промывку патронов маслофильтров, масло сливают из системы и заменяют свежим.

При работающем маслонасосе осуществляется кратковременное включение «толчком» основного электродвигателя и проверяется направление вращения при разъединенной муфте. Далее производится обкатка на холостом ходу электродвигателя до достижения установившегося режима и тщательное прослушивание слуховой трубкой. Обкатка длится не менее 3 ч. Минимальная температура подводимого масла составляет не ниже 30°С, температура подшипников — до 60°С, амплитуда вибрации 0,05 мм.

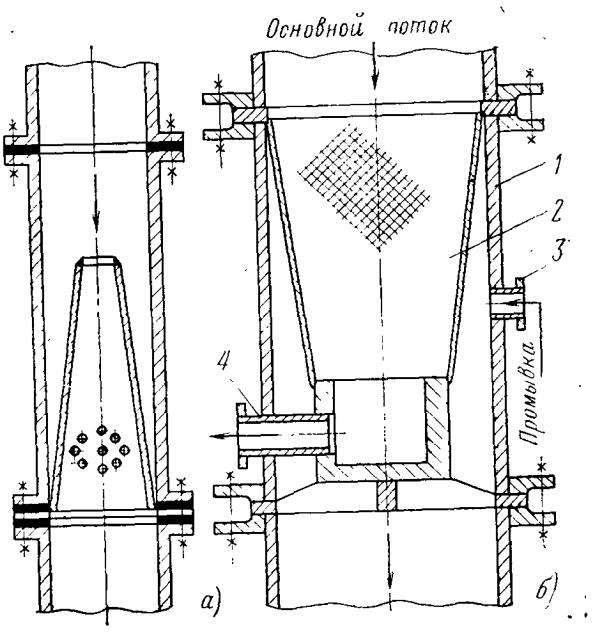


Рис. 7.2. Защитная сетка на входе в насос.
а — обычная конструкция; *б* — конструкция ЛМЗ. *1* — корпус; *2* — конусный каркас; *3* — патрубок холодного конденсата; *4* — патрубок слива конденсата.

Перед пуском насоса необходимо проверить надежность крепления наружных гаек, наличие установочных штифтов, исправность и правильность работы арматуры, наличие и состав масла в маслосистеме, комплектность и исправность контрольно-измерительных приборов. Затем соединяют муфты при разобранной схеме питания приводного электродвигателя. Следует вручную провернуть ротор агрегата. Пробный пуск агрегата рекомендуется производить на линию рециркуляции. Задвижка на трубопроводе разгрузки гидропяты (если таковая имеется), вентили на линии рециркуляции и вспомогательные трубопроводы должны быть открыты. На уплотнения подается конденсат и вода для охлаждения.

Агрегат пускается при закрытой напорной задвижке и доводится до выхода электродвигателя на номинальные обороты и выключается. После отключения электродвигателя следует измерить время выбега агрегата. Для проверки отсутствия механических задеваний необходимо с помощью слуховой трубки прослушать агрегат во время выбега. После полной остановки агрегата ротор следует провернуть вручную. Для

этого после разбора электрической схемы вскрывается кожух какой-нибудь муфты и ломиком проворачивается ротор.

При отсутствии неполадок насос запускается в работу. После запуска агрегата фиксируют показания контрольно-измерительных приборов, контролируют температуру подшипников, сальников, определяют уровень вибрации. Эти данные записываются в журнал.

Нормы вибрации согласно Правилам технической эксплуатации МЭС СССР (§ 349 и 656) следующие:

Частота вращения, 1/мин	375	750—1000	1500	3000	5000
Двойная амплитуда, мм	0,12	0,1	0,07	0,05	0,02

Производя регулировку подачи воды на охлаждение и конденсата на уплотнения, контролируют подачу масла на подшипники и муфты. Перепад температур масла на подшипниках не должен превышать 15°С.

Производят предварительную наладку гидромуфты. Положение золотника должно обеспечивать температуру масла за черпаком не выше 65°С в диапазоне скольжения от 3 до 20%.

Обкатка агрегата на линию рециркуляции осуществляется до окончания необходимых регулировок и достижения установившейся температуры осиовных узлов и агретатов. Продолжительность обкатки должна фиксироваться в журнале. Обычно обкатка считается произведенной, если насос проработал (желательно непрерывно) в течение 72 ч.

После обкатки необходимо проверить центровку на горячем насосе и сравнить ее с данными формуляра, проверить состояние зубчатых муфт. После этих операций агрегат подготавливается к длительной эксплуатации.

7.2. ОБСЛУЖИВАНИЕ НАСОСОВ

Долговечность и надежность работы насосных агрегатов зависят не только от хорошей конструкции и качественного изготовления, но в значительной степени и от правильной эксплуатации оборудования и выполнения основных требований по уходу за ним. Обслуживающий персонал должен хорошо знать устройство и работу машины, определять и устранять мелкие неисправности.

Эксплуатация насосов осуществляется на основании инструкций, разработанных на электростанциях с учетом требований заводских инструкций по монтажу и эксплуатации.

При нахождении в горячем резерве должна быть обеспечена возможность быстрого ввода насоса в эксплуатацию.

При стоянке верхняя часть насоса имеет более высокую температуру, чем нижняя, что приводит к тепловой деформации корпуса. Так, при разности температур верхней и нижней частей двухкорпусного питательного насоса около 70°С, зазоры в уплотнениях ступеней могут оказаться полностью выбранными и ротор может заклинить. А при пуске насоса даже при значительно меньшей разности температур возникает повышенная вибрация. Поэтому перед пуском следует обеспечить равномерный прогрев насоса.

Необходимо постоянно следить за давлением на входе в насос и уровнем жидкости в питающем резервуаре.

Пуск и останов агрегата осуществляются с блочного щита как вручную, так и автоматически. После поступления импульса от ключа управления или АВР включаются в работу маслонасосы. Когда в конце масляной магистрали будет создано давление 0,07 МПа, по импульсу от контактного манометра включается приводной электродвигатель.

Пуск насосов, имеющих консистентную или жидкую кольцевую смазку подшипников, производится непосредственным включением приводного электродвигателя.

При паротурбинном приводе пуск в работу насосного агрегата осуществляется по инструкции завода-изготовителя турбины. Подготовка к пуску и пуск питательных турбонасосных агрегатов отличаются в основном работами, проводимыми с приводной турбиной. При неподвижном агрегате проверяют работу стопорного клапана и автоматического затвора турбины. Проверяют также защиту турбины и блокировки. При закрытом стопорном клапане прогревают паропровод турбины. При медленном открытии стопорного клапана может наблюдаться выход пара в атмосферу через предохранительный клапан. После отключения валоповоротного устройства устанавливают частоту вращения турбины в пределах 300—400 1/мин. Проводят прослушивание агрегата. Затем частоту вращения увеличивают до 600—800 1/мин и производят прогрев турбины в течение 40—50 мин. При дальнейшем открытии стопорного клапана вступает в работу автоматическое регулирование, после чего стопорный клапан открывается полностью. С помощью синхронизатора доводят частоту вращения до номинальной. При первом пуске турбины проверяется работа центробежного регулятора безопасности, насос при этом должен быть отсоединен. Питательный турбонасосный агрегат пускается в работу при работающем пусковом электронасосе. Подробное описание операций при подготовке к пуску и пуске турбонасоса приведено в [23].

После выхода электродвигателя или турбины на номинальную частоту вращения по показаниям контрольно-измерительных приборов необходимо убедиться в нормальной работе насоса. Нельзя допускать перегрузку насоса сверх параметров, оговорен-

Таблица 7.1

Характерные неполадки энергетических насосов

Вид неполадок	Причина	Способ устранения
Насос при пуске не развивает требуемого давления и подачи	Неисправность задвижки на всасывающем трубопроводе	Остановить насос и отремонтировать задвижку
	Засорена защитная сетка	Очистить сетку
	Переток воды по уплотнению между наружным и внутренним корпусом или между секциями	Сменить прокладку, наплавить, проточить и притереть уплотнительные поверхности; проверить наличие металлического контакта в стыках секций
	Пропускает вентиль на линии рециркуляции	Отремонтировать или сменить вентиль
	Увеличены зазоры в уплотнениях рабочих колес	Заменить уплотнительные кольца
	Попадание посторонних предметов в рабочее колесо	Вскрыть насос и удалить посторонние предметы
	Насос перекачивает холодную воду, при этом показания манометра на нагнетании будут выше паспортных значений	Повысить температуру воды
	Рабочие колеса смещены относительно отводов	Подрезкой торца гидропяты установить правильно ротор
	Снижение уровня воды в деаэраторе	Проверить и восстановить необходимый объем жидкости
	Подача насоса выше номинальной	Проверить по расходомеру и отрегулировать
Осевое усилие не уравновешивается. Ротор „играет" в осевом направлении	Дроссельные щели в гидропяте или уплотнениях рабочих колес увеличены	Проверить состояние деталей. При необходимости заменить. Проверить биение ротора
	Переток воды за уплотнениями гидропяты, в результате чего меняется давление в камере гидропяты	Проверить уплотнения, установить запасные
	Запаривание насоса	Проверить давление на входе в насос и открытие вентиля рециркуляции
	Рабочие колеса сдвинуты по отношению лопаточных отводов	Подрезкой торца гидропяты установить правильно ротор
Повышенная вибрация насоса	Увеличены зазоры в подшипниках	Перезалить вкладыши или заменить новыми
	Низкая температура масла	Количеством охлаждающей воды на маслоохладители обеспечить температуру масла 313—318 К.
	Расцентровка агрегата	Проверить центровку
	Увеличены зазоры в уплотнениях	Заменить уплотнительные кольца
	Разбалансирован ротор	Ротор отбалансировать динамически (допускается в собственных опорах)
	Вибрация трубопроводов передается на насос	Устранить вибрацию трубопроводов
	Задевание ротора за статор	Проверить центровку ротора в корпусе и его прогиб
	Неправильно собраны полумуфты	Проверить сборку (совпадение меток)
	Кавитация в насосе	Устранить причины кавитации
	Пульсация потока вследствие механической или электрической несимметрии в приводном электродвигателе	Проверить электродвигатель

Вид неполадок	Причина	Способ устранения
Неплотности стыка крышки нагнетания или стыков секций	Недостаточная затяжка стяжных болтов	Равномерно подтянуть болты
	Прокладка не обжата	Проверить толщину прокладки и и глубину выточки
	Резкое изменение температуры воды	Проверить при установившейся температуре
Протечка горячей воды из концевых уплотнений	Засорение тракта подвода конденсата	Очистить тракт
	Давление на подводе конденсата ниже требуемого	Обеспечить необходимое давление, отрегулировать клапаны
	Сальниковая набивка или рубашка вала изношены	Сменить набивку, перешлифовать рубашку
	Биение вала под сальниками	Проверить и устранить
Греются подшипники	Малое поступление масла	Увеличить подачу масла, рассверлить отверстия в дроссельных шайбах
	Расцентровка агрегата	Проверить центровку
	Малы масляные зазоры во вкладышах	Пришабрить вкладыши к валу
	Грязное масло	Сменить масло, промыть систему
	Обводнение масла	Сменить масло, проверить маслоохладители подшипников
Чрезмерный нагрев воды в насосе	Задиры в проточной части	Проверить осевой разбег ротора и его прогиб
	При работе на холостом ходу закрыт вентиль рециркуляции	Проверить работу вентиля рециркуляции
Ненормальные показания приборов давления	Скопление воздуха в импульсных трубках	Выпустить воздух через продувные краники
	Неисправность приборов	Заменить новыми
	Резкое изменение температуры	Проверить при установившейся температуре
Колебания показаний ваттметра	Резкое изменение температуры воды	Проверить при установившейся температуре
	Забит трубопровод разгрузки гидропяты	Прочистить трубопровод
	Переток воды за уплотнениями гидропяты, в результате чего меняется давление в камере гидропяты	Проверить уплотнения, установить запасные
	Задевание ротора за статор	Проверить центровку ротора в корпусе и его прогиб
При пуске сильно греется гидромуфта: повышенная температура корпуса	Мал слив масла	Проверить и очистить слив
	Неправильно смонтированы маслопроводы	Проверить по схеме
	Маслонасосы не обеспечивают требуемой подачи и напора	Проверить работу насосов
Высокая температура масла на выходе из черпака	Разрегулировался золотник	Проерить регулировку
	Мало сечение шайбы на подводе к золотнику	Увеличить диаметр отверстия
Повышенная вибрация гидромуфты	Расцентровка агрегата	Проверить центровку
	Повышенное отложение шлама в роторе	Разобрать ротор, удалить шлам
	Разрушение подшипника	Заменить подшипник
	Ротор разбалансирован	Отбалансировать динамически насосный и турбинный роторы в отдельности. Проверить динамическую неуравновешенность ротора в сборе

Продолжение табл. 7.1

Вид неполадок	Причина	Способ устранения
Течь масла в гидромуфте	Течь по валику золотника	Заменить манжету
	Течь по валику зубчатого сектора	Заменить уплотнительные кольца
	Течь по шпилькам в зоне подшипников скольжения	При ремонте прочистить разгрузочные канавки от шлама
Гидромуфта при полной подаче масла и установке черпака на минимальное скольжение не передает крутящий момент	Выплавился плавкий предохранитель	Заменить предохранитель
Повышенная температура подшипников скольжения	Повышенная температура масла на выходе из черпака	Произвести регулировку рычажно-золотниковой системы
	Оплавление баббитовой заливки	Сменить вкладыши
Чрезмерный шум редуктора	Неправильные зазоры в зацеплении	Привести в соответствие с чертежами
	Чрезмерный износ зубьев	Редуктор отправить в ремонт
	Высокая температура масла, поступающего на зацепление	Отрегулировать работу маслоотделителей

ных в его паспорте. Категорически запрещается пускать насос в работу при закрытой задвижке на всасывающем трубопроводе и вентилях на линии рециркуляции и разгрузки гидропяты.

При наличии сетки на подводящем трубопроводе необходимо следить за степенью ее засорения и своевременно очищать. При нормальной работе через концевые уплотнения и сальники наружу должна протекать вода тонкой струйкой. Особенно тщательно и осторожно нужно производить подтяжку сальников. Чрезмерная затяжка с перекосом буксы приводит к интенсивному износу набивки и рубашки вала, нагреву сальникового узла. При нагреве сальников нажимную буксу следует равномерно отжать.

Состояние работы агрегата регулярно фиксируется в журнале.

Кроме плановых остановок агрегата, осуществляемых с блочного щита, системой автоматики предусмотрен также аварийный останов, который может быть произведен кнопкой экстренного останова на местном щите автоматики или при срабатывании одной из защит агрегата.

После останова агрегата необходимо убедиться в отсутствии обратного вращения и в полном закрытии обратного клапана. При обратном вращении, свидетельствующем о неплотности обратного клапана, необходимо экстренно включить пусковой маслонасос и закрыть напорную задвижку. Работа насоса с неисправным обратным клапаном запрещается; насос должен быть выведен в ремонт. Вентиль рециркуляции закрывается при выводе насоса из горячего резерва. Подача воды на охлаждение и концевые уплотнения прекращается после полного остывания насоса.

Аварийный останов питательного насосного агрегата производится во всех случаях, когда дальнейшая его работа грозит выходом из строя всего агрегата или представляет опасность для жизни человека.

В аварийных ситуациях необходимо по возможности пустить в работу резервный насосный агрегат, а затем остановить аварийный.

Особенно тяжелые последствия может вызвать запаривание насоса, выражающееся в возникновении металлического контакта между неподвижными и вращающимися деталями насоса в результате разрыва сплошности потока (парообразование в насосе), увеличения сопротивления на линии разгрузки из камеры гидропяты или резкого увеличения протечек через гидропяту.

При возникновении запаривания наблюдаются удары и шумы во всасывающем трубопроводе и насосе, снижение давления, создаваемого насосом, резкие колебания нагрузки электродвигателя. В этом случае необходимо принять экстренные меры по устранению причин возникновения запаривания и пустить в работу резервный насос.

После останова аварийного насоса необходимо провернуть вручную ротор, определить причину останова и устранить ее. Если насос был остановлен из-за запаривания, то даже при свободном вращении ротора целесообразно произвести ревизию узла гидропяты. Если ротор не проворачивается вручную, следует произвести разборку насоса для устранения причин или ремонта.

При пробных пусках или в процессе эксплуатации агрегата могут возникнуть различные неполадки в его работе, вызванные неправильным монтажом или обслуживанием, или же естественным износом дета-

лей. Все неполадки обладают характерными признаками, по которым они распознаются. Ниже приведены наиболее характерные неполадки в работе питательных насосов, причины и способы их устранения (табл. 7.1).

Одной из наиболее распространенных неполадок является повышенная вибрация, которая может быть следствием различных дефектов конструкции, изготовления и эксплуатации насоса.

Для снижения уровня вибрации можно рекомендовать ряд эксплуатационных мероприятий.

Необходимо периодически проверять качество и количество смазки подшипников. В качестве консистентной смазки для насосов со слабонагруженными подшипниками качения можно рекомендовать смазку 1-13УТВ, ГОСТ 1631-61. При жидкой смазке уровень масла должен быть не выше середины нижнего шарика (ролика). Наиболее подходящим для предотвращения вибрации является масло машинное марки Л. Для горячих насосов лучше применять масло автотракторное АК-10. Для принудительной смазки наиболее подходит масло турбинное 22 (ГОСТ 32-73).

Усилия, передаваемые трубопроводами на насос, не должны превышать допустимых. Особенно тщательно необходимо устанавливать температурные компенсаторы.

Необходимо обеспечить требуемую затяжку фундаментных болтов и шпилек крепления корпусов подшипников. Рекомендуемые моменты затяжек гаек приведены ниже:

Диаметр и шаг резьбы, мм	М20×2,5	М24×3,0	М30×3,5	М36×4,0	М48×5,0
Момент затяжки, кг·м . .	9	15	30	65	120
Усилие, МПа	3,0	3,0	4,0	5,0	8,4
Длина рычага, м	0,3	0,5	0 75	1,3	1,5

Штифты установочные опорных лап и корпусов подшипников должны плотно сидеть в своих гнездах. В этом случае при легком постукивании по ним они издают глухой звук.

Если насос соединяется с зубчатым редуктором, то при работе происходит смещение быстроходной шестерни. Это смещение нужно учитывать при центровке.

Плотность обжатия вкладышей должна быть обеспечена крышкой подшипников (натяг должен быть в пределах 0,04—0,05 мм). Перед проверкой зазоров в подшипнике проверяется индикатором биение шеек при повороте ротора. Значение биений при полном повороте шейки не должно превышать 0,02 мм в центре шейки и 0,2 мм по ее краям. Зазоры проверяются по свинцовым оттискам.

Перед установкой шарикоподшипников рекомендуется проверить их начальный радиальный зазор, который можно измерить индикатором. Размеры зазоров приведены в табл. 7.2.

Таблица 17.2

Размеры зазоров, мм

Внутренний диаметр вала, мм	Радиальный одиорядный шарикоподшипник	Роликоподшипник	
		Сферический	Радиальный с короткими роликами
30—40	0,01—0,03	0,03—0,05	0,02—0,05
50—80	0,015—0,04	0,03—0,06	0,03—0,07
100—120	0,02—0,05	0,02—0,08	0,04—0,09

Агрегат считается в резерве, если после последнего пуска и останова он не подвергался полной или частичной разборке, а трубопроводы и арматура не разъединялись. Агрегат должен ежедневно протираться от пыли и грязи. Вентили и задвижки маслосистемы и системы охлаждения должныть быть плотно закрыты. Примерно 1 раз в неделю рекомендуется вручную проворачивать ротор. Не реже 1 раза в месяц производится пробный пуск агрегата с проверкой работы приборов КИП и автоматики.

Насосный агрегат выводится из резерва при необходимости проведения периодических осмотров, планово-предупредительных и аварийных ремонтов. При этом разбирается электрическая схема; задвижками и вентилями агрегат полностью отсоединяется от трубопроводов; из насоса сливается вода; снимаются приборы и датчики.

Производится анализ масла, осуществляется чистка маслобака и дозаправка системы свежим маслом. Вкладыши подшипников и шейки вала покрываются тонким слоем консервационной смазки. Все обработанные и неокрашенные поверхности подлежат консервации. Все отверстия закрываются заглушками. Через 9 мес хранения консервацию следует обновить.

Текущий ремонт обычно требует частичной разборки насоса. При капитальном ремонте, как правило, необходимо произвести демонтаж насоса и отправить его на ремонтное предприятие.

Разборка и сборка насосов производится в соответствии с инструкциями завода-изготовителя. Для выполнения работ необходимо применять специальный инструмент и приспособления, поставляемые с насосом.

Перед разборкой необходимо пометить взаимное расположение деталей и узлов, проверить наличие заводских меток. Менять детали местами воспрещается. Не допускается нанесение меток на чисто обработанных посадочных, уплотняющих и стыковых поверхностях. При работе с деталями из хромистой и хромоникелевой сталей важно соблюдать строжайшую чистоту во

избежание заеданий. Снятые с насоса детали и узлы протираются насухо и смазываются антикоррозийной смазкой. При замене деталей запчастями необходимо проверить соответствие посадочных размеров новой и сменяемой детали.

Прокладки из меди, паронита, картона повторному употреблению не подлежат. Резиновые прокладки можно применять повторно, если они не потеряли своих качеств, Пригодность их определяется в каждом конкретном случае. Перед разборкой следует проверить осевой разбег ротора и сравнить его с данными формуляра.

Некоторые рекомендации по проведению сборочно-разборочных работ описаны в [11, 23, 30]. Там же приведены рекомендации по ремонтным работам и способам измерения параметров насосов.

7.3. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСОВ АЭС

Особенность эксплуатации насосов первого контура АЭС с водяным теплоносителем — наведенная (искусственная) радиоактивность теплоносителя, которая сохраняется определенное время после воздействия нейтронного облучения. Поэтому допускается только дистанционное обслуживание насосного оборудования первого контура.

Для максимального снижения радиоактивности первого контура на АЭС проводятся следующие мероприятия:

1) послемонтажная тщательная очистка и промывка всех поверхностей контура;

2) высокая степень очистки теплоносителя от примесей. Например для воды: содержание кислорода должно составлять не более 0,2, хлоридов — не более 0,01, различных солей не более 0,2 мг/л. С целью подавления атомарного кислорода и снижения коррозионных процессов в воду первого контура вводится водород;

3) непрерывная очистка теплоносителя от радиоактивных примесей, для чего из системы первого контура делаются отборы для очистки и подпитка чистым теплоносителем (рис. 7.3).

Несмотря на принимаемые меры оборудование загрязняется радиоактивными отложениями, поэтому, прежде чем производить ремонтные работы, проводят дезактивацию и отмывку оборудования. Затем на основании данных дозиметрического радиационного контроля дается разрешение на выполнение работ.

Следующей особенностью ГЦН является эксплуатация их в зоне радиации. Поэтому проводится дистанционный контроль, который позволяет выявлять конструктивные дефекты, их развитие и прогнозировать эксплуатационное состояние насосов.

Важно значение кавитационного запаса или недогрев до температуры кипения (т. е. разность между температурой насыщения и рабочей температурой). Так как при внезапном отключении одного или двух насосов, работающих параллельно с другими, в реакторе, если немедленно не снизить его мощность, быстро повысится температура теплоносителя, то в случае водяного теплоносителя это может привести к его вскипанию и к аварии установки. Поэтому без включения компенсаторов объема пуск и работа циркуляционных насосов первого контура запрещаются.

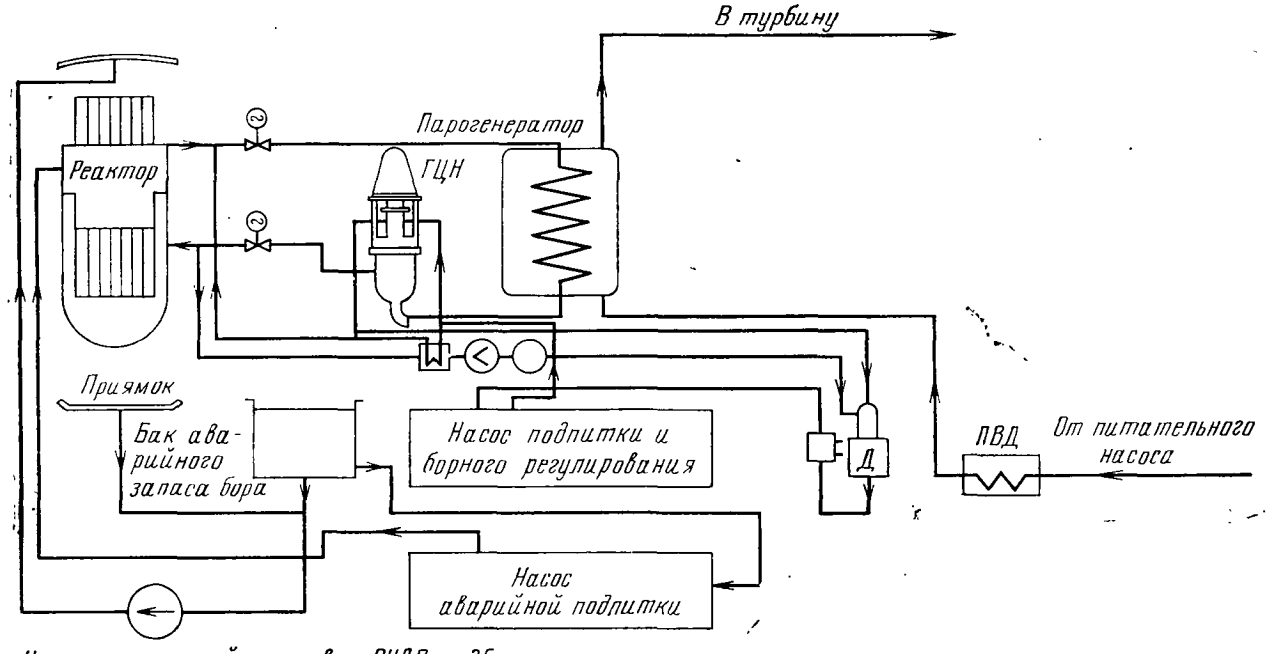


Рис. 7.3. Схема отбора и очистки теплоносителя.

Главные циркуляционные насосы запускаются на холодной воде и подогреваются теплотой, выделяемой за счет гидравлических потерь в тракте и насосе. Скорость прогрева допускается в пределах 25—45 К/ч.

Пуск и обслуживание ГЦН для натрия отличаются от пуска и обслуживания ГЦН для воды. Опыт эксплуатации натриевых ГЦН значительно меньше водяных ГЦН.

Для пуска станции из холодного состояния необходим разогрев натрия до температуры выше температуры плавления (371 К), для чего может потребоваться от 3 до 5 нед.

Очистка натриевого теплоносителя от радиоактивных примесей производится в системе натриевых трубопроводов с помощью холодных ловушек, в которых в результате охлаждения части натриевого потока до определенной температуры происходит выпадение окислов. Эти радиоактивные окислы отфильтровываются и удаляются из контура.

7.4. ИСПЫТАНИЕ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Действительные параметры насосов определяются путем испытаний. Кроме того, при испытаниях проверяются качество изготовления и сборки насосов. По результатам испытаний на стендах завода-изготовителя при необходимости производится доводка насоса посредством изменения геометрических размеров или технологии изготовления проточной части.

В настоящее время на передовых насосостроительных заводах созданы мощные испытательные стенды, оснащенные современной измерительной техникой и позволяющие производить всесторонние испытания насосов в условиях, близких к натурным. Так, например, во ВНИИАЭН создан стенд, позволяющий испытывать питательные насосы с мощностью привода до 8 тыс. кВт при натурных условиях эксплуатации.

На рис. 7.4. приведена принципиальная схема стенда ЛМЗ для испытания питательных насосов мощностью до 12 тыс. кВт на натурных параметрах. Испытание и отработка питательных насосов сверхмощных блоков 300—800 МВт на заводском стенде, в условиях, близких к расчетным, дали возможность ПО ЛМЗ обеспечить высокие экономические показатели и отсутствие западающего участка напорной характеристики в зоне малых подач, что весьма важно для насосов, работающих параллельно.

Методика и порядок проведения испытаний лопастных насосов оговорены ГОСТ 6134-71 «Насосы динамические. Методы испытаний» [21].

Испытания насосов условно можно разделить на три вида: энергетические, кавитационные и исследовательские.

Энергетические испытания проводятся для определения характеристики насоса (см. рис. 1,3,*а*). Они могут проводиться на заводских испытательных стендах и непосредственно на месте эксплуатации насоса в промышленных условиях.

Вначале на стенде производится обкатка насоса в рабочей части характеристики

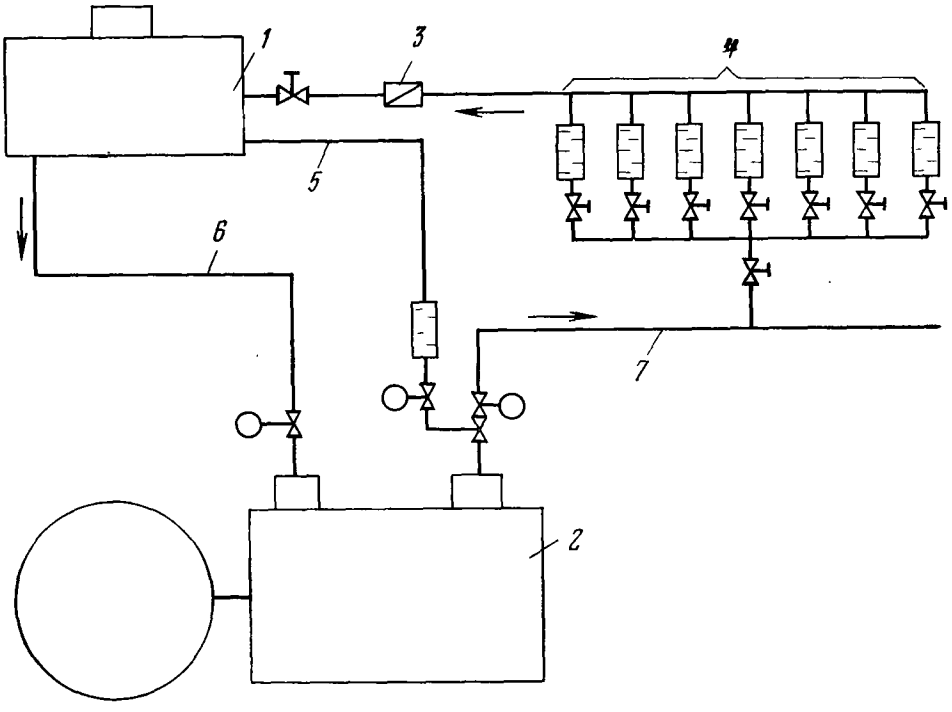


Рис. 7.4. Принципиальная схема испытательного стенда ЛМЗ.

до установления постоянной температуры подшипников и других узлов насоса. Минимальное время обкатки зависит от мощности насоса и лежит в пределах 0,25—2 ч.

Испытание малых и средних насосов ($N<400$ кВт, $d_{вх}<400$ мм) обычно проводится на чистой воде при температуре не выше 323 К при частоте вращения, отличающейся от номинальной не более чем на ±5%.

Испытание крупных насосов допускается проводить при пониженной частоте вращения, отличающейся от номинальной не более чем в 2 раза. Полученные при испытаниях характеристики по формулам подобия пересчитываются на номинальную частоту вращения. В этом случае на месте эксплуатации желательно провести промышленные испытания для определения действительных характеристик.

Для некоторых видов испытаний крупных насосов вместо энергетических испытаний в полном объеме допускается проверка напора в пяти — восьми точках рабочей части характеристики.

Определение напорной характеристики особо крупных насосов в некоторых случаях может быть произведено путем испытаний на воздухе. Несмотря на значительную разницу физических свойств воды и воздуха, напорная характеристика насоса после соответствующего пересчета будет совпадать с действительной, так как насосы обычно работают в зоне автомодельности по числу Re.

При проведении приемочных испытаний на заводских стендах наряду с энергетическими проводятся также испытания на надежность по специальной программе.

Стенды для параметрических заводских испытаний малых и средних насосов, как правило, должны выполняться по закрытой схеме циркуляции жидкости (рис. 7.5,*а*); стенды для испытания крупных насосов и контрольных испытаний малых и средних насосов могут выполняться по открытой схеме (рис. 7.5,*б*). Обычно на этих стендах проводят и кавитационные испытания.

Внутренние диаметры подводящего и отводящего трубопроводов стендов должны быть равны диаметрам соответствующих патрубков насосов. Перед фланцем входного патрубка должен быть прямой участок трубопровода длиной не менее 15 внутренних диаметров либо должен устанавливаться успокоитель. Трубопроводы стендов должны быть герметичными. Задвижки на подводящем трубопроводе должны иметь гидрозатворы.

При закрытой схеме требуемый подпор на входе в насос создается путем создания избыточного давления в баке, разрежение — путем создания вакуума в кавитационном бачке. При обычной открытой схеме избыточное давление на входе создать нельзя.

Для проведения испытаний стенды комплектуются соответствующими измерительными устройствами и приборами, которые должны быть метрологически аттестованы. Измерительные приборы целесообразно размещать на одном щите для удобства одновременного отсчета показаний.

Таблица 7.3

Допустимые погрешности измерений

Измеряемые параметры	Допустимые предельные относительные погрешности, %				
	Параметрические испытания			Контрольные испытания	
	Малые и средние насосы	Крупные насосы	Промышленные испытания	Заводские	Промышленные испытания
Подача	2,0	1,6	2,5	2,5	3,2
Напор	1,0	1,0	1,0	2,0	2,0
Мощность	1,6	1,0	2,0	—	—
Частота вращения	0,2	0,2	0,5	1,0	1,0
К. п. д.	2,5	2,0	3,2	—	—

В ГОСТ 6134-71 [21] определены предельные допустимые относительные погрешности результатов испытаний (табл. 7.3). При конструировании и оснащении стендов необходимо использовать измерительные устройства, снижающие предельные относительные погрешности.

Снятие характеристики насоса должно производиться в диапазоне подач $0 \leqslant Q \leqslant 1{,}1Q_{опт}$. Количество режимов не должно быть менее 15. Измерения параметров на отдельных режимах должны производиться по возможности через одинаковые промежутки времени при установившемся режиме. Изменение температуры перекачиваемой жидкости в пределах до 10 К за время испытания может не приниматься во внимание при подсчете результатов испытаний. При больших колебаниях температуры должны быть внесены соответствующие поправки.

При энергетических испытаниях обычно производят также определение внешних утечек через концевые уплотнения и разгрузочное устройство, проверку вибрации опор, проверку температуры отдельных элементов насоса и электродвигателя. Виброшумовые характеристики насосов изучают на специальных акустических стендах по особой методике.

Особое значение при испытаниях имеет правильное измерение параметров насоса, которое в значительной степени зависит от точности применяемых приборов и устройств.

Рассмотрим способы измерения параметров насосов.

Подача насоса измеряется за насосом после мест отбора жидкости на собственные нужды. Для измерения подачи применяют измерительные устройства (диафрагмы, сопла Вентури), которые устанавливают на отводящем трубопроводе стенда и изготавливают по особым нормалям [24]. Для предупреждения искажения показаний при измерении подач, значительно меньших расчетных, за измерительным устройством рекомендуется предусмотреть подпорную задвижку. Наиболее целесообразным является использование нескольких параллельно включенных участков отводящего трубопровода разного диаметра со следующими измерительными устройствами:

водосливами, которые используются для измерения больших расходов при малых и средних напорах. Перед порогом водослива необходимо обеспечить равномерный спокойный поток;

измерителями скоростей в отдельных точках мерного сечения с последующим интегрированием по сечению.

Если на месте установки насоса по условиям компоновки в системе отсутствуют необходимые условия для установки расходомерного устройства, приближенное определение подачи, м³/ч, может быть произведено по перепаду давления на закруглении напорного трубопровода. Для холодной воды

$$Q = \frac{\Delta h d^4}{6400\xi},$$

где Δh — перепад напора на закруглении, м; d — внутренний диаметр трубопровода, мм.

Для закругления в 90° коэффициент сопротивления можно определить по выражению

$$\xi_{90^\circ} = 0,131 + 0,16\left(\frac{d}{R}\right)^{3,5},$$

где R — радиус закругления трубы.

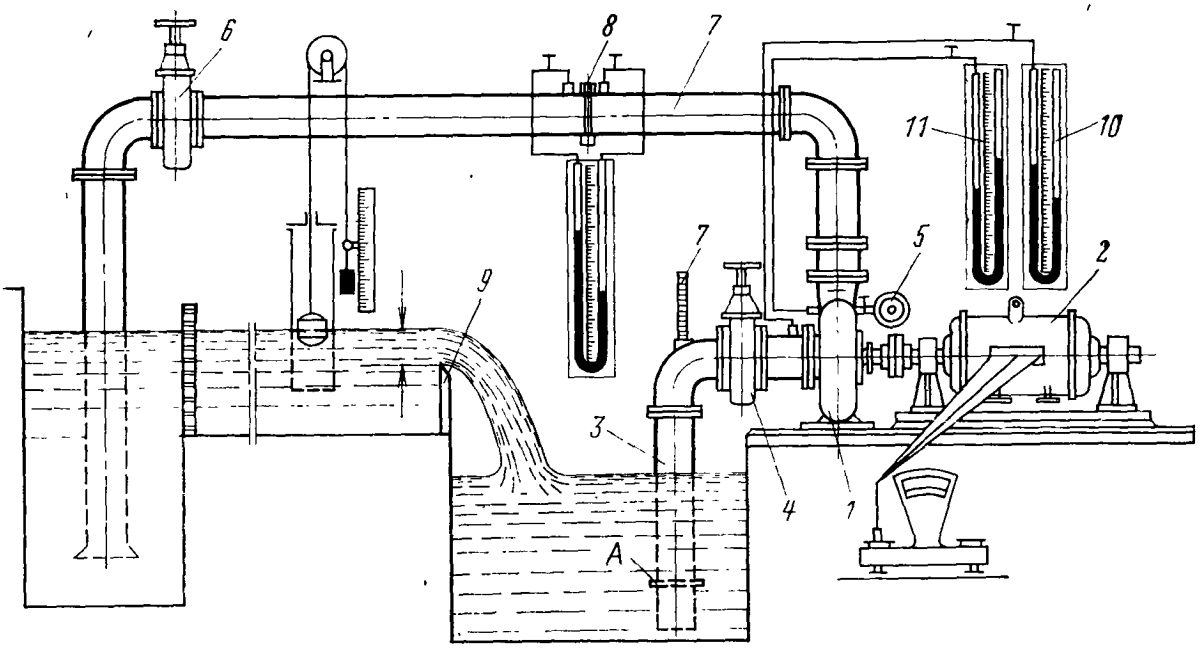
Для закруглений $\varphi \neq 90^\circ$

$$\xi_\varphi \approx \xi_{90^\circ}\frac{\varphi^\circ}{90}.$$

Напор измеряется по давлению, развиваемому насосом, манометрами, подсоединенными к входному и напорному трубопроводам. Требования к подключению манометров аналогичны требованиям к подключению вторичных приборов расходомерных устройств. Наибольшее распространение получили пружинные манометры, класс которых выбирается в зависимости от требуемой точности проведения испытаний. Для измерения малых напоров используются ртутные жидкостные манометры, которые обеспечивают более высокую точность и стабильность показаний.

Мощность насоса определяется путем измерения либо крутящего момента и частоты вращения, либо электрической мощности электродвигателя с последующей корректировкой по к. п. д.

Для малых и средних насосов наибольшее распространение получили испытатель-



а)

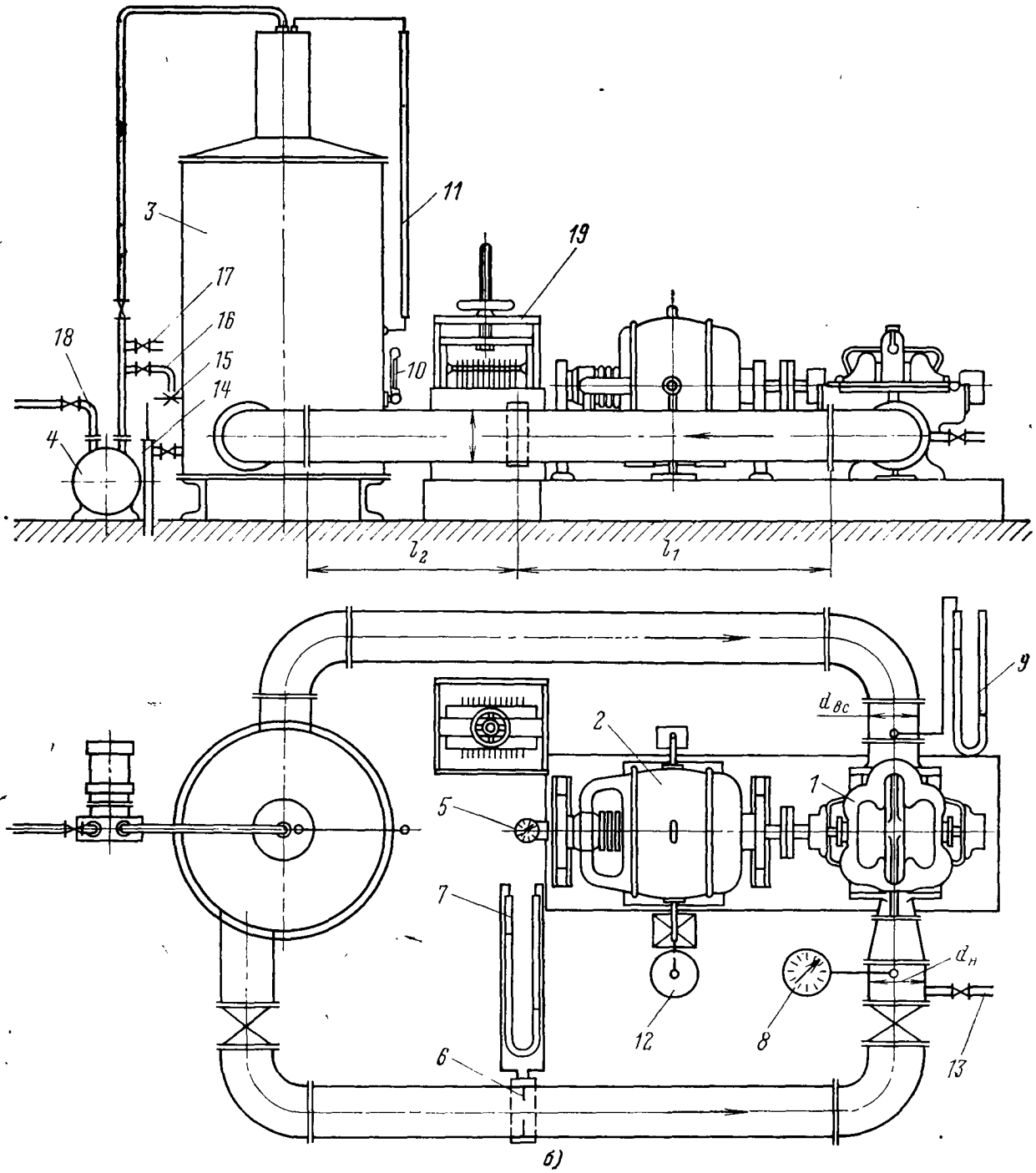
Рис. 7.5. Схемы заводских испытательных стендов.

а — открытого типа: *1* — насос; *2* — мотор-весы; *3* — всасывающий трубопровод; *4* — задвижка; *5* — мановакуумметр; *11* — ртутный манометр; *б* — закрытого типа: *1* — насос; *2* — мотор-весы; *3* — кавитационный жидкостный манометр; *9* — ртутный вакуумметр; *10* — термометр; *11* — водомерное стекло; *12* — указатель насосу; *17* — выпуск воздуха; *18* — отводная трубка вакуумного насоса; *19* — реостат.

ные стенды с измерением реактивного момента, равного крутящему, балансирного электродвигателя, или двигателя на качающейся платформе (рис. 7.6). При этом усилие P должно измеряться с предельной погрешностью не более 0,5%. Наибольшее распространение получило измерение усилия на плече l с помощью весовых устройств. Нечувствительность системы не должна превышать значений, приведенных в табл. 7.4.

В некоторых случаях для измерения усилия используются тарированные пьезодатчики.

Мощность крупных насосов определяется путем измерения электрической мощности на зажимах электродвигателя с соответствующим пересчетом по графику за-



метр; *6* — напорная задвижка; *7* — напорный трубопровод; *8* — диафрагма; *9* — водослив; *10* — ртутный бак; *4* — вакуумный насос; *5* — тахометр; *6* — диафрагма; *7* — ртутный манометр; *8* — образцовый пруравновесия; *13* — отвод воды; *14* — подвод воды; *15* — отводная линия; *16* — подвод воды к вакуумному

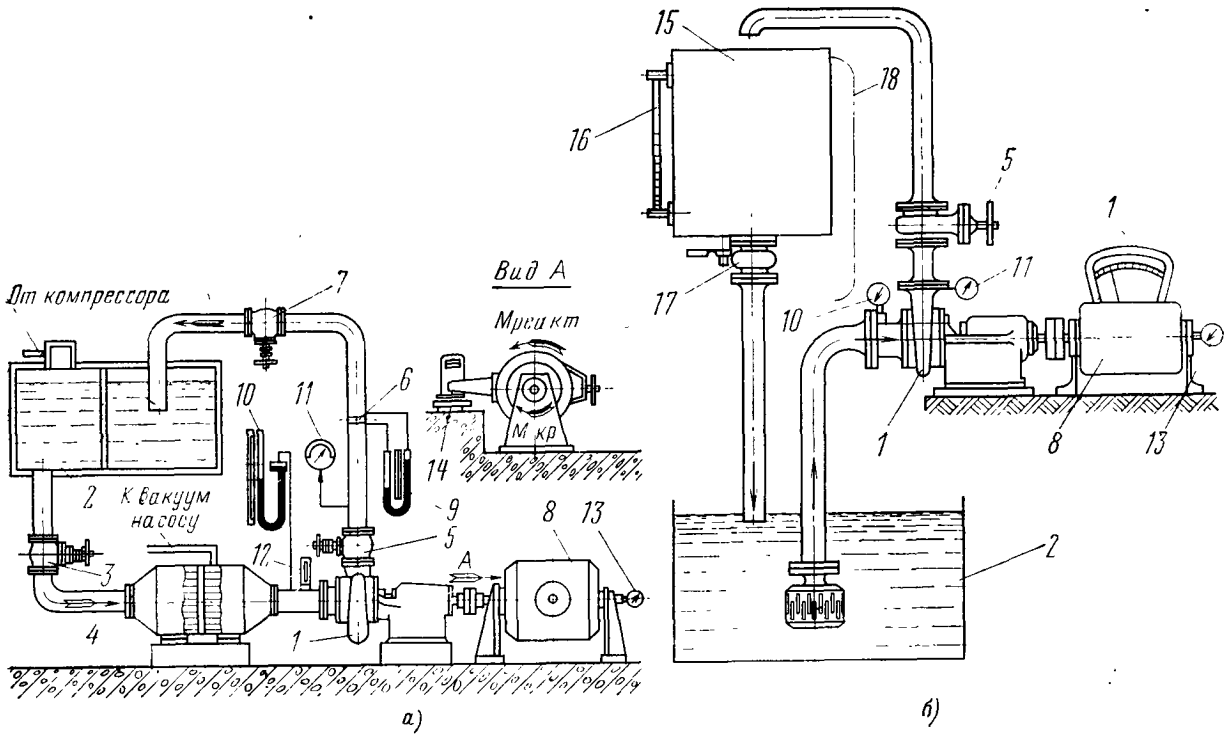


Рис. 7.6. Схемы испытательных стендов открытого (*а*) и закрытого (*б*) типов для малых и средних насосов.

1 — испытываемый насос; *2* — емкость на всасывании; *3* — задвижка всасывания; *4* — успокоительный бак; *5* — задвижка нагнетания; *6* — измерительная диафрагма; *7* — концевая задвижка; *8* — электродвигатель; *9* — дифманометр; *10* — мановакуумметр; *11* — манометр; *12* — термометр; *13* — тахометр; *14* — фильтр на всасывании; *15* — мерной бачок; *16* — водомерный указатель; *17* — задвижка мерного бачка; *18* — линия байпасирования.

Таблица 7.4

Допустимая нечувствительность, кг·см, весовых устройств

Измеряемая мощность, кВт	Частота вращения, 1/мин				
	500	750	1000	1500	3000
20	—	—	0,045	0,025	0,015
50	—	0,12	0,06	0,04	0,025
100	0,46	0,22	0,11	0,075	0,04
200	0,9	0,45	0,22	0,15	0,075
300	1,3	0,71	0,375	0,24	0,15
500	2,0	1,1	0,6	0,38	0,23

висимости к. п. д. электродвигателя от нагрузки. Электрическая мощность измеряется по схеме двух ваттметров с использованием образцовых комплектов КИП-50 или КИП-51.

В промышленных условиях мощность крупных насосов может быть определена термодинамическим методом путем измерения разности энтальпии на выходе и входе в насос. Термодинамически удобно также определять потери мощности во вспомогательных агрегатах (редукторах), гидродинамических муфтах.

Частота вращения измеряется стробоскопическими, электронными и электрическими тахометрами, частотомерами, ручными тахометрами и др. Современная измерительная техника позволяет определять частоту вращения с точностью ± 1 1/мин.

Температура жидкости определяется ртутным термометром или термометрами сопротивления в подводящем трубопроводе или баке. Погрешность в измерении температуры не должна превышать 1 К при $T<323$ К и 0,5 К при $T>323$ К. По температуре определяется значение плотности и давления парообразования жидкости.

Определение внешней утечки можно производить объемным способом. Замер производят при установившемся режиме в течение не менее 2 мин. Утечку через гидропяту можно определить с использованием сужающих устройств на трубопроводе из камеры гидропяты на трубопроводе из камеры гидропяты на всасывание.

По экспериментально полученным значениям подачи, напора и мощности строятся графические зависимости $H=f(Q)$ и $N=f(Q)$. Кривые должны проходить не менее чем через 50% экспериментально определенных точек. Затем расчетным путем строят графическую зависимость $\eta=f(Q)$. По результатам испытаний насос считается соответствующим стандарту, если:

все результаты испытаний, нанесенные на график, находятся в зоне допустимых

отклонений для насосов данного типоразмера;

допустимое значение погрешности измерения меньше или равны значениям, приведенным в табл. 7.2, или установленным технической документацией на данный насос.

Всасывающая способность насоса (антикавитационные качества) характеризуется зависимостью, допустимой вакуумметрической высоты всасывания от подачи.

Кривая $H_{вак}^{доп} = f(Q)$ (см. рис. 1.3,*а*) строится на основании частных кавитационных характеристик (см. рис. 1.6), которые определяются при кавитационных испытаниях. Цель кавитационных испытаний — определение зависимости напора, мощности и к. п. д. от кавитационного запаса энергии на входе в насос при определенной подаче, т. е. $\Delta h_{крI}$, $\Delta h_{крII}$ и $\Delta h_{доп}$. Определение частной кавитационной характеристики должно проводиться от значений Δh, при которых параметры Q, H, N η остаются неизменными до полного срыва. Число различных значений Δh для каждой подачи принимается не менее 15. Минимальное количество подач для снятия кавитационных характеристик равно трем: соответственно минимальной, номинальной и максимальной подаче в рабочей части характеристики.

Кавитационные испытания обычно проводят на стендах для энергетических испытаний. Различное давление на входе в насос создают:

при открытой схеме — задвижкой на входном трубопроводе или различной глубиной погружения (для погружных насосов). Рекомендуется устанавливать две задвижки: одну для грубого регулирования разрежения, вторую (дисковую поворотную или игольчатую) — для точного регулирования при малых Δh;

при закрытой схеме — изменением вакуума в кавитационном бачке вакуум-насосом.

Особое внимание при кавитационных испытаниях должно быть уделено герметичности подводящего трубопровода стенда. Открытая схема предпочтительна для кавитационных испытаний, так как содержание воздуха и твердых частиц в перекачиваемой жидкости остается примерно постоянным.

Основные параметры насоса Q, H, N определяются так же, как при энергетических испытаниях. Так как при кавитационных испытаииях значения Δh изменяются в широких пределах, то давление на входе следует измерять мановакуумметром. Наибольшую точность обеспечивают ртутные или пружинные образцовые мановакуумметры.

Для определения значений Δh необходимо знать $p_{атм}$ в процессе испытания и $p_п$ при температуре перекачиваемой жидкости. Значения $p_{атм}$ определяют по аттестованному барометру; значения $p_п$ — по таблицам на основании точного измерения температуры жидкости в процессе испытания.

При проведении кавитационных испытаний может быть рекомендован следующий порядок.

После монтажа насоса производят опрессовку стенда избыточным давлением 0,15—0,2 МПа. При этом удаляют воздух из импульсных трубок измерительных приборов. Запускают насос и устанавливают требуемую подачу. При этом давление на входе должно быть значительно выше значений, соответствующих паспортным данным. Ступенчатым уменьшением давления на входе (не более восьми точек) входят в режим возможного изменения параметров. Органами тонкого изменения давления на входе доводят параметры насоса до режимов полного срыва. Рекомендуется снять несколько точек в обратном порядке, т. е. при увеличении давления на входе. При проведении кавитационных испытаний особое внимание следует обратить на одновременное снятие показаний. В процессе измерений необходимо строго поддерживать постоянное значение установленной подачи.

По данным испытаний строят зависимость $H=f(\Delta h)$, $N=f(\Delta h)$, $\eta=f(\Delta h)$ при $Q=$const и определяют режимы $\Delta h_{крI}$, $\Delta h_{крII}$ и $\Delta h_{доп}$.

Для регулируемых насосов кавитационные характеристики должны быть сняты не менее чем при пяти положениях органов регулирования.

Для некоторых видов испытаний производят лишь проверку $\Delta h_{доп}$. Для этого при номинальной подаче насоса на входе создается давление, соответствующее $\Delta h_{доп}$, и проверяется состояние работы насоса и его параметры. Такие испытания следует проводить для многоступенчатых насосов с гидравлической разгрузочной пятой из-за опасности выхода из строя пяты при малых Δh. Проверку $\Delta h_{доп}$ производят также для крупных и специальных насосов.

Для насосов, не допускающих регулирования давления на входе, $\Delta h_{доп}$ проверяют при атмосферном давлении от 737 до 760 мм рт. ст. по номинальным параметрам при трех различных температурах ($T \leqslant 313$ К, $T=328\pm2$ К и $T=338$ К) или трех различных погружениях для погруженных насосов (номинальном $h_{ном}$ при $h=h_{ном}+1$ и $h=h_{ном}-1$, где h, м).

Конструкция экспериментальных установок, методика проведения исследований и обработки результатов описаны в литературе [18].

ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНЫХ ТИПОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ НАСОСОВ

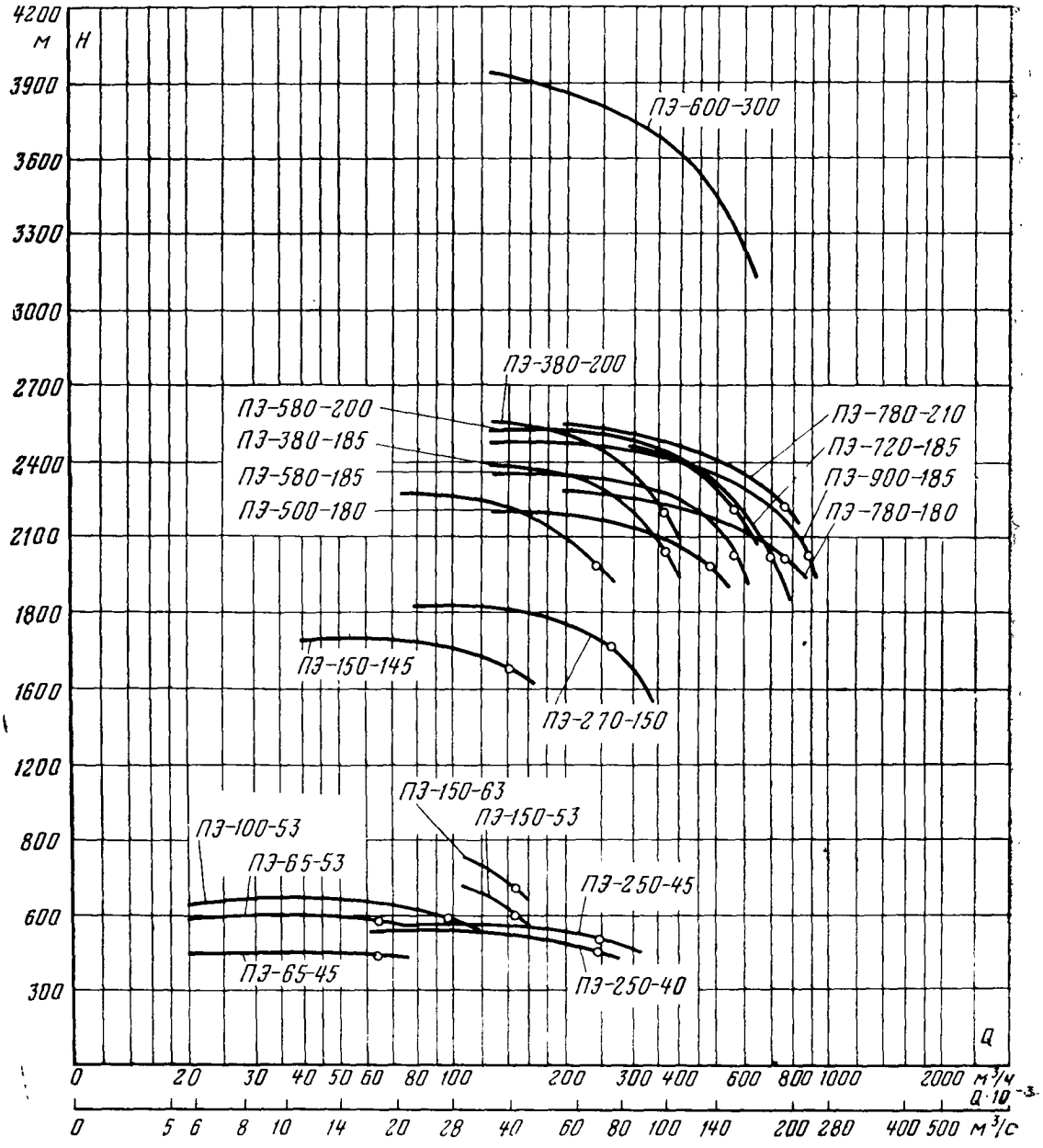


Рис. П.1. Поле характеристик питательных электронасосов.

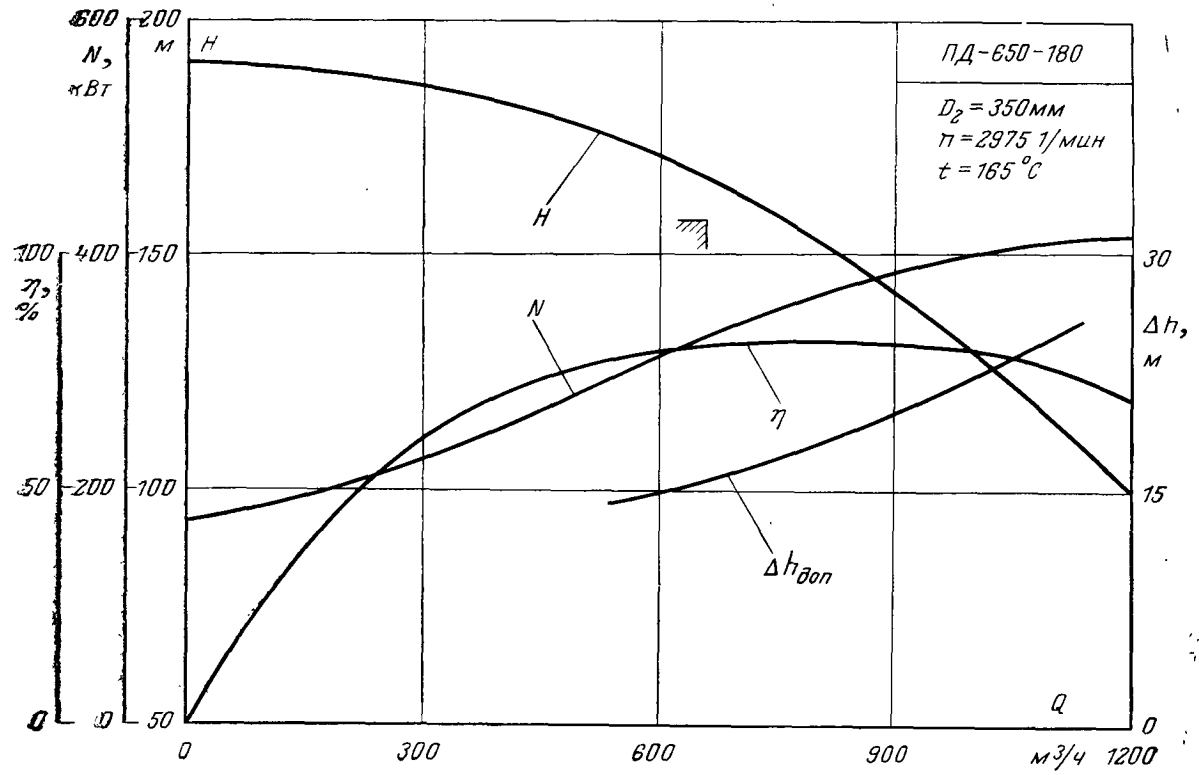


Рис. П2. Предвключенный насос ПД-650-180.

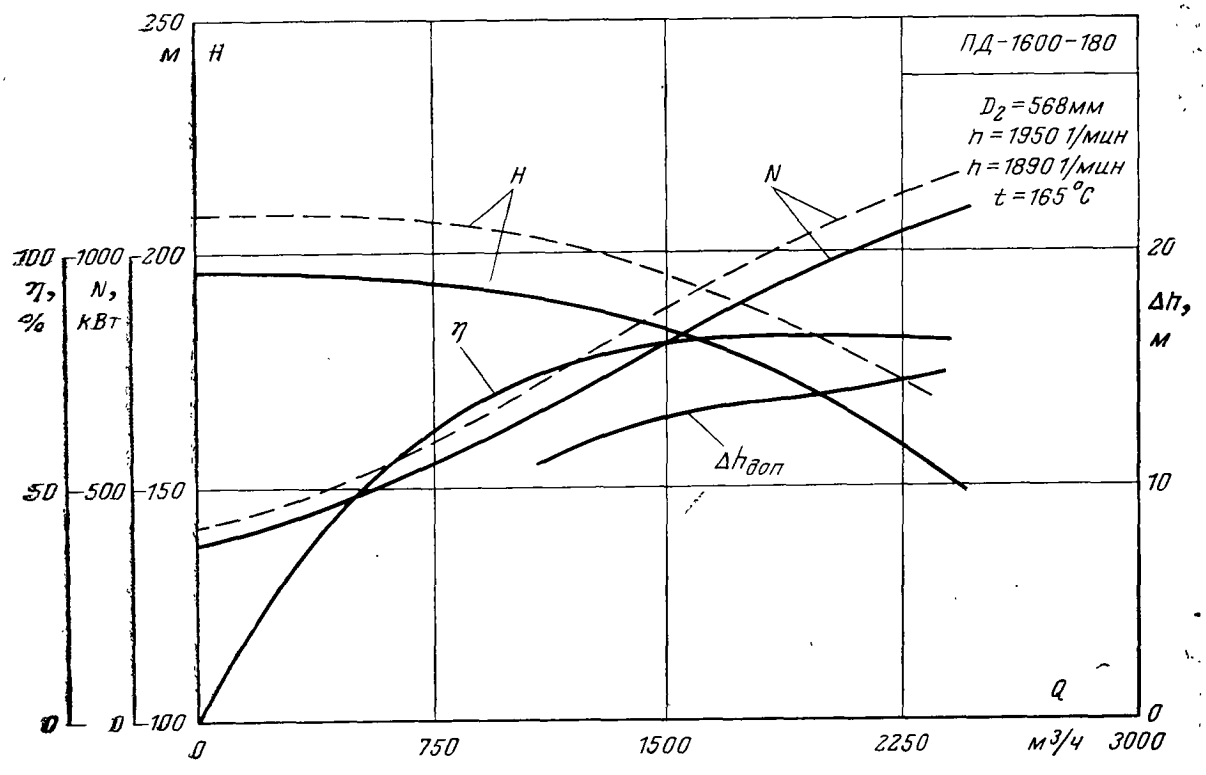


Рис. П.3. Предвключенный насос ПД-1600-180.

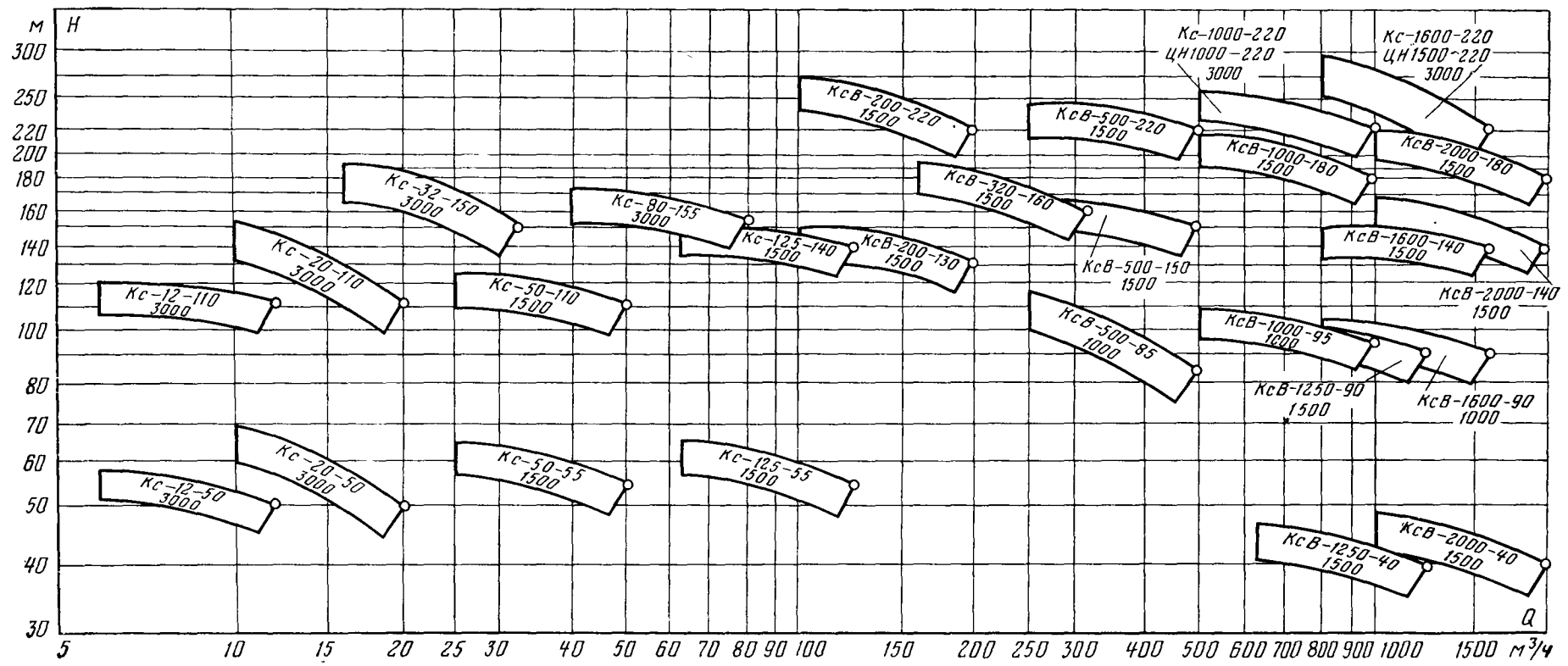


Рис. П.4. Поле характеристик конденсатных насосов.

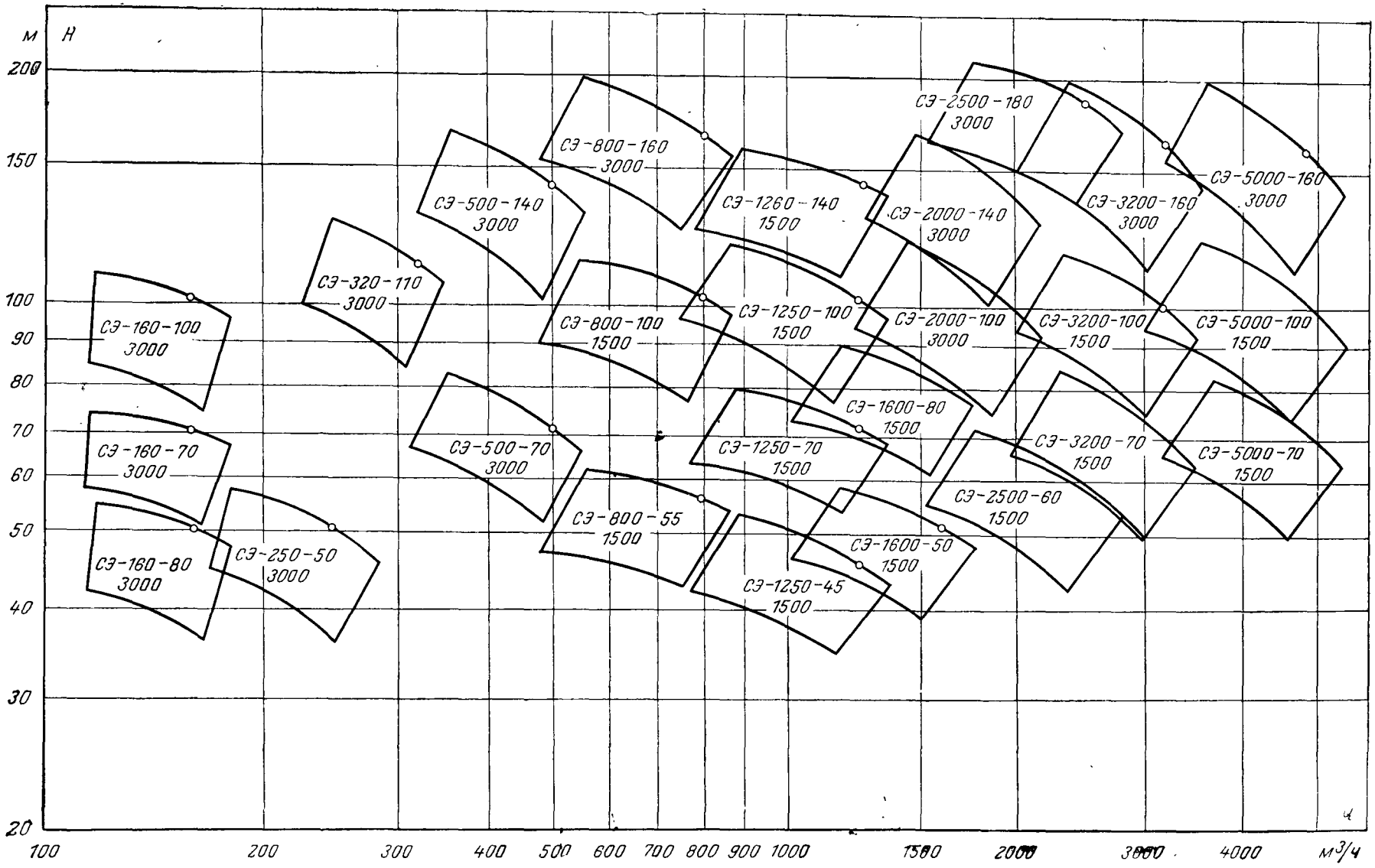


Рис. П.5. Поле характеристик сетевых насосов.

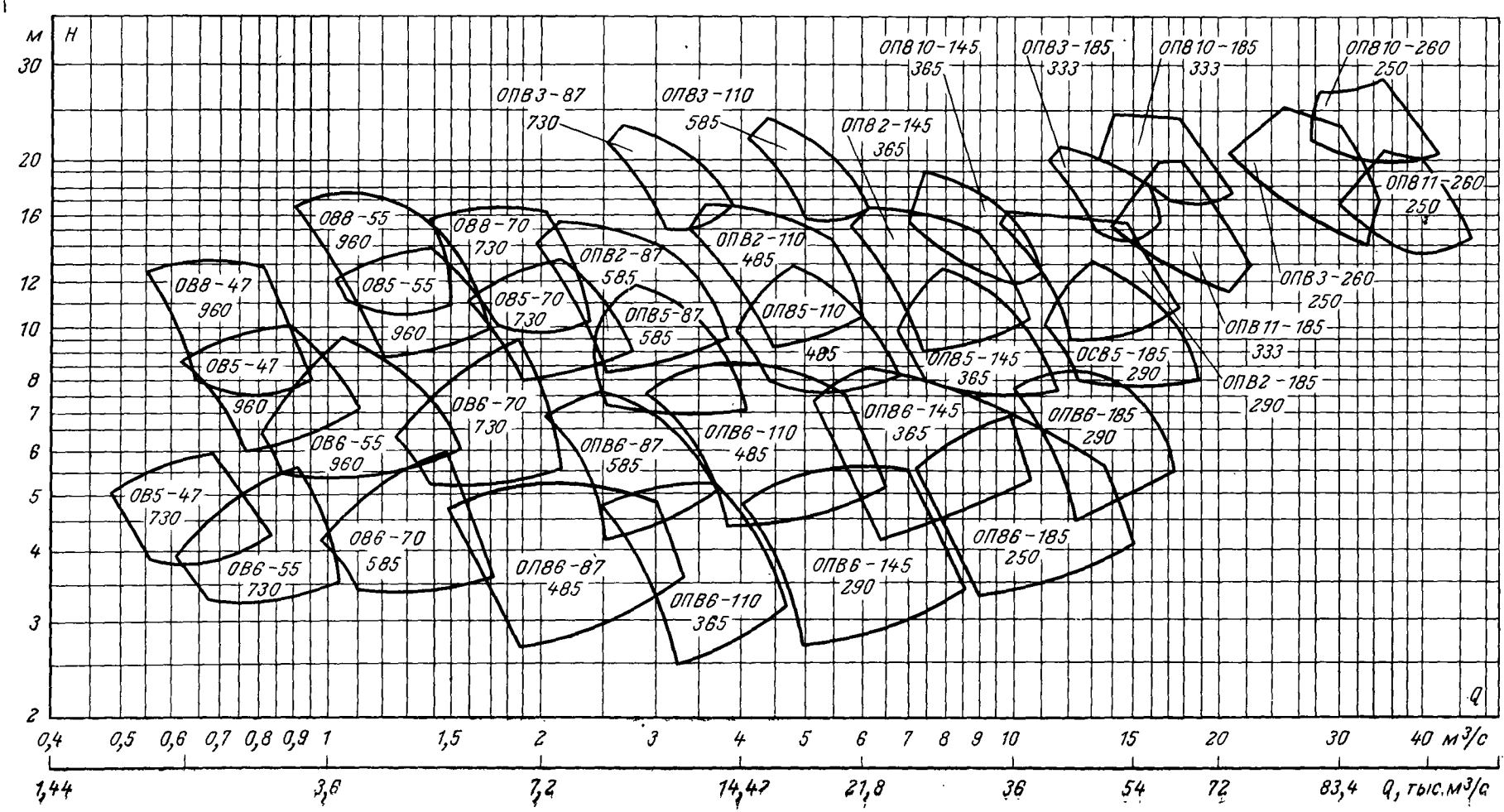


Рис. П.6. Поле характеристик осевых насосов.

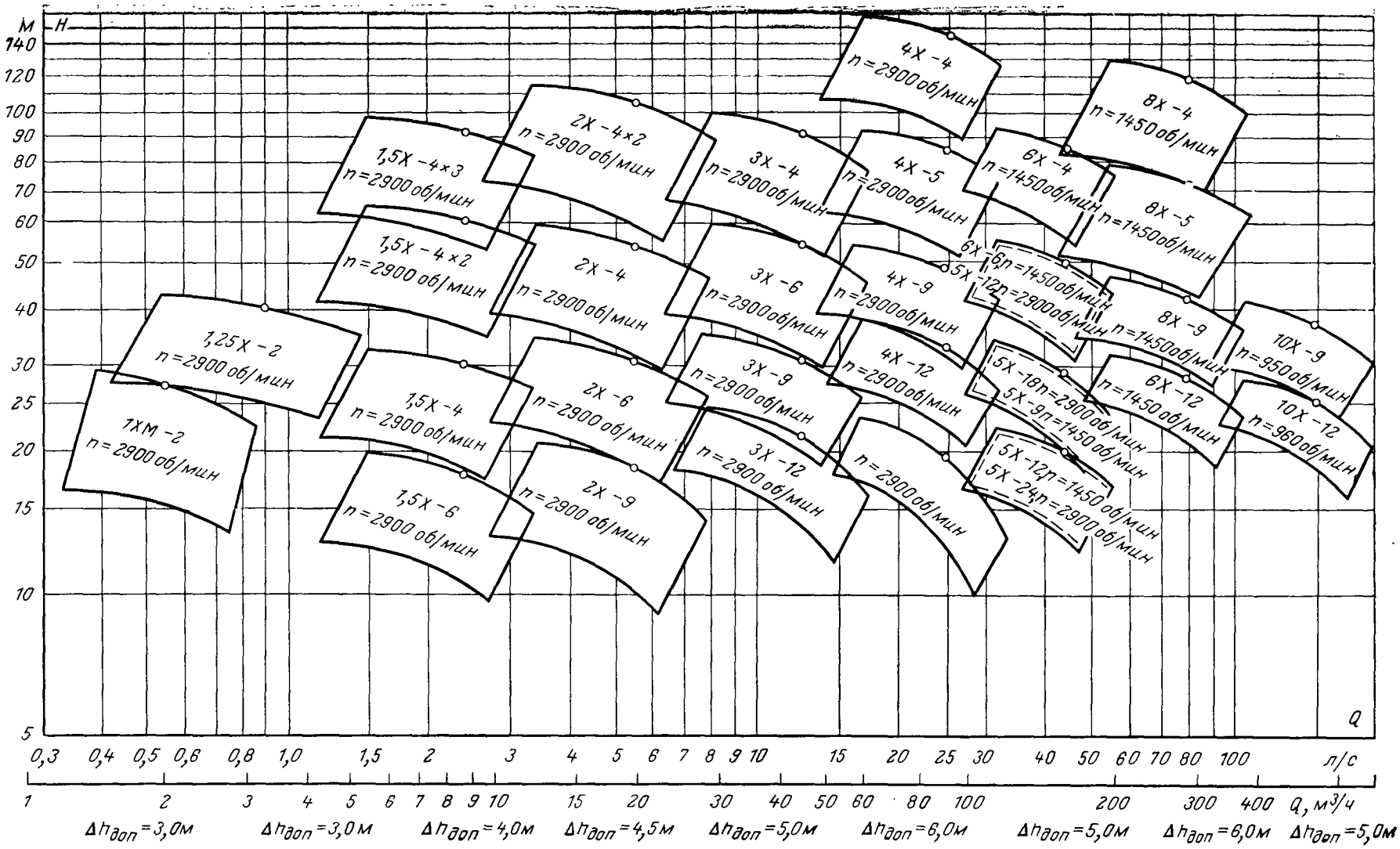


Рис. П.7. Поле характеристик химических насосов типа Х.

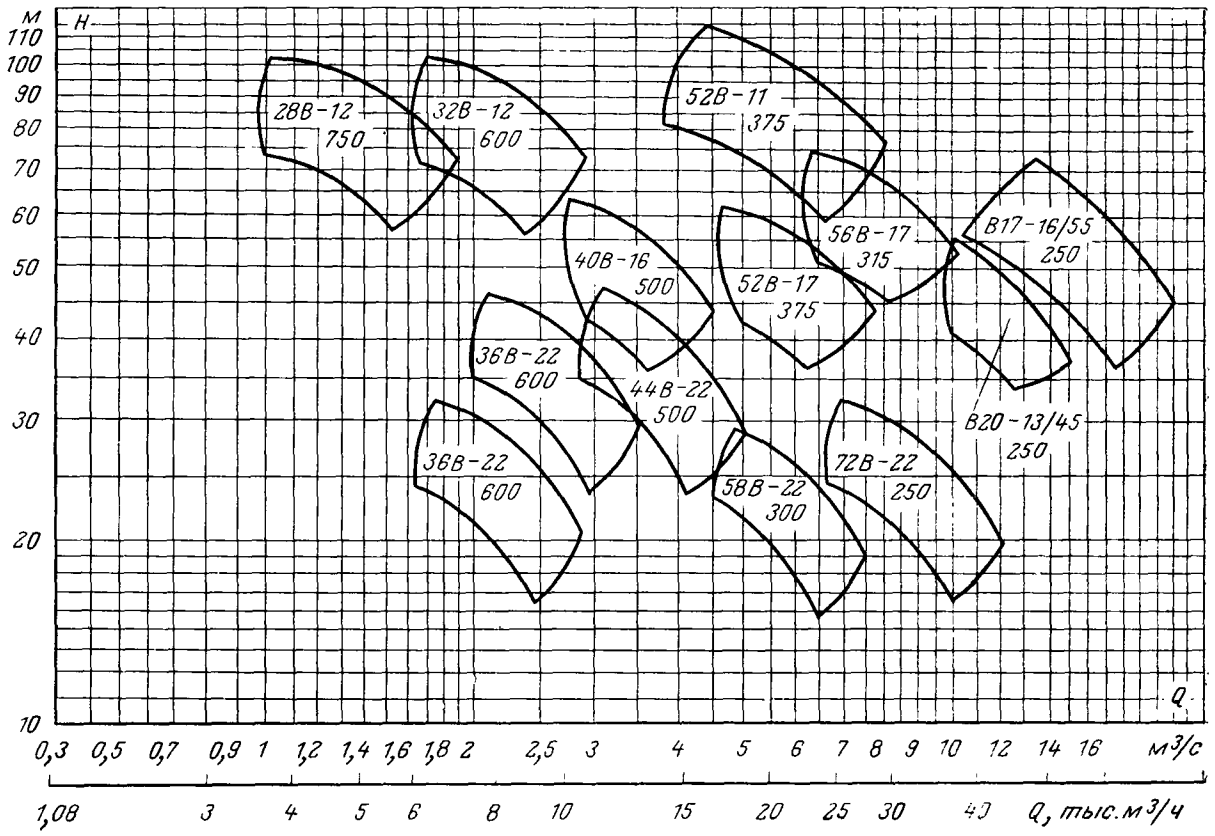


Рис. П.8. Поле характеристик крупных вертикальных насосов.

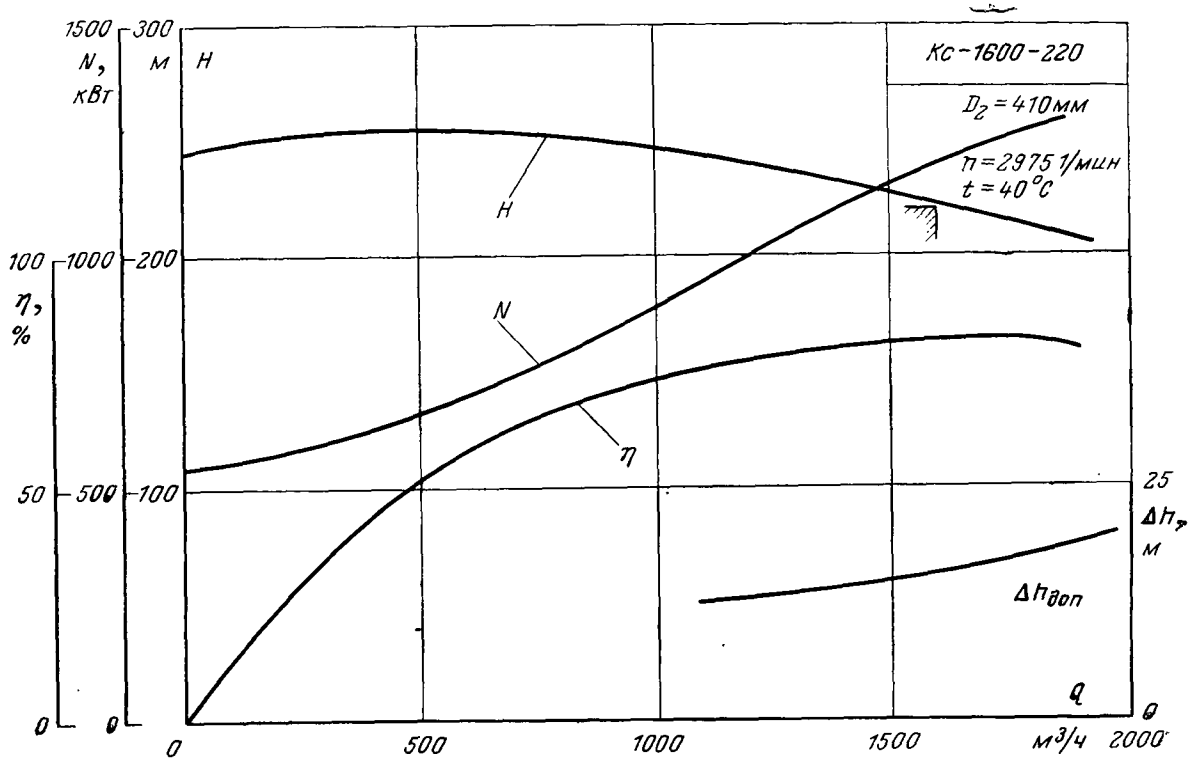


Рис. П.9. Конденсатный насос Кс-1600-220.

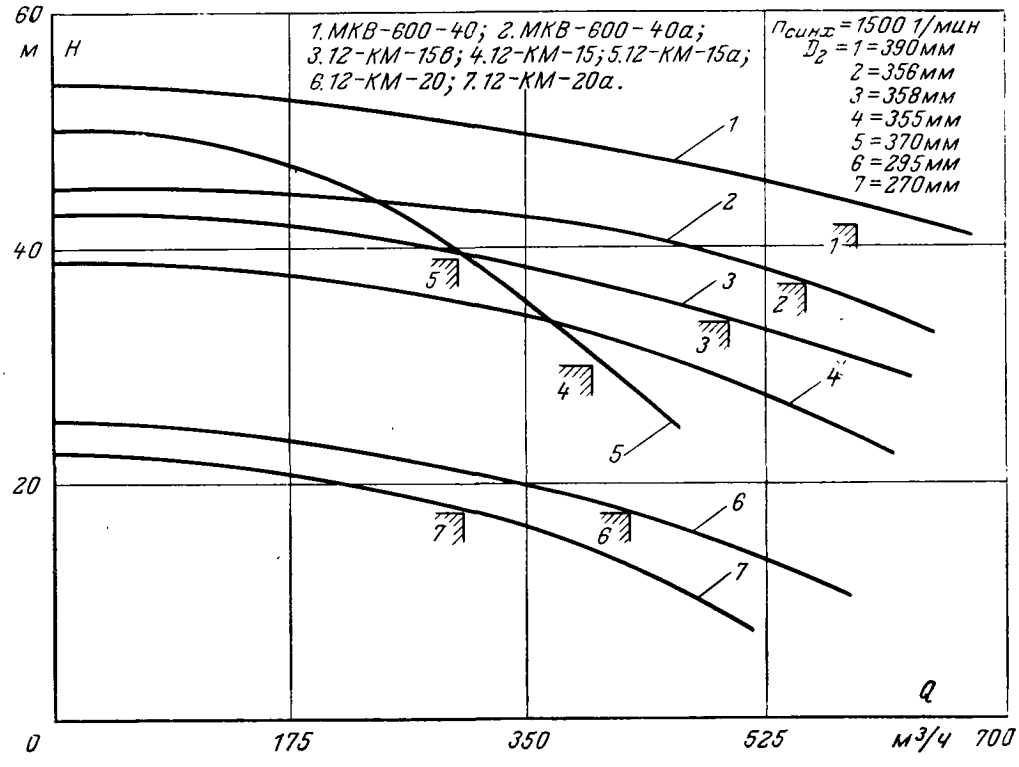


Рис. П.10. Насосы систем регулирования.

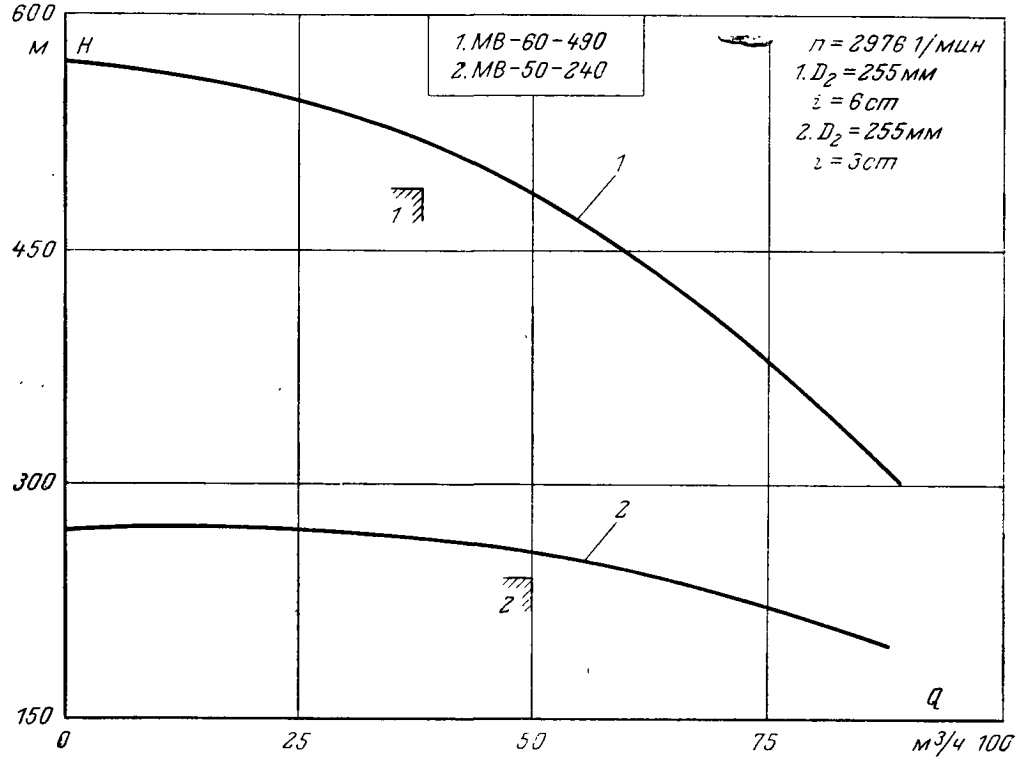


Рис. П.11. Насосы систем маслоснабжения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Васильцов Э. А., Невелич В. В.** Герметичные электронасосы. Л.: Машиностроение, 1968. — 260 с.

2. **Вальчук В. К., Шепель А. Н.** Насосы систем регулирования и маслоснабжения атомных электростанций. — Электрические станции, 1978, № 1, с. 12—14.

3. **Воловник С. Я.** Насосы общего назначения на тепловых электростанциях. — М.: Энергия, 1978. — 12 с.

4. **Голубев А. И.** Торцевые уплотнения вращающихся валов. — М.: Машиностроение, 1974. — 212 с.

5. **Гуревич Д. Ф.** Трубопроводная арматура. Справочное пособие. — М.—Л.: Машиностроение, 1975.—312 с.

6. **Елисеев Б. М.** Расчет деталей центробежных насосов. — М.: Машиностроение, 1975. — 208 с.

7. **Жабо В. В., Уваров В. В.** Гидравлика и насосы. — М.: Энергия, 1976. — 280 с.

8. **Крупные** осевые и центробежные насосы. — М.: Машиностроение, 1977. — 184 с.

9. **Ломакин А. А.** Центробежные и осевые насосы. — М.—Л.: Машиностроение, 1966. — 364 с.

10. **Лопастные насосы.** Центробежные и осевые. Терминология и буквенные обозначения. — М.: Изд-во АН СССР, 1961. — 32 с.

11. **Малюшенко В. В., Михайлов А. К.** Насосное оборудование тепловых электростанций. 2-е изд. — М.: Энергия, 1975. — 280 с.

12. **Малюшенко В. В., Михайлов А. К.** Основное насосное оборудование тепловых электростанций. — М.: Энергия, 1969.—192 с.

13. **Малюшенко В. В.** Центробежный двухступенчатый масляный насос 4МК-7×2. — Насосостроение и арматуростроение, 1965, № 4, с. 6—7.

14. **Малюшенко В. В., Ржебаев Э. Е., Ржебаева Н. К.** Новые питательные и конденсатные насосы для АЭС. — Теплоэнергетика, 1975, № 9, с. 84—88.

15. **Марцинковский В. А.** Бесконтактные уплотнения роторных машин. — М.: Машиностроение, 1976. — 235 с.

16. **Марцинковский В. А.** Гидродинамика и прочность центробежных насосов. — М.: Машиностроение, 1970. — 272 с.

17. **Михайлов А. К.** Питательные насосы для тепловых электростанций большой мощности. — М.: ЦИНТИАМ, 1963. — 65 с.

18. **Михайлов А. К., Малюшенко В. В.** Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. — М.: Машиностроение, 1971. — 304 с.

19. **Михайлов А. К., Малюшенко В. В.** Лопастные насосы. — М.: Машиностроение, 1977. — 288 с.

20. **Михайлов А. К.** Питательные насосы зарубежных тепловых электростанций. — М.: ЦИНТИАМ, 1964. — 59 с.

21. **Насосы динамические.** Методы испытаний. ГОСТ 6134-71. — М.: Изд-во стандартов. 1971. — 59 с.

22. **Насосы.** Термины и определения. ГОСТ 17398-72. — М.: Изд-во стандартов. 1972. — 36 с.

23. **Печеник Б. Я., Хатетовский Г. И.** Питательные агрегаты мощных энергоблоков. — М.: Энергия, 1978. — 176 с.

24. **Правила 28—64.** Измерение расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами. — М.: Изд-во стандартов, 1978. — 151 с.

25. **Пфлейдерер К.** Лопаточные машины для жидкостей и газов. — М.: Машгиз, 1960. — 683 с.

26. **Пырков А. А.** Конденсатные насосы. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1975. — 36 с.

27. **Ржебаев Э. Е., Жуков В. М., Евтушенко А. А.** Питательные насосы для АЭС. — Теплоэнергетика, 1977, № 12, с. 35—39.

28. **Робожев А. В.** Насосы для атомных электрических станций. — М.: Энергия, 1978. — 148 с.

29. **Синев Н. П., Удовиченко П. М.** Бессальниковые водяные насосы. — М.: Атомиздат, 1972. — 494 с.

30. **Слонимский И. Б.** Монтаж насосов энергетических блоков. — М.: Энергия, 1976. — 312 с.

31. **Туркин А. Н.** Гидромуфты питательных насосов тепловых электростанций. — М.: Энергия, 1974. — 231 с.

32. **Чегурко Л. Е.** Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций. — М.: Энергия, 1978. — 160 с.

33. **Чиняев И. А.** Поршневые насосы в теплоэнергетике. — М.: Энергия, 1977. — 80 с.

34. **Шерстюк А. К., Виленский Ю. А** Эксплуатация конденсатных насосов в режиме саморегулирования. — Теплоэнергетика, 1977, № 12, с. 57—59.

35. **Этингер С. М.** Центробежные насосы конструкции ЛМЗ. — В кн.: Лопастные насосы. — Л.: Машиностроение, 1975, с. 276—288.

36. **A Changing** philosophy in the design, application and operation of high pressure steam power plant auxiliaries, Paper

presented February 21, 1962 before the Institution of Engineers, Australia.

37. **Honold E.** Reaktor — Umwälzpumpen. — KSB Technische Berichte, 1974, H. 4, S. 3—14.

38. **Mayer E.** Mechanical seels. — London: Iliffe books, 1972. — 250 p.

39. **Migod A., Siekmann H.** Einfluss von Kühlverfahren und Zulaufbedingungen auf die Bauart von Kühlwasserpumpen für Wärmekraftwerke. — KSB Technische Berichte, 1977, H. 17, S. 25—45.

40. **Najman W.** Konstrukce napájecich čerpadel. — Čerpadla, Techn. zpravy a informace Sigma, 1966, S. str. 1—22.

41. **Pedotti G. P.** Problems in major boiler feed pump projects. — Sulzer Technical Review, 1971, 2, p. 1—9.

42. **Vasicek M., Vykonal J.** Proc jsou u napájecich čerpadel minimalni obtoky. — Čerpadla, potrubi o armatury, 1967, str. 13—15.

43. **Weldon R.** A new type of boiler feed pump for 660 Mw electricity generating sets in England. — Sulzer Technical Review, 1973, 3.

ВЛАДИМИР ВАСИЛЬЕВИЧ МАЛЮШЕНКО
АНАТОЛИЙ КОНСТАНТИНОВИЧ МИХАЙЛОВ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ НАСОСЫ

Редактор *В. М. Черкасский*
Редактор издательства *С. К. Брешин*
Переплет художника *Е. Н. Волкова*
Техинческий редактор *Г. Г. Самсонова*
Корректор *Г. А. Полонская*
ИБ № 2277 («Энергия»)

Сдано в набор 03.11.80 Подписано в печать 08.01.81 Т-000919
Формат 70 × 100¹/₁₆ Бумага типографская № 2 Гарн. шрифта литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 16,25 Уч.-изд. л. 20,75
Тираж 30 000 экз. Заказ 813 Цена 1 р. 40 к.

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

Московская типография № 10 Союзполиграфпрома прн Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфнн н книжной торговлн. 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10