В. И. ТУРК, А. В. МИНАЕВ, В. Я. КАРЕЛИН

НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальностям «Водоснабжение и канализация» и «Очистка природных и сточных вод»



МОСКВА
СТРОЙИЗДАТ
1976

Рецензенты: кафедра водоснабжения и канализации Ленинградского инженерно-строительного института (зав. кафедрой д-р техн. наук. проф. Н. Ф. Федоров); канд. техн. наук К. А. Щеглов.

Турк В. И., Минаев А. В., Карелин В. Я. Насосы и насосные станции. Учебник для вузов. М., Стройиздат, 1976. 304 с.

В учебнике приведено описание насосов различных типов, их устройство и принцип действия. Даны рекомендации по выбору насосов и определению их рабочих параметров. Освещены вопросы компоновки оборудования водопроводных и канализационных насосных станций, основные принципы их проектирования, строительства и эксплуатации. Приведены данные по автоматизации насосных станций.

Учебник предназначен для студентов строительных вузов, обучающихся по специальностям «Водоснабжение и канализация» и «Очистка природных и сточных вод».

Табл. 13, рис. 186, список лит.: 35 назв.

Т $\frac{30210—294}{047(01)—76}$ 224—76

© Стройиздат, 1976

ВЛАДИМИР ИВАНОВИЧ ТУРК

АЛЕКСАНДР ВАСИЛЬЕВИЧ МИНАЕВ
ВЛАДИМИР ЯКОВЛЕВИЧ КАРЕЛИН

НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Редакция литературы по инженерному оборудованию
Зав. редакцией *И. П. Скворцова*
Редактор *Г. А. Лебедева*
Мл. редактор *А. А. Минаева*
Внешнее оформление художника *Ю. И. Смурыгина*
Технические редакторы *И. В. Панова, В. М. Родионова*
Корректоры *В. А. Быкова, Н. О. Родионова*

Сдано в набор 2.IX 1975 г.
Подписано к печати 1/XII 1975 г.
Т—19846 Формат 70×108¹/₁₆ д. л.) Бумага тип. № 2
26,6 усл. печ. л (уч.-изд. 26,83 л.) Тираж 30 000
Изд. № А.I—3865 Зак. № 621 Цена 1р. 26 к.

Стройиздат
103006, Москва, Каляевская ул., д. 23а

Подольская типография Союзполиграфпрома
при Государственном комитете по печати и
по делам издательств, полиграфии и
книжной торговли
г. Подольск, ул. Кирова, 25

Предисловие

Выдвигая задачу значительного подъема материального и культурного уровня жизни народа, партия и правительство Советского Союза разработали обширную программу расширения существующих и создания новых промышленных центров, дальнейшего развития энергетической базы страны, интенсификации сельскохозяйственного производства, увеличения масштабов жилищного строительства. При осуществлении этой программы возрастает потребность в воде, что вызывает необходимость сооружения большого числа современных высокопроизводительных систем промышленного, сельскохозяйственного и коммунального водоснабжения.

Одновременно с возрастающим спросом на воду увеличивается и загрязнение рек, озер и водохранилищ сбросами производственных и бытовых сточных вод. Защита окружающей среды, возведенная постановлениями партии и правительства в ранг важнейших государственных задач, требует совершенствования методов очистки загрязненных вод и строительства крупных систем канализации.

Важнейшим элементом систем водоснабжения и канализации являются насосные станции, представляющие собой сложный комплекс сооружений и оборудования, технические показатели и параметры которого во многом определяют надежность, долговечность и экономическую эффективность подачи или отведения воды.

Настоящая книга является учебником по курсу «Насосы и насосные станции», входящему в число профилирующих дисциплин специальностей «Водоснабжение и канализация» и «Очистка природных и сточных вод» строительных вузов и факультетов.

Изучение этого курса требует от студентов хорошей подготовки по ряду общетехнических и специальных дисциплин, к числу которых в первую очередь относятся гидравлика, гидротехнические сооружения, детали машин и электротехника. Глубокое знание этого предмета играет большую роль при формировании инженера широкого профиля, способного на современном уровне решать сложные задачи, связанные с проектированием, строительством и эксплуатацией систем водоснабжения и канализации.

Первый раздел учебника посвящен принципу действия, особенностям рабочего процесса и техническим параметрам насосов различных типов. Рассмотрены характеристики насосов на стационарных и переходных режимах эксплуатации и совместная работа насосов и сети. Большое внимание уделено конструкциям насосов, используемых в водопроводно-канализационных системах, а также при производстве строительных работ.

Второй раздел учебника посвящен проектированию и эксплуатации водопроводных и канализационных насосных станций. Наряду с рассмотрением основного энергетического и вспомогательного оборудования дана методика определения расчетных параметров, изложены принципиальные положения проектирования, приведены схемы электриче-

ских соединений и рассмотрены основы автоматизации насосных станций. Особое внимание уделено экономическим проблемам, связанным с проектированием и эксплуатацией насосных станций. Основы теории проектирования насосных станций были изложены в ранее вышедших трудах советских специалистов: Н. Н. Абрамова, Н. И. Малишевского, В. И. Турка, М. М. Флоринского, которые явились основоположниками отечественной литературы по данному вопросу. Огромная практическая роль в развитии и усовершенствовании методов проектирования и строительства насосных станций принадлежит специализированным проектным и научно-исследовательским институтам: Союзводоканалпроекту, Гипрокоммунводоканалу, Теплоэлектропроекту, Гидропроекту, Гипроводхозу и др.

Предисловие, главы 1, 2, 7, 8, 10, 12 и § 84, 85 и 87 главы 14 написаны доц. канд. техн. наук В. Я. Карелиным; главы 3—6, 9, 11, 13, § 83 и 86 главы 14 и глава 15 написаны доц. канд. техн. наук А. В. Минаевым. Авторами частично использованы материалы аналогичного учебника, написанного доц. канд. техн. наук В. И. Турком и изданного в 1961 г.

Раздел первый

НАСОСЫ

ГЛАВА 1

НАЗНАЧЕНИЕ, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ НАСОСОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ

Насосы представляют собой гидравлические машины, предназначенные для перекачивания жидкостей. Преобразуя механическую энергию приводного двигателя в механическую энергию движущейся жидкости, насосы поднимают жидкость на определенную высоту, перемещают ее на необходимое расстояние в горизонтальной плоскости или заставляют циркулировать в какой-либо замкнутой системе.

Выполняя одну или несколько упомянутых функций, насосы в любом случае входят в состав оборудования насосной станции, принципиальная схема которой применительно к условиям водоснабжения и канализации изображена на рис. 1. 1. В этой схеме для привода насоса исполь-

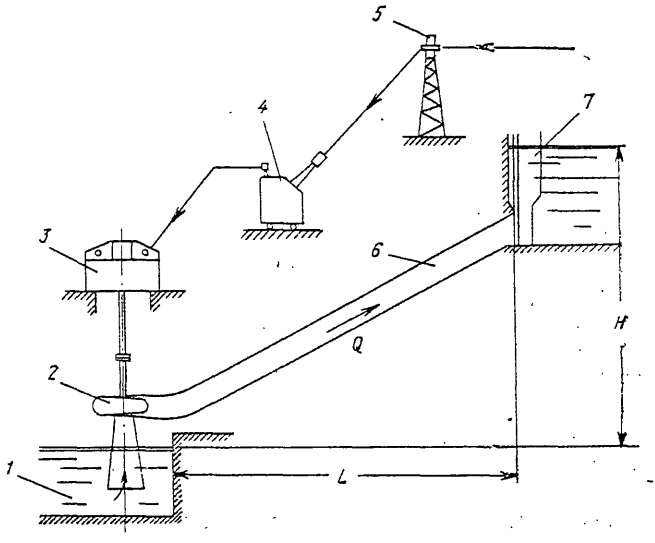


Рис. 1.1. Принципиальная схема насосной станции
1 — водоприемник; *2* — насос; *3* — приводной электродвигатель; *4*—силовой понижающий трансформатор; *5*— ЛЭП; *6* — напорный трубопровод; *7* — водовыпуск

зуется электродвигатель, подключенный к электрической сети. Вода или другая рабочая жидкость всасывается насосом из нижнего бассейна и перекачивается по напорному трубопроводу в верхний бассейн за счет преобразования энергии двигателя в энергию жидкости. Энергия жидкости после насоса всегда больше, чем энергия перед насосом.

Основными параметрами насосов, определяющими диапазон изменения режимов работы насосной станции, состав ее оборудования и конструктивные особенности, являются напор, подача, мощность и коэффициент полезного действия.

Напор представляет собой разность удельных энергий жидкости в сечениях после и до насоса, выраженную в метрах. Напор, создаваемый насосом, определяет предельную высоту подъема или дальность перекачки жидкости (соответственно H и L; см. рис. 1.1).

Подача, т. е. объем жидкости, подаваемой насосом в напорный трубопровод в единицу времени, измеряется обычно в л/с или м^3/ч.

Мощность, затрачиваемая насосом, необходима для создания нужного напора и преодоления всех видов потерь, неизбежных при преобразовании подводимой к насосу механической энергии в энергию движения жидкости по всасывающему и напорному трубопроводам. Измеряемая в кВт мощность насоса определяет мощность приводного двигателя и суммарную (установленную) мощность насосной станции.

Коэффициент полезного действия учитывает все виды потерь, связанных с преобразованием механической энергии двигателя в энергию движущейся жидкости. КПД определяет экономическую целесообразность эксплуатации насоса при изменении остальных его рабочих параметров (напора, подачи, мощности).

История возникновения и развития насосов показывает, что первоначально они предназначались исключительно для подъема воды. Однако в настоящее время область их применения настолько широка и многообразна, что определение насоса как машины для перекачки воды было бы односторонним. Помимо водоснабжения и канализации городов, промышленных предприятий и электростанций насосы применяются для орошения и осушения земель, гидроаккумулирования энергии, транспортирования материалов. Существуют питательные насосы котельных установок тепловых электростанций, судовые насосы, специальные насосы для нефтяной, химической, бумажной, пищевой и других отраслей промышленности. Насосы используются при производстве строительных работ (намыв земляных сооружений, водопонижение, откачка воды из котлованов, подача бетона и строительных растворов к сооружениям и т. п.), при разработке месторождений и транспортировании полезных ископаемых гидравлическим способом, при гидроудалении отходов производственных предприятий. В качестве вспомогательных устройств насосы служат для обеспечения смазки и охлаждения машин.

Таким образом, насосы являются одним из наиболее распространенных видов машин, причем их конструктивное разнообразие чрезвычайно велико. Поэтому классификация насосов по их назначению весьма затруднительна. Более логичной представляется классификация, основанная на различиях в принципе действия. С этой точки зрения все существующие в настоящее время насосы могут быть разделены на следующие основные группы: лопастные насосы, объемные насосы и струйные насосы. Особую группу составляют водоподъемники некоторых специальных типов.

Лопастные насосы преобразуют энергию за счет динамического взаимодействия потока перекачиваемой жидкости и лопастей вращающегося колеса, которое и является основным рабочим органом насоса.

Объемные насосы работают по принципу вытеснения, который заключается в создании гидравлической системы, имеющей изменяющийся объем. Если этот объем заполнить перекачиваемой жидкостью, а затем его уменьшать, то жидкость будет вытесняться в напорный трубопровод.

Струйные насосы работают по принципу смешения потока перекачиваемой жидкости со струей жидкости, пара или газа, обладающей большим запасом кинетической энергии.

Необходимо отметить, что, несмотря на большие различия в принципе действия, конструкции насосов всех типов, включая насосы, применяемые в системах водоснабжения и канализации, должны удовлетворять требованиям, к числу которых в первую очередь относятся:

надежность и долговечность работы;

экономичность и удобство эксплуатации;

изменение рабочих параметров в широких пределах при условии сохранения высокого КПД;

минимальные габариты и вес;

простота устройства, заключающаяся в минимальном числе деталей и полной их взаимозаменяемости;

удобство монтажа и демонтажа.

Выбор типа насоса в каждом конкретном случае производится с учетом его эксплуатационных и конструктивных качеств, наиболее полно удовлетворяющих технологическому назначению рассматриваемой насосной станции.

§ 2. СХЕМЫ УСТРОЙСТВА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

К числу лопастных насосов, серийно выпускаемых отечественной промышленностью и нашедших наибольшее распространение при сооружении современных систем водоснабжения и канализации, относятся центробежные, осевые и вихревые насосы. Как уже отмечалось ранее, работа этих насосов основана на общем принципе — силовом взаимодействии лопастей рабочего колеса с обтекающим их потоком перекачиваемой жидкости. Однако механизм этого взаимодействия у насосов перечисленных типов различен, что, естественно, приводит к существенным различиям в их конструкциях и эксплуатационных показателях.

Центробежные насосы. Основным рабочим органом центробежного насоса, один из возможных вариантов конструкции которого схематически изображен на рис. 1.2, является свободно вращающееся внутри корпуса колесо, насаженное на вал. Рабочее колесо состоит из двух дисков (переднего и заднего), отстоящих на некотором расстоянии друг от друга. Между дисками, соединяя их в единую конструкцию, находятся лопасти, плавно изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Внутренние поверхности дисков и боковые поверхности лопастей образуют так называемые межлопастные каналы колеса, которые для нормальной работы должны быть заполнены перекачиваемой жидкостью.

При вращении колеса на каждый объем жидкости массой m, находящийся в межлопастном канале на расстоянии r от оси вала, будет действовать центробежная сила, определяемая выражением

$$F_{ц} = m\omega^2 r, \tag{1.1}$$

где ω — угловая скорость вращения вала.

Под действием этой силы жидкость выбрасывается из рабочего колеса, в результате чего в центре колеса создается разрежение, а в периферийной его части — повышенное давление. Для обеспечения непрерывного потока жидкости через насос необходимо обеспечить подвод перекачиваемой жидкости к рабочему колесу и отвод ее от него.

Жидкость подводят через отверстие в переднем диске рабочего колеса с помощью всасывающего патрубка и всасывающего трубопровода. Движение жидкости по всасывающему трубопроводу происходит вследствие разности давлений над свободной поверхностью жидкости в приемном бассейне (атмосферное) и в центральной области колеса (разрежение).

Для отвода жидкости корпус насоса имеет расширяющийся спиральный канал (в форме улитки), в который и поступает жидкость, выбрасываемая из рабочего колеса. Спиральный канал (отвод) переходит в короткий диффузор, образующий напорный патрубок, соединяемый обычно с напорным трубопроводом.

Анализ уравнения (1.1) показывает, что центробежная сила, а следовательно, и напор, развиваемый насосом, тем больше, чем больше частота вращения и диаметр рабочего колеса. В качестве привода центробежного насоса можно использовать любой высокооборотный двигатель. Чаще всего для этой цели применяют электродвигатели.

В зависимости от требуемых параметров, назначения и условий работы в настоящее время разработано большое число разнообразных конструкций центробежных насосов, которые можно классифицировать по нескольким признакам.

По числу рабочих колес различают одноступенчатые (см. рис. 1.2) и многоступенчатые насосы.

В многоступенчатых насосах перекачиваемая жидкость проходит последовательно через ряд рабочих колес, насаженных на общий вал. Создаваемый таким насосом напор равен сумме напоров, развиваемых

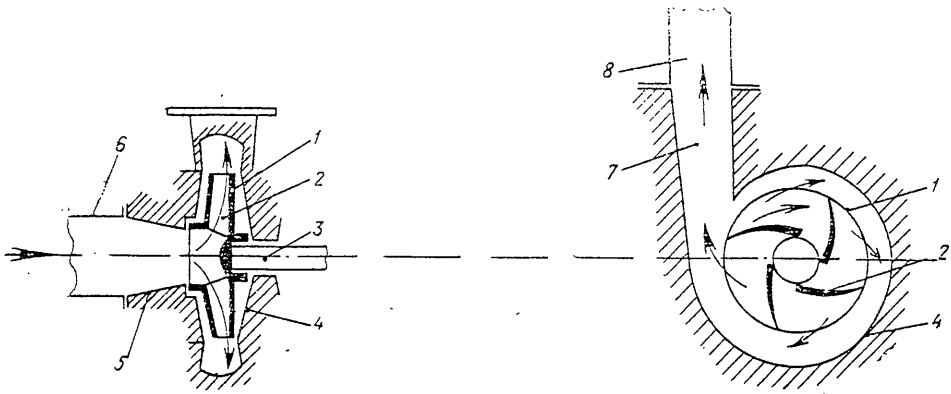


Рис. 1.2. Центробежный насос

1 — колесо; *2* — лопасти; *3* — вал; *4* — корпус; *5* — всасывающий патрубок; *6* — всасывающий трубопровод; *7* — напорный патрубок; *8* — напорный трубопровод

каждым колесом. В зависимости от числа колес (ступеней) насосы могут быть двухступенчатыми, трехступенчатыми и т. д.

По величине создаваемого напора центробежные насосы разделяются на низконапорные (напор до 20 м), средненапорные (20—60 м) и высоконапорные (свыше 60 м).

По способу подвода жидкости к рабочему колесу различают насосы с односторонним подводом (см. рис. 1.2) и насосы с двусторонним подводом, или так называемые центробежные насосы двустороннего входа (рис. 1.3).

По способу отвода жидкости из рабочего колеса насосы разделяются на спиральные и турбинные.

В спиральных насосах перекачиваемая жидкость из рабочего колеса поступает непосредственно в спиральный канал корпуса и затем либо отводится в напорный трубопровод, либо по переточным каналам поступает к следующим колесам.

В турбинных насосах жидкость, прежде чем попасть в спиральный отвод, проходит через систему неподвижных лопаток, образующих особое устройство, называемое направляющим аппаратом.

По компоновке насосного агрегата (расположению вала) различают насосы горизонтальные и вертикальные.

По способу соединения с двигателем центробежные насосы разделяются на приводные (со шкивом или редуктором), соединяемые непосредственно с двигателями с помощью муфты, и моноблочные, рабочее колесо которых устанавливается на удлиненном конце вала электродвигателя.

По роду перекачиваемой жидкости насосы бывают водопроводные, канализационные, теплофикационные (для горячей воды), кислотные, грунтовые и др.

Напор одноступенчатых центробежных насосов, серийно выпускаемых промышленностью, достигает 120 м, подача — 15 м^3/с. Серийные многоступенчатые насосы развивают напор до 2000 м при подаче 80—

100 л/с. Что касается КПД, то в зависимости от конструктивного исполнения он меняется в широких пределах — от 0,85 до 0,9 у крупных одноступенчатых насосов до 0,4—0,45 у высоконапорных многоступенчатых. Параметры центробежных насосов специального изготовления, как одноступенчатых, так и многоступенчатых, могут быть значительно выше.

Осевые насосы. Рабочее колесо осевого насоса (рис. 1.4,*а*) состоит из втулки, на которой укреплено несколько лопастей, представляющих собой удобообтекаемое изогнутое крыло с закрученной передней, набегающей на поток кромкой.

Если рассматривать идеальную жидкость, движущуюся без потерь, и считать, что давление на бесконечном расстоянии постоянно, то при вызываемом вращением рабочего колеса перемещении профиля лопасти в массе жидкости, согласно уравнению Бернулли, за счет изменения скорости течения давление над профилем должно повыситься, а под профилем — понизиться. Это создает силовое воздействие лопасти на поток, результирующая которого R (рис. 1. 4, *б*) может быть разложена на две составляющие: силу Y, нормальную к направлению набегающего потока, которую называют подъемной силой, и силу X, направленную по потоку и называемую лобовым сопротивлением.

Подъемная сила, отнесенная к единице длины лопасти, определяется формулой, которая является частным случаем общей теоремы

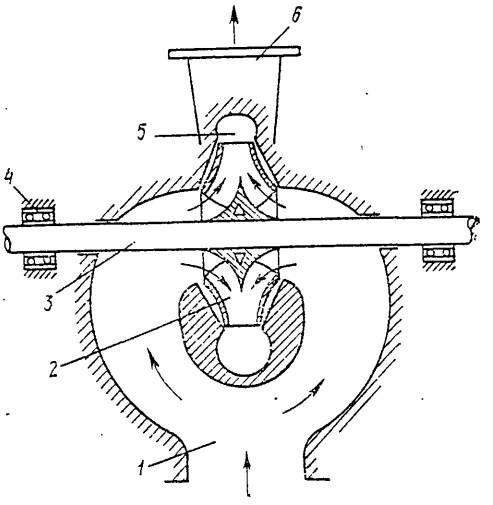
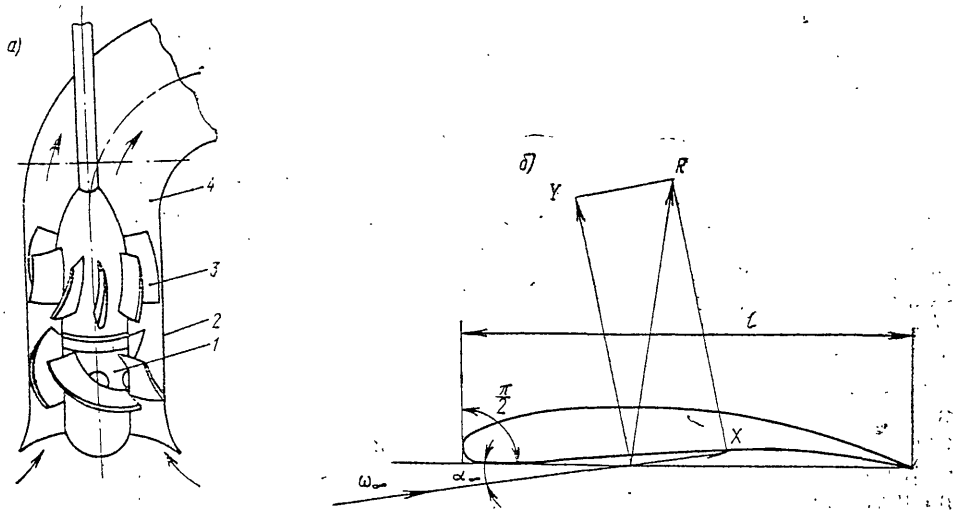


Рис. 1.3. Проточная часть двустороннего центробежного насоса

1 — всасывающий патрубок; *2* — рабочее колесо; *3* — проходной вал; *4* — подшипники; *5* — спиральный отвод; *6* — напорный патрубок

Рис. 1.4. Осевой насос

а — принципиальная схема устройства: *1* — колесо; *2* — камера; *3* — выправляющий аппарат; *4* — отвод; *б* — силы, действующие на профиль лопасти



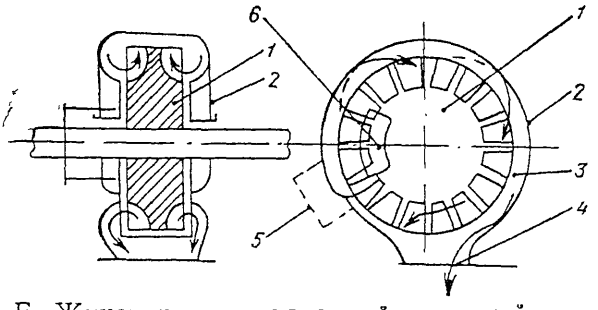


Рис. 1.5. Вихревой насос

1 — колесо; *2* — корпус; *3* — полость; *4, 5* — напорный и всасывающий патрубки; *6* — уплотняющий выступ

Н. Е. Жуковского о подъемной силе, действующей на тело произвольной формы:

$$Y = C_y \rho l \frac{w_\infty^2}{2}, \qquad (1.2)$$

где C_y — коэффициент, зависящий от формы профиля и угла атаки;

ρ — плотность среды;

l — длина хорды профиля лопасти;

w_∞ — относительная скорость набегания невозмущенного потока.

Рабочее колесо насоса вращается в трубчатой камере, благодаря чему основная масса потока в пределах колеса движется в осевом направлении, что, кстати говоря, и определило название насоса.

Двигаясь поступательно, перекачиваемая жидкость одновременно несколько закручивается рабочим колесом. Для устранения вращательного движения жидкости служит выправляющий аппарат, через который она проходит перед выходом в коленчатый отвод, соединяемый с напорным трубопроводом. Жидкость подводится к рабочим колесам небольших осевых насосов с помощью конических патрубков. У крупных насосов для этой цели служат камеры и изогнутые всасывающие трубы относительно сложной формы.

Осевые насосы выпускаются двух модификаций: с жестко закрепленными на втулке лопастями рабочего колеса и с поворотными лопастями.

Изменение в определенных пределах угла установки лопастей рабочего колеса позволяет поддерживать высокое значение КПД насоса в широком диапазоне изменения его рабочих параметров.

В качестве привода осевых насосов используются, как правило, электродвигатели синхронного и асинхронного типа, непосредственно соединяемые с насосом с помощью муфты. Насосные агрегаты изготовляют с вертикальным, горизонтальным или наклонным валом.

Подача серийно выпускаемых отечественной промышленностью осевых насосов колеблется от 0,5 до 45 м^3/с при напорах от 2,5 до 27 м. Таким образом, по сравнению с центробежными осевые насосы имеют значительно бо́льшую подачу, но меньший напор. КПД высокопроизводительных осевых насосов достигает 0,9 и выше.

Вихревые насосы. Рабочее колесо вихревого насоса (рис. 1.5) представляет собой плоский диск с короткими радиальными прямолинейными лопастями, расположенными на периферии колеса. В корпусе имеется кольцевая полость, в которую и входят лопасти колеса. Внутренний уплотняющий выступ, плотно примыкая к наружным торцам и боковым поверхностям лопастей, разделяет всасывающий и напорный патрубки, соединенные с кольцевой полостью.

При вращении колеса жидкость увлекается лопастями и одновременно под воздействием центробежной силы закручивается. Таким образом, в кольцевой полости работающего насоса образуется своеобразное парное кольцевое вихревое движение, почему насос и называется вихревым. Отличительная особенность вихревого насоса заключается в том, что одна и та же частица жидкости, двигаясь по винтовой траектории, на уча-

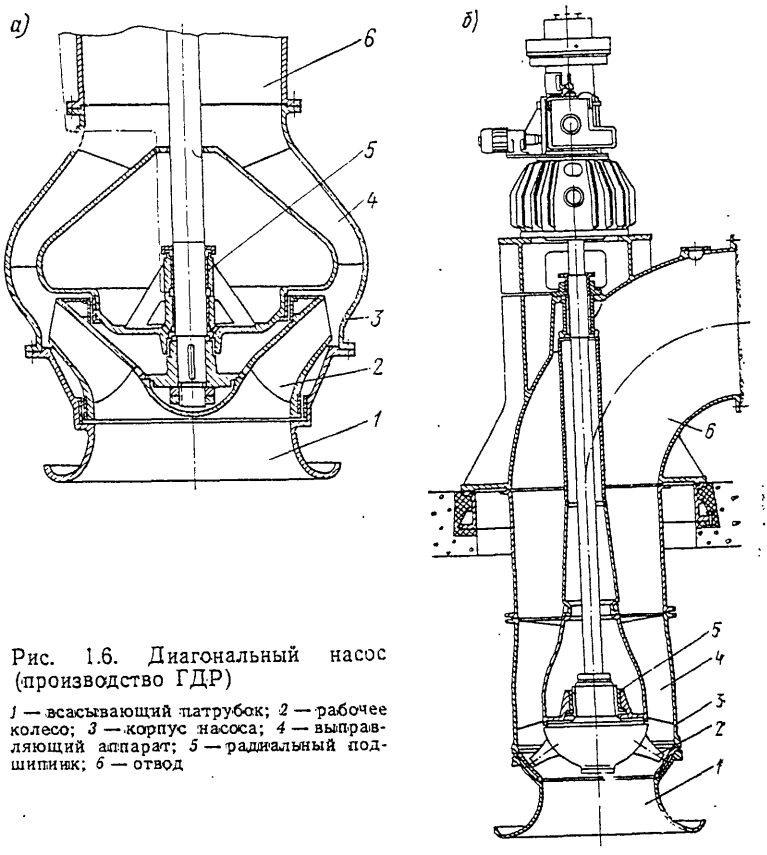


Рис. 1.6. Диагональный насос (производство ГДР)

1 — всасывающий патрубок; *2* — рабочее колесо; *3* — корпус насоса; *4* — выправляющий аппарат; *5* — радиальный подшипник; *6* — отвод

стке от входа в кольцевую полость до выхода из нее многократно попадает в межлопастное пространство колеса, где каждый раз получает дополнительное приращение энергии, а следовательно, и напора. Благодаря этому вихревой насос в состоянии развить напор, в 2—4 раза больший, чем центробежный насос, при одном и том же диаметре колеса, т. е. при одной и той же окружной скорости. Это, в свою очередь, приводит к значительно меньшим габаритным размерам и весу вихревых насосов в сравнении с центробежными.

Достоинством вихревых насосов является также и то, что они обладают самовсасывающей способностью, исключающей необходимость заливки корпуса и всасывающей линии насоса перекачиваемой жидкостью перед каждым пуском.

Недостатком вихревых насосов является сравнительно невысокий КПД (0,25—0,5) и быстрый износ их деталей при работе на жидкостях, содержащих взвешенные твердые частицы. Серийно выпускаемые вихревые насосы имеют подачу от 1 до 40 м^3/ч и напор от 15 до 90 м.

Отечественной промышленностью выпускаются также комбинированные центробежно-вихревые насосы, у которых в одном корпусе на одном валу размещаются колесо центробежного типа и вихревое рабочее колесо. В этом случае центробежная ступень создает необходимый подпор вихревой ступени и повышает общий КПД насоса. При тех же подачах напор центробежно-вихревых насосов достигает 300 м.

К числу насосов, не освоенных еще в достаточной степени отечественной промышленностью, но нашедших широкое распространение в системах водоснабжения и канализации за рубежом, следует отнести так называемые диагональные насосы (рис. 1.6), у которых поток жидкости, проходящий через рабочее колесо, направлен не радиально, как у цент-

робежных насосов, и не параллельно оси, как у осевых, а наклонно, как бы по диагонали прямоугольника, составленного из радиального и осевого направлений.

Наклонное направление потока создает основную конструктивную особенность диагональных насосов — перпендикулярное к меридиональному потоку и наклонное к оси насоса расположение лопастей рабочего колеса. Это обстоятельство позволяет использовать при создании напора совместное действие подъемной и центробежной сил.

Рабочие колеса диагональных насосов могут быть закрытого (см. рис. 1.6, *а*) или открытого (см. рис. 1.6, *б*) типа. В первом случае общая конструкция колеса приближается к центробежному, а во втором — к осевому колесу. Лопасти рабочих колес открытого типа у ряда насосов выполняются поворотными, что является их несомненным преимуществом.

Жидкость отводится от рабочего колеса диагонального насоса с помощью спирального канала, как у центробежных насосов, либо с помощью трубчатого колена, как у осевых.

По своим рабочим параметрам (подача, напор) диагональные насосы также занимают промежуточное положение между центробежными и осевыми.

§ 3. СХЕМЫ УСТРОЙСТВА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ОБЪЕМНЫХ НАСОСОВ

В зависимости от конструкции, назначения и условий работы объемные насосы могут быть классифицированы следующим образом:

с возвратно-поступательным движением рабочего органа;

с вращательным движением рабочего органа.

К первой группе относятся поршневые, плунжерные и диафрагменные насосы. Ко второй группе относятся шестеренные и винтовые насосы.

Поршневой насос одностороннего действия (рис. 1.7) состоит из корпуса, внутри которого расположены рабочая камера с всасывающим и напорным клапанами и цилиндр с поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение. К корпусу присоединены всасывающий и напорный трубопроводы. Вращательное движение вала приводного двига-

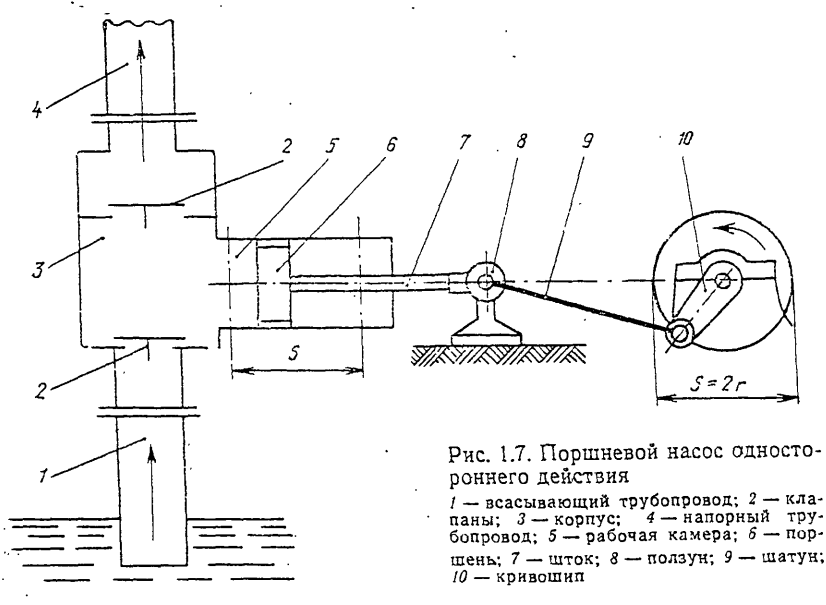


Рис. 1.7. Поршневой насос одностороннего действия

1 — всасывающий трубопровод; *2* — клапаны; *3* — корпус; *4* — напорный трубопровод; *5* — рабочая камера; *6* — поршень; *7* — шток; *8* — ползун; *9* — шатун; *10* — кривошип

теля преобразуется в возвратно-поступательное движение поршня с помощью классического кривошипно-шатунного механизма.

При ходе поршня вправо в цилиндр засасывается объем жидкости,

$$V = FS,$$

где F — площадь поршня;

S — ход поршня.

При ходе поршня влево этот же объем выталкивается в напорный трубопровод. Таким образом, насос одностороннего действия за один оборот кривошипа совершает один цикл всасывания и один цикл нагнетания (рабочий).

Идеальная подача насоса в этом случае составляет

$$Q_{ст} = FSn, \tag{1.3}$$

где n — частота вращения кривошипа, мин$^{-1}$.

Действительная подача Q меньше идеальной вследствие запаздывания закрывания напорного и всасывающего клапанов, утечек через клапаны, сальниковые и поршневые уплотнения, а также за счет выделения воздуха или газов из перекачиваемой жидкости. Поэтому действительная подача

$$Q = \eta_{об} FSn, \tag{1.4}$$

где $\eta_{об}$ — объемный КПД насоса или коэффициент наполнения.

Величина коэффициента наполнения $\eta_{об}$ зависит от размеров насоса и меняется в пределах 0,9—0,99.

Теоретически поршневой насос может развивать любой напор. Однако практически напор ограничивается прочностью отдельных деталей, а также мощностью двигателя, приводящего насос в действие.

Подача поршневого насоса одностороннего действия, подсчитанная по формуле (1.3), представляет собой осредненную по времени величину. Мгновенный объем жидкости, подаваемой насосом, равен площади поршня F, умноженной на скорость его движения v. Поскольку возвратно-поступательное движение поршня осуществляется с помощью кривошипно-шатунного механизма, скорость поршня изменяется от нуля в мертвых положениях кривошипа до максимума в среднем положении. Аналогичным образом меняется во время рабочего хода поршня и подача насоса. В сочетании с полным отсутствием подачи во время цикла всасывания это обстоятельство определяет основной недостаток поршневых насосов одностороннего действия — прерывистую и неравномерную подачу.

Изменение подачи поршневого насоса за один оборот кривошипа можно изобразить графически. Подобные графики дают возможность наглядно представить последовательность процессов нагнетания и всасывания, а также оценить степень неравномерности подачи, т. е. установить, во сколько раз максимальная подача превосходит среднюю.

Согласно теории кривошипно-шатунных механизмов можно считать, что изменение мгновенной скорости движения поршня во времени с достаточной степенью приближения следует синусоидальному закону

$$v = r\omega \sin\alpha, \tag{1.5}$$

где $r = S/2$ — радиус кривошипа;

$\omega = 2\pi n/60$ — угловая скорость;

$\alpha = f(t)$ — угол поворота кривошипа, представляющий собой функцию времени t.

Соответственно мгновенная подача насоса

$$Q = Fv = Fr\omega \sin\alpha. \tag{1.6}$$

Изменение функции (1.6) за время одного оборота кривошипа показано на рис. 1.8,*а*.

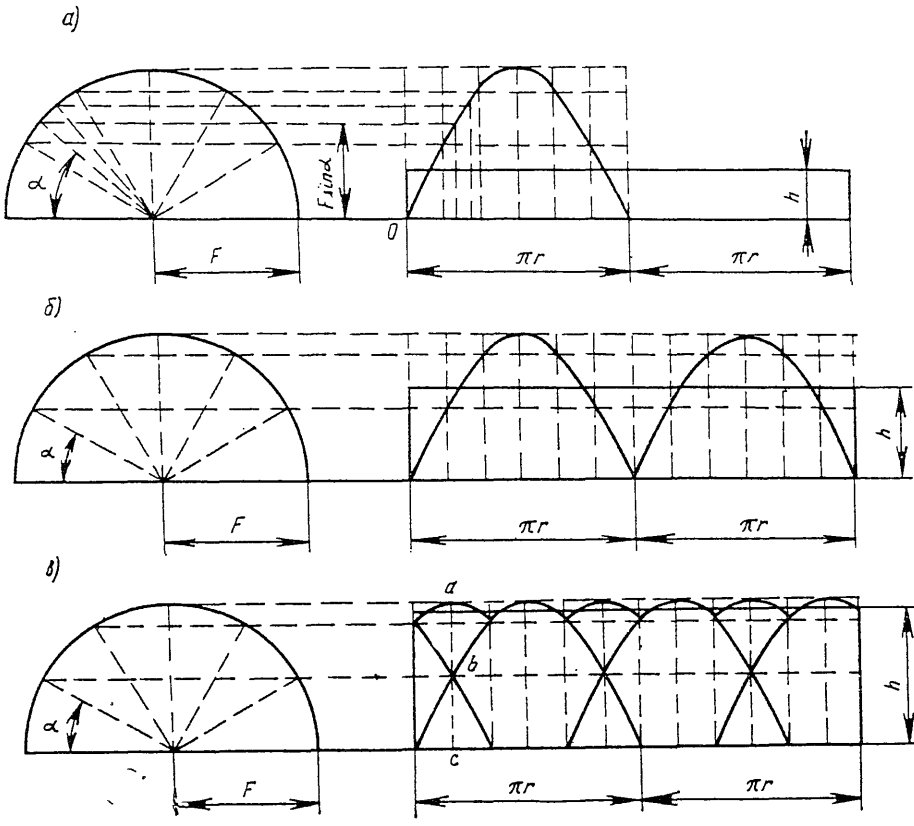


Рис. 1.8. Кривые подачи поршневых насосов
а — одностороннего действия; *б* — двустороннего действия; *в* — трехпоршневого насоса

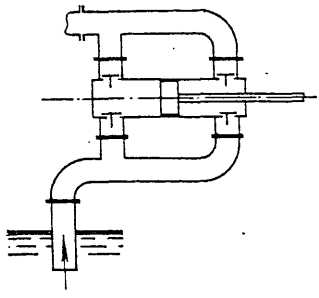


Рис. 1.9. Поршневый насос двустороннего действия

Заменим площадь, ограниченную синусоидой и осью абсцисс графика, площадью равновеликого прямоугольника, построенного на отрезке прямой длиной $2\pi r$. Обе эти площади графически выражают объем жидкости, подаваемой насосом в напорный трубопровод за время одного оборота кривошипа. Высота h прямоугольника, таким образом, будет представлять в принятом масштабе величину средней подачи, а наибольшая высота синусоиды — величину максимальной подачи. Отношение максимальной подачи к средней (степень неравномерности подачи) будет:

$$\frac{Q_{\text{макс}}}{Q_{\text{ср}}} = \frac{F}{h}.$$

Площадь прямоугольника, согласно построению,

$$2\pi r h = F S = F \cdot 2r,$$

откуда

$$h = \frac{F}{\pi}.$$

Следовательно,

$$\frac{Q_{макс}}{Q_{ср}} = \frac{F}{F/\pi} = \pi = 3{,}14, \tag{1.7}$$

т. е. у поршневого насоса одностороннего действия максимальная подача превосходит среднюю в 3,14 раза.

Существует несколько способов уменьшения неравномерности движения жидкости в системе, соединенной с поршневым насосом. Одним из них является применение поршневых насосов двустороннего действия (рис. 1.9), у которых камеры с клапанами располагаются по обе стороны цилиндра и поэтому движение поршня в любую сторону является рабочим: циклу всасывания в левой камере соответствует цикл нагнетания в правой, и наоборот.

Подача поршневого насоса двустороннего действия почти вдвое больше подачи насоса одностороннего действия тех же геометрических размеров и может быть подсчитана по формуле

$$Q = \eta_{об} (2F - f) S n, \tag{1.8}$$

где f — площадь сечения штока.

При построении графика изменения подачи поршневого насоса двустороннего действия, пользуясь теми же методами, получим две синусоиды (рис. 1.8, *б*).

В этом случае

$$2\pi r h = 2FS = 2F \cdot 2r,$$

откуда

$$h = \frac{2F}{\pi}.$$

Следовательно,

$$\frac{Q_{макс}}{Q_{ср}} = \frac{F}{2F/\pi} = \frac{\pi}{2} = 1{,}57, \tag{1.9}$$

т. е. максимальная подача превосходит среднюю в 1,57 раза.

Другим весьма эффективным способом является использование многопоршневых насосов с параллельным включением цилиндров, поршни которых приводятся в движение от общего коленчатого вала. Рассмотрим, например, диаграмму подачи трехпоршневого насоса, состоящего из трех насосов одностороннего действия, кривошипы которых расположены по отношению друг к другу под углом 120°.

Для получения суммарной кривой подачи необходимо построить три синусоиды, сдвинутые на 120° одна по отношению к другой, и затем суммировать их ординаты (рис. 1.8, *в*). Площадь диаграммы, ограниченная сверху суммарной кривой, изображает подачу всеми тремя цилиндрами. Наибольшая ордината графика равна F, так как она получена от сложения двух отрезков ab и bc, каждый из которых составляет

$$F \sin 30° = 0{,}5F.$$

В этом случае имеем:

$$2\pi r h = 3FS = 3F \cdot 2r,$$

откуда

$$h = \frac{3F}{\pi}.$$

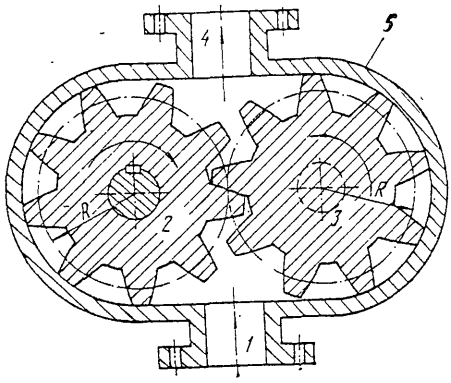
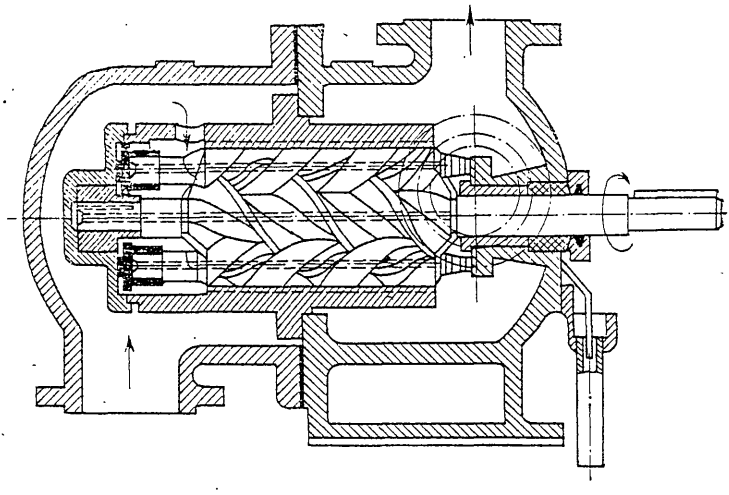


Рис. 1.10. Шестеренный насос

1 — полость всасывания; *2*, *3* — ведущая и ведомая шестерни; *4* — напорная полость; *5* — корпус

Рис. 1.11. Винтовой насос



Степень неравномерности подачи

$$\frac{Q_{\text{макс}}}{Q_{\text{ср}}} = \frac{F}{3F/\pi} = \frac{\pi}{3} = 1{,}047. \qquad (1.10)$$

Для обеспечения возможно более равномерной подачи поршневых насосов и предотвращения инерционных действий масс жидкости, заполняющей систему, практикуется также устройство воздушных колпаков. Благодаря большой упругости воздуха, находящегося в колпаке, во время цикла нагнетания происходит его сжатие и поглощение части жидкости, превышающей среднюю подачу. Во время цикла всасывания воздух расширяется, и процесс вытеснения жидкости в напорный трубопровод продолжается.

Плунжерные насосы отличаются от поршневых конструкцией вытесняющего тела. Вместо поршня они имеют плунжер, представляющий собой полый цилиндр, движущийся в уплотняющем сальнике не касаясь внутренних стенок рабочей камеры. По гидравлическим параметрам поршневые и плунжерные насосы одинаковы. В эксплуатации плунжерные насосы несколько проще, так как у них меньше изнашиваемых деталей (отсутствуют поршневые кольца, манжеты и пр.).

Диафрагменные насосы имеют вместо поршня гибкую диафрагму (мембрану) из кожи, прорезиненной ткани или из синтетического материала.

Подача серийно выпускаемых поршневых насосов меняется от 1 до 150 м^3/ч при напорах до 2000 м.

Шестеренный насос схематически изображен на рис. 1.10. Рабочим органом насоса являются две шестерни: ведущая и ведомая, размещенные в корпусе с небольшими радиальными и торцовыми за-

зорами. При вращении колес в направлении, указанном стрелками, жидкость поступает из полости всасывания во впадины между зубьями и перемещает в напорную полость.

Подача шестеренного насоса, состоящего из двух колес одинакового размера, определяется выражением

$$Q = 2 f l z n \eta_{об}, \qquad (1.11)$$

где f — площадь поперечного сечения впадины между зубьями;

l — длина зуба шестерни;

z — число зубьев.

Объемный КПД шестеренного насоса учитывает частичный перенос жидкости обратно в полость всасывания, а также протекание жидкости через зазоры. В среднем он составляет 0,7—0,9.

Шестеренные насосы обладают реверсивностью, т. е. при изменении направления вращения шестерен они изменяют направление потока в трубопроводах, присоединенных к насосу.

Винтовые насосы (рис. 1.11) имеют винты специального профиля, линия зацепления между которыми обеспечивает полную герметизацию области нагнетания от области всасывания. При вращении винтов эта линия перемещается вдоль оси. Длина винтов для обеспечения герметичности при всех их положениях должна быть несколько больше шага винтов. Жидкость, расположенная во впадинах винтов и ограниченная корпусом и линией защемления винтов, при вращении их вытесняется в область нагнетания. В большинстве случаев винтовые насосы выполняются с тремя винтами: средний — ведущий и два боковых — ведомые. Подача винтового насоса с циклоидным зацеплением определяется выражением

$$Q = 0{,}0691\, n\, d_н^3, \qquad (1.12)$$

где $d_н$ — диаметр начальной окружности винтов.

Винтовые насосы обеспечивают равномерный график подачи жидкости во времени.

Теоретически подача ротационных насосов, как и всех объемных насосов, не зависит от напора, ими создаваемого. В действительности наблюдается незначительное уменьшение подачи с увеличением напора, определяемое возрастанием протекания жидкости через зазоры внутри насоса. Вытеснение жидкости из насоса в напорный трубопровод принципиально не зависит от встречаемого сопротивления. Поэтому напор объемных насосов определяется сопротивлением внешней сети.

§ 4. СХЕМЫ УСТРОЙСТВА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ И ВОДОПОДЪЕМНИКОВ

Действие струйных насосов основано на принципе передачи кинетической энергии от одного потока к другому, обладающему меньшей кинетической энергией. Создание напора у насосов этого типа происходит путем непосредственного смешения обоих потоков, без каких-либо промежуточных механизмов. В зависимости от назначения насоса рабочая и перекачиваемая среды (жидкость, пар, газ) могут быть одинаковыми или разными.

Рассмотрим рабочий процесс струйного насоса и найдем соотношения, определяющие его основные параметры, на примере водоструйного насоса (гидроэлеватора), у которого рабочей и перекачиваемой средой является вода.

Водоструйный насос. В водоструйном насосе (рис. 1.12, *а*) вода под большим давлением по трубе, заканчивающейся соплом, подается в подводящую камеру. Вытекая из сопла с большой скоростью в виде струи, она увлекает за собой воду, заполняющую камеру смешения, давление в которой становится меньше атмосферного. Из камеры смеше-

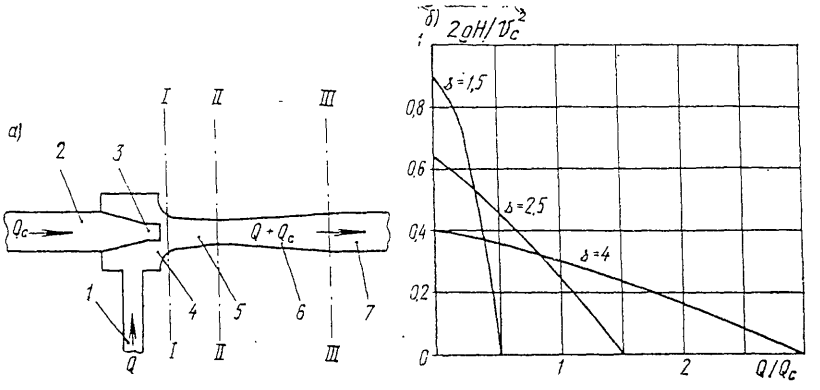


Рис. 1.12. Водоструйный насос

1 — всасывающий трубопровод; *2* — труба; *3* — сопло; *4* — подводящая камера; *5* — камера смешения; *6* — диффузор; *7* — напорный трубопровод

ния общий поток направляется в диффузор, где за счет уменьшения скорости течения создается давление, необходимое для движения жидкости по напорному трубопроводу. Постоянное заполнение подводящей камеры перекачиваемой водой происходит из приемного резервуара по всасывающему трубопроводу.

Напор, развиваемый водоструйным насосом, согласно определению, данному в § 1, представляет собой разность удельных энергий в выходном сечении *III—III* и во входном *I—I*. Без учета потерь он может быть приравнен приращению энергии на участке между сечениями *II—II* и *I—I* камеры смешения.

Используя уравнение Бернулли для этих двух сечений и вводя безразмерные параметры $s=F_{к.с}/f_c$ и $q=Q/Q_c$, где $F_{к.с}$ и f_c —соответственно площади поперечного сечения камеры смешения и струи; Q_c — расход сопла (струи), после ряда преобразований можно получить следующее выражение:

$$H=\frac{v_c^2}{2g}\left[\frac{2}{s}+\frac{s-2}{(s-1)^2 s}q^2-\frac{1}{s^2}(1+q)^2\right]. \qquad (1.13)$$

Действительный напор водоструйного насоса будет, конечно, меньше подсчитанного по уравнению (1.13), так как из него необходимо вычесть потери в приемной камере, камере смешения и диффузоре. Тем не менее выражение (1.13) позволяет проанализировать изменение основных параметров водоструйных насосов. Прежде всего оно ясно показывает, что развиваемый насосом напор пропорционален $\frac{v_c^2}{2g}$, т. е. напору H_c, с которым вода подводится к соплу. Кроме того, напор определяется относительной подачей q и геометрическим параметром s.

На рис. 1.12, *б* эти соотношения построены для $s=1{,}5$; 2,5 и 4. На графике видно, что с увеличением подачи напор, развиваемый водоструйным насосом, уменьшается; увеличение параметра s также вызывает уменьшение напора.

КПД водоструйного насоса определяется отношением полезной энергии жидкости к подведенной. Подведенную энергию можно выразить следующим образом:

$$Э_{подв}=Q_c \rho g H_c. \qquad (1.14)$$

Полезная энергия определяется напором и полезной подачей. Последнюю можно определять по-разному. Если водоструйный насос используется для откачки воды, то полезным является только расход Q, поступающий в подводящую камеру. В этом случае

$$Э_п = Q\rho g H,$$

и КПД водоструйного насоса будет:

$$\eta = \frac{QH}{Q_c H_c}. \qquad (1.15)$$

Действительные значения КПД, достигаемые на практике в подобных условиях, не превышают 0,25—0,3.

Если же водоструйный насос используется для водоснабжения или для охлаждения, то полезной является суммарная подача $Q+Q_c$, и тогда

$$Э_п = (Q + Q_c)\rho g H,$$

а выражение для КПД будет иметь вид:

$$\eta' = \frac{(Q + Q_c)H}{Q_c H_c}. \qquad (1.16)$$

В этом случае, естественно, КПД выше и может достигать 0,6—0,7.

Водоструйный насос (гидроэлеватор) по своему устройству весьма прост и доступен для изготовления в местных условиях. Следует, однако, иметь в виду, что для обеспечения его хорошей работы требуется правильный подбор размеров и тщательное изготовление. Существенное значение имеет форма сопла, расстояние от сопла до камеры смешения, форма камеры смешения и диффузора.

Для транспортирования и подъема жидкостей используется также ряд устройств, которые нельзя назвать насосами в строгом понимании этого слова. Некоторые из них применяются в сооружениях систем водоснабжения и канализации. К ним в первую очередь относятся воздушные водоподъемники, гидравлические тараны и шнековые насосы.

Воздушный подъемник (эрлифт) состоит из вертикальной трубы, нижний конец которой погружен под уровень воды в приемном резервуаре (рис. 1.13). Внутри трубы проходит воздуховод, по которому сжатый воздух подается компрессором и распыляется с помощью форсунки, находящейся на глубине $H_п$. Плотность образующейся при этом воздушно-водяной смеси $\rho_{см}$ значительно меньше плотности воды ρ, в результате чего смесь поднимается по трубе над уровнем воды в резервуаре на высоту H.

По принципу сообщающихся сосудов в условиях равновесия

$$H_п\rho = (H_п + H)\rho_{см}.$$

Отсюда находим высоту подъема H (напор) эрлифта:

$$H = H_п \frac{\rho - \rho_{см}}{\rho_{см}}. \qquad (1.17)$$

Зависимость между подачей и остальными рабочими параметрами воздушного подъемника можно найти на основе следующих рассуждений.

Энергия, передаваемая компрессором в 1 с объему $Q_{в.атм}$, м^3, воздуха, отнесенному к атмосферному давлению, при сжатии его от атмосферного давления $p_{атм}$ до давления p, под которым он подводится к форсунке, при изотермическом процессе будет:

$$N = p_{атм} Q_{в.атм} \ln \frac{p}{p_{атм}}.$$

Производимая сжатым воздухом полезная работа заключается в подъеме Q, м^3, воды в 1 с, на высоту H:

$$N_п = \rho g Q H.$$

Учитывая неизбежные потери путем введения КПД эрлифта η, можно написать:

$$N_п = N\eta$$

или

$$\rho g Q H = \eta p_{атм} Q_{в.атм} \ln \frac{p}{p_{атм}}. \quad (1.18)$$

Выражая давление p в Па при $\rho_в = 1000$ кг/м³ и $p_{атм} = 0{,}1$ МПа, из уравнения (1.18) после ряда преобразований получим искомую зависимость:

$$Q = \eta \frac{10}{H} Q_{в.атм} \ln (0{,}1 H_п + 1). \quad (1.19)$$

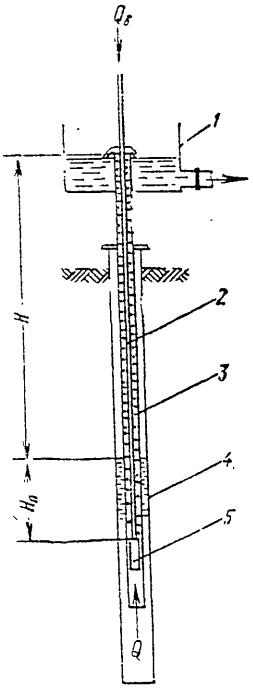
Из формулы (1.19) следует, что подача эрлифта уменьшается с увеличением высоты подъема H. При постоянных напоре и заглублении эрлифта она возрастает с увеличением $Q_{в.атм}$. Казалось бы, здесь кроются неограниченные возможности увеличения Q. Однако оказывается, что при слишком большом расходе воздуха среда в водоподъемной трубе перестает быть однородной, что резко снижает эффективность эрлифта и приводит к уменьшению Q и H.

В табл. 1.1 приводятся ориентировочные значения необходимого погружения форсунки и объема подаваемого воздуха, обеспечивающие оптимальный режим работы эрлифта.

ТАБЛИЦА 1.1

Параметры	Значения H, м				
	до 15	15—30	30—60	60—90	90—120
$H_п/H$	1,5—2	1,2—1,5	1—1,2	0,75—1	0,65—0,75
$q = Q_{в.атм}/Q$	1,5—2	2—2,5	2,5—3	3—3,5	3,5—4

Что касается КПД воздушного подъемника, то даже в благоприятных условиях он не превышает 0,3—0,4, а с учетом потерь в компрессоре общий КПД установки составляет обычно 0,1—0,2. Таким образом, по энергетическим показателям это не очень эффективный способ подъема воды.



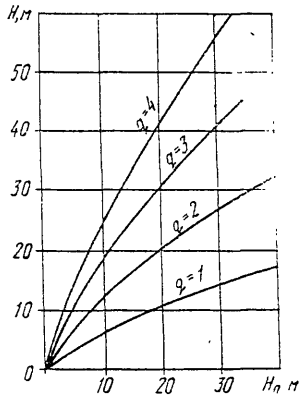


Рис. 1.13. Воздушный подъемник

1 — приемный бачок; *2* — воздушная трубка от компрессора; *3* — водоподъемная труба; *4* — обсадная труба скважины; *5* — форсунка

В то же время устройство эрлифта чрезвычайно просто, он не имеет подвижных частей и поэтому не боится попадания взвешенных частиц. Он достаточно удобен для подъема воды из скважин, особенно малого диаметра, в которые не входит ни один насос. Воздушный подъемник легко собрать на любом объекте, использовав для подачи воздуха передвижной компрессор. Диаметр водоподъемной трубы может быть определен по скорости движения смеси непосредственно над форсункой от 2,5 до 3 м/с и

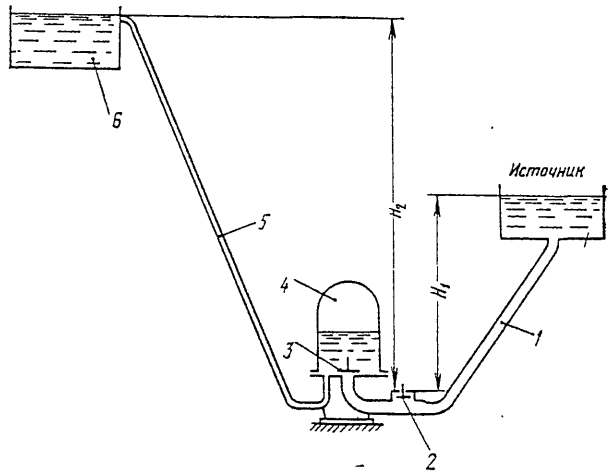


Рис. 1.14. Таранная установка
1 — питательная труба; *2, 3* — ударный и нагнетательный клапаны; *4* — воздушный колпак; *5* — напорная труба; *6* — напорный бак

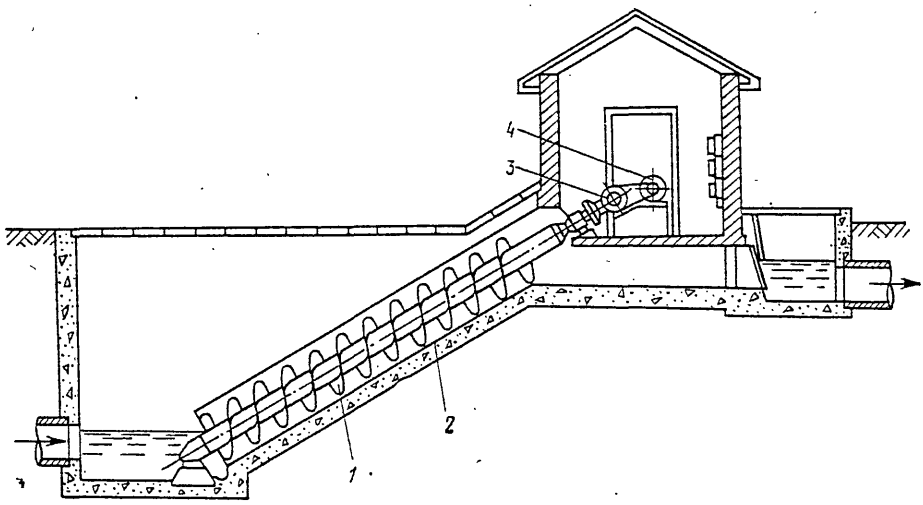


Рис. 1.15. Шнековый насос
1 — шнек; *2* — лоток; *3* — передача; *4* — электродвигатель

по скорости излива от 6 до 8 м/с; диаметр воздушной трубы принимают по скорости движения воздуха 5—10 м/с.

Гидравлический таран. В гидравлическом таране подъем воды осуществляется энергией гидравлического удара, который периодически повторяется вследствие резкого закрывания клапана под действием естественного потока. Непременным условием для работы тарана является расположение его ниже уровня воды в источнике.

Таранная установка (рис. 1.14) состоит из питательной трубы, ударного и нагнетательного клапанов, воздушного колпака, напорной трубы и напорного бака.

При пуске таранной установки в действие вода из источника поступает по питательной трубе к ударному клапану и под напором H_1 вытекает из него наружу с возрастающей скоростью. При повышении скорости до некоторого предела давление в зазорах над клапаном уменьшается, а давление на клапан снизу возрастает настолько, что общая сила давления преодолевает вес клапана и резко закрывает его, преградив путь для выхода воды. При этом происходит гидравлический удар, вследствие чего давление в питательной трубе на некоторый короткий промежуток времени поднимается выше давления в воздушном колпаке, нагнетательный клапан открывается и вода поступает через него в воздушный колпак, а затем по напорному трубопроводу в верхний бак,

поднимаясь на высоту H_2. В течение последующей фазы гидравлического удара в питательной трубе создается разрежение, и ударный клапан под действием атмосферного давления и частично собственного веса (или пружины) вновь открывается. Одновременно под давлением воды в воздушном колпаке закрывается нагнетательный клапан и таранная установка вновь приходит в исходное положение. После этого цикл повторяется автоматически. Число гидравлических ударов зависит от регулировки тарана и колеблется от 20 до 100 в 1 мин.

Напор H_1 выбирают в зависимости от местных топографических условий — от 1 до 20 м. Длину питательной трубы принимают равной (5... 8)H_1. Максимальная высота подъема H_2 достигает 100—120 м.

Шнековый насос (рис. 1.15). Основным рабочим органом водоподъемников этого типа является шнек, представляющий собой вал с навитой на него спиралью. Как правило, шнек выполняют с трехзаходной спиралью, что обеспечивает подачу воды и равнопрочность шнека при любом угле поворота. Шнек, установленный наклонно, вращается в лотке, выполняемом обычно из бетона. Окружная скорость шнека 2—5 м/с соответствует частоте вращения 20—100 мин$^{-1}$ в зависимости от диаметра шнека. Для получения такой частоты вращения приводной электродвигатель соединяют с валом шнека через редуктор или через клиноременную передачу.

Угол наклона шнека принимают 25—30°, что при обычной длине шнека 10—15 м обеспечивает высоту подъема 5—8 м. Чем больше подача подъемника, тем больше должно быть поперечное сечение шнека, что увеличивает его жесткость. Поэтому при большей подаче можно принимать бо́льшую длину шнека, увеличивая тем самым высоту подъема.

Подача серийно выпускаемых за рубежом шнековых насосов колеблется от 15 до 5000 л/с при высоте подъема 6—7 м. Средний КПД шнекового насоса составляет около 0,7—0,75 и остается практически постоянным в большом диапазоне изменения подачи.

§ 5. ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ НАСОСОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Если говорить о возможной подаче, то по мере ее возрастания насосы располагаются в следующем порядке (рис. 1.16): объемные насосы, центробежные насосы и осевые насосы. Если же в качестве основного параметра рассматривать максимально возможное значение напора, то порядок будет обратным. Что касается водоподъемников специальных типов, то все они, включая струйные насосы, в поле H—Q занимают области, прилегающие к осям координат и характеризуемые малыми значениями либо напора, либо подачи. Таким образом, практически весь диапазон напоров от 1—2 до 10 000 м и подач от нескольких литров до 150 000 м^3 в 1 ч перекрывается большим числом типоразмеров, хорошо освоенных промышленностью насосов.

В то же время при решении вопроса об использовании какого-либо насоса в той или иной технологической установке решающее значение, помимо рабочих параметров, приобретают его эксплуатационные качества, о которых, в частности, говорилось в § 1.

Проанализируем в этой связи достоинства и недостатки рассмотренных нами насосов и определяющие области их возможного применения в сооружениях систем водоснабжения и канализации.

Лопастные насосы. Центробежные и осевые насосы обеспечивают плавную и непрерывную подачу перекачиваемой жидкости при высоких значениях коэффициента полезного действия. Относительно несложное устройство обеспечивает высокую их надежность и достаточную долговечность. Конструкция проточной части лопастных насосов и отсутствие поверхностей трения допускает возможность перекачивания загрязненных жидкостей. Простота непосредственного соединения с высо-

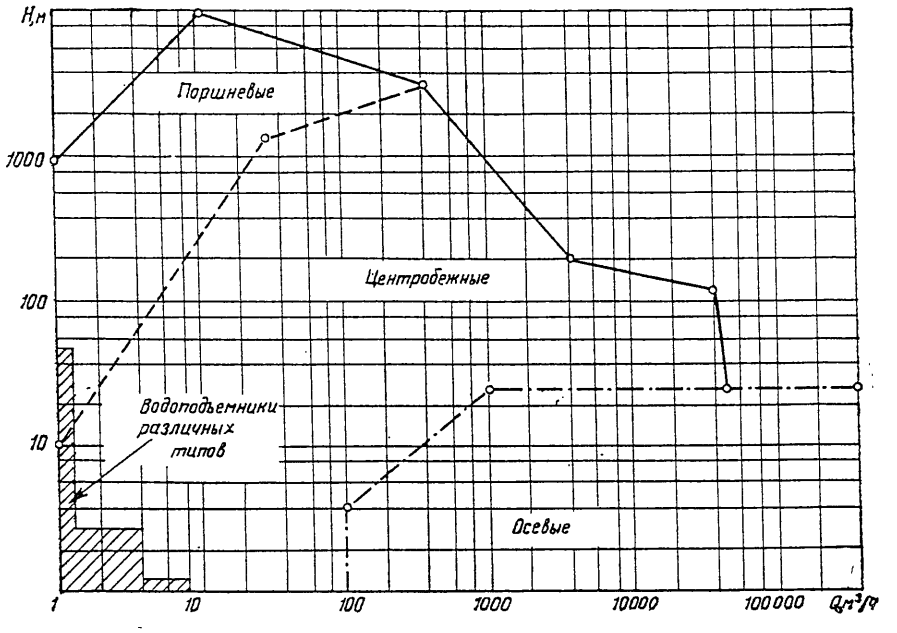


Рис. 1.16. Пределы изменения параметров насосов различных типов

кооборотными приводными двигателями способствует компактности насосного агрегата и повышению его КПД.

Все эти положительные качества центробежных и осевых насосов привели к тому, что они являются, по существу, основными насосами всех сооружений водоснабжения и канализации. Центробежные и осевые насосы широко используют также в системах оборотного движения жидкостей, в судоподъемных сооружениях, на оросительных и осушительных насосных станциях.

К недостаткам центробежных насосов следует отнести ограниченность их применения в области малых подач и высоких напоров, что объясняется снижением КПД при увеличении числа ступеней. Известные сложности в эксплуатации насосных установок с центробежными насосами возникают также из-за необходимости их заполнения перекачиваемой жидкостью перед включением в работу.

Эти недостатки отсутствуют у вихревых и центробежно-вихревых насосов. Однако вследствие невысокого КПД они находят применение лишь в небольших автономных системах водоснабжения и, кроме того, используются в качестве вспомогательных (см. § 44) на крупных водопроводных и канализационных насосных станциях.

О б ъ е м н ы е н а с о с ы. Несомненными достоинствами поршневых и плунжерных насосов являются высокий КПД и возможность подачи незначительных объемов жидкости под сколь угодно большим давлением. В то же время неравномерность подачи, сложность соединения с приводным двигателем, наличие легко изнашивающихся клапанов, тихоходность, а следовательно, большие размеры и масса исключают возможность их применения на современных высокопроизводительных насосных станциях систем водоснабжения и канализации. Лишь чрезвычайно редко вертикальные поршневые насосы еще применяются для подъема воды из скважин малого диаметра (до 200 мм). Модифицированные поршневые насосы предназначены для подачи бетона и растворов при производстве строительных работ (см. § 36).

Объемные насосы с вращательным движением рабочего органа конструктивно более просты и обеспечивают плавную подачу перекачивае-

мой жидкости. Однако очень маленькие подачи шестеренных и винтовых насосов в сочетании с их способностью перекачивать вязкие жидкости определяли область их применения в качестве питательных насосов систем гидропривода, автоматики и смазки.

Водоструйные насосы. Достоинствами гидроэлеваторов являются небольшие размеры, простота устройства, способность перекачивать жидкости с большим содержанием взвешенных наносов и высокая надежность работы. Водоструйные насосы находят широкое применение при производстве земляных работ способом гидромеханизации. Их применяют также для откачки воды из глубоких колодцев, артезианских скважин, котлованов, траншей, для понижения уровня грунтовых вод в иглофильтровых установках. На канализационных очистных сооружениях водоструйные насосы применяют для подъема шлама, осевшего в песколовках песка и для перемешивания ила в метантенках. На крупных насосных станциях водоструйные насосы используются в качестве вспомогательных для отсасывания воздуха из основных насосов перед их запуском и для повышения всасывающей способности центробежных насосов.

К недостаткам водоструйных насосов относятся низкий КПД и необходимость подачи большого объема рабочей воды под давлением. Поэтому применение гидроэлеватора в каждом конкретном случае должно быть обосновано экономическими расчетами.

Воздушный подъемник. Простота устройства, легкий уход и надежность работы эрлифтов позволяют им при определенных условиях успешно конкурировать с центробежными насосами при подъеме воды из глубоких скважин, подаче химических реагентов и ила на водопроводных и канализационных очистных сооружениях. Однако необходимость большого заглубления форсунки и малый КПД установки заставляют каждый раз обосновывать принимаемое решение технико-экономическим сравнением вариантов с использованием насосов различных типов.

Гидравлические тараны, характеризуемые небольшими подачами, находят применение в небольших установках автономного водоснабжения с сезонным, как правило, режимом работы.

Шнековые насосы могут оказаться весьма эффективными при перекачке сточных вод и осадка на небольшую высоту (5—8 м).

ГЛАВА 2

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

§ 6. НАПОР, РАЗВИВАЕМЫЙ НАСОСОМ

В соответствии с данным ранее определением, напором насоса называется приращение удельной энергии перекачиваемой жидкости на участке от входа в насос до выхода из него, выраженное в метрах.

Согласно уравнению Бернулли, полная удельная энергия перекачиваемой жидкости при входе в насос (сечение $н — н$ на рис. 2.1)

$$Э_н = z_н g + \frac{p_н}{\rho} + \frac{v_н^2}{2},$$

где $z_н$ — высота центра тяжести сечения $н — н$, м;
$p_н$ — давление на входе в насос, Па;
$v_н$ — скорость движения жидкости на входе в насос, м/с;
g — ускорение силы тяжести, м/с^2;
ρ — плотность жидкости, кг/м^3.

Полная удельная энергия перекачиваемой жидкости при выходе из насоса (сечение $к—к$)

$$Э_к = z_к g + \frac{p_к}{\rho} + \frac{v_к^2}{2},$$

где $z_к$ — высота центра тяжести сечения $к—к$;
$p_к$ и $v_к$ — соответственно абсолютное давление и скорость потока в этом сечении.

Следовательно, приращение удельной энергии перекачиваемой жидкости на участке от сечения $н—н$ до сечения $к—к$, или, говоря другими словами, напор насоса, м,

$$H = \frac{1}{g}(Э_к - Э_н) = (z_к - z_н) + \frac{p_к - p_н}{\rho g} + \frac{v_к^2 - v_н^2}{2g}. \quad (2.1)$$

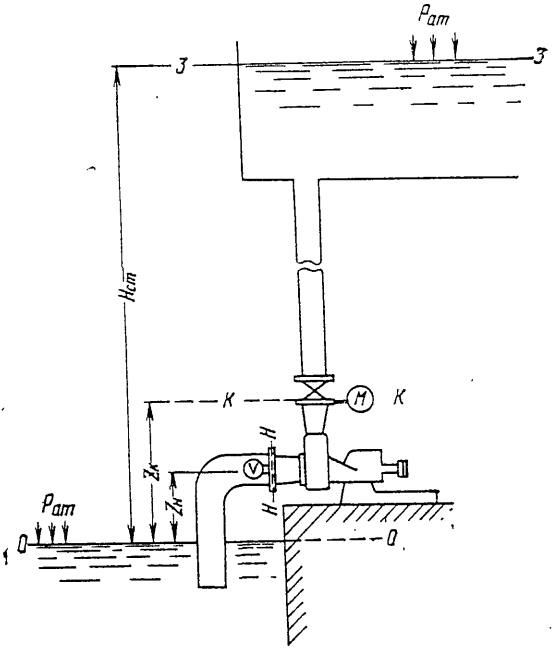


Рис. 2.1. Схема установки насоса

Сумма двух первых членов уравнения (2.1) представляет собой разность избыточных давлений в сечениях $н—н$ и $к—к$, приведенных к оси насоса, и называется манометрическим напором:

$$H_{ман} = (z_к - z_н) + \frac{p_к - p_н}{\rho g}. \quad (2.2)$$

Тогда напор насоса

$$H = H_{ман} + \frac{v_к^2 - v_н^2}{2g}. \quad (2.3)$$

Таким образом, напор насоса равен манометрическому напору плюс разность скоростных напоров в напорном и всасывающем патрубках. При одинаковых диаметрах всасывающего и напорного патрубков $v_н = v_к$ и напор насоса равен манометрическому напору.

На практике манометрический напор при расположении оси насоса выше уровня жидкости в нижнем бассейне (см. рис. 2.1) определяется выражением

$$H_{ман} = M_0 + V_0,$$

где M_0 и V_0 — показания манометра и вакуумметра, приведенные к оси насоса, м.

При работе насоса с подпором, т. е. при расположении его ниже уровня жидкости в нижнем бассейне, манометрический напор определяется разностью

$$H_{ман} = M_0^н - M_0^{вс},$$

где $M_0^н$ и $M_0^{вс}$ — приведенные к оси насоса показания манометров соответственно на напорном и всасывающем патрубках насоса.

В лопастных насосах с вертикальным расположением вала при подсчете манометрического напора показания манометра и вакуумметра

приводятся к поперечной оси рабочего колеса, а если насосы многоступенчатые — к оси рабочего колеса I ступени.

По зависимости (2.1) или (2.3) напор насоса H определяется лишь на действующих насосных установках. Использовать их для подсчета напора проектируемой установки нельзя, так как давления $p_н$ и $p_к$, равно как и манометрический напор, являются в этом случае искомыми величинами.

Применим уравнение Бернулли для потока жидкости на участке между сечениями *0—0* и *н—н*:

$$\frac{p_{атм}}{\rho} = z_н g + \frac{p_н}{\rho} + \frac{v_н^2}{2} + h_{w_{0-н}} g,$$

или

$$\frac{p_н}{\rho} = \frac{p_{атм}}{\rho} - z_н g - \frac{v_н^2}{2} - h_{w_{0-н}} g, \qquad (2.4)$$

и между сечениями *к—к* и *3—3*:

$$z_к g + \frac{p_к}{\rho} + \frac{v_к^2}{2} = H_{ст} g + \frac{p_{атм}}{\rho} + h_{w_{к-3}} g,$$

или

$$\frac{p_к}{\rho} = H_{ст} g - z_к g + \frac{p_{атм}}{\rho} - \frac{v_к^2}{2} + h_{w_{к-3}} g. \qquad (2.5)$$

Подставим уравнения (2.4) и (2.5) в зависимость (2.1) и после сокращения подобных членов, имеющих разные знаки, получим:

$$H = H_{ст} + h_{w_{0-н}} + h_{w_{к-3}}, \qquad (2.6)$$

где $H_{ст}$ — статический напор или разность уровней свободной поверхности жидкости в нижнем и верхнем бассейнах;

$h_{w_{0-н}}$ — потери напора на участке потока между сечениями *0—0* и *н—н* (всасывающая линия насоса);

$h_{w_{к-3}}$ — потери напора на участке потока между сечениями *к—к* и *3—3* (напорная линия насоса).

Таким образом, напор насоса представляет собой сумму статического напора и потерь напора (местных и по длине), возникающих при движении перекачиваемой жидкости по системе всасывающих и напорных трубопроводов от нижнего бассейна до верхнего.

Уровни свободной поверхности в нижнем и верхнем бассейнах, а следовательно, и статический напор входят в число исходных данных для проектирования насосной установки.

Потери напора $h_{w_{0-н}}$ и $h_{w_{к-3}}$ для заданной подачи насоса Q определяются расчетом по принимаемым в проекте конструктивным параметрам (диаметры, протяженность, материал, оборудование и т. п.) всасывающего и напорного трубопроводов.

ГОСТ 17398—72 предусматривает введение нового параметра, называемого давлением насоса p, Па, и определяемого зависимостью

$$p = p_к - p_н + \rho \frac{v_к^2 - v_н^2}{2} + \rho g (z_к - z_н). \qquad (2.7)$$

§ 7. МОЩНОСТЬ НАСОСА, КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Полезная мощность. Если насос подает в 1 с из нижнего бассейна в верхний объем жидкости массой m, то совершаемая им полезная работа равна mgH, Дж.

При подаче Q, м^3/с $m=\rho Q$, а полезная мощность насоса (работа в 1 с) будет:

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H. \tag{2.8}$$

Используя уравнение (2.7), формулу для определения полезной мощности насоса можно представить в виде:

$$N_{\text{п}} = Q p. \tag{2.9}$$

Мощность насоса. Вследствие неизбежных потерь энергии в самом насосе потребляемая им мощность должна быть больше полезной мощности. Эти потери учитываются коэффициентом полезного действия η, представляющим собой отношение полезной мощности $N_{\text{п}}$ к мощности насоса N:

$$\eta = N_{\text{п}}/N.$$

Соответственно мощность насоса $N=N_{\text{п}}/\eta$. Подставляя значение $N_{\text{п}}$ из формулы (2.8), получаем:

$$N = \rho g Q H/\eta = Q p/\eta. \tag{2.10}$$

КПД насоса учитывает все потери, связанные с передачей насосом энергии перекачиваемой жидкости. Эти потери можно представить в виде суммы трех основных видов потерь: гидравлических, объемных и механических.

Гидравлические потери в насосе на всем участке движения перекачиваемой жидкости от входа в насос до выхода из него складываются из потерь на трение жидкости о направляющие ее поверхности и вихревых потерь. Первые потери зависят от шероховатости стенок и размеров проточной части. Эти потери пропорциональны квадрату средней скорости течения. Возникновение вихревых потерь зависит от многих факторов. Особенно большие вихревые потери возникают при резком повороте потока и внезапном расширении сечения, так называемые потери на удар. Значительные вихревые потери возникают при отрыве потока от входных кромок лопастей колеса на режимах работы насоса, отличающихся от расчетного.

Гидравлические потери $h_{\text{г}}$ оцениваются гидравлическим КПД

$$\eta_{\text{г}} = \frac{H}{H + h_{\text{г}}}. \tag{2.11}$$

Объемные потери обусловлены внутренним перетеканием жидкости через зазоры между вращающимся рабочим колесом и неподвижными деталями корпуса насоса из области высокого давления в область низкого давления. Например, в центробежном насосе (см. рис. 1.2) часть жидкости из спирального отвода в обход рабочего колеса может перетечь обратно во всасывающий патрубок; в этом случае она не поступит в напорный трубопровод, хотя на нее и была уже затрачена энергия. То же самое происходит и при протекании жидкости через кольцевую щель между внутренней поверхностью камеры и торцами лопастей рабочего колеса у осевых насосов (см. рис. 1.4, *а*).

Если насос подает в напорный трубопровод расход Q, а через зазоры перетекает расход ΔQ, то фактическая подача рабочего колеса составляет $Q+\Delta Q$. Объемный КПД насоса характеризуется отношением

$$\eta_{\text{об}} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}. \tag{2.12}$$

Механические потери вызываются трением, связанным с вращением вала и рабочего колеса насоса. К ним относятся потери в подшипниках и сальниках и так называемые дисковые потери, возникающие в результате трения вращающихся частей о жидкость.

Механический КПД

$$\eta_{мех} = \frac{N - N_{мех}}{N}, \qquad (2.13)$$

где $N_{мех}$ — механические потери мощности;

$N - N_{мех}$ — гидравлическая мощность, т. е. мощность, передаваемая рабочим колесом насоса потоку жидкости.

Зная состав всех потерь, можно с их учетом определить мощность насоса N и найти выражение для его КПД (η).

На основании анализа потерь энергии в насосе получим:

$$N - N_{мех} = \rho g (Q + \Delta Q)(H + h_г).$$

С учетом формулы (2.10) имеем:

$$\eta = \frac{H}{(H + h_г)} \frac{Q}{(Q + \Delta Q)} \frac{N - N_{мех}}{N} \qquad (2.14)$$

или окончательно

$$\eta = \eta_г \eta_{об} \eta_{мех}, \qquad (2.15)$$

т. е. КПД насоса представляет собой произведение объемного, гидравлического и механического коэффициентов полезного действия. КПД насоса определяет степень совершенства его конструкции как в гидравлическом, так и в механическом отношении. У современных насосов $\eta_г = 0{,}9...0{,}95$; $\eta_{об} = 0{,}95...0{,}98$ и $\eta_{мех} = 0{,}9...0{,}97$. Значение η для каждого насоса меняется в зависимости от режима работы. Максимальные значения КПД серийно выпускаемых крупных насосов достигают 0,9—0,92, малых — 0,6 — 0,75.

Пример. Требуется определить мощность насоса, перекачивающего воду, исходя из следующих данных: подача насоса $Q = 3$ м³/с; статический напор $H_{ст} = 45$ м; потери напора во всасывающем трубопроводе насоса при рассматриваемой подаче $h_{w_{0-н}} = 1{,}2$ м; потери напора в напорном трубопроводе $h_{w_{к-з}} = 5{,}8$ м.

Решение. Напор насоса по формуле (2.6):

$$H = 45 + 1{,}2 + 5{,}8 = 52 \text{ м}.$$

Полезная мощность насоса по формуле (2.8) при $\rho = 1000$ кг/м³ и $g = 9{,}81$ м/с²:

$$N_п = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 3 \cdot 52 = 1\,528\,360 \text{ Вт} \approx 1530 \text{ кВт}.$$

Мощность насоса с учетом его КПД $\eta = 0{,}82$ по формуле (2.10):

$$N = \frac{1530}{0{,}82} = 1865 \text{ кВт}.$$

§ 8. КИНЕМАТИКА ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В РАБОЧИХ ОРГАНАХ НАСОСОВ

Преобразование подводимой к насосу механической энергии в энергию движущейся жидкости в лопастных насосах производится за счет непосредственного силового воздействия лопастей рабочего колеса на жидкость, заполняющую его каналы. Рабочее колесо является, таким образом, основным элементом насоса, а кинематические показатели (значения и направления скоростей, траектории движения и т. п.) движущейся через колесо жидкости оказывают решающее влияние на энергетические параметры насоса (напор, подача, КПД).

Согласно общим положениям механики жидкости, абсолютная скорость v в области лопастного колеса может быть получена как геометрическая сумма относительной w и переносной u скоростей.

В векторной форме

$$\bar{v} = \bar{w} + \bar{u}. \qquad (2.16)$$

Определение значений и направлений относительной и переносной скоростей производится на основе упрощенных теоретических схем те-

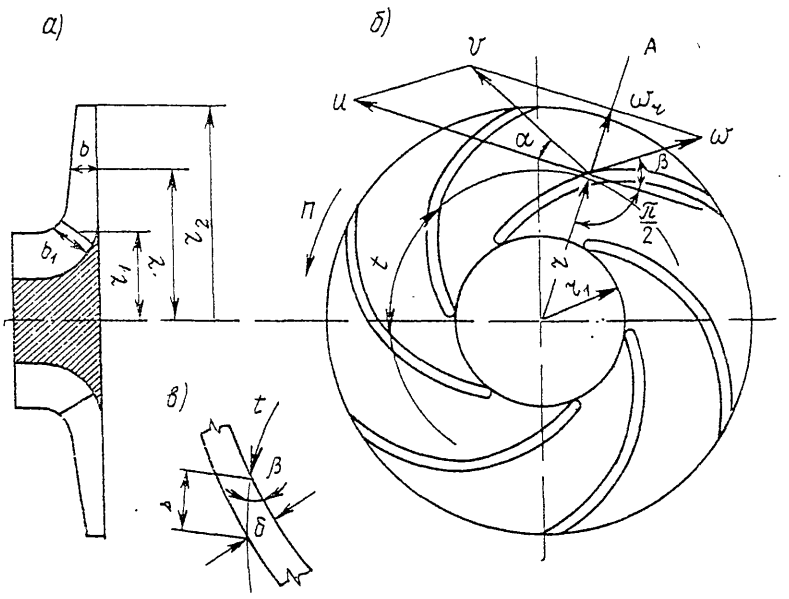


Рис. 2.2. Параллелограмм скоростей потока в рабочем колесе центробежного насоса

чения, наиболее близко приближающихся к действительному характеру движения жидкости в межлопастных каналах рабочего колеса насоса рассматриваемого типа.

В основу представления об установившемся движении потока через рабочее колесо центробежного насоса положена гипотеза о струйном течении жидкости. Согласно этой гипотезе траектория каждой частицы жидкости в пределах межлопастного канала колеса по форме совпадает с кривой очертания лопасти. Строго говоря, такое движение может наблюдаться лишь при бесконечно большом числе бесконечно тонких лопастей. Тем не менее при расчете проточной части центробежных колес с часто расположенными лопастями, образующими каналы большой длины по сравнению с размерами поперечного сечения, такое допущение в первом приближении является вполне обоснованным.

Предположим, что заданы геометрические размеры рабочего колеса центробежного насоса (рис. 2.2, *а*), его объемная подача Q и частота вращения n. Определим, пользуясь гипотезой о струйном течении, значение и направление относительной скорости на плоском сечении канала, перпендикулярном оси насоса в некоторой точке потока, отстоящей от оси вращения на расстоянии r (рис. 2.2, *б*). Относительная скорость в этом случае направлена по касательной к поверхности лопасти. Для определения ее значения воспользуемся уравнением неразрывности, составив его для цилиндрического сечения потока, проходящего через рассматриваемую точку. Площадь этого сечения, за вычетом части, занятой толщиной лопастей, обозначим через f_r. Радиальная составляющая скорости потока

$$w_r = Q/f_r. \tag{2.17}$$

Учитывая коэффициентом ψ стеснение сечения телом лопастей шириной b, получим:

$$f_r = 2\pi r b \psi, \tag{2.18}$$

и

$$w_r = \frac{Q}{2\pi r b \psi}. \tag{2.19}$$

Переносная скорость в рассматриваемой точке потока равна окружной скорости вращения колеса:

$$u = \omega r = \frac{2\pi r n}{60} \tag{2.20}$$

и направлена по касательной к окружности радиусом r в сторону вращения.

Радиальная составляющая относительной скорости w_r лежит в рассматриваемой плоскости и перпендикулярна вектору переносной скорости u. Касательная к поверхности лопасти, по которой направлена относительная скорость w, образует угол β с направлением, обратным переносной скорости.[1] Проводя из конца вектора w_r прямую, параллельную направлению скорости u, до пересечения с этой касательной, получим, согласно плану скоростей, в точке пересечения конец вектора относительной скорости w.

Значение относительной скорости

$$w = \frac{w_r}{\sin\beta} = \frac{Q}{2\pi r b \psi \sin\beta}. \tag{2.21}$$

Суммируя по правилу параллелограмма $\bar{w}$ и $\bar{u}$, получаем абсолютную скорость $\bar{v}$. Поскольку радиальная составляющая w_r относительной скорости равна радиальной составляющей v_r абсолютной скорости, то значение скорости v может быть определено из соотношения

$$v = \frac{v_r}{\sin\alpha} = \frac{Q}{2\pi r b \psi \sin\alpha}, \tag{2.22}$$

где α — угол между направлениями абсолютной и переносной скоростей.

Таким образом, гипотеза о струйном течении, основанная на предположении о бесконечном числе лопастей, позволяет построить параллелограмм скоростей в любой точке потока внутри рабочего колеса насоса.

Коэффициент стеснения ψ равен отношению действительной площади сечения потока к площади сечения, свободного от лопастей:

$$\psi = \frac{2\pi r b - z b s}{2\pi r b},$$

где z — число лопастей;

s — толщина лопастей в рассматриваемом цилиндрическом сечении.

Обозначая через $t = 2\pi r/z$ шаг — расстояние по окружности между одноименными точками смежных лопастей, получим, что коэффициент стеснения

$$\psi = (t - s)/t. \tag{2.23}$$

Толщина лопасти s может быть выражена (рис. 2.2, *в*) через нормальную толщину δ и угол β:

$$s = \delta/\sin\beta.$$

Параллелограмм скоростей потока при входе в рабочее колесо получим аналогичным образом, направив относительную скорость w_1 по касательной к лопасти при входе, которая составляет угол β_1 с касательной к окружности входа D_1, т. е. с направлением, обратным переносной скорости u_1.

[1] Угол β отсчитывается указанным образом, чтобы при обычном в насосостроении направлении лопастей избегнуть значений, превосходящих 90°.

Переносная скорость потока при входе в колесо

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}. \tag{2.24}$$

Значение w_1 получим по радиальной составляющей:

$$w_{1r} = v_{1r} = \frac{Q}{\pi D_1 b_1 \psi_1}.$$

Коэффициент ψ_1 стеснения потока на входе в рабочее колесо может быть принят равным от 0,75 для малых насосов до 0,83 для больших.

Абсолютную скорость v_1 при входе потока в межлопастные каналы рабочего колеса находим по правилу параллелограмма как геометрическую сумму w_1 и u_1.

План скоростей для выходного сечения рабочего колеса строится так же, как и для произвольной внутренней точки.

Значение переносной скорости определяется из уравнения

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}. \tag{2.25}$$

Радиальная составляющая относительной скорости

$$w_{2r} = v_{2r} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2}. \tag{2.26}$$

Коэффициент ψ_2 стеснения потока на выходе из рабочего колеса колеблется от 0,9 у малых насосов до 0,95 у больших.

Относительная скорость w_2 направлена касательно к поверхности выходной кромки лопасти под углом β_2 к направлению, обратному переносной скорости u_2. Из плана скоростей имеем:

$$w_2 = \frac{w_{2r}}{\sin \beta_2} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2}. \tag{2.27}$$

Суммируя переносную u_2 и относительную w_2 скорости, получим абсолютную скорость v_2. Проектируя абсолютную скорость на направление переносной, получим окружную составляющую абсолютной скорости:

$$v_{2u} = v_2 \cos \alpha_2. \tag{2.28}$$

Характер движения перекачиваемой жидкости до рабочего колеса насоса определяется конструкцией подводящего (всасывающего) водовода. Для обеспечения большей устойчивости потока в подводящем канале скорости течения назначаются постепенно нарастающими от входного патрубка к входу в колесо. Диаметр входного патрубка определяется по сечению трубопровода, который, в свою очередь, рассчитывается исходя из допустимых потерь напора (см. далее § 58). Выравнивание поля скоростей по сечению потока непосредственно перед входом в рабочее колесо достигается с помощью конфузора, повышающего скорости на 15—20%.

Простейшей конструктивной формой является прямоосный конический патрубок (см. рис. 1.2). Однако такое решение возможно лишь при консольном расположении рабочего колеса насоса.

У многоступенчатых центробежных насосов и насосов двустороннего входа (см. рис. 1.3) вал проходит через рабочее колесо и жидкость должна подводиться к колесу сбоку. В этом случае основная трудность состоит в том, чтобы жидкость обтекала втулку вала, не образуя за ней вихревую зону. Для этого подводящему водоводу придается спиральная форма, при которой средняя осевая линия водовода проходит касательно к окружности входа в колесо.

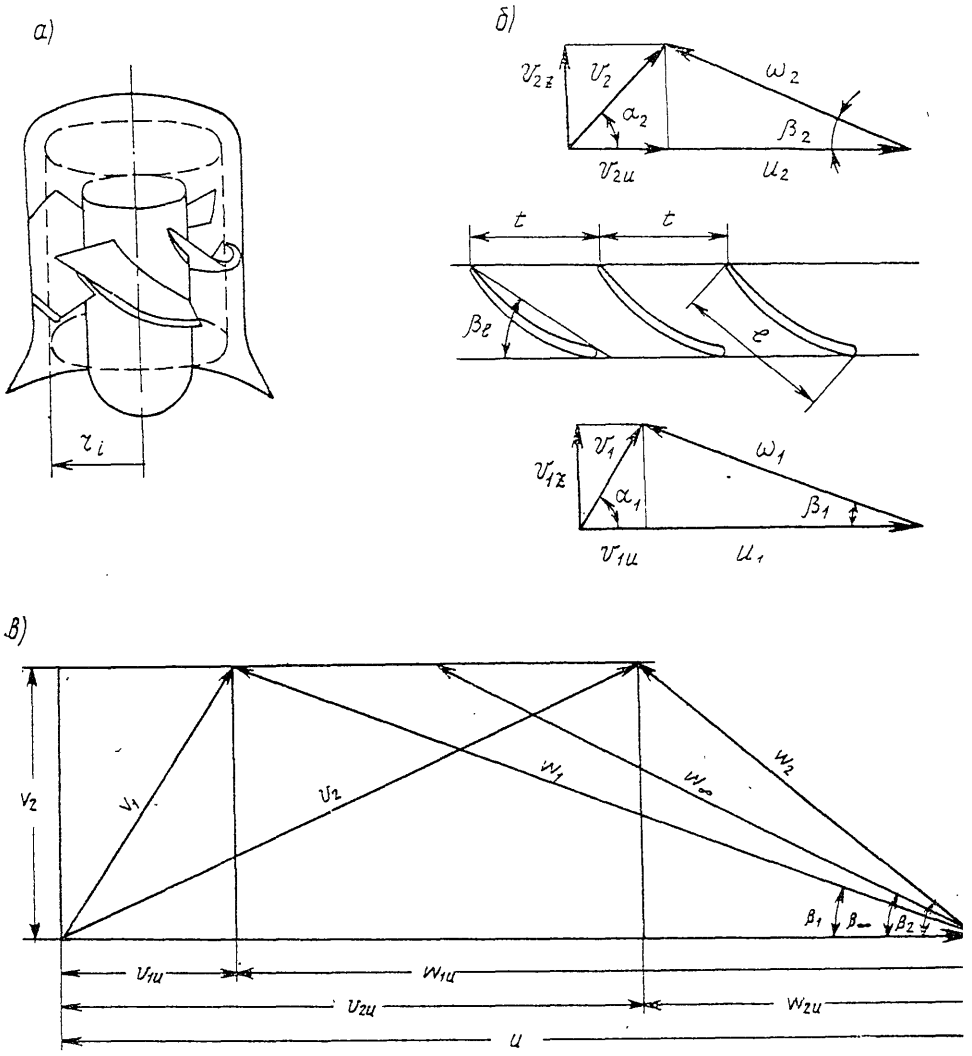


Рис. 2.3. Развертка цилиндрического сечения рабочего колеса осевого насоса и планы скоростей

В многоступенчатых центробежных насосах секционного типа жидкость к колесу подводится по переводным каналам (см. далее § 26 и 27), скорость течения в которых принимается постоянной и равной 0,8—0,85 скорости входа в колесо.

Отводящие каналы центробежных насосов должны обеспечивать, во-первых, осесимметричность потока жидкости при выходе из рабочего колеса, что создает благоприятные условия для установившегося относительного движения в межлопастных каналах колеса, и, во-вторых, преобразование кинетической энергии потока, выходящего из колеса, в энергию давления.

Наиболее характерной конструкцией отводящего канала одноступенчатых центробежных насосов является так называемый спиральный отвод, состоящий из спирального канала и диффузора. Спиральный канал собирает перекачиваемую жидкость, выходящую из рабочего колеса, и подводит ее к диффузору. При этом обеспечивается осевая симметрия потока за рабочим колесом насоса. В диффузоре происходит снижение

скорости потока и преобразование кинетической энергии жидкости в потенциальную энергию давления.

Поперечное сечение спирального отвода может иметь различную форму. Обычно оно бывает круглым, очерченным по дуге круга и двум прямым, касательным к дуге и образующим в пересечении угол 35—45°, и в виде сектора с закругленными углами.

В многоступенчатых центробежных насосах высокого давления применяются лопастные отводы, отличительной чертой которых является наличие нескольких каналов по окружности колеса.

При изучении характера движения перекачиваемой жидкости в пределах рабочего колеса осевого насоса допускают, что движение происходит по цилиндрическим поверхностям тока и радиальные составляющие абсолютных скоростей, таким образом, отсутствуют.

Вырежем в области рабочего колеса элементарный цилиндрический слой толщиной Δr двумя бесконечно близкими соосными цилиндрическими поверхностями, образующие которых параллельны оси насоса (рис. 2.3, *а*), и развернем его на плоскости. Сечение этого слоя лопастями рабочего колеса даст ряд профилей. Продолжим этот ряд в обе стороны до бесконечности. Тогда обтекание каждого профиля этого прямого ряда будет одинаковым, что соответствует его работе в цилиндрическом слое. Такой бесконечный ряд (рис. 2.3, *б*) с одинаковыми расстояниями между двумя соседними профилями носит название прямой плоской бесконечной решетки профилей.

Основными характеристиками решетки являются: форма профиля, угол установки профиля β_l (угол между хордой профиля l и осью решетки), шаг $t=2\pi r_i/z$ (где r_i — радиус цилиндрического сечения; z — число лопастей в колесе) и густота решетки l/t (отношение хорды профиля к шагу решетки).

При вращении рабочего колеса насоса решетка профилей движется вдоль своей оси со скоростью переносного движения $u=\omega r_i$. В любой точке потока в пределах решетки профилей может быть построен план скоростей (см. рис. 2.3, *б*). При построении треугольников скоростей осевых насосов следует учитывать две особенности:

1) скорости переносного движения всех точек лопастей рабочего колеса, в том числе входной и выходной кромок, для рассматриваемого цилиндрического слоя

$$u = u_1 = u_2 = \frac{2\pi r_i n}{60}; \tag{2.29}$$

2) в силу сплошности потока осевые составляющие абсолютной скорости v_z во всех точках рассматриваемого цилиндрического слоя должны быть:

$$v_z = v \sin\alpha = v_1 \sin\alpha_1 = v_2 \sin\alpha_2; \tag{2.30}$$

$$v_z = w \sin\beta = w_1 \sin\beta_1 = w_2 \sin\beta_2; \tag{2.31}$$

$$v_z = \frac{\Delta Q}{2\pi r_l \Delta r_l} = \frac{4Q}{\pi\left(D^2 - d_{вт}^2\right)}, \tag{2.32}$$

где D — внешний диаметр рабочего колеса;

$d_{вт}$ — диаметр втулки.

Таким образом, треугольники скоростей на входной и выходной кромках лопастей имеют одинаковое основание и равную высоту, поэтому их удобно совместить. На рис. 2.3, *в* показан такой совмещенный план скоростей для лопастной решетки профилей осевого насоса.

В основу расчета рабочих колес осевых насосов положено предположение о потенциальном (безвихревом) движении жидкости в межлопастных каналах. Принципиальное отличие работы решетки профилей от единичного профиля заключается в том, что направления скорости жидкости до и после решетки различны, т. е. решетка профилей меняет на-

правление скорости на бесконечности, а единичный профиль этого направления не меняет. Так как $v_{1z}=v_{2z}=v_z$, то возмущающее действие решетки скажется только на окружной составляющей скорости. Относительная скорость w_∞, равная среднему геометрическому значению относительных скоростей на входе в решетку w_1 и на выходе из нее w_2, носит название скорости на бесконечности и играет в теории решеток ту же роль, что и скорость на бесконечности при обтекании единичного профиля. Значение ее и направление определяются из плана скоростей (см. рис. 2.3, *в*):

$$w_\infty = \frac{w_1 + w_2}{2} = \sqrt{v_z^2 + \left(\frac{w_{1u} + w_{2u}}{2}\right)^2}; \tag{2.33}$$

$$\operatorname{tg}\beta_\infty = \frac{v_z}{w_{u\infty}} = \frac{2v_z}{w_{1u} + w_{2u}}. \tag{2.34}$$

Угол

$$\beta_{ат} = \beta_\infty - \beta_l \tag{2.35}$$

между хордой профиля лопасти и направлением скорости w_∞ называется углом атаки. Величина этого угла, определяя характер обтекания профиля лопасти потоком жидкости, оказывает существенное влияние на режим работы насоса.

§. 9. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ НАСОСА. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ НАПОР

Кинематические параметры движения жидкости через рабочие органы лопастного насоса оказывают решающее влияние на его энергетические показатели. Напор, развиваемый насосом, и коэффициент полезного действия тесно связаны со значением и направлением скоростей потока жидкости в межлопастных каналах колеса. Для установления этой связи воспользуемся классической теоремой об изменении моментов количества движения, которая может быть сформулирована следующим образом: производная по времени от главного момента количества движения системы материальных точек относительно некоторой оси равна сумме моментов всех внешних сил, действующих на эту систему. Математически теорема записывается следующим образом:

$$\frac{\mathrm{d}\,[(m\,v)\,r]}{\mathrm{d}\,t} = \Sigma M, \tag{2.36}$$

где m — масса рассматриваемой системы материальных точек;

v — абсолютная скорость их движения;

r — расстояние до оси.

Удобство теоремы об изменении моментов количества движения в приложении к сплошной среде заключается в том, что с ее помощью динамическое взаимодействие между жидкостью и обтекаемыми поверхностями можно определить по характеру течения в контрольных сечениях без учета структуры потока внутри выделенного объема.

Применяя теорему к установившемуся движению жидкости через рабочее колесо центробежного насоса между сечениями от входа в колесо до выхода из него, допустим, что при струйном характере течения приращение энергии на этом участке происходит без гидравлических потерь. Кроме того, дифференцирование в уравнении (2.36) заменим рассмотрением изменения момента количества движения массы жидкости за 1 с.

При подаче насоса Q масса жидкости, участвующей в движении, составит:

$$m = \rho Q.$$

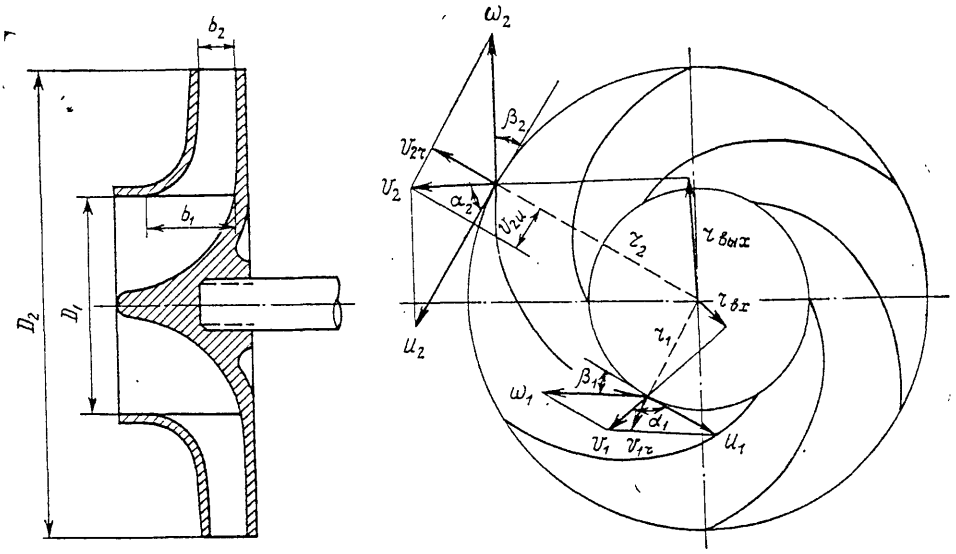


Рис. 2.4. Параллелограммы скоростей потока на входе в рабочее колесо центробежного насоса и на выходе из него (к выводу основного уравнения)

Если абсолютная скорость течения жидкости при входе в рабочее колесо насоса v_1, то момент количества движения в этом сечении относительно оси насоса (рис. 2.4)

$$M_{к.д.\,1} = \rho Q v_1 r_{вх}.$$

Момент количества движения на выходе из колеса

$$M_{к.д.\,2} = \rho Q v_2 r_{вых}.$$

С учетом сделанных допущений уравнение (2.36) может быть переписано в виде

$$\Sigma M = M_{к.д.\,2} - M_{к.д.\,1} = \rho Q (v_2 r_{вых} - v_1 r_{вх}). \qquad (2.37)$$

Из треугольников скоростей (см. рис. 2.4) следует:

$$r_{вх} = \frac{D_1}{2} \cos \alpha_1 \text{ и } r_{вых} = \frac{D_2}{2} \cos \alpha_2.$$

Подставляя найденные значения $r_{вх}$ и $r_{вых}$ в уравнение (2.37), имеем:

$$\Sigma M = \rho Q \left(v_2 \frac{D_2}{2} \cos \alpha_2 - v_1 \frac{D_1}{2} \cos \alpha_1 \right). \qquad (2.38)$$

Все внешние силы, действующие на массу жидкости, заполняющей межлопастные каналы рабочего колеса, можно разделить на три группы:

1) силы тяжести; как бы ни было расположено рабочее колесо насоса, их момент относительно оси вращения всегда равен нулю, так как рассматриваемый объем представляет собой тело вращения и его центр тяжести находится на оси колеса, т. е. плечо этих сил равно нулю;

2) давление на поверхностях контрольных сечений; создаваемые этим давлением силы проходят через ось вращения, и, следовательно, их момент также равен нулю;

3) силы на обтекаемых поверхностях рабочего колеса; главным образом, это воздействие на протекающую жидкость сил давления со стороны лопастей рабочего колеса; участвуют здесь и силы трения жидкости на обтекаемых поверхностях, однако они сравнительно невелики и в соответствии со сделанным нами допущением их моментом можно пренебречь.

Таким образом, момент всех внешних сил относительно оси вращения сводится к моменту динамического воздействия рабочего колеса $M_{р.к}$ на протекающую через него жидкость, т. е.

$$\Sigma M = M_{р.к}. \tag{2.39}$$

В то же время известно, что мощность, передаваемая жидкости рабочим колесом насоса, равна произведению $M_{р.к}\omega$. С другой стороны, та же мощность определяется подачей Q и напором $H_т$. Следовательно, всегда должно соблюдаться равенство

$$M_{р.к}\,\omega = \rho g Q H_т; \tag{2.40}$$

здесь $H_т$ — напор, создаваемый рабочим колесом насоса. Поскольку зависимость (2.40) написана без учета каких-либо потерь энергии, то напор $H_т$ называют также теоретическим.

Преобразуя уравнение (2.38) с учетом выражений (2.39) и (2.40), получаем:

$$\omega \rho Q\left(v_2 \frac{D_2}{2} \cos\alpha_2 - v_1 \frac{D_1}{2} \cos\alpha_1\right) = \rho g Q H_т.$$

Так как $\omega \frac{D_1}{2} = u_1$ и $\omega \frac{D_2}{2} = u_2$ [см. формулу (2.20)], где u_1 и u_2 — переносные скорости движения в рассматриваемых сечениях на входе в рабочее колесо и на выходе из него, разделив обе части уравнения на ρQ, окончательно получим:

$$H_т = \frac{u_2 v_2 \cos\alpha_2 - u_1 v_1 \cos\alpha_1}{g}. \tag{2.41}$$

Зависимость (2.41) была впервые выведена в середине XVIII в. выдающимся математиком и механиком, членом Петербургской академии наук Леонардом Эйлером (1707—1783). Она называется *уравнением Эйлера* или *основным уравнением лопастного насоса.*

Анализ основного уравнения позволяет установить, что напор центробежного насоса тем больше, чем больше переносная скорость u_2 на выходе из рабочего колеса. Это, в свою очередь, указывает на две принципиально различные возможности повышения напора: путем увеличения выходного диаметра рабочего колеса D_2 или за счет увеличения частоты вращения n.

Повышение напора может быть также достигнуто уменьшением угла α_2. Теоретически произведение $u_2 v_2 \cos\alpha_2$ имеет максимум при $\alpha_2 = 0$, однако практически [см. уравнение (2.22)] это означает прекращение подачи. Поэтому при конструировании рабочих колес центробежных насосов обычно принимают $\alpha_2 = 8 \ldots 12°$.

При неизменных параметрах потока на выходе из рабочего колеса напор насоса, согласно основному уравнению, достигает максимума при условии

$$u_1 v_1 \cos\alpha_1 = 0, \tag{2.42}$$

что практически означает $\cos\alpha_1 = 0$ или $\alpha_1 = 90°$.

Из параллелограмм скоростей (см. рис. 2.4) видно, что вектор абсолютной скорости жидкости v_1 в этом случае должен быть направлен по радиусу, поэтому условие (2.42) обычно называют условием радиального входа.

Поскольку при $\alpha_1 = 90°$ проекция абсолютной скорости на направление переносной скорости равна нулю ($v_{1u} = 0$), то условие радиального входа также означает, что жидкость подводится к рабочему колесу без предварительного закручивания. Уравнение Эйлера при этом принимает вид:

$$H_т = \frac{u_2 v_2 \cos\alpha_2}{g}. \tag{2.43}$$

Применительно к осевым насосам, имея в виду, что на любом радиусе переносные скорости на входе и выходе одинаковы ($u_1 = u_2 = u$), можно написать:

$$H_т = \frac{u(v_2 \cos \alpha_2 - v_1 \cos \alpha_1)}{g} = \frac{u(v_{2u} - v_{1u})}{g}. \quad (2.44)$$

Уравнение (2.44) показывает, что теоретический напор осевого насоса пропорционален произведению окружной скорости вращения и разности составляющих абсолютной скорости потока в направлении переносного движения.

При отсутствии предварительного закручивания жидкость поступает в межлопастные каналы колеса в осевом направлении, следовательно,

$$v_1 \cos \alpha_1 = v_{1u} = 0.$$

В этом случае основное уравнение осевого насоса имеет вид:

$$H_т = \frac{u v_{2u}}{g}. \quad (2.45)$$

Часто основное уравнение лопастного насоса представляют и в другой форме. Умножим и разделим правую часть выражения (2.38) на 2π. Тогда с учетом формулы (2.39) имеем:

$$M_{р.к} = \frac{\rho Q}{2\pi}\left(2\pi v_2 \frac{D_2}{2} \cos \alpha_2 - 2\pi v_1 \frac{D_1}{2} \cos \alpha_1\right).$$

Как известно из гидравлики, величина $2\pi v \frac{D}{2} \cos\alpha$ определяет циркуляцию скорости Γ на окружности диаметром D. В результате приходим к выражениям:

$$M_{р.к} = \frac{\rho Q}{2\pi}(\Gamma_2 - \Gamma_1) \quad (2.46)$$

и

$$H_т = \frac{\omega}{g 2\pi}(\Gamma_2 - \Gamma_1). \quad (2.47)$$

Наибольший напор создается рабочим колесом тогда, когда имеется наибольшая величина разности $\Gamma_2 - \Gamma_1$, т. е. воздействие рабочего колеса на поток создает наибольшее изменение циркуляции жидкости.

Все формы уравнения Эйлера являются фундаментальной основой теории лопастных насосов и имеют огромное практическое значение, так как позволяют установить связь между энергетическими показателями машины и условиями движения жидкости через рабочее колесо.

§ 10. ВЛИЯНИЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ХАРАКТЕРА ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ НАСОСА НА ЗНАЧЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО НАПОРА

В предыдущих параграфах были рассмотрены идеализированные схемы движения жидкости в межлопастных каналах рабочих колес центробежных и осевых насосов, позволившие получить ряд важных зависимостей и, в частности, определить теоретический напор в функции от кинематических параметров потока. Однако на практике напор, развиваемый насосом, значительно меньше теоретического, что объясняется главным образом отличием действительной формы движения реальной жидкости от плоской картины потенциального течения.

Предположение о бесконечно большом числе бесконечно тонких лопастей в применении к рабочему колесу центробежного насоса означает, что поток в межлопастных каналах является осесимметричным (рис. 2.5, *а*) и относительная скорость, которая определяется уравнением неразрывности для каждой точки рассматриваемого цилиндрическо-

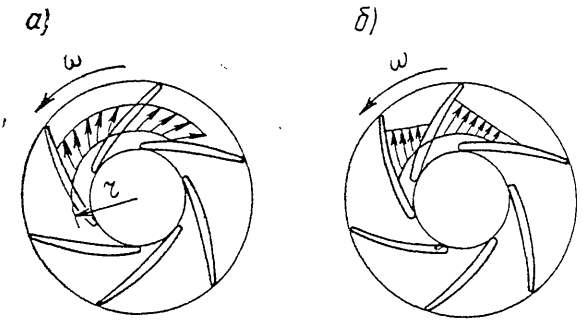


Рис. 2.5. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

го сечения, оказывается направленной по касательной к поверхности лопасти.

Действительное распределение относительных скоростей в каналах рабочего колеса конечных размеров не может быть осесимметричным из-за наличия силового взаимодействия между лопастью и потоком. Для передачи энергии жидкости необходимо, чтобы давление на рабочих (выпуклых) поверхностях лопастей было больше, чем на тыльных, а это возможно лишь в том случае, если относительные скорости с рабочей стороны лопастей меньше, чем с тыльной (рис. 2.5, *б*). Таким образом, при конечном числе лопастей рабочего колеса не все частицы жидкости получают одинаковое приращение энергии. Вызванное этим обстоятельством понижение напора учитывается введением поправочного коэффициента k к значению абсолютной скорости на выходе из колеса. Для предварительного определения коэффициента k в литературе приводится ряд полуэмпирических формул. Однако уточненные его значения могут быть получены лишь экспериментальным путем. Обычно при числе лопастей рабочего колеса $z=6...12$ величина k изменяется от 0,75 до 0,9.

Аналогичная неравномерность распределения скоростей и давлений существует и в межлопастных каналах рабочих колес осевых насосов. Степень этой неравномерности и вызываемое ею снижение напора зависят от густоты решетки профилей и учитываются таким же поправочным коэффициентом.

Другой причиной уменьшения напора по сравнению с его значением, подсчитанным по уравнению Эйлера, являются гидравлические потери, неизбежно сопутствующие течению реальной жидкости через рабочее колесо насоса. Помимо обычных потерь на трение по длине и на преодоление местных сопротивлений (вход в колесо, поворот, выход из колеса и т. п.) движение реальной жидкости в межлопастных каналах и обтекание лопастей связано с образованием пограничного слоя, утолщение которого в зоне местных диффузорных явлений может существенно изменить кинематику действительного потока по сравнению с обтеканием тех же профилей идеальной жидкостью. Сложный закон изменения относительной скорости по поверхности лопасти приводит к образованию участков, где относительная скорость уменьшается и кинетическая энергия потока переходит в энергию давления. Эти участки контура лопасти чрезвычайно опасны с точки зрения возможности отрыва потока. Частицы жидкости в пограничном слое, обладая меньшей кинетической энергией, не способны проникнуть внутрь области, в которой давление возрастает вследствие динамики основного потока, и затормаживаются, что приводит к отрыву потока от поверхности лопасти. В этом случае потери энергии резко возрастают.

Уменьшение теоретического напора вследствие гидравлических потерь оценивается, как уже говорилось ранее (см. § 7), введением гидравлического КПД $\eta_г$, который в каждом конкретном случае может быть определен лишь экспериментальным путем.

С учетом особенностей действительного характера течения реальной

жидкости в рабочем колесе насоса основное уравнение для условий радиального входа принимает вид:

$$H = k\eta_r \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g}, \qquad (2.48)$$

где H — напор насоса при конечном числе лопастей.

В заключение необходимо отметить, что, несмотря на значительное отличие действительной формы движения реальной жидкости в межлопастных каналах рабочих колес лопастных насосов от идеализированных схем, исключительная простота расчетов с последующей поправкой на конечное число лопастей делает их и в настоящее время наиболее распространенными применительно к густым решеткам.

§ 11. ПОДОБИЕ НАСОСОВ. ФОРМУЛЫ ПЕРЕСЧЕТА И КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ

Сложный характер движения перекачиваемой жидкости в рабочих органах лопастных насосов приводит к тому, что задача создания современных высокопроизводительных машин, отвечающих сложному комплексу требований (см. § 1), решается, наряду с расчетно-теоретической разработкой конструкций их проточной части, путем проведения испытаний в лабораторных и натурных условиях. При проектировании новых насосов используются также опытные данные, получаемые в процессе эксплуатации аналогичных насосов на действующих станциях.

Предварительное определение расчетных параметров проектируемой машины, исследования рабочих режимов на моделях и распространение полученных результатов на натурные насосы возможно на основе теории о механическом подобии движения реальной жидкости. Главное положение этой теории заключается в необходимости выполнения условий геометрического, кинематического и динамического подобия.

Геометрическое подобие в гидромеханике означает подобие всех поверхностей, ограничивающих и направляющих поток. При моделировании гидравлических машин два насоса могут быть названы подобными, если все линейные размеры одного из них (модель) в одинаковое число раз меньше или больше соответствующих размеров другого (натура). Математически геометрическое подобие сравниваемых насосов определяется постоянством линейного коэффициента подобия:

$$M_l = \frac{D_н}{D_м} = \frac{b_н}{b_м} = \ldots = \text{const}, \qquad (2.49)$$

где $D_м$, $b_м$ и $D_н$, $b_н$ — соответственно диаметры и высоты рабочих колес модельного и натурного насосов.

Геометрическое подобие означает также постоянство отношений любых других размеров у модели и натуры:

$$\frac{b_м}{D_м} = \frac{b_н}{D_н} = \ldots = \text{const}.$$

Очевидно, что в случае осевых насосов геометрическое подобие подразумевает равенство углов установки лопастей рабочего колеса: $\varphi_м = \varphi_н$.

Строго говоря, геометрическое подобие означает также подобие шероховатостей и зазоров. Следовательно, для полного его соблюдения необходимо, чтобы относительные шероховатости Δ/D и относительные зазоры δ/D, где Δ и δ — соответственно эквивалентная абсолютная шероховатость и зазор, были одинаковыми. Но выполнение этого требования в практике моделирования гидравлических машин возможно дале-

ко не всегда. Действительно, при значениях $M_l = 20 \ldots 30$ какие-либо выступы или неровности размером 1—2 мм точно воспроизвести на модели не удается.

Кинематическое подобие в общем виде означает, что безразмерные поля скоростей в рассматриваемых потоках должны быть одинаковы, т. е. отношения скоростей всех соответствующих частиц жидкости, участвующих в движении, должны быть равны между собой, а траектории движения в сравниваемых гидравлических системах — геометрически подобны. Применительно к насосам это, в частности, означает подобие параллелограммов скоростей в соответствующих точках потока во всех элементах проточной части двух геометрически подобных машин, работающих в одинаковых режимах. Математически условия кинематического подобия могут быть выражены в виде ряда отношений:

$$\frac{v_н}{v_м} = \frac{w_н}{w_м} = \frac{u_н}{u_м} = \frac{n_н D_н}{n_м D_м} = \ldots = \text{const}. \tag{2.50}$$

Для соблюдения требований кинематического подобия необходимо также выдерживать постоянным отношение скорости протекания жидкости к скорости движения вращающихся деталей, т. е.

$$\frac{v_м}{u_м} = \frac{v_н}{u_н} = \text{const}.$$

Используя геометрическое подобие, из которого следует, что

$$v \sim Q/D^2 \text{ и } u \sim n D,$$

получаем еще одно условие кинематического подобия, представляющее чрезвычайно большой практический интерес при моделировании насосов:

$$\frac{Q_м}{n_м D_м^3} = \frac{Q_н}{n_н D_н^3} = \text{const}. \tag{2.51}$$

Динамическое подобие кроме соблюдения условий геометрического и кинематического подобия означает пропорциональность сил, действующих в соответствующих точках потока. При отнесении к этим силам сил давления, вязкости, тяжести и инерции динамическое подобие в общем виде обусловливается, как это хорошо известно, равенством чисел Эйлера, Рейнольдса, Фруда и Струхаля:

$$\text{Eu} = \frac{p}{\rho v^2}; \quad \text{Re} = \frac{v l}{\nu}; \quad \text{Fr} = \frac{v^2}{g l}; \quad \text{St} = \frac{v t}{l}; \tag{2.52}$$

здесь l представляет собой характерный линейный размер, а t — время.

Все эти критерии являются определяющими лишь тогда, когда они выражены через исходные величины, задаваемые в начальных и граничных условиях. В противном случае каждый из определяющих критериев перейдет в неопределяющие или зависимые критерии. В частных задачах гидромеханики число определяющих критериев, как правило, меньше указанных четырех.

В практике моделирования гидравлических машин очень большое значение имеет критерий подобия Эйлера. Применительно к рассматриваемым условиям он может быть выражен следующим образом:

$$\text{Eu} = \frac{p}{\rho v^2} = \frac{g H}{v^2}. \tag{2.53}$$

Заменяя скорость пропорциональным отношением подачи к квадрату диаметра рабочего колеса, получим:

$$\text{Eu} = g H D^4/Q^2.$$

Следовательно, условие подобия может быть записано в виде:

$$\frac{Q_н}{D_н^2\sqrt{H_н}} = \frac{Q_м}{D_м^2\sqrt{H_м}}. \qquad (2.54)$$

Уравнение (2.54) устанавливает зависимость между двумя основными энергетическими параметрами (подача, напор) модельного и натурного насосов.

Соблюдение условия равенства чисел Рейнольдса в натуре и на модели при решении практических задач осуществимо далеко не всегда. Теоретический анализ возможности выполнения этого условия показывает, что кинематическая вязкость жидкости модельного потока $\nu_м$ должна быть меньше кинематической вязкости натурного потока $\nu_н$ в $M_l^{4/3}$ число раз. При испытании модели осевого насоса, имеющего в натуре рабочее колесо диаметром $D_н=4$ м, на экспериментальной установке диаметром $D_м=0{,}2$ м коэффициент подобия будет равен 20. Тогда кинематическая вязкость жидкости модельного потока для соблюдения равенства $Re_м=Re_н$ должна быть меньше кинематической вязкости воды в 89,5 раза. Капельных жидкостей столь малой вязкости в природе не существует.

Большой опыт гидравлического моделирования вообще и моделирования лопастных насосов, в частности, показывает, что при работе машины в области автомодельности ($Re_м > Re_{кр}$) изменение числа Re не оказывает заметного влияния на гидравлический КПД. Капитальными исследованиями, посвященными этому вопросу, установлено, что серийно выпускаемые насосы общего назначения находятся в области автомодельности, и их гидравлический КПД остается неизменным в широком диапазоне изменения Re.

Применительно к осевым и центробежным насосам число Рейнольдса может быть подсчитано различным образом, и каждый раз абсолютные значения Re будут отличаться друг от друга в зависимости от того, что понимается под характерными значениями скорости и линейного размера. Пожалуй, наибольшее распространение в практике насосостроения получила формула

$$Re = n D_2^2/\nu, \qquad (2.55)$$

в которой в качестве характерной скорости принято произведение nD_2, пропорциональное окружной скорости рабочего колеса. Внешний диаметр колеса D_2 представляет собой характерный линейный размер. По данным некоторых исследований нижней границе области автомодельности в этом случае соответствуют значения $Re=(0{,}3...0{,}5)\ 10^6$.

Формулы пересчета. Принимаем, что геометрически подобные друг другу рабочие колеса однотипных насосов диаметрами $D_м$ и $D_н$ вращаются с частотами $n_м$ и $n_н$, соответственно создавая при этом напоры $H_м$ и $H_н$ и обеспечивая подачи $Q_м$ и $Q_н$.

Из основного уравнения для условий безударного входа имеем, что при $n_м$ и $D_м$ напор насоса

$$H_м = k_м \frac{u_{2м} v_{2м} \cos\alpha_{2м}}{g} \eta_{г.м}$$

и соответственно при $n_н$ и $D_н$

$$H_н = k_н \frac{u_{2н} v_{2н} \cos\alpha_{2н}}{g} \eta_{г.н}.$$

Отношение этих напоров

$$\frac{H_н}{H_м} = \frac{k_н}{k_м} \frac{u_{2н} v_{2н} \cos\alpha_{2н}}{u_{2м} v_{2м} \cos\alpha_{2м}} \frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}}.$$

Исходя из условий геометрического подобия, можно считать, что $k_н=k_м$, а подобие параллелограммов скоростей, вытекающее из условий кинематического подобия, означает равенство углов $\alpha_{2н}=\alpha_{2м}$. Отношение скоростей u_2 и v_2, согласно математическому выражению условий кинематического подобия [уравнение (2.50)], пропорционально отношению произведений nD.

Следовательно, если подобные друг другу рабочие колеса насосов будут вращаться с различной частотой, то для создаваемых ими напоров можно написать соотношение

$$\frac{H_н}{H_м} = \frac{(n_н D_н)^2}{(n_м D_м)^2} \frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}}. \qquad (2.56)$$

Как уже известно [см. уравнение (2.22)], подача насоса изменяется пропорционально изменению площади выходного сечения рабочего колеса и радиальной составляющей абсолютной скорости на выходе:

$$\frac{Q_н}{Q_м} = \frac{\pi b_{2н} D_{2н} v_{2н} \sin \alpha_{2н} \eta_{об.н}}{\pi b_{2м} D_{2м} v_{2м} \sin \alpha_{2м} \eta_{об.м}}.$$

Поскольку рабочие колеса рассматриваемых насосов геометрически подобны, т. е.

$$\frac{b_{2н}}{b_{2м}} = \frac{D_{2н}}{D_{2м}},$$

то в общем случае с учетом условий кинематического подобия

$$\alpha_н = \alpha_м \text{ и } \frac{v_{2н}}{v_{2м}} = \frac{u_н}{u_м} = \frac{n_н D_н}{n_м D_м}$$

можно написать:

$$\frac{Q_н}{Q_м} = \frac{n_н}{n_м} \left(\frac{D_н}{D_м}\right)^3 \frac{\eta_{об.н}}{\eta_{об.м}}. \qquad (2.57)$$

Мощность насоса изменяется пропорционально произведению $QH\eta$. Подставляя вместо Q и H соответствующие величины из уравнений (2.56) и (2.57), имеем:

$$\frac{N_н}{N_м} = \left(\frac{n_н}{n_м}\right)^3 \left(\frac{D_н}{D_м}\right)^5 \frac{\eta_{г·н} \eta_{об.н} \eta_{мех.н}}{\eta_{г·м} \eta_{об.м} \eta_{мех.м}}. \qquad (2.58)$$

Уравнения (2.56) — (2.58), полученные на основе подобия лопастных насосов, называют формулами пересчета. Эти формулы дают возможность с большой точностью рассчитать основные параметры проектируемого насоса, если известны параметры насоса, геометрически ему подобного.

Наконец, формулы пересчета дают возможность, испытав насос при одной частоте вращения, определить его параметры для другой частоты.

Для пересчета КПД насоса с модели на натуру был предложен ряд формул, но широкого распространения они не получили. Причина этого заключается в том, что у лопастных насосов значение КПД в большой мере определяется объемными и механическими потерями. Поэтому пересчет КПД с модели на натуру без разделения его на составляющие не оправдывает себя.

Как отмечалось ранее (см. § 7), самым трудным является определение гидравлического КПД. Современные методы его вычисления сводятся к использованию зависимости $\eta_г$ от размеров насоса и относительной шероховатости поверхностей проточной части при условии работы модели в области автомодельности. Наиболее оправдала себя полуэмпирическая формула А. А. Ломакина:

$$\eta_{г.н} = 1 - (1 - \eta_{г.м}) \left(\frac{\lg D_{пр.м} - 0{,}172}{\lg D_{пр.н} - 0{,}172}\right)^2, \qquad (2.59)$$

где $D_{пр} = (4...4{,}5)\ 10^3 \sqrt[3]{Q/n}$ является приведенным диаметром входа в рабочее колесо насоса, мм.

Объемные потери и механические потери в подшипниках и сальниках как немоделируемые должны подсчитываться по соответствующим формулам (см. § 7).

При малом отличии $n_н$ от $n_м$ и $D_н$ от $D_м$, а также при предварительных расчетах можно принять в первом приближении равными все значения $\eta_н$ и $\eta_м$. Благодаря этому формулы пересчета можно представить в более удобном для решения практических задач виде:

$$\left.\begin{aligned} \frac{H_н}{H_м} &= \left(\frac{n_н}{n_м}\right)^2 \left(\frac{D_н}{D_м}\right)^2; \\ \frac{Q_н}{Q_м} &= \left(\frac{n_н}{n_м}\right) \left(\frac{D_н}{D_м}\right)^3; \\ \frac{N_н}{N_м} &= \left(\frac{n_н}{n_м}\right)^3 \left(\frac{D_н}{D_м}\right)^5; \end{aligned}\right\} \qquad (2.60)$$

В том случае, когда один и тот же насос, перекачивающий одну и ту же жидкость, испытывается при различных частотах вращения n_1 и n_2, формулы пересчета еще более упрощаются:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \qquad (2.61)$$

Коэффициент быстроходности. Одни и те же значения подачи и напора могут быть получены в насосах с различной частотой вращения. Естественно, что конструкция рабочих колес и всех элементов проточной части насоса, равно как и их размеры, при этом меняется. Для сравнения лопастных насосов различных типов пользуются коэффициентом быстроходности, объединяя группы рабочих колес по принципу их геометрического и кинематического подобия.

Коэффициентом быстроходности n_S насоса называется частота вращения другого насоса, во всех деталях геометрически подобного рассматриваемому, но таких размеров, при которых, работая в том же режиме с полезной мощностью в 1 л. с., он создает напор, равный 1 м.

Численное значение коэффициента быстроходности можно определить, воспользовавшись формулами пересчета (2.60) для однотипных насосов с рабочими колесами различных диаметров, работающих с переменной частотой вращения. Применив эти формулы к данному насосу и геометрически подобному ему с рабочим колесом диаметром D_S и частотой вращения n_S, получим:

$$\frac{1}{H} = \left(\frac{n_S}{n}\right)^2 \left(\frac{D_S}{D}\right)^2 \text{ и } \frac{1}{N} = \left(\frac{n_S}{n}\right)^3 \left(\frac{D_S}{D}\right)^5.$$

Исключив из этих выражений отношение D_S/D, найдем:

$$n_S = \frac{n\sqrt{N}}{H\sqrt[4]{H}}. \qquad (2.62)$$

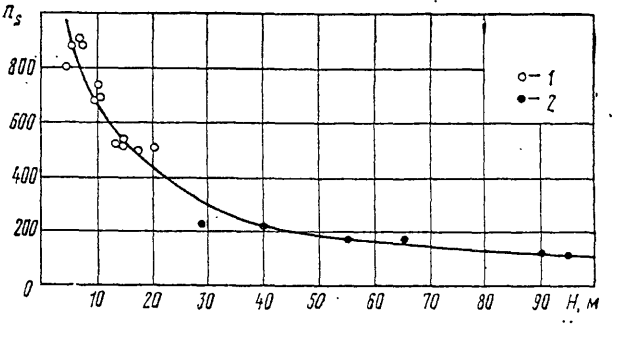


Рис. 2.6. Изменение коэффициента быстроходности от напора насоса
1 — осевого типов О и ОП; *2* — центробежного типа

Подставляя вместо мощности N ее значение $\rho gQH/736$ для насосов, перекачивающих воду ($\rho=1000$ кг/м^3), получим другую формулу для определения коэффициента быстроходности:

$$n_S = 3{,}65\,\frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \qquad (2.63)$$

Для насосов двустороннего входа в формуле (2.63) вместо Q следует принимать $Q/2$.

Если в формулах (2.62) и (2.63) изменить частоту вращения рабочего колеса n данного насоса, то в соответствии с уравнениями (2.61) должны быть пересчитаны мощность N, подача Q и напор H. Легко установить, что подстановка новых значений этих параметров в формулы (2.62) и (2.63) приводит к тем же численным значениям n_S. Таким образом, получается, что коэффициент быстроходности остается постоянным для всех режимов работы насоса и зависит только от его конструкции. Это положение было бы справедливым, если бы мы не пренебрегли при выводе формул для n_S изменениями объемного и гидравлического КПД насоса при изменении режима его работы. В действительности значение коэффициента быстроходности меняется в широком диапазоне. Коэффициент n_S равен нулю при $Q=0$ и, увеличиваясь с возрастанием подачи, стремится к бесконечности при $Q=Q_{макс}$ и $H=0$. Для внесения определенности в понятие коэффициента быстроходности условились в формулы (2.62) и (2.63) подставлять оптимальные значения мощности, подачи и напора.

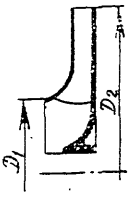
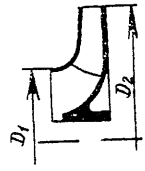
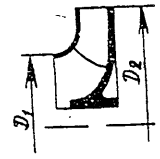
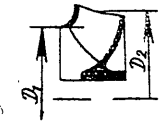
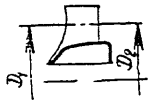
Анализ формулы (2.62) показывает, что с увеличением напора коэффициент быстроходности насоса уменьшается. Этот вывод подтверждается рис. 2.6, на котором приведены значения n_S для ряда высокопроизводительных насосов, серийно выпускаемых отечественной промышленностью. Из формулы (2.63), в свою очередь, вытекает, что увеличение подачи приводит при прочих равных условиях к увеличению коэффициента быстроходности.

Следовательно, тихоходные насосы (насосы с малым коэффициентом быстроходности) — это насосы, имеющие большой напор и сравнительно небольшую подачу; быстроходные насосы имеют меньший напор, но бо́льшую подачу.

Коэффициент быстроходности n_S является очень важным удельным показателем, который широко используется в качестве характеристики типа насоса. Универсальность этого показателя состоит в том, что он одновременно учитывает три наиболее существенных параметра любого насоса: частоту вращения, мощность (или подачу) и напор. Благодаря этому коэффициент быстроходности довольно полно характеризует тип насоса. Например, при сравнении нескольких различных по типу, форме проточного тракта и конструкции насосов, имеющих близкие значения n_S, видно, что у этих насосов близки и многие свойства. Независимо от типа или от конструкции насосы малой быстроходности ($n_S=50...80$) всегда используются при высоких напорах, а большой быстроходности ($n_S=400...1000$) — при низких напорах.

Величина n_S в известной степени определяет и форму рабочего колеса насоса. В табл. 2.1 даны эскизы рабочих колес насосов различной быстроходности. Большой напор, развиваемый тихоходными центробежными насосами ($50<n_S<80$), создается за счет увеличения диаметра рабочего колеса на выходе D_2. Небольшая подача, в свою очередь, обусловливается малой высотой рабочего колеса у выхода b_2 и малым его диаметром на входе D_1. Поэтому тихоходные колеса имеют большие значения D_2/D_1 и малые значения b_2/D_2. С увеличением быстроходности разница между выходным и входным диаметрами сокращается, а высота возрастает.

ТАБЛИЦА 2.1

Насос		Коэффициент быстроходности	Эскиз сечения рабочего колеса	D_2/D_1	Форма лопатки
Центробежный	тихоходный	50—80		2,5—3	Цилиндрическая
	нормальный	80—150		2	Пространственная на входе, цилиндрическая на выходе
	быстроходный	150—350		1,4—1,8	Пространственная
	полуосевой (диагональный)	350—500		1,1—1,2	»
Осевой		500—1500		1	»

В заключение необходимо обратить внимание на одно обстоятельство, имеющее чрезвычайно важное практическое значение. Коэффициент быстроходности пропорционален частоте вращения насоса n. Повышение же частоты вращения, как правило, ведет к уменьшению размеров и массы насоса и приводного двигателя. Таким образом, повышение коэффициента быстроходности насоса при заданных значениях подачи и напора экономически выгодно.

Пример. Осевой насос ОП6-145 при частоте вращения $n=290$ мин$^{-1}$ и напоре $H=4{,}5$ м имеет подачу $Q=6{,}5$ м^3/с и мощность $N=340$ кВт. Требуется определить Q, H и N при $n=365$ мин$^{-1}$ для того же режима работы насоса.

Решение. Поскольку насос тот же, то по формулам (2.61) находим:

$$Q = 6{,}5\,\frac{365}{290} = 8{,}18 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$H = 4{,}5\left(\frac{365}{290}\right)^2 = 7{,}12 \text{ м};$$

$$N = 340\left(\frac{365}{290}\right)^3 = 680 \text{ кВт}.$$

§ 12. ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ НАСОСОВ

Движение жидкости по всасывающему трубопроводу и подвод ее к рабочему колесу осуществляются за счет разности давления над свободной поверхностью жидкости в приемном резервуаре и абсолютного давления в потоке у входа в колесо. Однако давление в этой области не является постоянным; оно определяется расположением насоса по отношению к уровню свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре, режимом работы насоса и некоторыми другими факторами.

Для установления точной зависимости между всеми этими параметрами рассмотрим три основные схемы работы центробежного насоса.

Схема I. Забор насосом жидкости из открытого резервуара. Уровень свободной поверхности расположен ниже оси рабочего колеса насоса (рис. 2.7, *а*).

Применяя теорему Бернулли для двух сечений (уровня свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре *0—0* и сечения *н—н* на входе в насос) и пренебрегая значением скоростного напора в первом из них, можем получить уравнение для определения абсолютного давления в интересующем нас сечении:

$$\frac{p_н}{\rho} = \frac{p_{атм}}{\rho} - H_S g - \frac{\sigma_н^2}{2} - h_{w_{0-н}} g, \qquad (2.64)$$

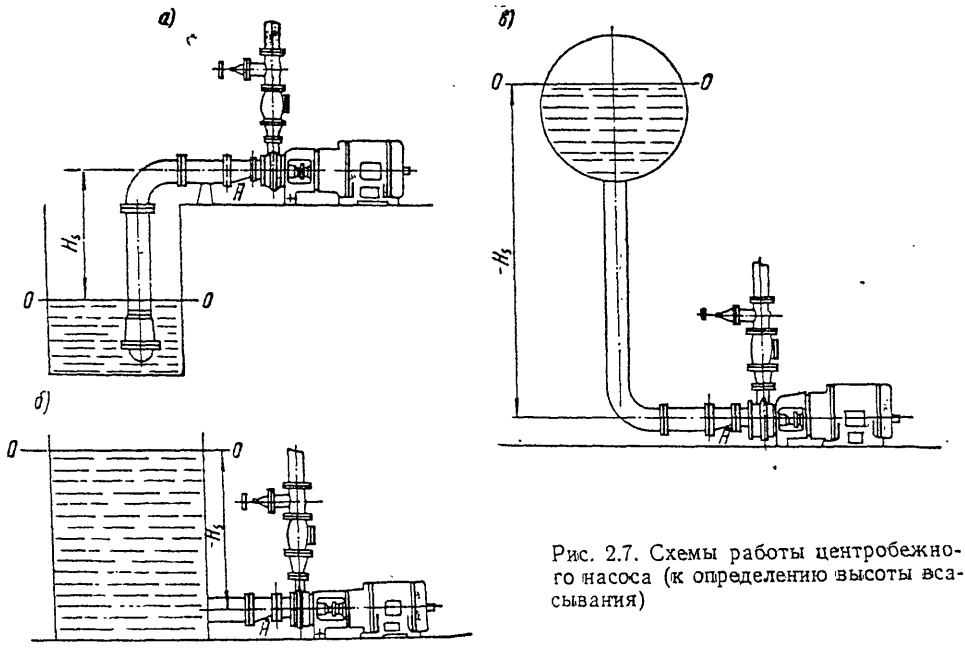


Рис. 2.7. Схемы работы центробежного насоса (к определению высоты всасывания)

где H_S — разность отметок оси рабочего колеса насоса и свободной поверхности жидкости в резервуаре;

$h_{w_{0-н}}$ — потери энергии во всасывающей линии насоса, м, столба перекачиваемой жидкости (сумма потерь на входе, потерь на трение по длине трубопровода и т. д.).

Из уравнения (2.64) видно, что давление на входе в насос, работающий в определенном режиме по схеме I, определяется величиной

$$H_S = \frac{p_{атм}}{\rho g} - \frac{p_н}{\rho g} - \frac{v_н^2}{2g} - h_{w_{0-н}}, \qquad (2.65)$$

которая обычно называется *геометрической высотой всасывания.*

Величина вакуума во входном сечении

$$H_в = \frac{p_{атм} - p_н}{\rho g} - \frac{v_н^2}{2g}$$

называется *вакуумметрической высотой всасывания.* Зависимость между геометрической высотой всасывания и вакуумметрической определяется из уравнения (2.65):

$$H_S = H_в - h_{w_{0-н}}, \qquad (2.66)$$

или

$$H_в = H_S + h_{w_{0-н}}. \qquad (2.67)$$

Схема II. Забор насосом жидкости из открытого резервуара. Уровень свободной поверхности расположен выше оси рабочего колеса насоса (рис. 2.7, *б*).

Если мы примем за плоскость отсчета опять сечение *0—0,* то единственное отличие данной схемы от схемы I будет заключаться в том, что величина H_S будет иметь отрицательное значение. В этом случае уравнения (2.66) и (2.67) примут вид:

$$H_S = h_{w_{0-н}} - H_в \qquad (2.68)$$

и

$$H_в = h_{w_{0-н}} - H_S. \qquad (2.69)$$

Отрицательное значение геометрической высоты всасывания обычно называют подпором. При достаточной величине подпора давление в области на входе в насос может оставаться больше атмосферного на всех режимах его работы.

Схема III. Откачка жидкости из замкнутого резервуара (рис. 2.7, *в*). Принципиальное отличие данной схемы работы насоса от рассматриваемой ранее схемы II заключается в том, что вакуумметрическая высота всасывания в этом случае

$$H_в = \frac{p_{атм} + p_{изб} - p_н}{\rho g} - \frac{v_н^2}{2g}, \qquad (2.70)$$

где $p_{изб}$ представляет собой некоторое избыточное давление, которое в зависимости от технологического назначения насосной установки, конструктивных особенностей ее исполнения и режима работы может быть положительным, отрицательным или даже знакопеременным. При различных соотношениях абсолютных значений H_S, $p_{атм}$ и $p_{изб}$ давление на входе в насос может быть больше или меньше атмосферного.

В зависимости от конструктивного исполнения центробежного насоса отсчет геометрической высоты всасывания ведется по-разному. Для горизонтальных насосов она равна разности отметок оси рабочего колеса и свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре. Для насосов с вертикальным валом она отсчитывается от середины входных кромок лопастей рабочего колеса (первой ступени для многоступенчатых насосов) до свободной поверхности жидкости в резервуаре.

В применении к осевым насосам понятия геометрической и вакуумметрической высот всасывания остаются теми же самыми. Некоторым отличием при определении H_S для высокопроизводительных осевых насосов, к которым вода подводится конфузорными изогнутыми всасывающими трубами, является необходимость учета скоростного напора при входе в трубу и фактического характера распределения скоростей по сечениям потока. Уравнение (2.65) в этом случае принимает вид

$$H_S = \frac{p_{атм}}{\rho g} - \frac{p_н}{\rho g} - \frac{\alpha_н v_н^2}{2g} + \frac{\alpha_{тр} v_{тр}^2}{2g} + h_{w_{тр-н}}, \qquad (2.71)$$

где $\alpha_н$ и $\alpha_{тр}$ — коэффициенты кинетической энергии (Кориолиса) во входном сечении и при входе во всасывающую трубу.

Отсчет геометрической высоты всасывания осевых насосов ведется от свободной поверхности воды в приемном резервуаре до плоскости, проходящей через оси лопастей рабочего колеса, у насосов с вертикальным валом и до наивысшей точки лопасти рабочего колеса у насосов с горизонтальным валом.

Необходимо обратить внимание на то, что высота всасывания насоса относится к числу параметров, имеющих чрезвычайно важное практическое значение при проектировании насосных станций. Параметр H_S, определяя положение насоса по отношению к уровню свободной поверхности в водоисточнике, определяет тем самым и глубину заложения фундамента машинного здания. С точки зрения уменьшения объема земляной выемки и облегчения конструкции машинного здания, а следовательно, и уменьшения капиталовложений на сооружение насосной станции в целом увеличение H_S является крайне желательным.

Величина геометрической высоты всасывания неодинакова для насосов различных типов; даже для одного и того же рассматриваемого насоса она не остается постоянной в процессе его эксплуатации. Уравнение (2.65) позволяет установить функциональную зависимость ее значения от всех параметров, характеризующих конструктивные и эксплуатационные особенности насосной установки.

Атмосферное давление $p_{атм}$, определяющее положительную составляющую H_S и, в частности, возможность размещения насоса над уровнем жидкости в приемном резервуаре, существенно меняется в зависимости от высоты расположения насосной станции над уровнем моря.

Аналогичная ситуация наблюдается при откачке насосом жидкости из замкнутого объема (схема III), так как отрицательное значение избыточного давления $p_{изб}$ над свободной поверхностью, по существу, равносильно изменению геодезической отметки.

Влияние конструкции проточной части рассматриваемого насоса на геометрическую высоту всасывания оценивается наличием в уравнении (2.65) члена $p_н$ — абсолютное давление на входе в насос. Значения $p_н$, необходимые для бесперебойной и надежной работы насоса во всем диапазоне изменения напора и подачи, зависят от особенностей лопастной решетки рабочего колеса и определяются специальными расчетами.

Высота всасывания H_S заметно изменяется в зависимости от режимов работы насоса, характеризуемых, в частности, скоростным напором на входе $\frac{v_н^2}{2g}$. Возрастание скорости потока, вызываемое увеличением подачи насоса, приводит к уменьшению H_S и необходимости расположения насоса ближе к уровню свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре.

Особенности компоновки насосной станции и, в частности, конструкция всасывающей линии, характеризуемая гидравлическими потерями $h_{w_{в-н}}$, также являются важным фактором в определении зна-

чения геодезической высоты всасывания H_S. Структура формулы (2.65) указывает на предпочтительность коротких всасывающих линий с малой скоростью течения и минимумом местных сопротивлений.

В заключение следует сказать, что отметка уровня свободной поверхности в приемном резервуаре насосной установки в процессе ее эксплуатации, как правило, непрерывно меняется. Это обстоятельство также необходимо учитывать при определении H_S. Более подробно об этом говорится далее (см. § 55).

§ 13. КАВИТАЦИЯ В НАСОСАХ. ДОПУСТИМОЕ ЗНАЧЕНИЕ ВЫСОТЫ ВСАСЫВАНИЯ

Кавитация представляет собой процесс нарушения сплошности течения жидкости, который происходит в тех участках потока, где давление, понижаясь, достигает некоторого критического значения. Этот процесс сопровождается образованием большого числа пузырьков, наполненных преимущественно парами жидкости, а также газами, выделившимися из раствора. Находясь в области пониженного давления, пузырьки растут и превращаются в большие кавитационные пузыри-каверны. Затем пузырьки уносятся потоком в область с давлением выше критического, где разрушаются практически бесследно вследствие конденсации заполняющего их пара. Таким образом, в потоке создается довольно четко ограниченная кавитационная зона, заполненная движущимися пузырьками.

Критическое, с точки зрения возникновения кавитации, давление определяется физическими свойствами жидкости и в зависимости от ее состояния может меняться в довольно значительных пределах. Тем не менее в практических расчетах, связанных с рассмотрением кавитационных режимов работы насосов, в качестве критического давления, при котором начинается кавитация, обычно принимают давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при данной температуре. Классическим примером является возникновение кавитации на обтекаемом потоком профиле. Один из возможных вариантов распределения давления на поверхности профиля изображен на рис. 2.8. Вызванное отклонением линий тока понижение давления на спинке профиля в районе точки A может привести к образованию кавитационной зоны, протяженность которой λ зависит от плотности ρ_0, давления p_0 и скорости v_0 набегающего потока, формы профиля и угла атаки.

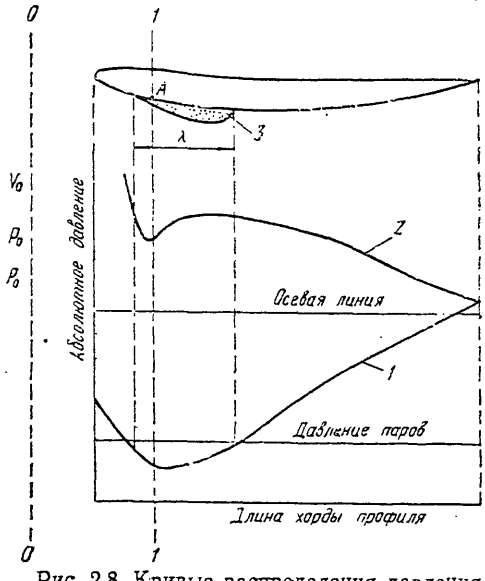


Рис. 2.8. Кривые распределения давления по поверхности профиля и схема образования кавитационной зоны
1 — на выпуклой поверхности; *2* — на вогнутой поверхности; *3* — кавитационная зона

Качественное изменение структуры потока, вызванное кавитацией, приводит к изменениям режима работы гидравлической машины или системы. Эти изменения принято называть последствиями кавитации.

Элементы проточной части гидравлических машин вообще и лопастных насосов, в частности, представляют собой сече-

тание направляющих поверхностей, предназначенных для управления потоком. Если кавитационная зона возникает на такой поверхности, то она изменяет ее эффективную форму и, следовательно, изменяет путь потока. Такие изменения нежелательны и сопровождаются дополнительными потерями энергии. Снижение энергетических параметров (подача, напор) и уменьшение коэффициента полезного действия являются прямым следствием возникновения кавитации в любой гидравлической машине.

Неустойчивость кавитационной зоны и вызванные появлением этой зоны вторичные течения жидкости приводят к значительным пульсациям давления в потоке, которые оказывают динамическое воздействие на поверхности, направляющие поток. Результаты многочисленных экспериментальных исследований и опыт эксплуатации различного гидравлического оборудования указывают на появление сильных вибраций в тех случаях, когда развившаяся кавитация являлась единственным изменением характеристик потока.

Разрушение, или, как принято говорить, «захлопывание» кавитационных пузырей при переносе их потоком в область с давлением выше критического происходит чрезвычайно быстро и сопровождается своего рода гидравлическими ударами. Наложение большого числа таких ударов приводит к появлению характерного шипящего звука, который всегда сопутствует кавитации. И, наконец, в подавляющем большинстве случаев кавитация сопровождается разрушением поверхности, на которой возникают и некоторое время существуют кавитационные пузыри. Это разрушение, являющееся одним из самых опасных последствий кавитации, называют кавитационной эрозией. Механические повреждения рабочих органов гидравлических машин в результате кавитационной эрозии могут за относительно короткий срок достигнуть размеров, затрудняющих их нормальную эксплуатацию и даже делающих ее практически невозможной.

Возникновение и последующее развитие кавитации в лопастных насосах является следствием уменьшения абсолютного давления в движущейся жидкости. Рассмотрим, как меняется давление воды при ее движении по проточному тракту лопастного насоса от входа во всасы-

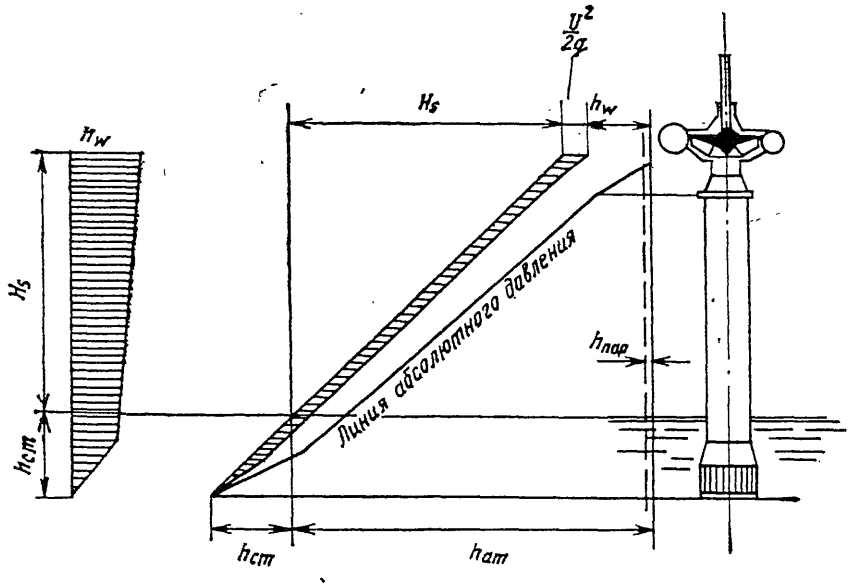


Рис. 2.9. Изменение давления потока в элементах всасывающей линии центробежного насоса

вающий трубопровод и до рабочего колеса. В качестве примера на рис. 2.9 справа изображен вертикальный центробежный насос с прямоосной цилиндрической всасывающей трубой, в центре дан график изменения абсолютного давления в зависимости от значений различных параметров. Давление на входе во всасывающую трубу вследствие ее заглубления под уровень свободной поверхности в приемном резервуаре превышает атмосферное давление $h_{атм}$ на значение гидростатического давления $h_{ст}$. Местные потери энергии, связанные с преодолением гидравлического сопротивления входного устройства всасывающей трубы и увеличением скоростного напора $\frac{v^2}{2g}$, приводят к тому, что уже в сечении трубы, расположенном на уровне свободной поверхности, абсолютное давление в потоке будет меньше атмосферного. Увеличение геодезических отметок и нарастающие по длине трубы гидравлические потери h_w, график изменения которых изображен в левой части рис. 2.9, приводят к последовательному уменьшению абсолютного давления по мере продвижения жидкости по направлению к рабочему колесу. Местные потери в переходном конусе всасывающего трубопровода в сочетании с увеличением скоростного напора вызывают дальнейшее уменьшение давления, абсолютная величина которого на входе в насос может стать меньше давления насыщенных паров $h_{пар}$. Кроме того, в лопастных насосах давление может дополнительно понизиться, что в значительной мере увеличит опасность возникновения кавитации. Это понижение, не предусмотренное рабочим процессом, может носить общий характер или быть вызвано какими-то местными изменениями в потоке. Низкое абсолютное давление и кавитация могут также наблюдаться при неустановившихся режимах работы насоса: гидравлическом ударе в системе, режиме пуска, остановки и т. п.

Зная причины общего и местного понижения давления, мы можем предугадать, а в большинстве случаев и предотвратить появление кавитации в тех или иных элементах проточной части насоса. Следует сразу сказать, что определение допустимой высоты всасывания с учетом геодезической отметки расположения насоса и температуры перекачиваемой жидкости является первым и наиболее надежным мероприятием, направленным на ослабление или предотвращение кавитации. Создание же некоторого запаса, путем уменьшения высоты всасывания или увеличения подпора по сравнению с подсчитанными величинами, гарантирует, как правило, надежную бескавитационную работу насоса.

Наибольшее значение геометрической высоты всасывания может быть найдено с помощью уравнения (2.65) при условии, что в момент возникновения кавитации $p_н = p_{пар}$:

$$H_{S,\ макс} = \frac{p_{атм}}{\rho g} - \frac{p_{пар}}{\rho g} - \frac{v_н^2}{2g} - h_{w\ -н}. \qquad (2.72)$$

Высота всасывания насоса, являясь одним из основных параметров, определяющих компоновочное решение насосной станции или установки, в то же время не дает возможности численно оценить степень развития кавитации, а следовательно, и сравнить между собой кавитационные характеристики насосов, постоянно изменяющиеся в процессе эксплуатации. Использование в этих целях геометрической высоты всасывания H_S невозможно, хотя бы потому, что она включает в себя гидравлические потери, свойственные конструктивным особенностям конкретной установки. Поэтому в насосостроении для сравнения кавитационных качеств насосов, количественной оценки степени развития кавитации и анализа вопроса о выборе допустимых высот всасывания пользуются критерием, смысл которого может быть понят из следующих рассуждений.

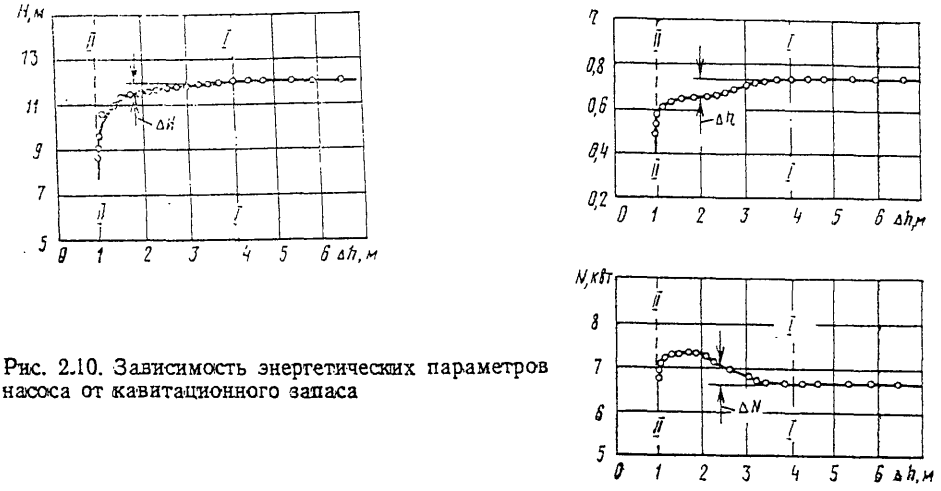


Рис. 2.10. Зависимость энергетических параметров насоса от кавитационного запаса

Для нормальной бескавитационной работы насоса необходимо, чтобы давление $p_н$ на входе в насос было больше критического, в качестве которого принимают давление $p_{пар}$ насыщенных паров перекачиваемой жидкости ($p_н > p_{пар}$).

В противном случае в местах падения давления ниже $p_{пар}$ начинается кавитация и работа насоса ухудшается. Для того чтобы этого не произошло, удельная энергия $Э_н$ потока при входе в насос, отнесенная к его оси, должна быть достаточной для обеспечения скоростей и ускорений в потоке при входе в насос и преодоления сопротивлений без падения местного давления до величины, ведущей к образованию кавитации. В связи с этим решающее значение приобретает не абсолютная величина удельной энергии потока, а превышение ее над энергией, соответствующей давлению насыщенного пара перекачиваемой жидкости:

$$\Delta h = Э_1 - \frac{p_{пар}}{\rho g} = \frac{p_н}{\rho g} + \frac{v_н^2}{2g} - \frac{p_{пар}}{\rho g}. \qquad (2.73)$$

Величина Δh называется кавитационным запасом, поскольку она представляет собой запас механической энергии в потоке над давлением насыщенного пара. Иногда эта величина называется избыточным напором всасывания.

Используя уравнения (2.65) и (2.73), можно установить связь между кавитационным запасом Δh и геометрической высотой всасывания:

$$H_S = \frac{p_{атм}}{\rho g} - \frac{p_{пар}}{\rho g} - \Delta h - h_{w_{0-к}}. \qquad (2.74)$$

Для каждого насоса существует некоторое минимальное значение $\Delta h_{мин}$. При уменьшении кавитационного запаса ниже этого значения в насосе начинает развиваться кавитация.

На рис. 2.10 в виде графиков H, η и $N = f(\Delta h)$ приведены результаты экспериментальных исследований влияния кавитационного запаса на основные энергетические параметры центробежного насоса. Излом кривой напора в режиме *I* означает возникновение кавитации, а дальнейшее снижение напора при уменьшении Δh — последующее ее развитие. Вертикальная ветвь кривой напора в режиме *II* свидетельствует о срыве работы насоса вследствие полностью развившейся кавитации. Одновременно с уменьшением напора развивающаяся кавитация вызывает снижение КПД, что, в свою очередь, определяет возрастание мощности на валу насоса на всех режимах работы с кавитацией вплоть до срыва.

Столь очевидная зависимость параметров насоса от кавитационного запаса предоставляет возможность использования его для численной оценки степени развития ка-

витации. Действительно, всем характерным, с точки зрения кавитации, режимам работы насоса соответствуют вполне определенные числовые значения Δh. Так, например, для условий рассматриваемого примера начало кавитации (критический режим I) наблюдается при $\Delta h=4$ м; полностью развившаяся кавитация (критический режим II) — при $\Delta h=1$ м; режимам с частично развившейся кавитацией соответствуют значения $4>\Delta h>1$ м.

Задавшись на основе расчетов возможными, с точки зрения эксплуатации, пределами ухудшения характеристик насоса вследствие кавитации, можно определить минимальное значение кавитационного запаса $\Delta h_{\text{мин}}$.

Возвращаясь к уравнению (2.74), можно увидеть, что наименьшему значению $\Delta h_{\text{мин}}$ соответствует наибольшее значение геометрической высоты всасывания:

$$H_{S,\ \text{макс}} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{пар}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{мин}} - h_{w_{0-н}}, \tag{2.75}$$

которое иногда называют критической высотой всасывания.

Для обеспечения надежной работы насоса допускаемая в эксплуатации высота всасывания $H_{S,\ \text{доп}}$ должна иметь некоторый запас, что учитывается введением коэффициента запаса φ:

$$H_{S,\ \text{доп}} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{пар}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{доп}} - h_{w_{0-н}}, \tag{2.76}$$

где $$\Delta h_{\text{доп}} = \varphi \Delta h_{\text{мин}}.$$

В зависимости от условий работы насоса коэффициент запаса принимается 1,1—1,5.

Однако при пользовании рассмотренной схемой для определения бескавитационных режимов работы насосов возникает ряд практических трудностей, наибольшую из которых представляет определение минимально допустимого кавитационного запаса.

На основе большого числа исследований и обобщения опытных данных С. С. Рудневым получена следующая формула для определения минимального кавитационного запаса:

$$\Delta h_{\text{мин}} = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C}\right)^{4/3}, \tag{2.77}$$

где C — постоянная, зависящая от конструктивных особенностей насоса.

При определении $\Delta h_{\text{мин}}$ для насосов двустороннего входа в формулу (2.77) подставляется половинная подача.

Экспериментальная проверка, проведенная автором предложения и многими другими исследователями, показала правомерность предложенного критерия и практическую пригодность его для оценки кавитационных качеств насосов. Полученные при этом значения постоянной C для насосов различной быстроходности приведены ниже

n_S	50—70	70—80	80—150	150—250
C	600—750	800	800—1000	1000—1200

Определенные в результате проведения испытаний на кавитационных стендах $\Delta h_{\text{мин}}$ и $\Delta h_{\text{доп}}$ приводятся в официальных каталогах насосов, выпускаемых заводами-изготовителями.

ГЛАВА 3

ХАРАКТЕРИСТИКИ И РЕЖИМ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

§ 14. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

Основные параметры лопастных насосов (подача, напор, мощность, коэффициент полезного действия и частота вращения) находятся в определенной зависимости, которая лучше всего уясняется из рассмотрения характеристических кривых.

Значения напора, мощности и КПД для различных значений подачи могут быть представлены в виде системы точек в координатах Q—H, Q—N и Q—η. Соединяя точки плавными кривыми, получаем непрерывную характеристику зависимости рассматриваемых параметров от подачи насоса при постоянной частоте вращения. Основной характеристической кривой насоса является график, выражающий зависимость развиваемого напора от подачи $H=f(Q)$ при постоянной частоте вращения $n=\text{const}$.

Для построения теоретической характеристики Q—H воспользуемся основным уравнением центробежного насоса. Если поток на входе в колесо не закручен, то

$$H_т = \frac{u_2 v_{2u}}{g}.$$

Идеальная подача насоса

$$Q_т = \pi D_2 b_2 v_{2r},$$

откуда

$$v_{2r} = \frac{Q_т}{\pi D_2 b_2},$$

где D_2 — диаметр рабочего колеса;

b_2 — ширина рабочего колеса.

Из рис. 3.1 следует

$$v_{2u} = u_2 - \frac{v_{2r}}{\operatorname{tg}\beta_2}$$

или

$$v_{2u} = u_2 - \frac{Q_т}{\pi D_2 b_2 \operatorname{tg}\beta_2}.$$

Подставим полученное значение v_{2u} в основное уравнение теоретического напора:

$$H_т = \frac{u_2}{g}\left(u_2 - \frac{Q_т}{\pi D_2 b_2 \operatorname{tg}\beta_2}\right)$$

или

$$H_т = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 Q_т}{\pi g D_2 b_2}\,\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_2}. \qquad (3.1)$$

При $n=\text{const}$ окружная скорость u_2 будет постоянной. Очевидно, что для рассматриваемого насоса D_2, b_2 и $\operatorname{tg}\beta_2$ также являются постоянными величинами. Обозначая постоянные величины через коэффициенты A и B:

$$\frac{u_2^2}{g} = A; \quad \frac{u_2}{\pi g D_2 b_2}\,\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_2} = B,$$

получим:

$$H_т = A - B Q_т. \qquad (3.2)$$

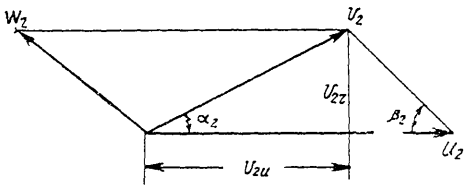


Рис. 3.1. Параллелограмм скоростей на выходе из колеса

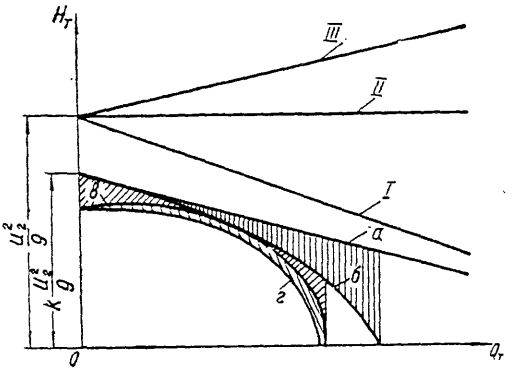


Рис. 3.2. Теоретическая характеристика $Q-H$ насоса

Таким образом, зависимость $H_т$ от $Q_т$ выражается уравнением первой степени, которое в координатах $H_т$ и $Q_т$ графически изображается прямыми линиями; наклон этих прямых зависит от значения углового коэффициента, являющегося функцией угла β_2.

На рис. 3.2 дана графическая интерпретация уравнения (3.1) для различных значений углового коэффициента. Проанализируем положение прямых линий при $\beta_2<90°$, $\beta_2=90°$ и $\beta_2>90°$.

Для построения графика зависимости $Q-H$ предположим, что $Q_т=0$, тогда $H_т=u^2_2/g$; при $H_т=0$ $Q_т=u_2\pi D_2 b_2 \mathrm{tg}\beta_2$.

При $\beta_2<90°$ (лопатки отогнуты назад) $\mathrm{tg}\beta_2>0$, поэтому с ростом $Q_т$ напор $H_т$, развиваемый насосом, уменьшается. Следовательно, линия зависимости теоретического напора (см. рис. 3.2, *I*) от подачи направлена наклонно вниз. Наклон прямой *I* будет тем больше, чем меньше $\mathrm{tg}\beta_2$, т. е. угол β_2.

При $\beta_2=90$ (лопатки направлены радиально) $\mathrm{tg}\beta_2=\infty$, следовательно, второй член уравнения будет равен нулю: $H_т=u_2^2/g$, т. е. график зависимости $H_т$ от $Q_т$ выражается прямой *II*, параллельной оси абсцисс и отсекающей на оси ординат отрезок $H_т=u_2^2/g$.

При $\beta_2>90°$ (лопатки загнуты вперед) $\mathrm{tg}\beta_2<0$ — второй член уравнения (3.1) изменит знак минус на плюс. В этом случае с увеличением подачи возрастает напор, причем тем больше, чем больше β_2. График зависимости $H_т$ от $Q_т$ выражается прямой *III*, поднимающейся вверх. При $Q_т=0$ начальная ордината прямой *III* также равна: $H_т=u_2^2/g$.

Как видно из графика (см. рис. 3.2, прямая *III*), рабочие колеса с лопатками, загнутыми вперед, создают значительно большее давление, чем колеса с лопатками, загнутыми назад, и в этом их основное преимущество. Однако преобразование динамического давления, создаваемого лопатками, в статическое путем уменьшения абсолютной скорости потока при выходе из рабочего колеса насоса, связано с большими потерями энергии. Ввиду этого рабочие колеса центробежных насосов, используемых для нагнетания жидкостей, как правило, изготовляют с лопатками, загнутыми назад. Следовательно, практическое значение имеет лишь одна из этих прямых (линия *I*) — теоретическая характеристика $Q_т-H_т$, соответствующая работе насоса без учета потерь в нем.

Для получения действительной характеристики насоса необходимо внести поправки на гидравлические (в проточной части насоса) объемные и механические потери и на конечное число лопаток.

Теоретический напор при конечном числе лопаток $H'_т$ будет меньше теоретического напора при бесконечном числе лопаток $H_т$. Умень-

шение теоретического напора учитывается поправочным коэффициентом на конечное число лопаток k. Поэтому линия теоретической характеристики $Q'_т$—$H'_т$ (прямая a), учитывающая поправку на конечное число лопаток, понизится и отсечет на оси H отрезок

$$H'_т = k H_т$$

или

$$H'_т = k u_2^2/g.$$

Прямая I и прямая a (см. рис. 3.2) пересекаются на оси Q, если принять, что коэффициент k не зависит от подачи или ниже оси Q, если он зависит от подачи. Потери сопротивления протеканию жидкости при турбулентном движении практически можно считать пропорциональными квадрату подачи, т. е. $h_п = SQ^2$. Таким образом, графически потери от трения в каналах изображаются параболой с вершиной в начале координат (см. рис. 3.2, кривая $б$). Откладывая значение этих потерь вниз от линии a, получим кривую $б$.

Потери на удар при входе жидкости на лопатки или в направляющий аппарат вызываются резким изменением направления средней скорости.

Для расчетной подачи $Q_р$ углы наклона лопаток при входе и выходе из колеса или направляющего аппарата подбирают таким образом, чтобы не было потерь от удара, т. е. чтобы $h_{уд}=0$. При изменении подачи появляются потери на удар и растут пропорционально квадрату отклонения подачи:

$$h_{уд} = k' (Q_x - Q_р)^2.$$

Графически этому уравнению соответствует параболическая кривая с вершиной в точке безударного входа $h_{уд}=0$ при $Q_x=Q_р$ (см. рис. 3.2, кривая $в$).

В соответствии с уравнением Бернулли для увеличения статического (полезного) напора необходимо значительно уменьшить скорость потока у выходного патрубка. Из законов гидродинамики жидкости известно, что всякое изменение скорости потока сопровождается потерями, прямо пропорциональными квадрату потерянной скорости.

При построении кривой $в$ не принималась в расчет утечка воды через зазоры. Если учитывать эти утечки, то полученные давления H будут соответствовать меньшим фактическим подачам насоса и действительная характеристика Q—H (кривая $г$) несколько сместится влево. Так как утечка в современных конструкциях центробежных насосов не превышает 2—5%, то ее влияние дает незначительное смещение характеристики.

К механическим потерям относятся потери на трение дисков колеса о жидкость и потери на трение в подшипниках и сальниках. Эти потери почти не влияют на характеристику насоса, поэтому мы их здесь не рассматриваем.

Теоретическое построение характеристик насосов по заданным размерам встречается с большими трудностями. Исследования, проведенные во ВНИИГидромаше, показывают, что строить теоретическую характеристику лучше всего комбинированным способом: по расчетному направлению касательной в точке оптимального значения КПД и по точке холостого хода, полученной сопоставлением относительной характеристики колеса такой же конструкции и с таким же значением коэффициента быстроходности n_S. Однако и в этом случае действительной характеристики не получается ввиду большого числа факто-

ров, которые не поддаются точному определению и которыми приходится задаваться. Поэтому на практике отдают предпочтение опытным характеристикам.

§ 15. РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ И СПОСОБЫ ИХ ПОЛУЧЕНИЯ

Основная трудность в получении рабочих характеристик насосов расчетным путем заключается в выборе коэффициентов потерь, влияющих на подачу и напор насоса. Поэтому при расчете режима работы насоса пользуются опытными рабочими характеристиками, которые получают при испытаниях насосов. Насосы, изготовляемые насосостроительными заводами Советского Союза, подвергаются испытаниям в соответствии с ГОСТ 6134—71*. Мелкие и средние насосы испытываются на заводском испытательном стенде. Крупные насосы допускается испытывать на месте эксплуатации при частоте вращения, отличающейся от номинальной не более чем на 5%.

На основании опытных измерений вычисляют напор и коэффициент полезного действия насоса по формулам (2.2) и (2.10) для соответствующей подачи при постоянной частоте вращения. Полученные значения напора, мощности, коэффициента полезного действия и допустимой вакуумметрической высоты всасывания для ряда значений подачи можно представить в виде системы точек в координатах H, N, η, $H_в$ и Q (рис. 3.3). Соединяя соответствующие точки плавными линиями, получаем кривые зависимости рассматриваемых параметров от подачи насоса при постоянной частоте вращения и определенном диаметре рабочего колеса.

Полученные кривые $Q—H$, $Q—N$, $Q—\eta$ и $Q—H_в$ называются рабочими характеристиками центробежного насоса и вписываются в паспорт насоса. Из рис. 3.3, *а* (насос 12Д-19) видно, что максимальному значению КПД соответствует подача $Q_р$ и напор $H_р$ (расчетные параметры). Точка P характеристики $Q—H$, отвечающая максимальному значению КПД, называется *оптимальной режимной точкой.*

Из теоретической зависимости H от Q следует, что с уменьшением подачи напор возрастает и достигает максимального значения при подаче, равной нулю, т. е. при закрытой задвижке на напорном трубопроводе. Однако испытания насосов показывают, что некоторые насосы (например, 8К-18; рис. 3.3, *б*) развивают максимальный напор после открывания задвижки, т. е. напор возрастает при начальном уве-

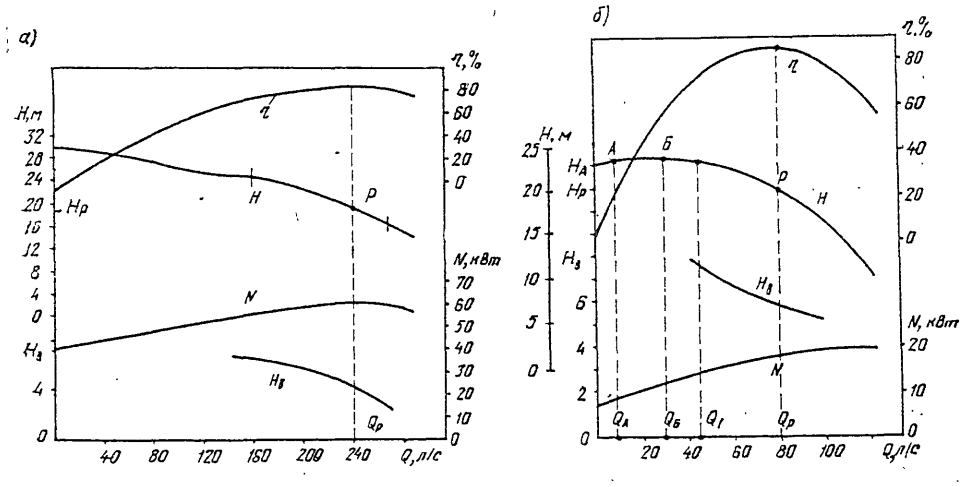


Рис. 3.3. Рабочие характеристики центробежных насосов

личении подачи, а затем падает. Из рис. 3.3, *б* видно, что напору H_A соответствуют две подачи: Q_A и Q_1. Изменение подачи насоса наступает внезапно, сопровождается сильным шумом и гидравлическими ударами, сила которых зависит от диапазона изменения подачи и длины трубопровода.

Характеристические кривые $Q—H$, имеющие максимальный напор при некоторой промежуточной подаче, называются *восходящими*. Режим работы насоса в пределах подачи от нуля до Q_1 называется *областью неустойчивой работы*.

Характеристики, не имеющие возрастающей ветви, называются *стабильными*.

Форма рабочей характеристики $Q—H$ зависит от коэффициента быстроходности насоса n_S (см. § 11): чем больше коэффициент быстроходности, тем круче кривая $Q—H$. Режим работы насосов, имеющих стабильную рабочую характеристику $Q—H$, протекает устойчиво во всех точках кривой.

При стабильной пологой характеристике напор насоса, даже при значительном изменении расхода, изменяется незначительно. Насосы с пологими характеристиками целесообразно применять в системах, где при постоянном напоре требуется регулирование подачи в широких пределах, например в безбашенной системе водоснабжения.

Насосы со стабильной крутопадающей характеристикой обычно применяют в системах со значительными колебаниями напора при необходимости сохранения по возможности постоянной подачи, например на насосных станциях I подъема (на нерегулируемых реках).

Насосы с возрастающей рабочей характеристикой можно применять в системах, где подача не снижается до Q_1 (до подачи, соответствующей напору при закрытой задвижке).

Крутизну кривой $Q—H$ можно оценить по отношению

$$k = \frac{H_0 - H_x}{H_x} 100\%,$$

где H_0 — напор насоса при работе с закрытой задвижкой;

H_x — напор насоса при максимальном КПД.

Пологая характеристика обычно имеет крутизну 8—12%, крутопадающая — 25—30%.

Е. А. Прегер[1] на основе анализа рабочих характеристик $Q—H$ составил уравнение, дающее аналитическую зависимость между параметрами H и Q:

$$H = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2.$$

Ограничиваясь лишь рабочей частью характеристик $Q—H$, можно упростить указанное уравнение, а именно:

для водопроводных насосов

$$H = a - b Q^2;$$

для фекальных насосов

$$H = a - b Q.$$

Приведенные уравнения справедливы в пределах, где рабочие характеристики $Q—H$ могут быть приняты за прямую или квадратичную кривую. Коэффициенты a и b постоянны и установлены для выпускаемых типоразмеров насосов.

---

[1] Прегер Е. А. Аналитические зависимости между параметрами лопастных насосов. Научные труды ЛИСИ, вып. 20, 1955.

§ 16. ИЗМЕНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

В производственных условиях часто возникает необходимость пересчета рабочих характеристик, установленных при частоте вращения n для перехода на другую частоту вращения рабочего колеса n_1 при D_2=const. Так как диаметр рабочего колеса по наружному обводу остается постоянным, то отношение D_2/D_2^1 будет равно единице. Тогда из закона подобия центробежных насосов имеем (см. § 11):

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \tag{3.3}$$

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2; \tag{3.4}$$

$$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3. \tag{3.5}$$

Полученные выражения называются законом пропорциональности. Высота всасывания насоса при работе его с частотой вращения n_1 определяется по уравнению

$$H_в' = 10 - \left[10 - H_в \left(\frac{n_1}{n}\right)^2\right],$$

где $H_в'$ — допускаемая вакуумметрическая высота всасывания при частоте вращения n_1;

$H_в$ — то же, при частоте вращения, n.

Установленный закон пропорциональности позволяет по одной опытной характеристике Q—H построить ряд характеристик насоса в широком диапазоне изменения частоты вращения.

Исключая из уравнений (3.3) и (3.4) частоту вращения, получим:

$$H_1 = \frac{H}{Q^2} Q_1^2 = \text{const}\, Q_1^2,$$

т. е.. уравнение параболы с вершиной в начале координат, проходящей через точку A с координатами Q_A и H_A. Парабола $OA_i A_2 A_1 A$ (рис. 3.4) представляет собой геометрическое место точек, определяющих режимы работы насоса, подобные режиму в точке A, и называется параболой подобных режимов.

Очевидно, что пересчет координат точки A для любой другой частоты вращения по формулам (3.3) и (3.5) приведет к точкам, располагающимся на параболах подобных режимов. Следовательно, пересчет всякой другой точки характеристики Q—H при частоте вращения n на частоту вращения $n_1, n_2, \ldots, n_i$ даст точки $B_1, B_2, \ldots, B_i$; $C_1, C_2, \ldots, C_i$ и т. д., которые расположатся соответственно на параболах $OB_i, \ldots, B$; $OC_i, \ldots, C$. Соединяя точки $A_1, B_1, C_1, \ldots$ плавной кривой, получаем характеристику Q_1—H_1 насоса для частоты вращения n_1. Повторяя подобные операции для точек $A_2, B_2, C_2, \ldots, A_i, B_i, C_i, \ldots$, получим соответственно характеристики Q—$H_2, \ldots, Q$—H_i (см. рис. 3.4,*а*).

Параболы подобных режимов являются и линиями постоянного КПД. В действительности насос не сохраняет постоянства КПД, так как с увеличением n возрастают скорости потока и пропорционально их квадратам гидравлические потери. С другой стороны, механические потери сказываются сильнее при малых значениях n, т. е. когда мощность насоса мала. Оптимального значения КПД достигает при расчетном значении n_0. При других n, меньших или бо́льших n_0, КПД будет уменьшаться по мере увеличения отклонения n от n_0.

Отмечая на полученных характеристиках $Q—H$, $Q—H_1$, ..., $Q—H_i$ точки с равными значениями КПД и соединяя их плавными кривыми, получают так называемую универсальную характеристику (см. рис. 3.4, *б*). Из рис. 3.4, *б* видно, что наибольшее значение КПД обеспечивают двигатели с частотой вращения 1450 мин$^{-1}$.

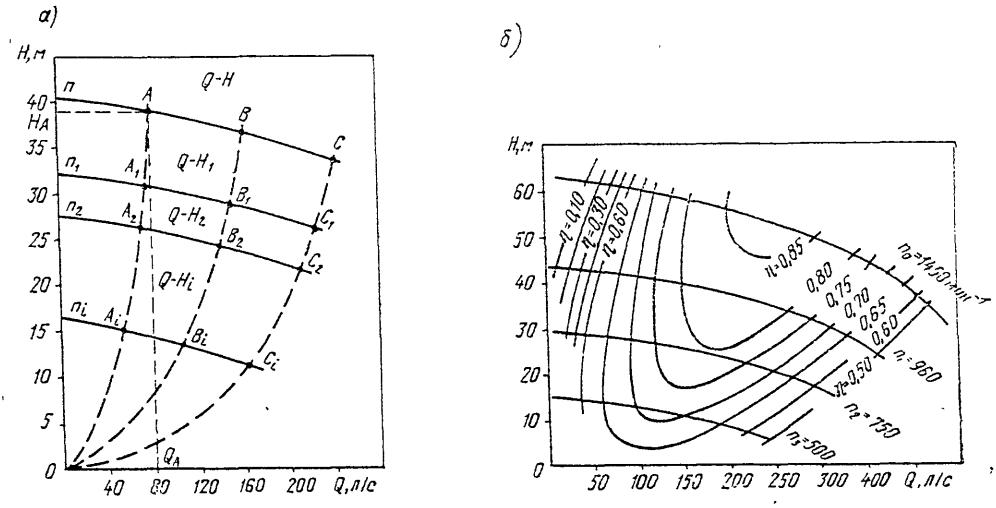


Рис. 3.4. Характеристики центробежных насосов
а — при изменении частоты вращения; *б* — универсальная

Универсальная характеристика позволяет наиболее полно исследовать работу насоса при переменных частоте вращения, КПД и мощности насоса для любой режимной точки.

Необходимо отметить, что режим работы насоса с пониженной частотой вращения допускается, но повышение частоты вращения в каждом случае следует согласовывать с заводом-изготовителем.

В практике проектирования и эксплуатации насосных станций часто для расширения поля работы насоса производят срезку рабочего колеса, т. е. уменьшают диаметр колеса D_2, сохраняя b_2=const.

Подачу $Q_{ср}$ и напор $H_{ср}$ насоса, имеющего срезанное рабочее колесо диаметром $D_{ср}$, можно определить по уравнениям закона подобия центробежных насосов (2.60), зная подачу Q и напор H насоса при номинальном (не срезанном) рабочем колесе диаметром D_2.

Из закона подобия при условии, что частота вращения n=const и ширина колеса b_2=const, получим:

$$\left.\begin{aligned} \frac{H_{ср}}{H} &= \left(\frac{D_{ср}}{D}\right)^2; \\ \frac{Q_{ср}}{Q} &= \left(\frac{D_{ср}}{D}\right)^2. \end{aligned}\right\} \qquad (3.6)$$

Экспериментальная проверка полученных равенств показывает, что для центробежных насосов, имеющих коэффициент быстроходности $n_s<150$, лучшее соответствие расчетных величин $Q_{ср}$ и $H_{ср}$ опытным данным получается при расчете срезки колеса по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \frac{H_{ср}}{H} &= \left(\frac{D_{ср}}{D}\right)^2; \\ \frac{Q_{ср}}{Q} &= \frac{D_{ср}}{D}. \end{aligned}\right\} \qquad (3.7)$$

Исследуем изменение режимных точек работы насоса при срезке рабочего колеса насоса. Из уравнений (3.6) следует, что

$$\frac{D^2}{H} = \frac{D_{ср}^2}{H_{ср}} = k_1 = \text{const};$$

$$\frac{D^2}{Q} = \frac{D_{ср}^2}{Q_{ср}} = k_2 = \text{const}.$$

Отсюда

$$k_1 H = k_2 Q.$$

Принимая

$$\frac{k_2}{k_1} = k,$$

получим

$$H = kQ.$$

Следовательно, перемещение режимных точек в координатах Q—H при уменьшении диаметра рабочего колеса происходит по прямым линиям I (рис. 3.5), проходящим через начало координат, т. е. точка A (находящаяся на характеристике Q—H, соответствующей $D_{ном}$) перемещается в положение A_1.

Проводя аналогичные исследования равенств (3.7), получим: $H = kQ^2$.

Таким образом, при расчете срезки рабочего колеса по уравнениям (3.7) режимные точки перемещаются по квадратичным параболам II с вершинами в начале координат (см. рис. 3.5), т. е. точка A перемещается в положение A_2.

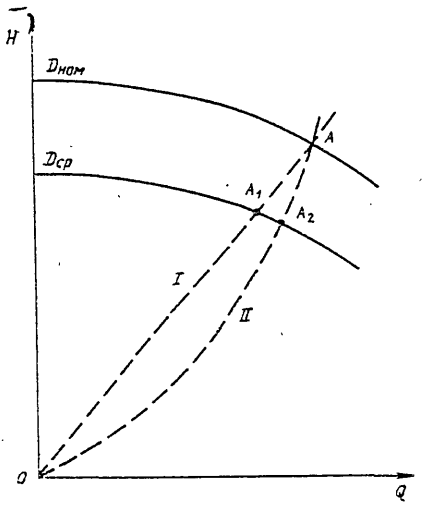


Рис. 3.5. Изменение положения режимной точки при срезке рабочего колеса

Изменение КПД насоса можно рассчитать по формуле Муди, которая применяется в гидротурбостроении для расчета оптимального значения полного КПД $\eta_н$ (натуры) по значению $\eta_м$ (модели):

$$\eta_{ср} = 1 - (1 - \eta)\left(\frac{D}{D_{ср}}\right)^{0,25}.$$

Экспериментальное исследование $\eta_{ср}$ показывает, что при срезке колеса КПД изменяется незначительно в зависимости от коэффициента быстроходности. С достаточной степенью точности можно принять, что КПД насоса уменьшается на 1% на каждые 10% срезки колеса при коэффициенте быстроходности $n_S = 60 \ldots 200$ и на 1% на каждые 4% срезки при $n_S = 200 \ldots 300$.

В зависимости от коэффициента быстроходности рекомендуются следующие пределы срезки колес:

$60 < n_S < 120$	20—15%
$120 < n_S < 200$	15—11%
$200 < n_S < 300$	11— 7%

В техническом паспорте насоса указываются характеристики Q—H насоса для номинального рабочего колеса, например для насоса 10Д-9

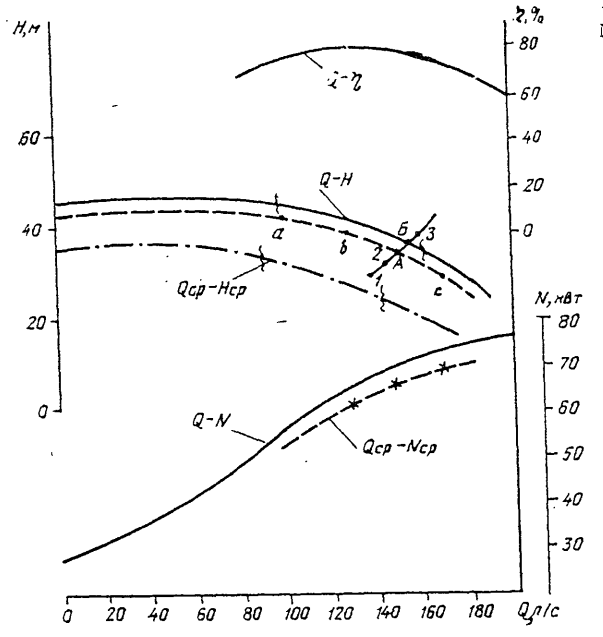


Рис. 3.6. Характеристика насоса 10Д-9 (n = =1450 мин$^{-1}$) при срезке рабочего колеса

D=366 мм и рекомендуемой величины его срезки $D_{макс.ср}$ = 325 мм — штрихпунктирная линия (рис. 3.6). Однако режимная точка b (предположим, с расчетными параметрами Q=150 л/с и H=35 м) может не совпасть с указанными характеристиками. В этом случае необходимо произвести расчет срезки колеса в таких пределах, чтобы характеристика Q—H срезанного колеса прошла через точку b.

Пример. Построим характеристику $Q_{ср}$ — $H_{ср}$, принимая во внимание, что коэффициент быстроходности насоса 10Д-9 $n_s \approx 90$.

Р е ш е н и е. Воспользуемся формулами (3.7) и построим параболу подобных режимов, проходящую через точку b:

$$\frac{Q}{Q_{ср}} = \frac{D}{D_{ср}}; \quad \frac{Q}{150} = \frac{366}{D_{ср}}; \quad \left(\frac{Q}{150}\right)^2 = \frac{H}{35};$$

$$\frac{H}{H_{ср}} = \left(\frac{D}{D_{ср}}\right)^2; \quad \frac{H}{35} = \left(\frac{366}{D_{ср}}\right)^2; \quad H = 35\left(\frac{Q}{150}\right)^2.$$

Для вычисления H задаемся произвольно подачей Q (результаты вычислений приведены в табл. 3.1).

ТАБЛИЦА 3.1

№ точки (см. рис. 3.6)	Q	$Q/150$	$(Q/150)^2$	H
1	140	0,933	0,87	30,45
2	145	0,966	0,933	32,65
3	160	1,066	1,136	39,76

По данным табл. 3.1 строим параболу подобных режимов (см. рис. 3.6, кривая *1—3*). Точка *Б* пересечения параболы с кривой Q—H, соответствующей необточенному колесу D=366 мм, и есть та точка, которая при срезке колеса переходит в точку *А*. Из рис. 3.6 получим координаты точки *Б*: Q=156,7 л/с. Отсюда имеем:

$$\frac{156,7}{150} = \frac{366}{D_{ср}}; \quad D_{ср} = \frac{366 \cdot 150}{156,7} = 350,3 \text{ мм}.$$

Срезка колеса составляет 4,3%. Следовательно, КПД насоса уменьшится приблизительно на 0,5%. Вычислив диаметр обточенного колеса, можем построить характеристику $Q_{ср}$—$H_{ср}$:

$$Q_{ср} = Q\frac{D_{ср}}{D} \text{ и } H_{ср} = H\left(\frac{D_{ср}}{D}\right)^2;$$

$$\frac{D_{ср}}{D} = \frac{350,3}{366} = 0,957; \quad \left(\frac{D_{ср}}{D}\right)^2 = 0,957^2 = 0,916.$$

Принимая произвольно Q и определяя соответствующие ей H по кривой Q—H (при D=366 мм), вычисляем координаты $Q_{ср}$, $H_{ср}$ (результаты вычислений сведены в табл. 3.2).

ТАБЛИЦА 3.2

№ точки (см. рис. 3.6)	Q	$Q_{ср}$	H	$H_{ср}$
a	100	95,7	45	41,2
b	130	124,4	41,8	38,3
A	156,7	150	38,21	35
c	170	162,7	33	30,2

По данным табл. 3.2 строим характеристику $Q—H$ (кривая $abAc$).

Оптимальный КПД соответствует расчетной подаче, поэтому насос следует подбирать так, чтобы рабочая подача соответствовала максимальному или близкому к максимальному значению КПД. Желательно, чтобы отклонения КПД насоса, выбранного для заданного режима работы, составляли не более 5—10% максимального КПД.

Пространство (см. рис. 3.6), заключенное между характеристиками $Q—H$ для полного колеса и $Q_{ср}—H_{ср}$ для максимально срезанного колеса и извилистыми линиями, соответствующими подачам при рекомендуемых отклонениях КПД, называется *полем работы насоса.*

В каталогах-справочниках приводятся сводные графики полей работы насосов различных типов. По этим графикам удобно подбирать насосы на заданный режим работы (см. приложения III—IX).

§ 17. НЕУСТАНОВИВШИЕСЯ И ПЕРЕХОДНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ НАСОСОВ

Экспериментальные исследования показывают, что у центробежных насосов с коэффициентом быстроходности $n_S<100$ наибольший напор достигается при некоторой промежуточной подаче и затем начинает падать. Такие насосы обеспечивают устойчивую работу системы при условии $H_{ст}<H_0$ ($H_{ст}$ — геометрическая высота подъема воды; H_0 — напор насоса при $Q=0$).

Рассмотрим режим работы насоса 14Д-6 (имеющего восходящую характеристику) с характеристикой $Q—H_{тр}$. Пусть характеристика $Q—H_{тр}$ пересекает характеристику $Q—H$ насоса в двух точках: A — на восходящей ветви и $Б$ — на падающей ветви (рис. 3.7). В обеих режимных точках имеются все условия материального и энергетического равновесия системы «насос — водоводы». При увеличении подачи на величину ΔQ_A вследствие кратковременного понижения требуемого напора в водоводах $H_{тр}$ возникает отрицательная разность напоров $\Delta H=H_{тр}—H<0$.

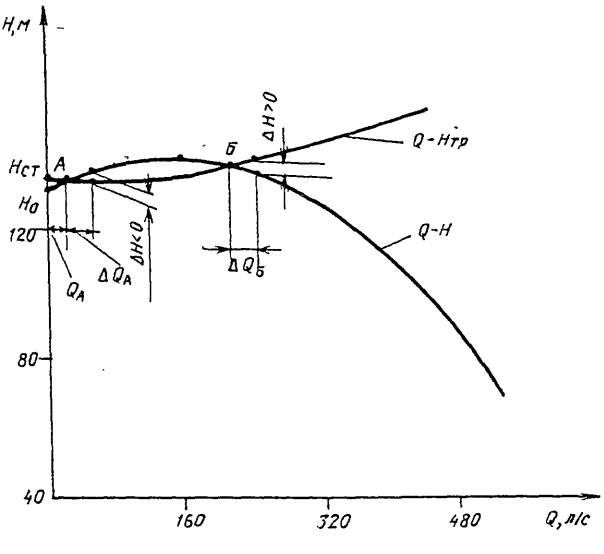


Рис. 3.7. Кривые неустановившейся работы насоса

Избыток напора в системе H по сравнению с требуемым $H_{тр}$ вызывает увеличение кинетической энергии жидкости в системе, скорость движения и подача возрастают, что ведет к отклонению системы от равновесия в точке A и затем к выпадению системы из равновесия.

Предположим, что система «насос — водоводы» работает в режиме *Б*. В этом случае возникает положительная разность напоров

$$\Delta H = H_{тр} - H > 0.$$

Недостаток напора в системе H по сравнению с требуемым $H_{тр}$ может быть компенсирован только за счет кинетической энергии жидкости в системе. Скорость движения жидкости при уменьшении H падает, подача уменьшается, в результате чего достигается равновесие системы.

Следовательно, критерием устойчивой работы системы является знак разности напора ΔH при увеличении подачи. Математическим критерием устойчивой работы в режимной точке является выполнение неравенства

$$\frac{d H_{тр}}{dQ} > \frac{dH}{dQ}.$$

Неустановившийся режим работы насоса недопустим по соображениям надежности работы всей системы. Поэтому при выборе насоса нужно стремиться к тому, чтобы заданный режим работы насоса лежал в поле рекомендуемой работы насоса.

В настоящее время в СССР уделяется большое внимание разработке конструкций насосов с $n_S < 100$ с целью получения непрерывно падающих характеристик.

ГЛАВА 4

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСОВ И СЕТИ

§ 18. ХАРАКТЕРИСТИКА ТРУБОПРОВОДА И ФАКТИЧЕСКАЯ ПОДАЧА НАСОСА

Работа насоса и трубопровода связана следующими зависимостями:

$$H = f(Q);$$
$$h_б = f(Q - q);$$
$$h_w = f(Q),$$

где H — напор насоса;
Q — подача воды насосом;
$h_б$ — уровень воды в баке водонапорной башни;
q — расход воды в системе;
h_w — гидравлическое сопротивление коммуникаций насосной станции, водоводов и сети.

Аналитический расчет режимной точки работы насоса довольно трудоемкий процесс, так как приходится оперировать четырьмя переменными величинами, которые находятся между собой в функциональной зависимости.

При расчете системы «насос — водопроводная сеть» используют метод последовательного приближения или производят расчет на электронно-вычислительных машинах. Однако эти вычисления не дают наглядности, анализ работы насоса весьма затруднен.

В практике проектирования и анализа режимов работы насосов широко применяется метод графо-аналитического расчета совместной работы системы «насосы—сеть».

Требуемый напор для подачи воды потребителю

$$H = H_{ст} + h_{w,вс} + h_{w,н} + h_{w,тр} \qquad (4.1)$$

где $h_{w,вс}$ — потери напора во всасывающей линии;
$h_{w,н}$ — потери напора в нагнетательной линии от насоса до точки присоединения водоводов;
$h_{w,тр}$ — потери напора в водоводах и сети.

Потери $h_{w,н}$ и $h_{w,тр}$, как правило, объединяют, т. е. $h_н = h_{w,н} + h_{w,тр}$.

Насосы в системе работают в соответствии с характерной для них зависимостью между Q и H, т. е. график работы насоса определяется его рабочей характеристикой $Q—H$. Для построения графической характеристики $Q—H_{тр}$ системы подачи и распределения воды воспользуемся известными уравнениями гидравлики.

Потери напора в трубопроводах складываются из потерь на преодоление трения при движении жидкости по трубопроводу h_l и потерь на преодоление сопротивлений в его фасонных частях (местных сопротивлений) $h_м$, т. е.

$$h_w = h_l + h_м. \qquad (4.2)$$

Гидравлические потери по длине трубопровода могут быть определены по формуле

$$h_l = \lambda \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g} \text{ или } h_l = k \frac{Q^2 l}{D^5},$$

где l — длина трубопровода;
D — расчетный внутренний диаметр трубы;
v — средняя скорость движения воды;
Q — подача;
g — ускорение свободного падения;
λ и k — коэффициенты потерь напора.

Для определения потерь напора по длине трубопровода при построении его характеристики $Q—H_{тр}$ удобно воспользоваться формулой

$$h_l = SQ^2, \qquad (4.3)$$

где S — сопротивление трубопровода; $S = S_0 l$ (S_0 — удельное сопротивление; приложение II).

Исследования Ф. А. Шевелева показали, что пропорциональность сопротивлений квадрату расхода при движении воды по трубам при скорости менее 1,2 м/с нарушается и в значения удельных сопротивлений необходимо вводить поправку[1].

Скорости движения воды принимают в зависимости от диаметра трубопровода (табл. 4.1).

ТАБЛИЦА 4.1

Диаметр труб, мм	Скорость в трубопроводе, м/с	
	всасывающем	напорном
До 250	0,7—1	1—1,5
250—800	1—1,5	1,3—2
Более 800	1,5—2	1,8—3

Местные сопротивления вычисляют по формуле

$$h_м = \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g},$$

где ζ — коэффициент местных сопротивлений (приложение I);
v — средняя скорость движения жидкости по трубопроводу.

Значения потерь напора в коммуникациях, вычисленные по формуле (4.2), весьма значительно расходятся с экспериментальными данными. Исследования гидравлических сопротивлений в коммуникациях насосной станции показывают, что отклонение фактических потерь напора от расчетных зависит от вида и взаимного расположения местных сопротивлений, а также от расстояния между ними.

[1] Шевелев Ф. А. Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных, асбестоцементных и пластмассовых водопроводных труб. Изд. 4. М., Стройиздат, 1970.

На основании исследований, проведенных во ВНИИ ВОДГЕО и МИСИ им. В. В. Куйбышева, рекомендуется к потерям напора в местных сопротивлениях вводить коэффициент запаса, который принимается для всасывающих коммуникаций 1,5 м, а для напорных 3 м.

В напорных водоводах и в наружных водопроводных сетях обычно определяют только потери напора на трение по длине трубопровода, так как местные потери в фасонных частях и арматуре в этих сетях относительно малы. Однако последние исследования показали, что местные сопротивления следует учитывать, принимая их в размере 5—10% потерь по длине.

При построении графической характеристики $Q—H_{тр}$ сложной системы «водоводы — сеть» удобнее пользоваться формулой

$$H = H_{ст} + (S_в + S_с) Q^2, \tag{4.4}$$

где $S_в$ и $S_с$ — соответственно приведенное сопротивление водовода и сети.

Приведенное сопротивление водовода

$$S_в = \frac{S_0 l}{m^2},$$

где m — число водоводов.

Приведенное сопротивление сети

$$S_с = \frac{\Sigma h_{сум}}{Q^2},$$

где $\Sigma h_{сум}$ — суммарная потеря напора;

Q — расчетный расход воды в сети, при котором определена $h_{сум}$.

На основании формулы (4.4) напор насоса можно выразить как функцию расхода:

$$H = H_{ст} + S_{вс} Q^2 + S_н Q^2 \tag{4.5}$$

или

$$H - S_{вс} Q^2 = H_{ст} + S_н Q^2, \tag{4.6}$$

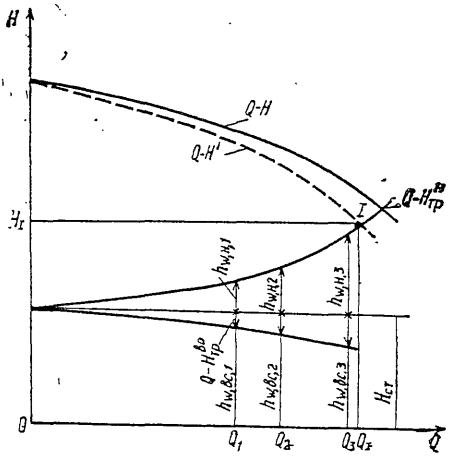


Рис. 4.1. Определение режимной точки работы системы «насос — сеть»

где $S_{вс}$ и $S_н$ — приведенные сопротивления всасывающего и напорного трубопроводов.

Из формулы (4.6) следует, что напор в нагнетательном трубопроводе равен напору, развиваемому насосом и уменьшенному на величину потерь во всасывающем трубопроводе.

Графическая характеристика насоса $Q—H'$ (рис. 4.1), построенная с учетом потерь во всасывающем трубопроводе, носит название приведенной характеристики. Для построения графической характеристики всасывающего трубопровода воспользуемся уравнениями (4.2). При заданном расчетном расходе $Q_р$ определим потери $h_{w,вс.р}$, которые можно выразить как функцию расхода:

$$h_{w,\ вс.р} = S_{вс} Q_р^2. \tag{4.7}$$

Задаваясь подачей Q_x, получим:

$$h_{w,\ вс,\ x} = S_{вс} Q_x^2. \tag{4.8}$$

Разделив почленно левые и правые части равенств (4.7) и (4.8), найдем:

$$h_{w,\ вс,\ x} = h_{w,\ вс.р} \left(\frac{Q_x}{Q_р}\right)^2. \tag{4.9}$$

Приняв ряд значений $Q_1, Q_2, \ldots, Q_i$, из уравнения (4.9) определяем значения $h_{w,вс,1}, h_{w,вс,2}, \ldots, h_{w,вс,i}$. В координатной сетке $Q—H$ отложим ординаты $h_{w,вс,1}, h_{w,вс,2}, \ldots, h_{w,вс,i}$ для соответствующих подач. Соединяя точки плавной линией, получим параболическую кривую, т. е. графическую характеристику $Q—H^{вс}_{рт}$ всасывающего трубопровода (см. рис. 4.1).

Вычитая ординаты кривой $Q—H^{вс}_{тр}$ из ординат кривой $Q—H$ и соединяя полученные точки плавной кривой, получим приведенную характеристику $Q—H'$.

Аналогично можно построить графическую характеристику напорного трубопровода:

$$h_{w,\ н,\ x} = h_{w,\ н.р} \left(\frac{Q_x}{Q_р}\right)^2. \tag{4.10}$$

Складывая полученные значения $h_{w,н,1}, h_{w,н,2}, \ldots, h_{w,н,i}$ для ряда принятых подач $Q_1, Q_2, \ldots, Q_i$ со статическим напором, получим графическую характеристику напорного трубопровода $Q—H^{н}_{то}$, имеющую форму параболы с вершиной на оси ординат. Вершина параболы имеет координаты $Q=0$ и $H=H_{ст}$. Точка I (см. рис. 4.1) пересечения характеристики насоса $Q—H'$ с характеристикой напорного трубопровода $Q—H^{т\,н}_{р}$ является режимной точкой работы насоса. Координаты этой точки $Q=Q_I$ и $H=H_I$ соответствуют фактической подаче и фактическому требуемому напору при работе насоса на данный трубопровод.

Пример. Определим потери напора во всасывающих и напорных коммуникациях насосной станции и в водоводе длиной 1200 м (см. рис. 4.1). Подача одного насоса 160 л/с; длина всасывающей линии 30 м; диаметр всасывающего патрубка насоса 350 мм; длина напорной линии (от насоса до присоединения водовода) 6 м.

Решение. По табл. Ф. А. Шевелева в соответствии с рекомендуемыми скоростями принимаем: для всасывающей линии $d=400$ мм; $v=1{,}24$ м/с; $1000\ i=5{,}41$ м; для напорной линии $d=350$ мм; $v=1{,}55$ м/с; $1000\ i=9{,}55$ м.

Потери по длине:

$$h_{w,\ вс} = 1000\ i\ l = 5{,}41 \cdot 0{,}03 = 0{,}16 \text{ м};$$

$$h_{w,\ н} = 1000\ i\ l = 9{,}55 \cdot 0{,}006 = 0{,}06 \text{ м}.$$

Местные потери напора определяем по табл. 4.2.

ТАБЛИЦА 4.2

Местное сопротивление	ζ	v, м/с	$\frac{v_2}{2g}$, м	$\zeta\frac{v_2}{2g}$, м
Во всасывающей линии				
Приемная сетка без клапана . . .	3	1,24	0,08	0,24
Колено 90° (3 шт.)	0,5·3	1,24	0,08	0,12
Переход суживающийся 400×350 .	0,1	1,55	0,16	0,02
Итого . . .	—	—	—	0,38
В напорной линии				
Колено 90° (2 шт.)	0,5·2	1,55	0,12	0,12
Обратный клапан	1,7	1,55	0,12	0,15
Тройник в направлении ответвления (2 шт.)	1,5·2	1,55	0,12	0,36
Итого . . .	—	—	—	0,63

Общие потери во всасывающих и напорных коммуникациях:

$$h_{\omega,\ вс} = 0{,}16 + 0{,}38 + 1{,}5 = 2{,}04 \text{ м};$$

$$h_{\omega,\ н} = 0{,}06 + 0{,}63 + 3 = 3{,}69 \text{ м}.$$

Подставляя в формулу (4.2) $h_м = 1{,}1\ hl$, определяем потери в водоводе при его диаметре 400 мм:

$h_{тр} = 5{,}41 \cdot 1{,}2 + 1{,}1\ (5{,}41 \cdot 1{,}2) = 7{,}14$ м.

§ 19. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ НАСОСОВ

Регулированием работы насоса называется процесс искусственного изменения характеристики трубопровода или насоса для обеспечения работы насоса в требуемой режимной точке, т. е. для сохранения материального и энергетического баланса системы.

С развитием и укрупнением систем водоснабжения и канализации возрастает необходимость регулирования подачи насосных станций, поскольку они являются одним из крупнейших энергопотребителей. Кроме того, поддержание требуемого напора в сети приводит к уменьшению утечек и аварий на трубопроводах. В связи с этим в современном насосостроении разрабатываются способы плавного регулирования параметров насосов.

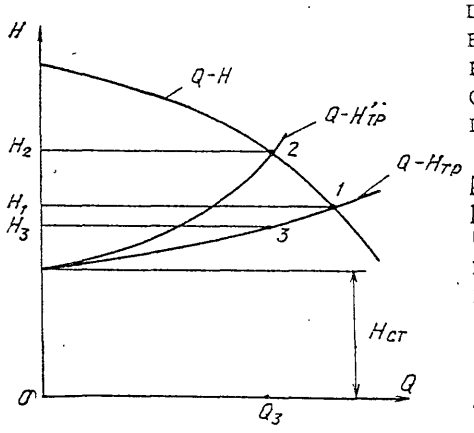


Рис. 4.2. Графическая характеристика системы «насос — сеть» при регулировании работы дросселированием

Работа системы «насос — сеть» регулируется изменением характеристики сети, скорости вращения рабочего колеса насоса, геометрии проточных каналов насоса и кинематики потока на входе в рабочее колесо.

Одним из наиболее распространенных методом изменения характеристики сети является способ дросселирования задвижкой, установленной на напорной линии насоса. Установки дополнительного оборудования не требуется, что является основным достоинством этого способа.

Дроссельное регулирование представляет собой введение добавочного сопротивления в напорный трубопровод системы, благодаря чему характеристика $Q—H'_{тр}$ сети поднимается более круто (рис. 4.2) и пересекает характеристику насоса в режимной точке 2, соответствующей требуемой подаче Q_3. При этом напор в системе равен H_3, а насос развивает напор H_2. Следовательно, энергия $N = Q_3 p$, где $p = H_2 — H_3$, теряется вследствие увеличения местного сопротивления в задвижке.

Полезная мощность насоса для обеспечения работы системы в точке 3

$$N_3 = Q_3 p_3.$$

Затрачиваемая мощность насосной установки в этом случае

$$N = \frac{Q_3 p_2}{\eta_2}.$$

Тогда КПД насосной установки

$$\eta = \frac{N_3}{N} = \frac{p_3}{p_2}\ \eta_2.$$

Отсюда видно, что КПД насосной установки уменьшается с увеличением разности между напором, развиваемым насосом, и напором, требуемым в сети.

Из-за существенных недостатков (неэкономичность и возможность регулирования только в сторону уменьшения подачи) способ дроссельного регулирования можно применять только на имеющих плавную характеристику небольших насосных агрегатах, где регулирование требуется в течение короткого времени.

Регулирование подачи насоса перепуском жидкости из напорной линии во всасывающую применяют с целью устранения неустойчивой работы насосов. Наиболее часто такое регулирование применяется в осевых насосах, у которых кривая мощности снижается с увеличением подачи.

Перепуск жидкости во всасывающий трубопровод улучшает кавитационные качества насоса, но наличие циркуляции снижает КПД системы, требует устройства циркуляционного трубопровода и установки дополнительной арматуры, что усложняет коммуникации трубопроводов в помещении насосной станции. Поэтому данный способ не получил распространения в практике городского водоснабжения.

Регулирование впуском воздуха во всасывающий трубопровод является более экономичным, чем дросселирование, но позволяет только ограниченно изменять расход из-за резкого ухудшения кавитационных качеств насоса. В системах водоснабжения этот способ вообще не применим, так как нельзя подавать в сеть воду, смешанную с большим объемом воздуха.

Регулирование режима работы насоса изменением частоты вращения рабочего колеса является наиболее экономичным способом. Изменение частоты вращения ведет к изменению характеристики $Q—H$ насоса (по закону пропорциональности) таким образом, что точка пересечения кривой $Q_x—H_x$ насоса с характеристикой трубопровода соответствует требуемой подаче Q_x при напоре H_x, т. е. сохраняется материальный и энергетический баланс системы.

Частоту вращения рабочего колеса насоса можно изменять двигателями с переменной частотой вращения (электродвигателями постоянного тока, электродвигателями переменного тока с переключением обмотки на различное число пар полюсов, коллекторными электродвигателями, паровыми и газовыми турбинами, двигателями внутреннего сгорания).

На насосных станциях городского и промышленного водоснабжения наиболее широко применяют короткозамкнутые асинхронные электродвигатели переменного тока, которые не допускают изменения частоты вращения. В этом случае для изменения частоты вращения рабочего колеса насоса можно соединить насос с электродвигателем с помощью регулируемой гидромуфты или электромагнитной муфты скольжения (ЭМС) либо применить каскадное включение двигателя. Введением сопротивления (реостата) в цепь фазного ротора асинхронного электродвигателя переменного тока также можно изменять частоту вращения.

Регулирование частоты вращения двигателя введением сопротивления в цепь ротора дает существенный экономический эффект по сравнению с дроссельным регулированием.

При малых мощностях регулирование включением сопротивления достаточно просто и надежно. При больших мощностях приходится включать крупные реостаты, и экономическая эффективность применяемого способа резко снижается.

Кроме того, этот способ обладает следующими недостатками: умень-

шаются пределы регулирования при малых нагрузках и усложняются конструкции двигателя вследствие добавления колец и щеток для подключения реостата.

При применении асинхронных электродвигателей, имеющих обмотку на статоре, которая переключается во время работы двигателя на различное число пар полюсов, экономическая эффективность регулирования параметров H и Q насосов возрастает. Двигатели этого типа выпускаются двух-, трех- и четырехскоростными.

Наиболее простым способом изменения частоты вращения ротора асинхронного электродвигателя является изменение частоты тока. В настоящее время разработаны частотные приводы с полупроводниковыми преобразователями, применение которых значительно повышает экономическую эффективность регулирования параметров насоса.

Регулирование скорости вращения ротора асинхронного электродвигателя возможно также с помощью каскадного соединения его с другими машинами. Различают два типа каскадного соединения:

1) электромеханический каскад — энергия скольжения с ротора регулируемого электродвигателя через выпрямитель подается на якорь двигателя постоянного тока и возвращается (за вычетом потерь) на вал регулируемого электродвигателя с помощью механической связи между ними;

2) электрический каскад — энергия скольжения с ротора регулируемого электродвигателя возвращается непосредственно в электросеть.

Экономическая эффективность этого способа регулирования за последнее время значительно возросла в связи с применением полупроводниковых выпрямителей.

Регулирование частоты вращения рабочего колеса насоса при постоянной частоте вращения электродвигателя можно осуществить с помощью гидродинамической передачи (регулируемой гидромуфты).

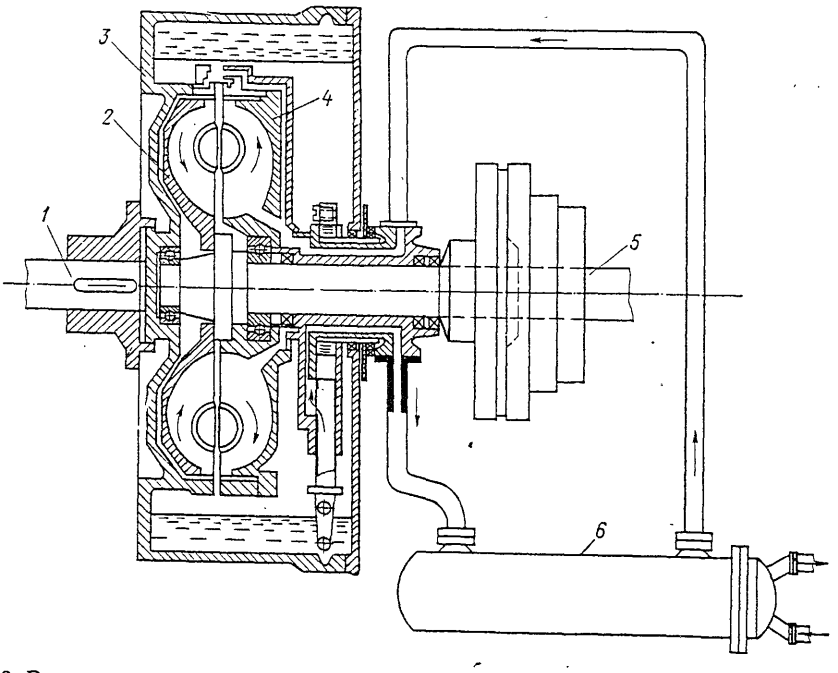


Рис. 4.3. Регулируемая гидромуфта переменного наполнения

1 — ведомый вал; *2* — колесо турбины; *3* — корпус; *4* — колесо насоса; *5* — ведущий вал; *6* — ба рабочей жидкости

Рабочими элементами гидромуфты являются колесо центробежного насоса (рис. 4.3) и колесо турбины, размещенные в общем корпусе и предельно сближенные (зазор 3—10 мм). Рабочее колесо центробежного насоса насажено на ведущий вал (электродвигателя). Колесо турбины закреплено на ведомом валу (валу насоса), соосном с ведущим валом. При вращении ведущего вала рабочая жидкость, находящаяся в каналах колеса насоса, получает приращение механической энергии и передает ее лопаткам колеса турбины.

При выходе из колеса турбины рабочая жидкость вновь попадает во всасывающие отверстия колеса насоса, и цикл повторяется. Основным способом регулирования частоты вращения ведомого вала является изменение наполнения рабочего пространства колес гидромуфты из бака рабочей жидкости. Потери в гидромуфте составляют около 2—3%, поэтому полного равенства между частотой вращения ведущего и ведомого валов быть не может.

Разность частоты вращения ведущего и ведомого валов, отнесенная к частоте вращения ведущего вала, называется скольжением гидромуфты:

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1},$$

где n_1 — частота вращения ведущего вала (двигателя);
n_2 — то же, ведомого вала (насоса).

Следовательно, частота вращения ведомого вала будет:

$$n_2 = \eta_г n_1$$

или

$$\eta_г = n_2/n_1. \qquad (4.11)$$

Из выражения (4.11) следует, что потери энергии в гидромуфте увеличиваются с уменьшением передаточного числа, т. е. они увеличиваются при возрастании глубины регулирования. Это обстоятельство является недостатком гидравлических муфт. Кроме того, гидравлические муфты конструктивно более сложны, чем насосы, и имеют слишком большие размеры, почти одинаковые с размерами насосов.

С экономической точки зрения регулирование включением сопротивления в цепь ротора асинхронного электродвигателя и регулирование с помощью гидромуфты равноценны, так как в том и другом случае потери энергии привода прямо пропорциональны передаточному числу (n_2/n_1).

Основным достоинством регулирования частоты вращения с помощью гидромуфт является бесступенчатое, автоматическое и быстрое изменение частоты вращения ведомого вала.

В последнее время созданы новые системы регулируемого электропривода, которые могут быть применены для изменения частоты вращения рабочего колеса центробежного насоса. К ним относятся приводы с электромагнитными муфтами скольжения (ЭМС). Электромагнитная муфта состоит из двух вращающихся частей — индуктора и якоря. Якорь жестко соединен с валом электродвигателя, имеющего постоянную частоту вращения, а индуктор — с валом насоса. Якорь и индуктор максимально сближены и имеют между собой небольшой воздушный зазор. При отсутствии электротока в обмотке индуктора крутящий момент электродвигателя не передается на вал насоса. При включении индуктора возникает электромагнитное поле, под воздействием которого индуктор с некоторым скольжением вращается вслед за якорем и передает

крутящий момент от электродвигателя рабочему колесу насосу. Частота вращения индуктора зависит от силы тока возбуждения.

Промышленность Советского Союза выпускает асинхронные, панцирные, индукторные и порошковые ЭМС. Анализ механических характеристик и конструкций ЭМС показывает, что в системах водоснабжения и канализации наиболее приемлемы ЭМС индукторного типа. Коэффициент полезного действия электромагнитных муфт скольжения индукторного типа при полном возбуждении η ЭМС$=0{,}98$.

Регулирование параметров насоса изменением геометрии проточных каналов применяется в осевых насосах типа ОП (изменение угла установки лопастей рабочего колеса см. в § 2).

Регулирование режима работы насоса изменением кинетики потока на входе в рабочее колесо насоса осуществляется установкой поворотно-лопастного направляющего аппарата у входа в рабочее колесо.

Поворотно-лопастной направляющий аппарат изменяет момент скорости (закрутку) потока на входе в рабочее колесо. При этом закрутка по направлению вращения рабочего колеса (положительная) уменьшает напор насоса, а против вращения (отрицательная) увеличивает напор. Этот способ регулирования допускает изменение подачи на 25% при понижении напора на 15% и уменьшении потребляемой мощности на 30% номинальной. КПД насоса при указанной глубине регулирования снижается на 2—3%. Регулирование параметров насоса входным направляющим аппаратом наиболее эффективно в системах с малым статическим напором.

На основании анализа работ по регулированию частоты вращения рабочего колеса центробежного насоса можно сделать следующие выводы:

1. Применение регулируемого центробежного насоса позволяет уменьшить число насосов на насосных станциях.

2. На группу из трех-четырех рабочих насосов достаточно иметь один регулируемый насос.

3. Из существующих способов регулирования электропривода следует рекомендовать привод с ЭМС индукторного типа, каскадные приводы различных типов и многоскоростные электродвигатели. Каскадные приводы следует применять для регулирования мощных агрегатов на крупных насосных станциях. На средних и малых насосных станциях более целесообразно применять простые и дешевые приводы с ЭМС индукторного типа.

4. Применение входных направляющих аппаратов экономически целесообразно и конструктивно осуществимо на крупных насосных агрегатах в системах, где статический напор составляет незначительную часть напора насоса.

§ 20. ВЛИЯНИЕ ГИДРОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОДОИСТОЧНИКА И КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ СЕТИ НА РЕЖИМ РАБОТЫ НАСОСОВ

Напор насосов, устанавливаемых на насосных станциях I подъема, зависит от разности уровней воды в источнике и в смесителе водопроводных очистных сооружений. Однако уровень воды в поверхностных источниках не остается постоянным и зависит от гидрологического режима источника. Рассмотрим режимы работы насоса при изменениях уровня воды в источнике от минимального до максимального.

На рис. 4.4, *а* даны характеристики насоса $Q—H$ и характеристика напорного водовода $Q—H_{тр}$ при статическом напоре $H_{ст}$. Точка A пересечения характеристик насоса и водовода соответствует режиму работы системы «насос — водовод» при минимальном уровне воды в источнике. Координаты точки A должны удовлетворять требуемым подаче Q_A и на-

пору H_A. Потребляемая мощность в этом режиме работы N_A и КПД η_A.

С повышением уровня воды в источнике статический напор $H_{ст}$, равный разности отметок уровней свободных поверхностей воды в источнике и в смесителе, будет уменьшаться, т. е.

$$H_с - H_{унв} > H_с - H_{увв} \text{ или } H_{ст} > H'_{ст},$$

где $H_с$ — отметка уровня воды в смесителе;

$H_{унв}$ — низкий уровень воды в источнике;

$H_{увв}$ — высокий (паводковый) уровень воды в источнике.

Потери напора в трубопроводе практически остаются постоянными при данном расходе. Из анализа уравнения характеристики трубопровода $H=H_{ст}+SQ^2$ следует, что $H_{ст}$ есть координата вершины квадратичной параболы при $Q=0$. Следовательно, при уменьшении $H_{ст}$ уменьшается координата вершины характеристики трубопровода на величину повышения уровня воды в источнике, т. е.

$$H'_{ст} = H_с - H_{увв}.$$

В этом случае режим работы системы «насос — сеть» характеризуется новой режимной точкой B, имеющей координаты Q_B, H_B, N_B и η_B. Следовательно, при повышении уровня воды в источнике напор насоса уменьшается, подача и мощность увеличиваются, КПД насоса снижается.

Увеличение мощности насоса приводит к перегрузке электродвигателя, его нагреву и уменьшению КПД двигателя, что может привести к выходу двигателя из строя. Во избежание перегрузки двигателя необходимо регулировать подачу насоса (см. § 19).

При значительных колебаниях уровня воды в источнике целесообразно применять насосы с круто падающей характеристикой Q—H, при которой изменение подачи и мощности насоса будет меньшим, чем при пологой. Однако надо иметь в виду, что такие насосы имеют небольшую рабочую часть характеристики и изменение уровня воды может привести к работе насоса вне рекомендуемого поля.

Если насосы подают воду в резервуары, то в момент повышения уровня воды в источнике следует рекомендовать поддерживать максимально возможный уровень воды в резервуарах. Это мероприятие позволяет снизить увеличение мощности электродвигателя, т. е. его перегрузку.

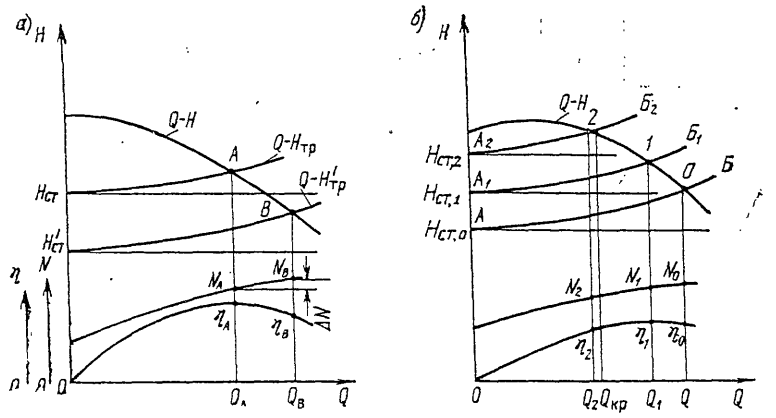


Рис. 4.4. Режимы работы насоса

а — при изменении уровня воды в источнике; *б* — при повышении уровня воды в баке водонапорной башни

На рис. 4.4, *б* представлен метод графического определения режима работы насоса на водонапорную башню.

Характеристики трубопровода $А—Б$, $А_1—Б_1$ и $А_2—Б_2$ построены для соответствующих уровней воды в баке при статических напорах $H_{ст,0}$, $H_{ст,1}$ и $H_{ст,2}$.

Из анализа графика работы системы «насос—сеть» следует, что при увеличении уровня воды в баке вследствие саморегулирующей способности насоса напор его увеличивается, а подача и мощность уменьшаются.

При увеличении статического напора до $H_{ст,2}$ подача насоса Q_2 меньше критической подачи $Q_{кр}$, и режим работы насоса будет находиться в области неустойчивой работы со всеми последствиями, вытекающими из этого (см. § 17).

Следовательно, насосы, работающие на напорные резервуары и безбашенные системы водопроводной сети, должны иметь пологие характеристики $Q—H$ без западающей ветви. При анализе режима работы насоса необходимо уточнить продолжительность работы насоса при различных уровнях воды в баке и в зависимости от этого подбирать насос с оптимальным КПД на диктующий уровень воды в баке.

§ 21. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Параллельной работой насосов называется одновременная подача перекачиваемой жидкости несколькими насосами в общий напорный коллектор (рис. 4.5). Необходимость в параллельной работе нескольких одинаковых или разных насосов возникает в тех случаях, когда невозможно обеспечить требуемый расход воды подачей одного насоса. Кро-

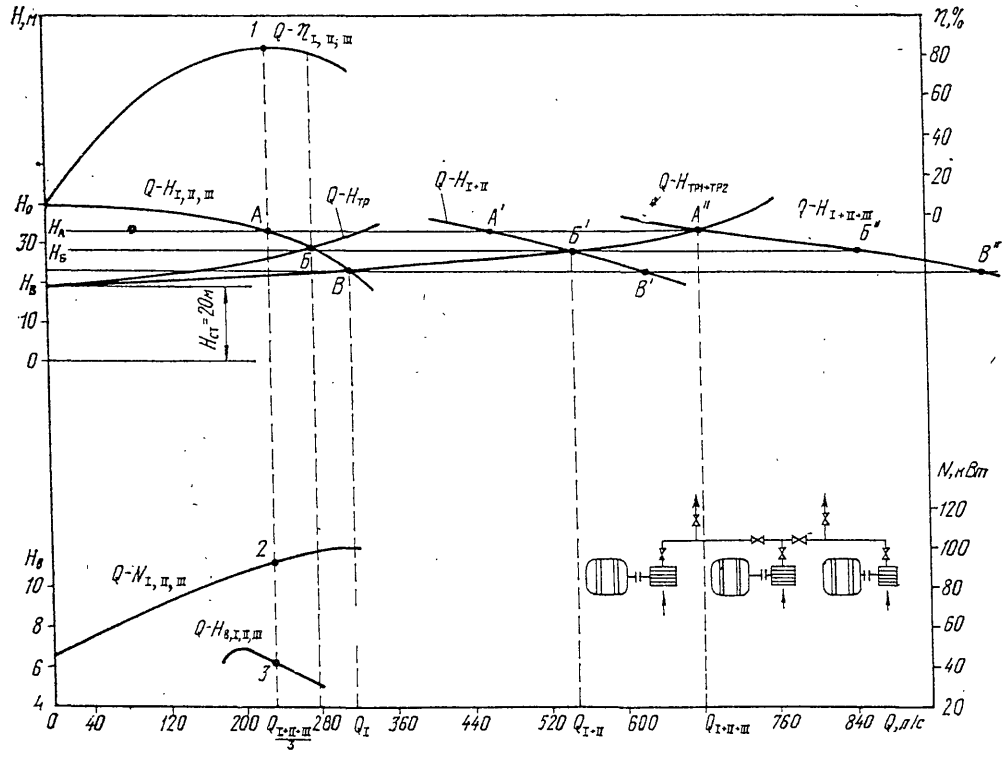


Рис. 4.5. Характеристики параллельной работы трех одинаковых насосов на два водовода

ме того, поскольку водопотребление в городе неравномерно по часам суток и по сезонам года, можно регулировать подачу насосной станции изменяя число одновременно работающих насосов.

При проектировании совместной работы центробежных насосов нужно хорошо знать их характеристики; подбирать насосы следует с учетом характеристики трубопровода.

Центробежные насосы могут работать параллельно только при условии, что все они имеют одинаковый напор. Если один из насосов имеет бо́льшую подачу и более высокий напор, то насос, имеющий меньшие подачу и напор, будет «задавлен» первым насосом и его подача на общий трубопровод будет равна нулю. Кроме того, может случиться, что частично вода от большего насоса будет поступать обратным током через меньший насос в резервуар. Поэтому для параллельной работы следует подбирать насосы однотипные, в крайнем случае с незначительно отличающимися напорами и подачами.

Различные схемы параллельной работы насосов применяются весьма часто для водоснабжения и перекачивания сточных вод, где целесообразно подачу от нескольких насосов или станций объединять в общий коллектор. Расчет режима работы по таким схемам можно производить аналитическим или графическим способом. В практике проектирования насосных станций наибольшее распространение получил графический способ.

При параллельной работе насосов в сеть возможны следующие варианты компоновки системы «насосы—сеть»:

1) в системе работает несколько насосов с одинаковыми характеристиками;

2) в системе работает несколько насосов с разными характеристиками;

3) насосы подключены к общему трубопроводу на близком расстоянии друг от друга (см. рис. 4.5), т. е. потери напора от насоса до напорного водовода считают равными для всех установленных насосов, или же насосы находятся на достаточно большом расстоянии друг от друга, т. е. разности потерь напора от насоса до присоединения к общему напорному трубопроводу необходимо учитывать.

Параллельная работа нескольких насосов с одинаковыми характеристиками

При построении суммарной характеристики $Q—H_{I, II, III}$ нескольких насосов, работающих параллельно на общий напорный коллектор, складывают подачу насосов при одинаковых напорах.

На рис. 4.5 представлен график параллельной работы трех насосов 12Д-13 на два параллельных водовода. Так как все насосы одинакового типа, их характеристики $Q—H$ совпадают.

Для построения суммарной характеристики $Q—H_{I+II+III}$ утраиваем абсциссы характеристики при произвольно выбранных значениях напора H_A, $H_Б$ и $H_В$. По полученным четырем точкам строим кривую характеристики H_0, A'', $Б''$ и B'' при параллельной работе трех насосов. По точкам H_0, A', $Б'$ и B' можно построить кривую $Q—H_{I+II}$ — характеристику двух параллельно работающих насосов.

Аналогичным построением находим характеристику параллельной работы двух водоводов $Q—H_{тр1+тр2}$.

Суммарную фактическую подачу трех насосов определяем по режимной точке A'', т. е. по точке пересечения характеристики $Q—H_{I+II+III}$ и характеристики водоводов $Q—H_{тр1+тр2}$. Для определения подачи каждого насоса при их совместной работе следует провести из точки A'' линию, параллельную оси абсцисс до пересечения с характеристикой $Q—H_{I, II, III}$ в точке A. Координаты точки A определяют подачу $Q_{I+II+III}/3$

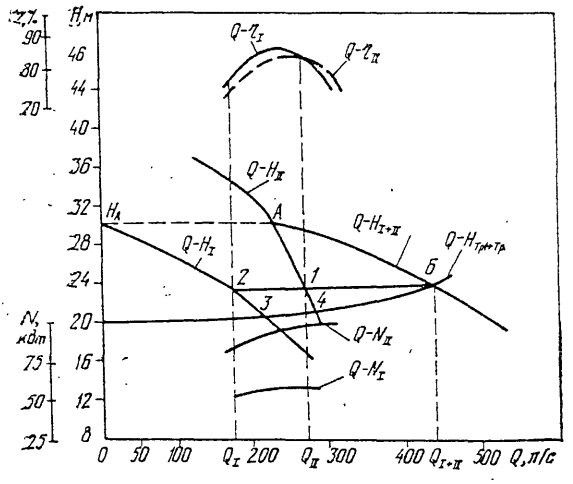


Рис. 4.6. Характеристики параллельной работы двух разных насосов

и напор H_A каждого насоса при их одновременной работе на систему с характеристикой $Q—H_{тр1+тр2}$. Для нахождения КПД насоса из точки A восставляем перпендикуляр до пересечения с кривой $Q—\eta$ в точке *1*. Координаты этой точки определяют КПД насоса при параллельной работе трех насосов. Для определения потребляемой мощности и допускаемой вакуумметрической высоты всасывания опускаем перпендикуляр до пересечения с кривыми $Q—N_{I,II,III}$ и $Q—H_{в,I,II,III}$ в точках *2* и *3*. Координаты этих точек соответственно определяют потребляемую мощность и допускаемую вакуумметрическую высоту всасывания насоса при совместной их работе. Из рис. 4.5 следует, что подача каждого насоса при параллельной работе равна $^1/_3$ их суммарной подачи, т. е. $Q_1 = Q_{I+II+III}/3$.

При параллельной работе двух из рассматриваемых насосов их подача, напор, потребляемая мощность, КПД и вакуумметрическая высота всасывания определяются по режимной точке *Б*. При работе одного из рассматриваемых насосов режим его работы определяется рабочей точкой *В*. Из рис. 4.5 видно, что суммарная подача трех и двух параллельно работающих насосов меньше суммарной подачи этих же насосов при раздельной их работе на данную систему напорных трубопроводов, т. е. $Q_{I+II+III} < 3\,Q_I$ и $Q_{I+II} < 2\,Q_I$.

Снижение суммарной подачи объясняется тем, что при увеличении подачи возрастает напор в трубопроводе ($H_A > H_B$ и $H_Б > H_B$), что ведет к уменьшению подачи каждого насоса при их совместной работе по сравнению с подачей при одиночной работе насоса на данную систему.

Уменьшение подачи зависит как от увеличения напора в трубопроводе, так и от крутизны кривой $Q—H$ насоса. Поэтому параллельная работа насосов может быть достаточно эффективной при пологих характеристиках трубопроводов.

Параллельная работа нескольких насосов с разными характеристиками

Параллельная работа насосов с различными характеристиками возможна в том случае, когда напоры, развиваемые насосами, будут равны. На рис. 4.6 приведены характеристики насоса 12Д-19 ($Q—H_I$) и насоса 12Д-13а ($Q—H_{II}$). Второй насос развивает больший напор. Первый насос может начать работу параллельно со вторым лишь после того, как напор второго насоса уменьшится в связи с увеличением подачи до максимального напора H_A, развиваемого первым насосом при закрытой задвижке. От точки A и должно быть начато построение суммарной характеристики $Q—H_{I+II}$ путем сложения абсцисс обеих характеристик, соответствующих точкам с равными напорами. Точка *Б*, полученная пересечением кривой $Q—H_{I+II}$ с характеристикой трубопровода $Q—H_{тр1+тр2}$, является режимной точкой совместно работающих насосов.

Если характеристики насоса и трубопровода пересекутся выше точки A, то их совместная работа станет невозможной.

Режим работы каждого насоса при их совместной работе определяется следующим образом: из точки $Б$ проводим линию, параллельную оси абсцисс, до пересечения с характеристиками $Q—H_{II}$ и $Q—H_{I}$ в точках *1* и *2*. Через точки *1* и *2* проводим вертикальные линии, точки пересечения которых с кривыми $Q—\eta$ и $Q—N$ определяют КПД и мощность каждого насоса при их совместной работе.

Точки *3* и *4* пересечения характеристик $Q—H_{I}$ и $Q—H_{II}$ насосов с характеристикой $Q—H_{тр1+тр2}$ трубопровода определяют режим работы каждого насоса при одиночной работе.

Для устойчивой параллельной работы насосов необходимо, чтобы их характеристики были плавно снижающимися. При параллельной работе насосов, имеющих возрастающие характеристики $Q—H$ (с подъемом вначале работы; см. рис. 3.7), работа насосов будет устойчивой только в том случае, если режимная точка работы системы «насосы—сеть» расположена на одной линии или ниже точки A, т. е. при напоре, равном или меньшем напора, развиваемого насосом при закрытой задвижке.

Если на насосной станции установлены насосы с пологой характеристикой $Q—H$ и расположены они несимметрично относительно напорного трубопровода, то для определения более точных режимных точек работы каждого насоса при параллельной работе необходимо построить приведенные характеристики $Q—H'$, для чего строят характеристики всасывающего и напорного трубопроводов в пределах насосной станции и вычитают ординаты полученных характеристик из ординат характеристик соответствующих насосов.

Параллельная работа насосов, расположенных на разных насосных станциях

В системах водоснабжения, имеющих несколько источников питания, применяют схему подачи воды несколькими насосными станциями в общие коллекторы. В этом случае необходимо рассчитывать систему параллельно работающих насосов, расположенных на разных насосных станциях.

Подобные схемы часто применяют и при перекачивании сточных вод отдельных районов канализования в напорный трубопровод другой канализационной насосной станции. Такие схемы позволяют значительно сократить протяженность напорных трубопроводов и уменьшить капитальные затраты.

Для расчета системы необходимо определить характеристику параллельной работы насосов, установленных на каждой станции. Этот расчет производится так же, как и для параллельно работающих насосов, установленных на близком расстоянии друг от друга.

Получив суммарную характеристику параллельной работы насосов на первой насосной станции $Q—H_{Iн.с}$ и на второй насосной станции $Q—H_{IIн.с}$ (рис. 4.7), строим характеристики трубопроводов от первой $Q—H_{тр,Iн.с-А}$ и второй $Q—H_{тр,IIн.с-А}$ насосных станций до точки A с учетом разности статических напоров станций. Вычитая ординаты характеристик трубопроводов $Q—H_{тр,Iн.с-А}$ и $Q—H_{тр,IIн.с-А}$ из ординат соответствующих суммарных характеристик $Q—H_{Iн.с}$ и $Q—H_{IIн.с}$, получим приведенные суммарные характеристики первой $Q—H_{Iн.с-А}$ и второй $Q—H_{IIн.с-А}$ насосных станций применительно к точке A (слияние двух потоков).

Строим характеристику $Q—H_{тр.\,А-Б}$ трубопровода от точки A до заданной точки подачи воды $Б$. Складываем приведенные характеристики первой и второй насосных станций, для чего при произвольно выбранных напорах H_1, H_2 и H_3 складываем абсциссы характеристик. По получен-

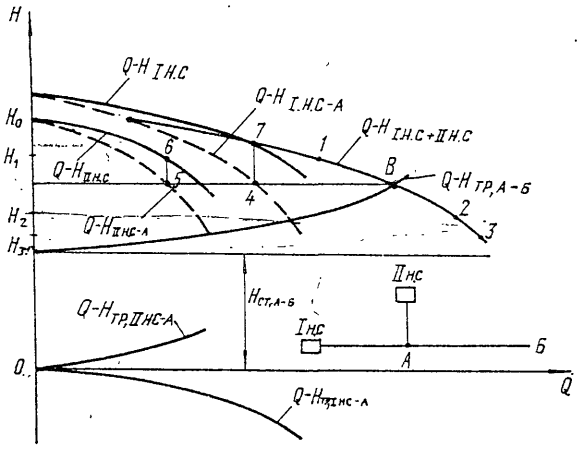


Рис. 4.7. Характеристики параллельной работы двух насосных станций

ным точкам *1*, *2* и *3* строим кривую суммарной характеристики параллельной работы двух насосных станций. Точка *B* пересечения характеристики водовода $Q—H_{тр,\ А—Б}$ и характеристики параллельной работы насосных станций $Q—H_{Iн.с+IIн.с}$ является режимной точкой работы системы «насосные станции — водовод».

Для определения подачи каждой станции необходимо от точки *B* провести линию, параллельную оси абсцисс до пересечения с кривыми $Q—H_{Iн.с—А}$ и $Q—H_{IIн.с—А}$ соответственно в точках *4* и *5*. Напор насосов на каждой насосной станции определяется точками *6* и *7*, полученными пересечением перпендикуляров, восставленных из точек *4* и *5*, с кривыми характеристик параллельной работы насосов на каждой насосной станции. Для определения рабочей точки каждого насоса следует снести режимные точки *6* и *7* работы каждой станции на индивидуальные характеристики насосов, работающих на насосной станции.

§ 22. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Последовательной называется работа насосов, при которой один насос (первая ступень) подает перекачиваемую жидкость во всасывающий патрубок (иногда во всасывающий трубопровод) другого насоса (вторая ступень), а последний подает ее в напорный водовод (рис. 4.8).

В условиях проектирования и строительства насосных станций последовательную работу насосов применяют в тех случаях, когда жидкость подается по трубам на очень большие расстояния или на большую высоту. Иногда же условия перекачивания жидкости ставят такие задачи, которые можно решить только применением последовательно работающих насосов. Так, например, на насосных станциях, перекачивающих осадок, в момент запуска рабочего насоса требуется создать напор, который превышает напор, требуемый при работе насоса. Последовательное соединение применяют и в тех слу-

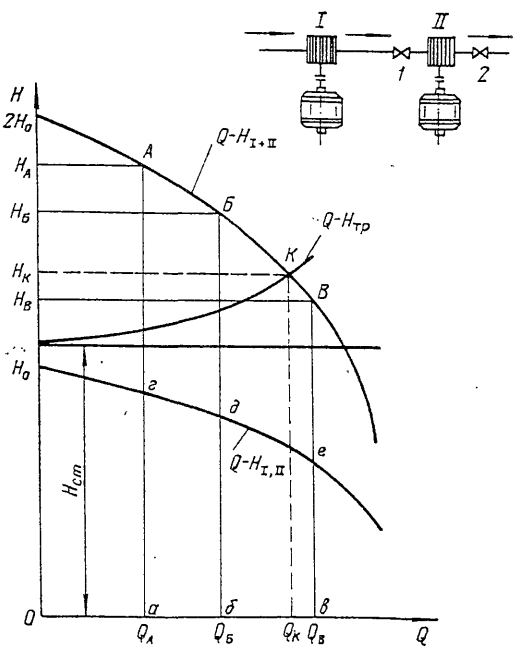


Рис. 4.8. Характеристики последовательной работы двух одинаковых насосов

чаях, когда необходимо при постоянном (или почти постоянном расходе) увеличить напор, который не может быть создан одним насосом.

Рассмотрим случай последовательной работы рядом установленных двух однотипных центробежных насосов (см. рис. 4.8). Для построения суммарной характеристики $Q—H_{I+II}$ последовательной работы двух однотипных насосов необходимо сложить ординаты характеристики $Q—H_{I, II}$ при одинаковых подачах. Возьмем произвольно подачи Q_A, $Q_Б$ и $Q_В$ и сложим напоры. При закрытой задвижке напор $H=2\ H_0$, при подаче Q_A напор $H_A=2\ аг$, соответственно $H_Б=2\ бд$ и $H_В=2\ ве$. Полученные точки *А*, *Б* и *В* соединяют плавной кривой, которая является суммарной характеристикой последовательной работы центробежных насосов.

Из рис. 4.8 видно, что напор одного насоса недостаточен даже для подъема воды на геометрическую высоту $H_{ст}$. При подключении второго однотипного насоса с такой же характеристикой оказывается, что насосы развивают напор $H_К$, достаточный, чтобы поднять воду на высоту $H_{ст}$ и преодолеть сопротивление в трубопроводе при заданной подаче.

Режимная точка работы последовательно соединенных насосов определяется точкой *К*, полученной пересечением суммарной характеристики $Q—H_{I+II}$ с характеристикой трубопровода.

Если насосы установлены последовательно на одной станции, то при построении характеристики трубопровода необходимо учесть потери на участке от напорного патрубка насоса *I* до всасывающего патрубка на насосе *II* и внести поправку в характеристику $Q—H_П$. Игнорировать потери в соединительном участке недопустимо, так как обычно арматуру и диаметр трубопровода, соединяющего насосы, принимают равными диаметру всасывающего патрубка насоса *II*. Вследствие больших скоростей движения жидкости потери напора на этом участке относительно велики. По этой же причине следует стремиться к максимальному упрощению соединительного трубопровода, по возможности избегая поворотов.

Следует отметить, что последовательное соединение насосов обычно экономически менее выгодно, чем применение одного насоса с требуемым напором.

Два последовательно соединенных насоса приводят в действие следующим образом. При закрытых задвижках *1* и *2* (см. рис. 4.8) включают насос *I*. После того как насос *I* разовьет напор, равный напору при закрытой задвижке, открывают задвижку *1* и пускают насос *II*. Когда насос *II* разовьет напор, равный напору $2\ H_0$, открывают задвижку *2*.

При последовательной работе насосов следует обращать особое внимание на выбор насосов, так как не все они могут быть использованы для последовательной работы по условиям прочности корпуса. Эти условия оговариваются в техническом паспорте насоса. Обычно последовательное соединение насосов допускается не более чем в две ступени.

Последовательно соединенные насосы можно расположить в одном машинном зале, значительно сократив эксплуатационные затраты и капитальные вложения на строительство здания станции. Но в этом случае необходимо устанавливать арматуру повышенной прочности и выполнять более массивные крепления и упоры труб. Поэтому иногда целесообразнее размещать насосы на определенном расстоянии друг от друга при транспортировании воды на большое расстояние.

ГЛАВА 5

КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ВОДОСНАБЖЕНИЯ И КАНАЛИЗАЦИИ

§ 23. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ КОНСОЛЬНОГО ТИПА

Центробежные консольные насосы (ГОСТ 8337—57) изготовляются двух типов: К — с горизонтальным валом и отдельной опорной стойкой; КМ — с горизонтальным валом, моноблочные, с электродвигателем[1]. Эти насосы предназначены для перекачивания воды питьевой и промышленного назначения, а также других чистых нейтральных жидкостей с температурой до 80°С. По специальному заказу насосы типа К и КМ могут быть изготовлены для подачи воды и других чистых нейтральных жидкостей с температурой до 105°С.

На рис. 5.1 изображен горизонтальный одноступенчатый консольный насос с осевым входом жидкости типа К. Рабочее колесо, закрепленное на консольной части вала, состоит из двух дисков, соединенных пространственными или цилиндрическими лопатками. Для выравнивания осевого усилия в заднем диске рабочего колеса имеются разгрузочные отверстия (рис. 5.2) (исключением являются насосы 1,5К-6 и 4К-18, осевое усилие в которых воспринимается подшипниками).

Вал насоса изготовляют из высококачественной стали. Для предотвращения износа вал имеет защитную втулку. Опорами вала служат два подшипника, находящиеся в масляной ванне, которая размещена в опорном кронштейне. Насосы 1,5К-6 и 4К-18 имеют одну внешнюю шарикоподшипниковую опору с густой смазкой, которая подается из масленки, и другую внутреннюю в виде бронзовой втулки, запрессованной в корпусе насоса. Внутренняя опора смазывается и охлаждается перекачиваемой жидкостью.

Все насосы типов К и КМ имеют сальник с мягкой набивкой (из промасленного хлопчатобумажного шнура), которая уплотняется подтягиванием гаек крышки сальника. Для обеспечения работы насоса в условиях всасывания сальниковая набивка разделена кольцом гидравлического уплотнения. Вода в кольцо гидравлического уплотнения поступает по трубочке, установленной в корпусе насоса, представляющем собой чугунную фигурную отливку, внутренняя полость которой выполнена в виде спирали с диффузорным каналом, переходящим в напорный патрубок. Корпус насоса крепится к фланцу опорной станины четырьмя болтами. В нормальном исполнении напорный патрубок направлен вертикально вверх; в зависимости от условий эксплуатации может быть повернут вокруг оси насоса на 90, 180 и 270°. Передняя крышка корпуса насоса (отлитая за одно целое с входным патрубком) съемная, что позволяет осматривать рабочие органы насоса без его демонтажа.

Для разделения в корпусе насоса полостей низкого и высокого давления предусмотрен узел уплотнения лопастного колеса, который образован кольцевыми выступами на дисках лопастного колеса и защитными уплотняющими кольцами, закрепленными винтами. Зазор в узле уплотнения не должен быть более 0,3 мм. Превышение этой величины приводит к увеличению объемных потерь и снижению КПД насоса.

---

[1] Условное обозначение насоса: первая цифра — диаметр входного патрубка, мм, уменьшенный в 25 раз и округленный; буквы — тип насоса; цифра после букв — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз и округленный. Например, 2К-6 ГОСТ 8337—57: 2 — диаметр входного патрубка; К — консольный; 6 — коэффициент быстроходности.

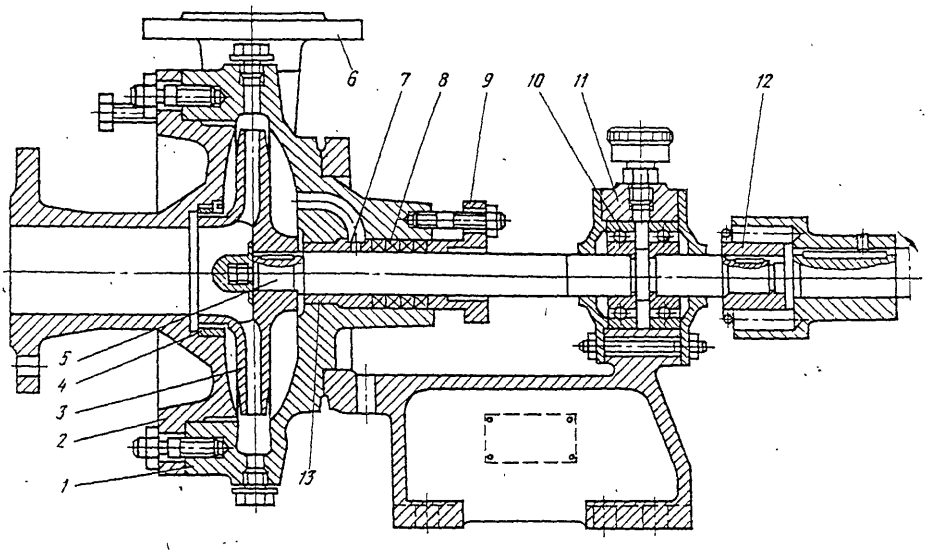


Рис. 5.1. Насос 2К-6

1 — корпус насоса; *2* — передняя крышка корпуса; *3* — рабочее колесо; *4* — защитные кольца; *5* — вал; *6* — выходной патрубок; *7* — кольцо гидравлического уплотнения; *8* — набивка сальника; *9* — крышка сальника; *10* — подшипник; *11* — опора подшипника; *12* — муфта вала; *13* — втулка вала

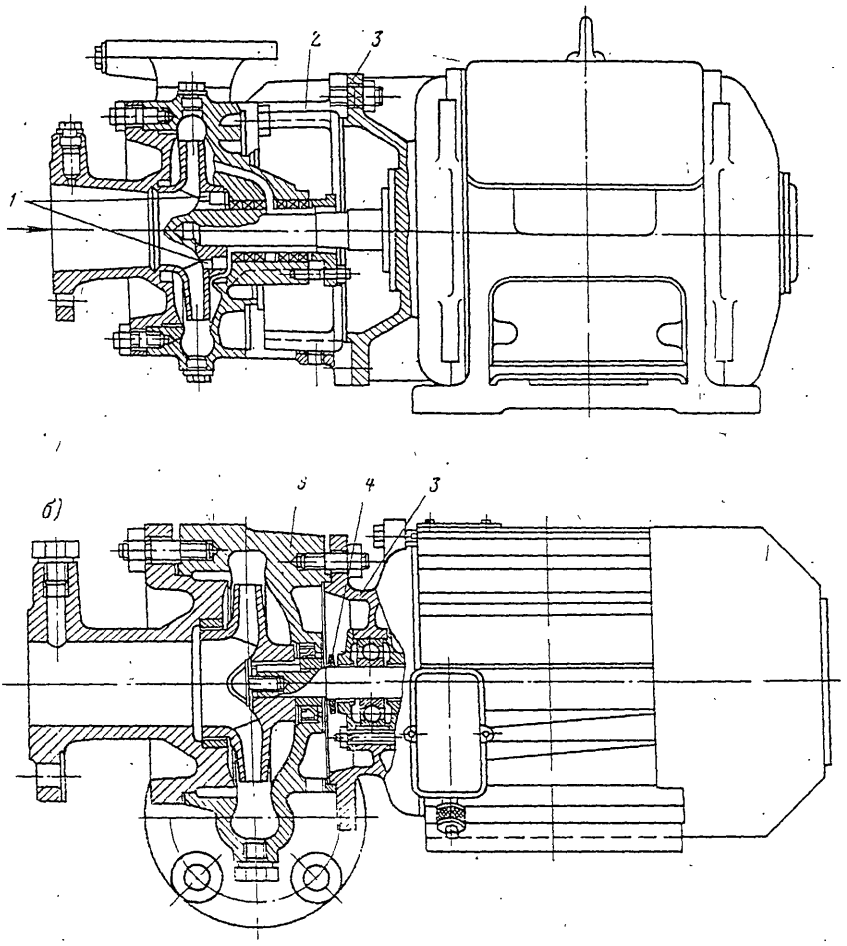


Рис. 5.2. Насосы типов КМ(*а*) и ЕКМ (*б*)

1 — разгрузочные отверстия; *2* — промежуточный фонарь; *3* — фланец электродвигателя; *4* — резиновая манжета; *5* — корпус насоса

Рабочие колеса, разгруженные от осевых сил, имеют двустороннее уплотнение, остальные — одностороннее (со стороны входного патрубка).

Насосы типа К поставляются комплектно с электродвигателем, муфтой и фундаментной рамой. По заявке заказчика насос может быть изготовлен со шкивом для ременной передачи. Вал насосов типов К и КМ вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода.

Насосы типа К изготовляются 13 типоразмеров и обеспечивают подачу 2,4—80 л/с; напор 10—87 м; КПД 62—83%; допустимая вакуумметрическая высота всасывания 5—6 м; быстроходность колес n_S колеблется от 60 до 250.

Насосы типов КМ и ЕКМ (см. рис. 5.2) представляют собой насосные агрегаты, у которых центробежный одноступенчатый насос консольного типа и фланцевый электродвигатель соединены в один узел, называемый моноблок-насосом. Моноблокнасосы типов КМ и ЕКМ значительно короче и меньше, чем обычные консольные насосы с опорной стойкой; они компактны и занимают небольшие площади, что позволяет более эффективно использовать производственные помещения, в которых монтируются насосные установки и другое оборудование. Лопастное колесо моноблокнасосов крепится на валу стандартных электродвигателей с помощью призматической шпонки и колпачковой гайки или винта. Вал электродвигателя моноблокнасосов типа КМ удлиненный, а типа ЕКМ — нормальной длины.

По конструкции проточной части эти насосы аналогичны консольным насосам типа К. Поэтому параметры моноблокнасосов и насосов типа К одинаковы.

Моноблокнасосы типа ЕКМ предназначены для перекачивания чистых жидкостей с температурой 50°С. Вал этих моноблокнасосов уплотнен резиновой манжетой, запрессованной в расточенное отверстие корпуса насоса. Спиральный корпус моноблокнасосов типа ЕКМ крепится к фланцу оболочки электродвигателя с помощью крышки-щитка, а моноблокнасосов типа КМ — с помощью промежуточного фонаря.

Все насосы типа К (ГОСТ 8337—57) будут выпускаться как на опорной стойке, так и в моноблочном исполнении.

Насосы типов К, КМ и ЕКМ широко применяют в городских и промышленных системах водоснабжения, на транспорте, в сельском хозяйстве, для водоснабжения микрорайонов и жилых домов, школ, больниц, а также в качестве циркуляционных насосов для подачи горячей воды в системах центрального отопления.

§ 24. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ ДВУСТОРОННЕГО ВХОДА

Центробежные насосы двустороннего входа типов Д и НД (ГОСТ 10272—73) являются весьма распространенной и конструктивно совершенной группой одноступенчатых насосов с осевым разъемом корпуса[1].

Горизонтальные центробежные насосы этого типа с полуспиральным подводом жидкости к двустороннему рабочему колесу имеют ряд преимуществ по сравнению с другими насосами, а именно хорошую всасывающую способность и разгруженность вала от осевых гидравлических сил за счет раздвоения общего потока на входе в насос и симметричности конструкции рабочего колеса.

---

[1] Условное обозначение насоса: первая цифра — диаметр входного патрубка, мм, уменьшенный в 25 раз (у насосов типа НД — диаметр напорного патрубка); буквы — тип насоса; цифра после букв — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз и округленный. Буквы «н», «с» и «в» у насосов типов НДн, НДс и НДв обозначают соответственно низкий, средний и высокий напор.

Рабочее колесо с двусторонним подводом жидкости обладает по сравнению с колесом одностороннего подвода (при одинаковых значениях напора, подачи и частоты вращения) существенно лучшими кавитационными качествами; одновременно достигается уравновешивание давления жидкости на опорный ведущий диск колеса. Случайные осевые усилия воспринимаются дальней от муфты роликовой опорой вала. На рис. 5.3 изображен центробежный насос с двусторонним подводом воды. Лопастное рабочее колесо у насосов этих типов состоит из трех дисков — ведущего (опорного) и двух ведомых, соединенных пространственными или цилиндрическими лопатками, загнутыми в сторону, обратную вращению вала. Колесо насосов типа Д с коэффициентом быстроходности n_s=130...190 и типов НДс и НДн имеет шесть — восемь пространственных лопаток, а типа Д (при n_s=60...90) и типа НДв — восемь цилиндрических лопаток. Рабочее колесо уплотнено сменными защитными кольцами. Во избежание возможных осевых смещений рабочее колесо насосов типов Д и НД закреплено на валу с помощью защитных втулок с резьбой.

Вал рабочего колеса изготовляется из высокопрочной стали. Опорами вала служат шарикоподшипники (у насосов 14Д-6, 20Д-6 и 48Д-22 — баббитовые подшипники скользящего типа с разъемом по оси насоса). Корпус подшипников прикреплен к кронштейнам, отлитым за одно целое с корпусом насоса. В нижней части кронштейнов высверлены отверстия для отвода воды, просачивающейся через сальник. Корпус подшипников насосов типа НД имеет камеру, куда может быть подана вода для их охлаждения.

Корпус насоса представляет собой сложную чугунную отливку с входным патрубком и спиральным отводящим каналом, переходящим в напорный патрубок. Входной и напорный патрубки расположены в нижней части корпуса и направлены в противоположные стороны под углом 90° к оси насоса. Такое расположение патрубков, а также разъем корпуса по оси насоса позволяют осматривать, ремонтировать и заменять различные детали без демонтажа насосной установки. Вал в местах его выхода из корпуса уплотнен сальниками с хлопчатобумажной

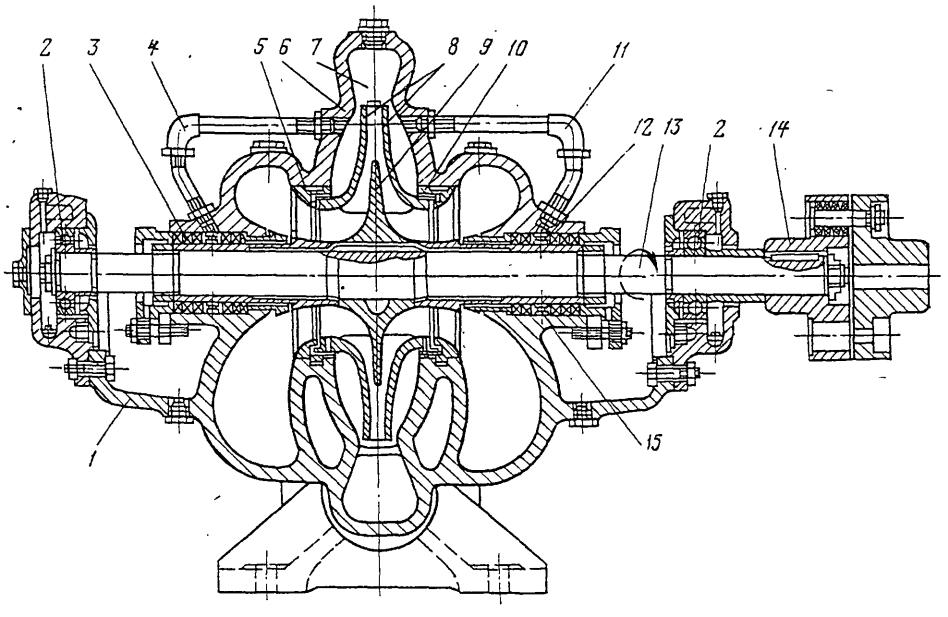


Рис. 5.3. Насос типа Д

1 — кронштейн; *2* — шарикоподшипники; *3* — сальники; *4, 11* — трубки; *5, 10* — защитные и уплотняющие кольца; *6* — корпус насоса; *7* — канал; *8, 9* — ведомые и ведущий диски; *12* — отверстие; *13* — вал рабочего колеса; *14* — муфта; *15* — кольцо гидроуплотнения

набивкой и гидравлическим уплотнением. Против отверстия в крышке насоса, через которое по трубкам подводится вода из верхней части корпуса насоса, установлено кольцо гидравлического уплотнения.

Привод насосов типов Д и НД осуществляется электродвигателем с помощью упругой муфты. В нормальном исполнении вал вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода; входной патрубок расположен с левой стороны насоса. По особому заказу насосы этих типов поставляются с обратным вращением вала.

Отличительной особенностью насосов типов Д и НД являются высокие значения КПД (73—88%, которые сохраняются в течение всего срока службы насоса, гарантийный ресурс 20 тыс. ч — без ремонта рабочих органов). Работают эти насосы плавно, без вибраций; они удобны и надежны в эксплуатации.

Насосы типов Д и НД предназначены для перекачивания воды, нефтепродуктов и других чистых жидкостей от 90 до 12 500 м^3/ч при напоре 10—137 м и температуре до 100°С. Допустимая вакуумметрическая высота всасывания для рабочей части характеристики $H_в$=2,5...7 м. Насосы типа НД выпускаются 14 типоразмеров, насосы типа Д — 10 типоразмеров.

ГОСТ 10272—73 регламентирует давление на входе в насос, что в некоторых случаях позволит применять эти насосы для последовательной работы.

Широкое применение насосов типа Д на оросительных системах при перекачивании сбросных и дренажных вод ставит перед насосостроителями задачу по созданию насосов, способных работать в условиях повышенного содержания взвешенных частиц абразивного и агрессивного характера.

§ 25. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕРТИКАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Центробежные вертикальные насосы (ГОСТ 4241—62) консольные, одноступенчатые, с осевым входом жидкости в рабочее колесо предназначены для перекачивания воды и других чистых жидкостей[1].

Основными деталями насоса (рис. 5.4) являются корпус, вал и рабочее колесо. Корпус насоса стальной, спиральный, с верхней крышкой (у насоса 28В-12 две крышки — верхняя и нижняя), изготовляют из углеродистой стали (у насоса 28В-12 крышки чугунные). У насосов 52В-11 и 72В-22 корпус с двухзавитковым спиральным отводом, а у насоса 82В-17 — с трехзавитковым, разделенным перегородками. Такая конструкция корпуса позволяет значительно снизить радиальное усилие, действующее на вал насоса и направляющие подшипники. Одновременно перегородки увеличивают жесткость корпуса.

Корпус насоса опирается лапами на две фундаментные плиты и закрепляется анкерными болтами. Насосы 52В, 70В и 82В после установки и выверки оси заливаются бетоном до оси насоса.

Входной патрубок насоса 28В-12 отлит за одно целое с нижней крышкой корпуса и направлен вертикально вниз. У насосов 32В-12, 40В-16 и 26В-22 перекачиваемая жидкость подводится по металлической всасывающей трубе и переходному патрубку, который присоединяется к нижней части корпуса на болтах. У насосов 52В-11, 52В-17, 72В-22 и 82В-17 вода подводится по бетонной всасывающей трубе, присоединяющейся к корпусу насоса с помощью нижнего закладного чугунного кольца.

На верхней крышке корпуса крепится направляющий подшипник и сальниковое уплотнение вала.

---

[1] В обозначение насоса входят: первая цифра — диаметр входного патрубка, уменьшенный в 25 раз; буква — тип насоса; цифра после буквы — коэффициент быстроходности насоса, уменьшенный в 10 раз и округленный.

Вал насоса кованый стальной, около подшипника и сальника защищен электронаплавкой из нержавеющей стали. К подшипникам вала с лигнофолевым вкладышем подводится чистая вода под напором на 7—10 м выше рабочего с расходом 0,5—1 л/с.

Уплотнение вала выполняют в двух взаимозаменяемых вариантах: двойное торцовое и сальниковое с мягкой набивкой. Оба варианта требуют подвода чистой воды для защиты уплотнения от нагрева и износа абразивными частицами.

Рабочее колесо стальное (у насосов 28В-12, 32В-12 и 36В-12 чугунное) с осевым входом жидкости крепится к фланцу вала. Фланец закрывается колпаком, который улучшает гидравлику потока в проточной части колеса.

Уплотнение рабочего колеса (щелевое) состоит из двух колец: стальное защитное кольцо прикреплено к колесу, а чугунное уплотняющее — к корпусу насоса (у насоса 28В-12 к нижней крышке). Вследствие того что крышка и переходный патрубок съемные, можно ремонтировать уплотнение колеса без разборки насоса.

Привод насосов типа В осуществляется вертикальными электродвигателями. Соединение валов двигателя и насоса жесткое фланцевое. Фланцы отковываются за одно целое с валом. Осевые усилия и вес ротора агрегата воспринимаются пятой электродвигателя.

Не рекомендуется применять центробежные вертикальные насосы с длинным валом, так как это требует установки нескольких валов-про-

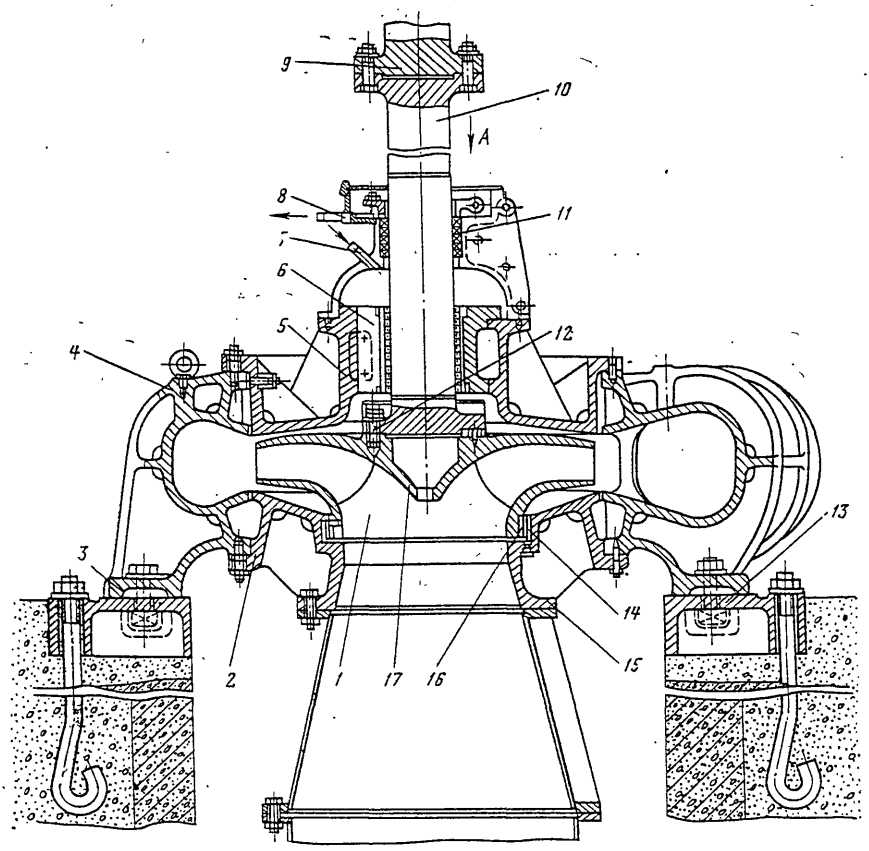


Рис. 5.4. Насос 28В-12

1 — рабочее колесо; *2* — нижняя крышка; *3* — лапы; *4* — корпус насоса; *5* — верхняя крышка; *6* — направляющий подшипник; *7* — подвод чистой воды; *8* — отвод дренажных вод; *9* — фланец; *10* — вал насоса; *11* — сальниковое уплотнение; *12* — фланец; *13* — фундаментная плита; *14* — уплотняющее кольцо; *15*—входной патрубок; *16*—защитное кольцо; *17*—колпак

ставок и дополнительных направляющих подшипников. Весьма трудно выполнить тщательную центровку длинного вала с промежуточными сочленениями. Излом же осевой линии вала приводит к вибрации и быстрому выходу из строя направляющих подшипников.

Центробежные вертикальные насосы применяют на заглубленных насосных станциях I подъема городских и промышленных систем водоснабжения, а также на насосных станциях оросительных и судоходных каналов. Насосы изготовляют и для перекачивания морской воды, применяя другой материал для основных деталей.

Насосы выпускаются 14 типоразмеров с подачей 1—16 м³/с при напоре 25—100 м и температуре 35°С; вакуумметрическая высота всасывания $H_в = 10 - \Delta h$ (Δh — кавитационный запас, равный 8—12 м).

Насосы 28В-12 и 32В-12 изготовляются серийно, остальные — по индивидуальным заказам.

§ 26. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

В многоступенчатых насосах поток перекачиваемой жидкости перемещается последовательно несколькими рабочими колесами, смонтированными на одном валу, в одном корпусе. Напор этих насосов равен сумме напоров, создаваемых каждым установленным рабочим колесом.

Многоступенчатые насосы (ГОСТ 10407—70), предназначенные для перекачивания чистой воды с температурой до 60°С, разделяются на нормальные и высокооборотные[1].

Корпус многоступенчатого секционного насоса (рис. 5.5) состоит из отдельных секций, число которых равно числу ступеней минус один, так как одно колесо расположено в передней крышке.

Уплотнение между секциями обеспечивается резиновыми прокладками. Секционная конструкция корпуса насоса позволяет увеличивать или уменьшать число секций и тем самым увеличивать или уменьшать напор, не изменяя подачи.

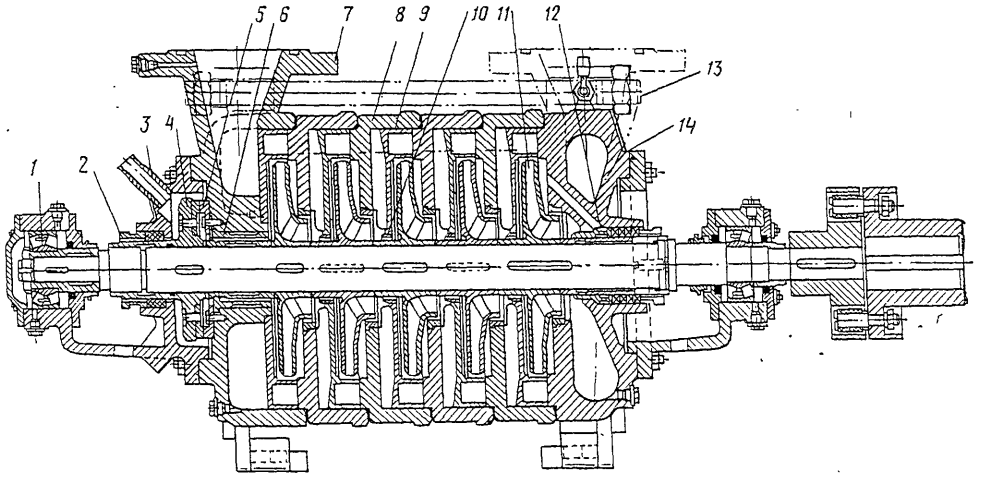


Рис. 5.5. Насос ЦНС180-212

1 — роликовый подшипник; *2* — втулка сальника; *3* — трубка разгрузки; *4* — диск разгрузки; *5* — кольцо разгрузки; *6* — втулка разгрузки; *7* — задняя крышка с напорным патрубком; *8* — корпус направляющего аппарата; *9* — направляющий аппарат; *10* — кольца уплотняющие; *11* — рабочее колесо; *12* — кольцо гидроуплотнения; *13* — стяжной болт; *14* — передняя крышка со всасывающим патрубком

[1] Условное обозначение насоса: буквы — наименование насоса; первая цифра — номинальная подача насоса, м³/ч; вторая цифра — напор, развиваемый насосом в расчетном режиме.

Крышки насоса отлиты за одно целое с всасывающим (задняя крышка) и напорным (передняя крышка, дальняя от электродвигателя) патрубками.

Многоступенчатые насосы типа ЦНС выпускаются с числом рабочих колес от 2 до 10. Перекачиваемая жидкость передается от одного рабочего колеса к следующему по внутреннему каналу и лопастям направляющего аппарата. Уплотнение направляющего аппарата и рабочих колес осуществляется уплотняющими кольцами.

Ввиду того что в секционных насосах устанавливается большое число рабочих колес с осевым входом воды, возникают большие гидравлические осевые усилия, для разгрузки которых применяют автоматические разгрузочные устройства в виде уравновешивающего диска (гидравлическая пята). Некоторые насосы типа ЦНС выпускаются с двумя рабочими колесами осевого входа левого и правого вращения. Осевые усилия уравновешиваются симметричным расположением колес. Спиральные отводы и диффузоры выполнены в общей отливке корпуса.

Нормальные насосы изготовляют одного типа — секционные с рабочими колесами осевого входа. Подача этих насосов 8—850 м³/ч; напор 40—1440 м; допустимая вакуумметрическая высота всасывания 4—7 м; КПД 60—78%.

Высокооборотные насосы имеют подачу 38—1000 м³/ч при напоре 136—2000 м. Насосы устанавливают с подпором на 2—6 м; их КПД 72—78%.

Насосы типа ЦНС предназначены для откачивания воды из шахт угольной и горнорудной промышленности. Они находят применение в высоконапорных системах пожаротушения, для подачи воды в высотные здания, для питания паровых котлов, в строительной промышленности, на транспорте и т. д.

§ 27. СКВАЖИННЫЕ НАСОСЫ

Установка скважинных насосов в трубчатых колодцах и буровых скважинах предопределяет особенности их конструкции. Эти насосы должны иметь минимальные поперечные габариты, а их внешняя форма должна соответствовать форме круглых обсадных труб, внутри которых устанавливают насосы.

Скважинные насосы изготовляют двух типов: насосы с трансмиссионным валом и погружные насосы.

У насосов с трансмиссионным валом (ГОСТ 14835—69) приводящий электродвигатель устанавливается над устьем скважины и соединяется с насосом промежуточным трансмиссионным валом. Первый в мире насос с трансмиссионным валом, изобретенный и изготовленный под руководством русского инженера В. А. Пушечникова, был установлен в 1899 г. на Мытищинском водопроводе.

В настоящее время насосостроительные заводы изготовляют трансмиссионные насосы[1] типов НА, А, АТН и ВП, предназначенные для подъема воды из трубчатых колодцев (глубиной не более 125 м) с подачей 30—1200 м³/ч при напоре 30—125 м. Трансмиссионные насосы состоят из трех основных узлов (рис. 5.6): насосного узла, напорного трубопровода с трансмиссионным валом, приводной головки.

---

[1] В обозначение насоса входят: первая цифра — внутренний диаметр обсадной трубы, уменьшенный в 25 раз; буквы — тип насоса; вторая цифра — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз; третья цифра — число рабочих колес. Например, насос АТН8-1-22: АТН — артезианский турбинный насос; 8 — внутренний диаметр обсадной трубы; 1 — рабочее колесо закрытого типа; 22 — число рабочих колес.

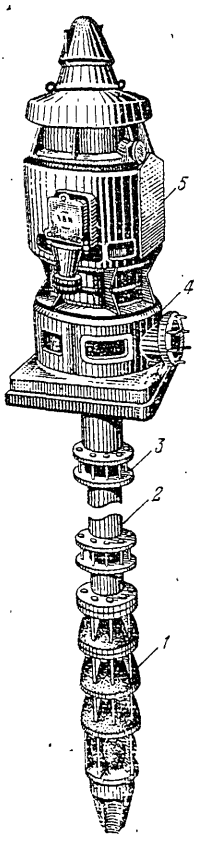


Рис. 5.6. Схема установки насоса АТН

1 — насосный узел; *2* — напорная труба; *3* — промежуточный подшипник трансмиссионного вала; *4* — опорная станина; *5* — электродвигатель

Насосный узел (рис. 5.7,*а*) представляет собой группу, соединенных шпильками секций корпусов, внутри которых находится вал с насаженными на нем центробежными рабочими колесами.

Вода поступает в нижний направляющий корпус насосного узла через защитную сетку и всасывающую трубу. Потери в защитной сетке обычно не превышают 0,25—0,5% потребляемой мощности. Снижение потерь зависит главным образом от правильного выбора размера и конструкции защитной сетки. Корпус насоса чугунный; во внутренней полости его отлит за одно целое с корпусом направляющий аппарат. При движении жидкости по каналам от колеса к колесу происходит повышение давления, создаваемое рабочими колесами, за счет уменьшения скорости движения жидкости в расширяющемся межлопастном канале направляющего аппарата.

Секционная конструкция насосного узла позволяет сравнительно просто изменять число ступеней в насосе и, следовательно, напор насоса.

В трансмиссионных насосах чаще всего применяют закрытые центробежные рабочие колеса с полуосевыми лопаточными отводами либо чисто диагональные. В диагональных рабочих колесах движение воды направлено под углом 45° к оси, что позволяет уменьшить наружный диаметр насоса и, следовательно, использовать насос в скважине малого диаметра, обеспечивая достаточно высокую подачу.

Опорами вала служат подшипники, состоящие из резиновых втулок, укрепленных в гнездах направляющих аппаратов корпусов насосного узла. Втулки имеют на внутренней поверхности осевые продольные канавки для воды, которая смазывает и охлаждает трущиеся поверхности втулки и вала. По этим канавкам выносятся водой попавшие в подшипник частицы песка.

Шейки вала в местах их соприкасания с резиновыми втулками хромированы, благодаря чему значительно удлиняется срок службы втулок и устраняется опасность коррозии вала.

Фланец верхнего корпуса насосного узла прикрепляется к нижнему концу колонны напорных труб.

Напорный трубопровод служит каналом, по которому вода подается от насосного узла к потребителю и в котором находится трансмиссионный вал, соединяющий насосный узел с электродвигателем.

Напорный трубопровод и трансмиссионный вал собирают из отдельных секций стандартной длины.

Напорные трубы соединяют между собой с помощью фланцев и болтов. Между фланцами труб находятся промежуточные подшипники трансмиссионного вала (рис. 5.7, *б*).

Для смазки подшипников перед пуском в насос заливают воду через трубку в колене станины. В процессе работы они смазываются перекачиваемой жидкостью. Насосы типа НА не требуют заливки воды перед пуском, так как их трансмиссионный вал заключен в трубу, наполненную маслом.

Приводная головка насоса состоит из станины (рис. 5.7,*в*) и электродвигателя. Чугунная отливка станины служит опорой для водоподъем-

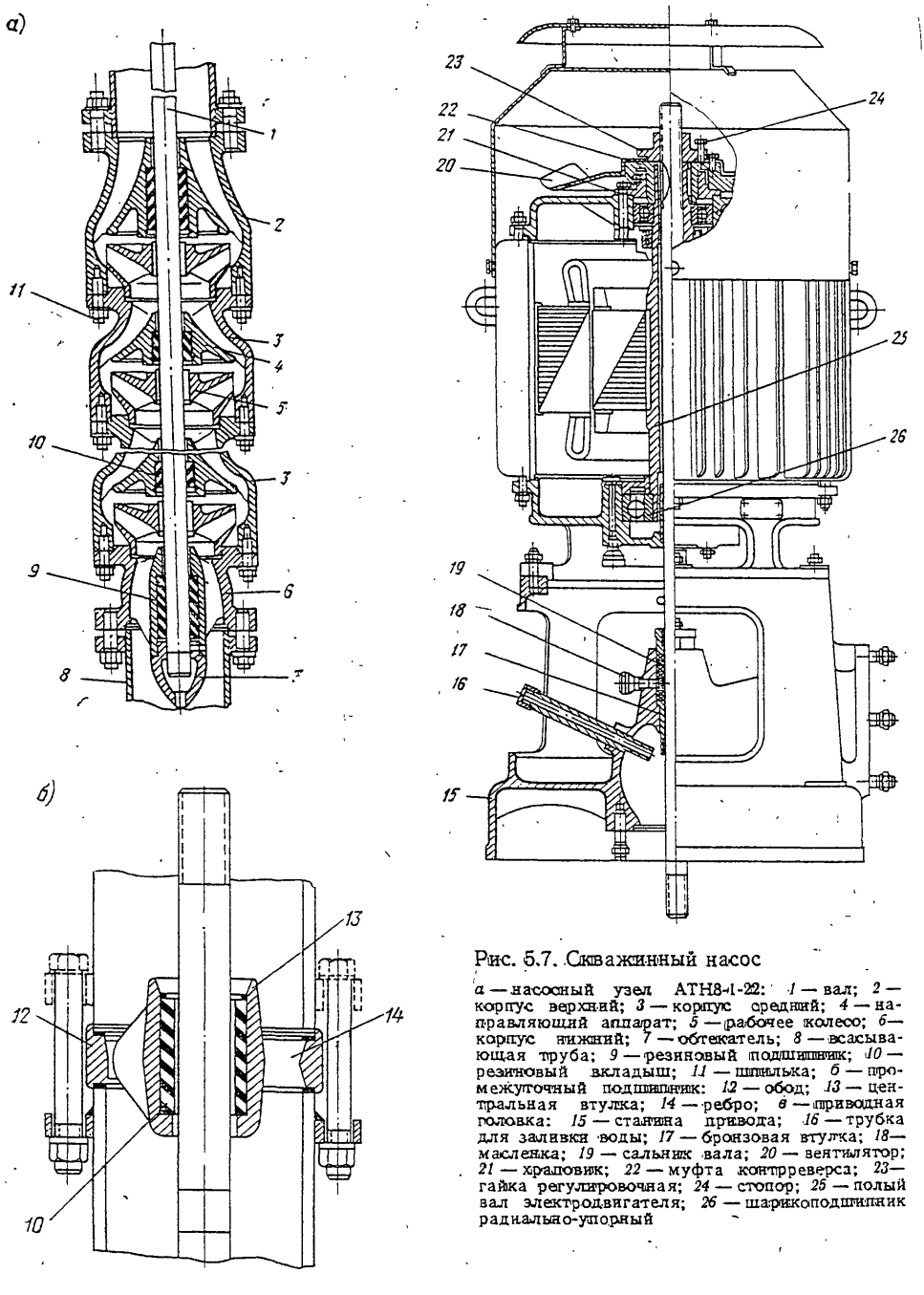


Рис. 5.7. Скважинный насос

а — насосный узел АТН8-1-22: *1* — вал; *2* — корпус верхний; *3* — корпус средний; *4* — направляющий аппарат; *5* — рабочее колесо; *6* — корпус нижний; *7* — обтекатель; *8* — всасывающая труба; *9* — резиновый подшипник; *10* — резиновый вкладыш; *11* — шпилька; *б* — промежуточный подшипник: *12* — обод; *13* — центральная втулка; *14* — ребро; *в* — приводная головка: *15* — станина привода; *16* — трубка для заливки воды; *17* — бронзовая втулка; *18* — масленка; *19* — сальник вала; *20* — вентилятор; *21* — храповик; *22* — муфта контрреверса; *23* — гайка регулировочная; *24* — стопор; *25* — полый вал электродвигателя; *26* — шарикоподшипник радиально-упорный

ного трубопровода, который подвешивается к нижней части колена; к верхней его части присоединяется напорный трубопровод.

В верхней образующей колена имеется прилив, где установлен сальник. В нижнюю часть сальникового устройства запрессована втулка, над которой находится направляющая бронзовая трубка с уложенной на нее в несколько витков сальниковой набивкой. Между витками набивки помещена смазочная втулка.

Электродвигатели, применяемые для трансмиссионных насосов, имеют следующие особенности:

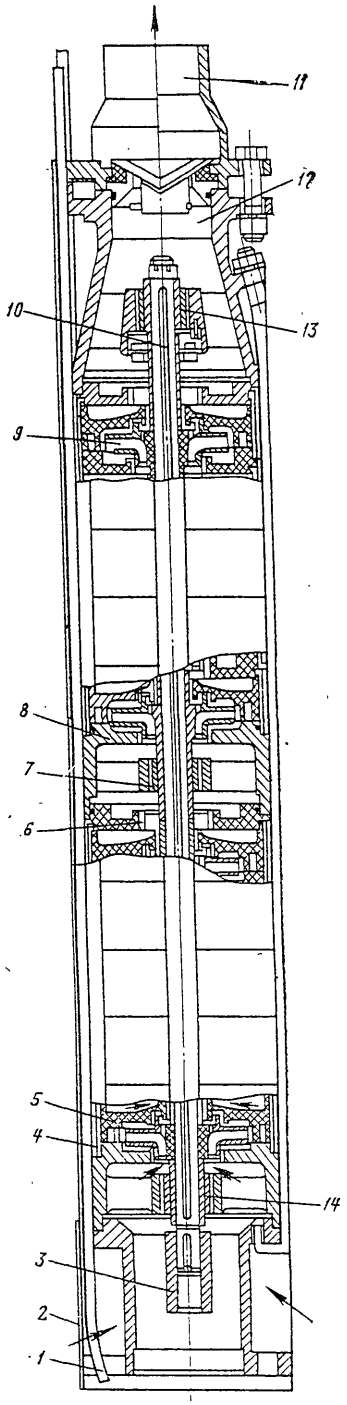


Рис. 5.8. Насос ЭЦВ8-25-300

1 — кабель; *2* — перфорированный лист; *3* — муфта; *4* — обойма; *5* — отвод; *6* — втулка; *7* — промежуточный подшипник; *8* — оредний корпус; *9* — рабочее колесо; *10* — вал; *11* — колонка водоподъемных труб; *12* — клапанная коробка; *13, 14* — верхний и нижний опорные подшипники

1) для восприятия гидравлического усилия и веса вращающихся деталей насосной установки в электродвигателе установлен радиально-упорный подшипник;

2) вал электродвигателя выполнен полым для возможности прохода трансмиссионного вала к регулировочной гайке. С помощью гайки, опирающейся на муфту стопорного устройства, регулируются зазоры между рабочими колесами и направляющими аппаратами в насосном узле;

3) в верхнюю часть электродвигателя вмонтировано стопорное устройство (храпового типа), не допускающее вращения ротора двигателя в направлении, противоположном заданному.

Насосы типа ВП (скважинные пропеллерного типа) применяют для подачи воды с большим содержанием песка (до 1000 мг/л). Эти насосы широко распространены в ирригационных сооружениях и предназначены для подачи воды 240—480 м³/ч с напором 4—24 м.

Долголетняя практика эксплуатации скважинных трансмиссионных насосов показала их надежность, но одновременно были установлены и их недостатки. Насосный узел обладает высоким КПД (80%), однако длинная трансмиссионная передача, отклонения в центрировании вала и другие недостатки приводят к снижению КПД насосного агрегата до 20—25%. Монтаж трансмиссионного вала и установка промежуточных опорных подшипников значительно усложняют монтаж насосного агрегата. Расположение насосного узла в скважине не позволяет точно отрегулировать зазоры между рабочими колесами и направляющими аппаратами, что приводит к большим объемным потерям, снижению подачи, напора и КПД насоса. Наблюдения за работой насоса АТН12-1-10 показали, что при изменении зазора от 0,4 до 2,33 мм КПД насосного узла уменьшается на 18%.

Погружной насос представляет собой агрегат, состоящий из центробежного многоступенчатого насоса (рис. 5.8) и погружного электродвигателя. Таким образом, отпадает необходимость в длинном трансмиссионном вале.

Насосный агрегат подвешивают в скважине на колонне водоподъемных труб и опускают в воду на такую глубину, чтобы верхний фланец клапанной коробки находился ниже динамического уровня в скважине не менее чем на 1,5 м. Днище электродвигателя должно находиться выше фильтра скважины не менее чем на 1 м.

В настоящее время насосостроительные заводы Советского Союза изготовляют погружные насосы восьми типов: ЭЦВ (Э — электродвигатель погружного типа, Ц — центробежный, В — для подъема воды); АПТ (А — артезианский; П — погружной, Т — турбинного типа); АП, АПВ и АПВМ (А — артезианский; П — погружной; В — высоконапорный; М — модернизированный); АЭНП (А — артезианский; ЭН — электронасос; П — погружной); ЭНП (ЭН — электронасос, П — погружной) и ГНОМ (Г — грязевой, Н — насос, О — осушительный, М — моноблочный).

Погружные насосы ЭЦВ выпускаются в соответствии с ГОСТ 10428—71, который предусматривает изготовление насосов 112 типоразмеров для скважин диаметром 100—400 мм.

На рис. 5.8 показан многоколесный насос ЭЦВ8-25-300*. Каждая ступень насоса состоит из рабочего колеса, лопаточного отвода и обоймы.

Вода поступает в насос через корпус основания, защищенный перфорированным листом из нержавеющей стали.

Рабочее колесо (радиальное, закрытого типа, с гидравлической разгрузкой) фиксируют на валу относительно лопаточных отводов с помощью распорных втулок и закрепляют шпонкой. Материал рабочих колес — ударопрочный полистирол.

Лопаточные отводы имеют радиальные лопатки на всасывающей и нагнетательной стороне, которые образуют межлопастные каналы для отвода воды от рабочего колеса предыдущей ступени и подвода воды к колесу последующей ступени. Их выполняют из полипропилена и армируют чугунными кольцами в местах уплотнительных узлов.

Стальные обоймы, составляющие корпус насоса, устанавливают между корпусами основания и шарового клапана и стягивают четырьмя стяжками.

Опорами вала служат два резинометаллических подшипника (нижний и верхний). При числе ступеней больше 10 устанавливают дополнительный средний корпус, в котором размещают дополнительный промежуточный подшипник. Подшипники насоса смазываются откачиваемой водой, а электродвигатель — водой, залитой в полость статора перед его установкой в скважину. Электронасос никогда не должен работать «всухую» — даже кратковременное включение насоса в работу без воды приводит к повреждению подшипников и обмотки двигателя.

В верхней части насоса расположен шаровой клапан, состоящий из пластмассового обрезиненного шара и корпуса со специальной расточкой под шар. Клапан служит для разгрузки агрегата от давления столба воды в напорном трубопроводе и для предохранения от обратного вращения колес насоса и двигателя при внезапном отключении электродвигателя.

Для привода насоса применяется электродвигатель типа ПЭДВ (П — погружной, ЭД — электродвигатель, В — заполненный водой). Электродвигатель относится к типу мокрых двигателей, т. е. перед опусканием в скважину он должен быть заполнен чистой профильтрованной водой.

Кабель для питания электродвигателя опускают в скважину одновременно с монтажом колонны водоподъемных труб.

Насосы ЭЦВ других типоразмеров по своей конструкции значительно отличаются от описанного насоса. Так, например, секция насоса ЭЦВ8-40-65 имеет корпус, отлитый за одно целое с направляющим ап-

---

* Цифры после буквенного обозначения: 8 — минимально допустимый для данного насоса внутренний диаметр обсадной колонны, мм, уменьшенный в 25 раз; 25 — подача, $м^3/ч$; 300 — напор, м.

паратом, т. е. она подобна секции трансмиссионного насоса типов А и АТН.

Насосы ЭЦВ предназначены для подъема неагрессивной воды при температуре 25°С с содержанием механических примесей в ней не более 0,01% по весу, с подачей 2,5—670 м³/ч и напором 25—650 м.

Поскольку содержание механических примесей более 0,01% приводит к повреждению резинометаллических подшипников, насосы типа ЭЦВ запрещается применять для промывки скважин. Для этой цели рекомендуются насосы типа ЭПН, так как ими можно перекачивать воду с содержанием механических примесей до 0,05% по весу. Для смазки резинометаллических подшипников и полости электродвигателя используется перекачиваемая жидкость, часть которой очищается центробежным очистителем, расположенным над верхней ступенью насоса. Очищенная вода по полым валам насоса и электродвигателя поступает в камеру подпятника и оттуда через лабиринтный замок направляется в полость электродвигателя.

Московский завод «Энергомеханизация» (по чертежам института Гидропроект) изготовляет насосы ГНОМ трех типоразмеров с подачей 14—60 м³/ч при напоре 10—20 м. Эти насосы служат для откачивания воды с содержанием механических примесей до 10% по весу в виде песка, глины, цемента и т. д. Рабочие поверхности насоса обрезинены, что защищает их от быстрого абразивного истирания. Рабочее колесо — открытого типа. Корпус насоса выполнен из алюминиевого сплава.

Насосы ГНОМ прошли испытания на многих стройках Советского Союза. Продолжительная эксплуатация в самых разнообразных производственных условиях подтверждает их надежность.

Погружные насосы по сравнению с трансмиссионными имеют ряд преимуществ:

1) исключается необходимость применения длинного вертикального вала с промежуточными подшипниками;

2) отсутствие трансмиссионного вала позволяет применять погружные насосы в искривленных скважинах;

3) упрощается конструкция водоподъемного трубопровода, монтаж и демонтаж насосной установки.

Вследствие этих преимуществ погружные насосы находят широкое применение для подъема воды из трубчатых колодцев и постепенно вытесняют трансмиссионные насосы.

§ 28. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

Осевые насосы (ГОСТ 9366—71) изготовляют двух типов: О — с жестко закрепленными лопастями рабочего колеса; ОП — с поворотными лопастями рабочего колеса. Насосы обоих типов выпускают в двух исполнениях (Г — с горизонтальным расположением вала, В — с вертикальным расположением вала) с семью моделями рабочего колеса. На сосстроительные заводы СССР поставляют осевые насосы восьми модификаций: К — с камерным подводом; МК — малогабаритные с камерным подводом; МБК — моноблочные с камерным подводом; Э — с электроприводом разворота лопастей; ЭГ — с электрогидроприводом разворота лопастей; КЭ — с камерным подводом и электроприводом разворота лопастей; МЭ — малогабаритные с электроприводом разворота лопастей; МКЭ — малогабаритный с камерным подводом и с электроприводом разворота лопастей.

Рабочее колесо (рис. 5.9) осевого насоса состоит из втулки с закрепленными на ней профилированными лопастями (число лопастей от 3 до 6). Лопастное колесо насоса как бы встроено в цилиндрическую трубу со сферической камерой. Такая форма проточной части обусловлива

ет максимальную конструктивную простоту осевого насоса по сравнению с другими типами лопастных насосов и обеспечивает минимальные габариты насосной установки при больших подачах.

Корпус насоса состоит из диффузора и отвода. Отвод у насосов основного исполнения направлен под углом 60°, а у малогабаритных насосов — под углом 90°. На корпусе отвода устанавливают опору верхнего подшипника и торцовое уплотнение вала. Вал полый, внутри его проходит шток, связывающий привод механизма разворота лопастей с самим механизмом. Опоры вала (нижний и верхний направляющие подшипники с лигнофолевыми или резиновыми вкладышами) смазываются водой, подаваемой насосом. Если содержание взвешенных частиц в перекачиваемой жидкости более 50 мг/л, то подшипники изолируют от жидкости манжетами, и вода для смазки подводится по трубам от специального источника. Расход воды для смазки составляет 0,5—2 л/с, напор должен быть выше напора, развиваемого насосом, на 7 м.

Осевая сила и вес вращающегося ротора воспринимаются пятой электродвигателя.

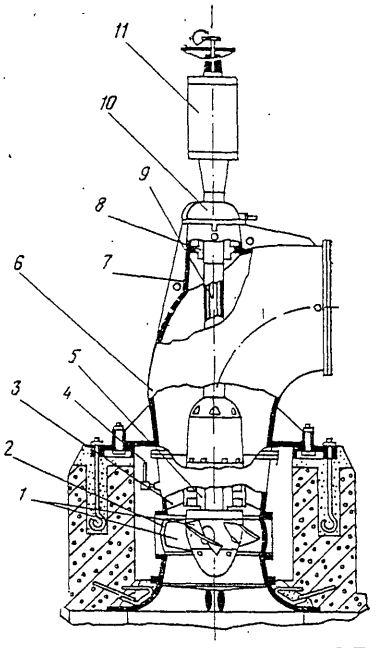


Рис. 5.9. Осевой насос типа ОП

1 — лопасти рабочего колеса; *2* — камера; *3* — лопасти выправляющего аппарата; *4* — подвод воды для смазки; *5, 10* — нижняя и верхняя опоры вала; *6* — диффузор; *7* — опора верхнего подшипника; *8* — уплотнение вала; *9* — шток; *11* — привод механизма разворота лопастей

На рис. 5.10 приведена универсальная рабочая характеристика осевого насоса, имеющего колесо с регулируемым углом установки лопастей. Рекомендуемое поле работы насоса ограничено толстой линией. Для того чтобы рабочая точка не попала в область неустойчивой работы осевого насоса, на характеристике показана линия *1* допустимого статического напора (при заполненном напорном трубопроводе во время пуска насоса). Углом $\varphi=0°$ обозначают расчетное положение лопастей. Положительные значения φ соответствуют увеличенным углам установки лопастей, а отрицательные — уменьшенным.

Форма рабочего колеса осевого насоса в общем ряду лопастных колес является предельной (n_S=600...1800). Поэтому колеса работают с отрицательной высотой всасывания, т. е. для обеспечения поступления жидкости в рабочее колесо давление на всасывании должно быть

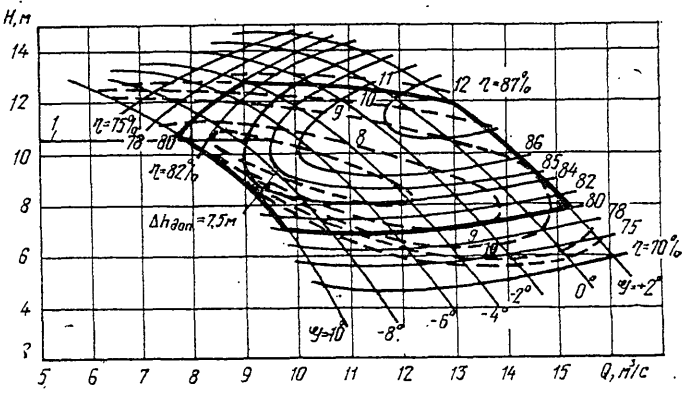


Рис. 5.10. Характеристика насоса ОП2-185

больше атмосферного. Для этого ось колеса насоса устанавливают ниже расчетного уровня воды в источнике на величину требуемого подпора. В настоящее время разработаны самовсасывающие насосы. К особенностям характеристик осевых насосов относят:

1) крутое падение кривой $Q—H$ и наличие на ней перегиба; максимальный напор, соответствующий подаче $Q=0$, примерно в 1,5—2 раза превышает напор при максимальном КПД;

2) уменьшение потребляемой мощности с увеличением подачи; в отличие от центробежных насосов потребляемая мощность при $Q=0$ достигает максимального значения (примерно в 1,5—2 раза больше мощности при $Q_{макс}$);

3) небольшая область рабочей части характеристики насоса.

Исходя из указанных свойств характеристики, пуск осевого насоса производят при открытой задвижке, так как в этом случае он потребляет наименьшую мощность. Подачу осевого насоса регулируют изменением частоты вращения (многоскоростные двигатели, гидромуфты, индукционные муфты) или применением рабочих колес с поворотными лопастями. Воду к рабочему колесу подводят по плавно изогнутой трубе или камерным способом. Применение малогабаритных насосов с камерным подводом снижает КПД на 2—3%.

Насосостроительные заводы Советского Союза изготовляют насосы типов О и ОП с подачей 0,63—46 м³/с при напоре 2,5—2,8 м и КПД 77—87%.

Осевые насосы предназначены для перекачивания пресной воды с температурой не более 35°С и содержанием взвешенных частиц не более 1000 мг/л (из них абразивных частиц допускается не более 2%). По особому заказу могут быть изготовлены насосы в морском исполнении.

Осевые насосы широко применяются в качестве циркуляционных на тепловых электростанциях, в шлюзовых установках, в ирригационных системах, на станциях I подъема городских и промышленных систем водоснабжения, на канализационных насосных станциях.

§ 29. ФЕКАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Фекальные насосы предназначены для перекачивания сточных вод городской и производственной канализаций и других загрязненных нейтральных жидкостей с pH=6...8, плотностью 1050 кг/м³, температурой до 100°С и содержанием абразивных частиц по объему не более 1%.

Характер перекачиваемой жидкости, которая содержит большое количество загрязнений, предъявляет к конструкции фекальных насосов особые требования. Основными из них являются: незасоряемость насоса загрязнениями, содержащимися в жидкости, и обеспечение быстрого и сравнительно легкого устранения засорений при попадании их в насос.

По ГОСТ 11379—73 фекальные насосы должны выпускаться четырех видов: горизонтальные (ФГ; рис. 5.11), вертикальные (ФВ, рис. 5.12), одноступенчатые и двухступенчатые. Цифры, входящие в условное обозначение насоса, обозначают: в числителе — подача, м³/ч; в знаменателе — напор, м. Для двухступенчатых насосов к обозначению добавляется цифра 2. Например, фекальный горизонтальный двухступенчатый насос с подачей 540 м³/ч и напором 95 м обозначается: ФГ 540/95-2 (ГОСТ 11379—73).

Корпус насоса имеет спиральный отвод упрощенной формы без выступающих частей. Проточные каналы насоса выполняют более широкими по сравнению с каналами насосов, перекачивающих чистые жидкости. Обтекаемые поверхности рабочего колеса (передний и задний диски) устанавливают заподлицо с поверхностью спирального канала.

Рабочее колесо одностороннего входа закрытого типа имеет от двух до пяти лопаток обтекаемой формы. Благодаря уширению колеса и малому числу лопаток образуются межлопастные каналы значительных

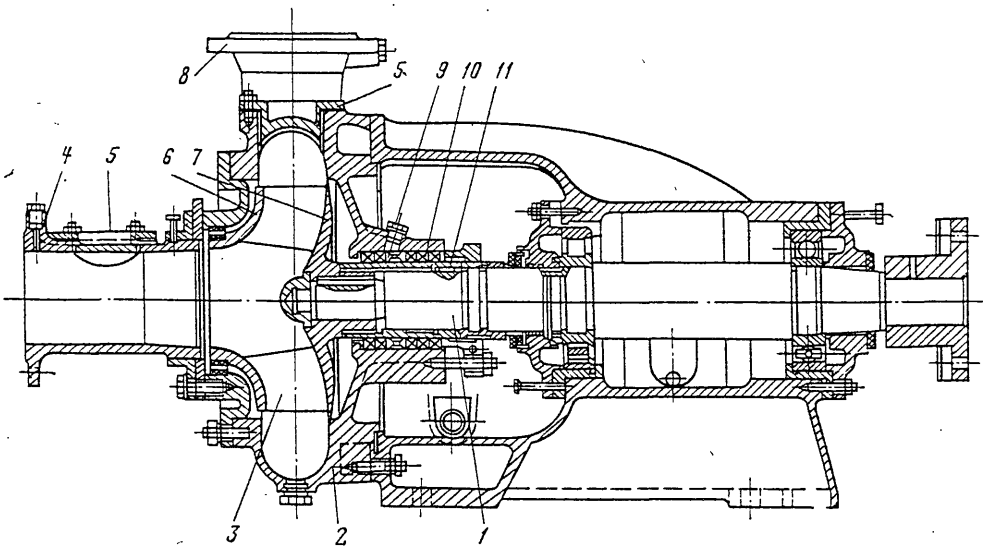


Рис. 5.11. Насос типа ФГ

1 — вал; *2* — корпус; *3* — рабочее колесо; *4* — входной патрубок; *5* — ревизии; *6*, *7* — передний и задний диски; *8* — выходной патрубок; *9* — подвод чистой воды; *10* — сальниковое уплотнение; *11* — втулка

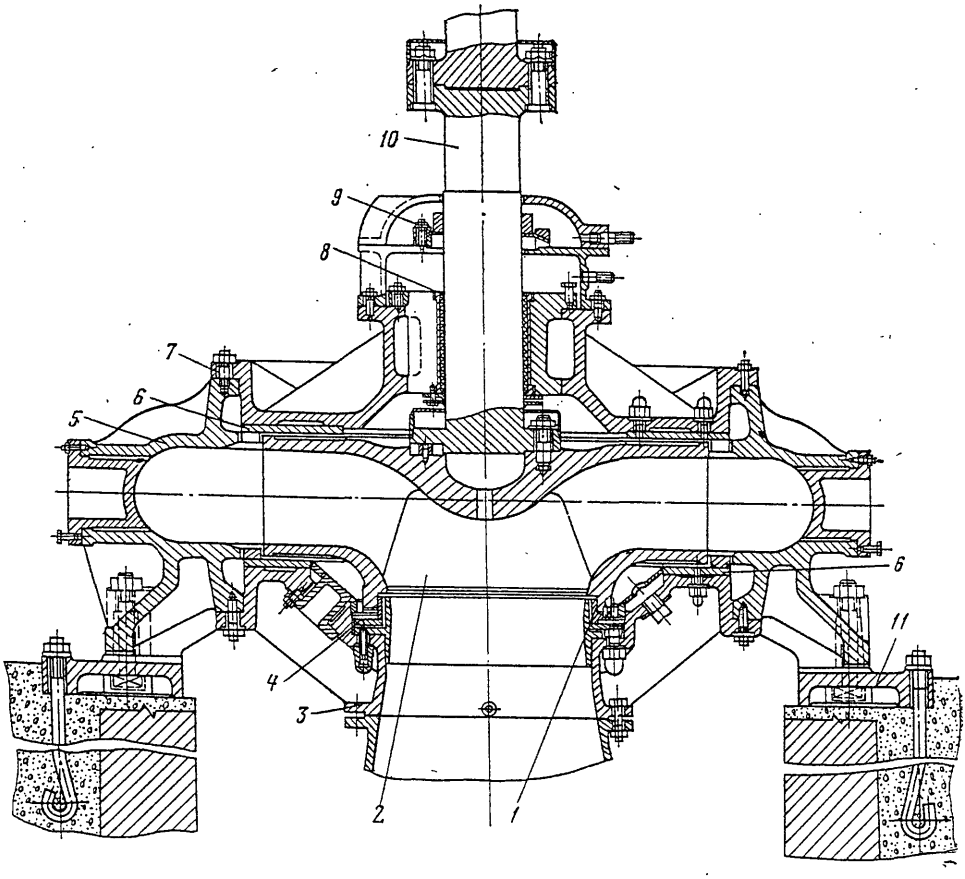


Рис. 5.12. Насос типа ФВ

1 — защитное кольцо; *2* — рабочее колесо; *3* — нижняя крышка корпуса; *4* — регулируемое уплотняющее кольцо; *5* — корпус; *6* — защитные диски; *7* — верхняя крышка корпуса; *8* — подшипник скольжения; *9* — торцовое уплотнение вала; *10* — вал; *11* — фундаментная плита

размеров, через которые можно пропускать жидкость с крупными механическими примесями.

Всасывающий патрубок расположен по оси насоса, напорный направлен вертикально вверх. При необходимости напорный патрубок может быть установлен под углом 90° в любую сторону. У насосов Ф 2400/75,5 напорный патрубок расположен в нижней части корпуса под углом 90° к вертикальной оси насоса (конструкция насоса не позволяет разворачивать патрубок). Всасывающий патрубок насосов Ф 146/10,5; Ф 216/24 и Ф 450/22,5 подвижен, что дает возможность заменять рабочее колесо не снимая насос с плиты. У насосов Ф 2400/75,5 он отлит за одно целое с передней крышкой корпуса насоса. На всасывающем патрубке и корпусе насоса (у вертикальных насосов и в нижней крышке корпуса) предусмотрены люки-ревизии, через которые можно очищать колесо и корпус насоса при засорении отбросами.

Для предохранения от износа верхней и нижней крышек корпусов крупногабаритных насосов устанавливают сменные защитные диски, изготовленные из стали или из отбеленного чугуна.

Вал насоса вращается в подшипниках качения, у крупногабаритных насосов — в подшипниках скольжения, имеющих разъемный резиновый или лигнофолевый (у насоса Ф 900/45) вкладыш. Подшипник скольжения смазывается и охлаждается чистой водой, которая подается из производственного водопровода под давлением, на 0,1 МПа превышающим давление в напорном патрубке насоса. Подшипник скольжения защищен от проникания транспортируемой жидкости резиновым уплотнением.

Вал вертикального насоса соединяется с валом электродвигателя фланцами через трансмиссионный вал-проставку длиной не менее 1,5 м. Осевая сила и вес вращающихся деталей воспринимаются пятой электродвигателя.

Для защиты вала от износа под сальником предусмотрена защитная втулка. У крупногабаритных насосов вал около подшипника и торцового уплотнения имеет защитное покрытие из коррозионностойкой стали, нанесенное методом электронаплавки. Для охлаждения сальникового уплотнения и создания гидравлического затвора во время работы насоса к сальнику из системы производственного водопровода подводится чистая вода под давлением, превышающим давление в напорном патрубке на 0,02—0,03 МПа (для крупногабаритных на 0,1 МПа).

Фекальные насосы выпускаются с подачей 1,8—3000 л/с при напоре 5—100 м и КПД 0,52—0,83.

Для перекачивания бытовых и близких им по составу производственных сточных вод помимо насосов типа Ф можно использовать насосы типов ФСД, ФМ и ФМД, рассчитанные на перекачивание жидкости с содержанием взвешенных механических примесей. Насосы этих типов обычно применяют для перекачивания бумажно-целлюлозной массы, водной суспензии, волокон целлюлозы. Конструкция их в основном такая же, как и фекальных насосов, потому что к ним предъявляют одни и те же требования в отношении незасоряемости и удобства прочистки. Эти насосы одноколесные с рабочим колесом открытого типа двустороннего входа и осевым разъемом корпуса. По обе стороны рабочего колеса установлены защитные диски (из стали или из отбеленного чугуна). Всасывающий и напорный патрубки расположены в нижней части корпуса и направлены в противоположные стороны под углом 90° к оси насоса. Такое расположение патрубков и осевой разъем корпуса обеспечивают возможность осмотра, ремонта и замены рабочих органов насоса без демонтажа трубопроводов и электродвигателя.

Насосы типов ФСД (фекальный смесительный двустороннего входа), ФМ (фекальный массный) и ФМД (фекальный массный двустороннего входа) выпускаются с подачей 45—610 л/с при напоре 11—39 м.

На Рыбницком насосном заводе изготовлен опытный образец насоса-дробилки (конструкция разработана НИКТИ горхоза МКХ УССР).

В Швеции для перекачивания сильно загрязненных жидкостей широко применяют погружные насосы фирмы «Флюгт» типа СР. Насосы имеют одноканальное рабочее колесо (рис. 5.13), обеспечивающее хорошую пропускную способность и крутую характеристику насоса. С помощью направляющей трубы и скользящего кронштейна насос устанавливают в приемном резервуаре на опорное колено, которое одновременно служит фундаментом для насоса и конструкцией соединения напорного патрубка насоса с отводящим напорным трубопроводом (рис. 5.14). Фланцы соединения насоса с напорным трубопроводом прижимаются друг к другу под действием массы насоса. Чтобы разъединить фланцы при профилактическом осмотре насоса, не требуется спускаться в приемный резервуар, что значительно упрощает эксплуатацию.

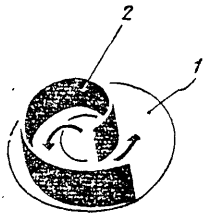


Рис. 5.13. Рабочее колесо насоса СР
1—передний диск; *2*—лопасть

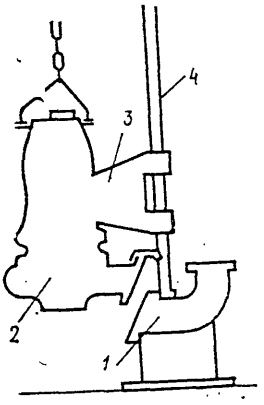


Рис. 5.14. Схема установки насоса СР
1 — опорное колено; *2* — насос; *3* — кронштейн; *4* — направляющая труба

§ 30. ВОДОКОЛЬЦЕВЫЕ НАСОСЫ

Водокольцевые вакуумные насосы (ГОСТ 10889—64) предназначены для создания вакуума в насосах или в других аппаратах. Они также могут быть использованы как воздуходувки для создания невысокого напора (3—22 м) при использовании сжатого воздуха в технологическом процессе очистки воды.

Спроектированы водокольцевые насосы по очень простой схеме (рис. 5.15). Вал рабочего колеса установлен эксцентрично в цилиндрическом корпусе насоса. Перед пуском корпус насоса заполняется водой примерно до оси вала. При вращении лопасти рабочего колеса захватывают воду, и под действием центробежных сил она отбрасывается к стенкам корпуса насоса, образуя концентрическое водяное кольцо. В месте, где рабочее колесо ближе всего к стенке корпуса, водяное кольцо соприкасается с втулкой рабочего колеса, а в диаметрально противоположной точке водяное кольцо максимально удалено от ступицы колеса, и погруженными в воду остаются лишь концы лопаток. Образовавшееся серповидное пространство между втулкой рабочего колеса и водяным кольцом и является рабочей полостью. Эта полость разделена лопатками рабочего колеса на отдельные ячейки (*а*, *б*, *в*, *г*).

При вращении рабочего колеса (по ходу часовой стрелки) объемы ячеек на участке *а*—*б* увеличиваются и создается вакуум. Под действием вакуума воздух по патрубку *7* через окно *8* всасывается в рабочую полость. При дальнейшем вращении рабочего колеса объемы ячеек на участке *в*—*г* уменьшаются, воздух в них сжимается и через окно *2* по патрубку *3* нагнетается в воздухосборник.

Для поддержания постоянного объема водяного кольца и для отвода тепла, образующегося при сжатии воздуха и трении уплотнителей, в корпус насоса непрерывно подается вода из водопровода или из циркуляционного бачка.

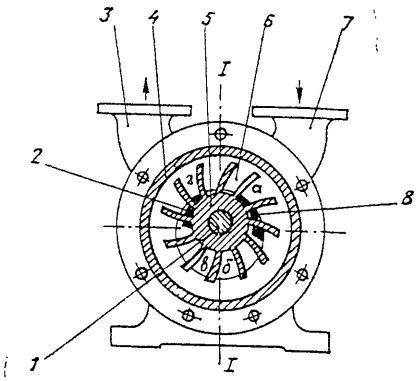


Рис. 5.15. Водокольцевой вакуумный насос ВВН

1 — вал; *2* — нагнетательное окно; *3* — нагнетательный патрубок; *4* — корпус; *5* — рабочее колесо; *6* — водяное кольцо; *7* — всасывающий патрубок; *8* — всасывающее окно

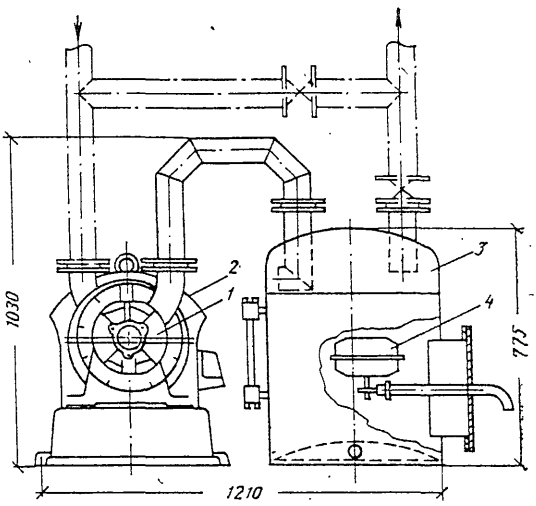


Рис. 5.16. Схема установки воздуходувки ВВН-6

1 — воздуходувка; *2* — электродвигатель; *3* — воздухосборник; *4* — поплавок водоотводчика

Охлаждающая вода вводится в корпус насоса через полость гидравлического затвора сальника в месте максимального выхода лопаток колеса из водяного кольца. Расход охлаждающей воды составляет для насосов типов ВВН и ВК 0,07 1 л/с и для насосов типа РМК 0,5—2 л/с. Чтобы избежать износа торцов крышек и корпуса насоса, охлаждающая вода должна быть чистой, без механических примесей.

При применении вакуум-насоса для заливки насосов, перекачивающих загрязненные жидкости, необходимо устанавливать предохранительный бак для устранения возможности попадания загрязненной воды в водокольцевой насос.

Водокольцевые насосы выпускаются следующих типов: КВН — консольный вакуум-насос; ВВН — водокольцевой вакуум-насос; ВК — водокольцевой компрессор; РМК — ротационная машина — компрессор; ДВН — водокольцевой вакуум-насос двойного действия. Подача насосов составляет 6,6—450 л/с (0,4—27 м³/мин), максимальный вакуум — 80—97%, максимальный напор — 3—22 м. Подача насосов указана для температуры воздуха перед всасывающим патрубком 20°С и для температуры воды, поступающей в водокольцевой насос, 15°С; напор перед всасывающим патрубком 10 м.

Заводы-изготовители по заказу потребителей поставляют водокольцевые насосы РМК как вакуум-насосы или как воздуходувки (газодувки) с соответствующим комплектующим оборудованием. Различие в комплектующем оборудовании между вакуум-насосами и воздуходувками состоит лишь в устройстве бака.

Для вакуум-насоса поставляется водосборник, оборудованный рефлектором для удаления отделившегося воздуха в атмосферу и сливной трубой для отвода воды в канализацию, а для воздуходувки — воздухосборник, в котором создается давление для удаления отделившейся воды через поплавковый регулятор уровня — водоотводчик. Водосборник или воздухосборник устанавливают около насоса на полу или на фундаменте насоса (рис. 5.16). При необходимости изменить место их установки следует иметь в виду, что увеличение длины напорного трубопровода, соединяющего насос с баком, увеличивает противодавление на нагнетательной стороне, что снижает подачу и вакуум.

В соответствии с ГОСТ 10889—64 водокольцевые насосы должны выпускаться только двух типов: В — простого действия и ДВ — двойно-

го действия. Оба типа насосов будут изготовляться в двух исполнениях: ВН — для работы в качестве вакуум-насоса и К — для работы в качестве компрессора.

Компрессоры отличаются от вакуум-насосов при одной и той же подаче размерами и расположением распределительных окон, что позволяет уменьшить удельные затраты мощности при работе компрессора на нагнетание воздуха.

Водокольцевые насосы не чувствительны к запыленности воздуха (газа), не требуют очистки воздуха, допускают попадание в насос жидкости вместе с засасываемой средой. Они могут применяться для отсасывания взрывоопасных газов, так как в рабочем пространстве насоса отсутствуют трущиеся металлические поверхности и масло.

§ 31. ВОЗДУХОДУВКИ

На станциях аэрации и на сооружениях, где требуются большие расходы сжатого воздуха с напором до 9,5 м, применяют турбовоздуходувки (ТВ) и нагнетатели типов 360 и 750. При напорах свыше 10 м применяют многоступенчатые турбовоздуходувки (до 30 м) или турбокомпрессоры (30—100 м). Турбовоздуходувки, турбокомпрессоры и нагнетатели работают по такому же принципу, что и центробежные насосы. Сжатие и нагнетание воздуха в них происходит под действием центробежной силы, которая возникает при вращении рабочего колеса.

Турбовоздуходувки бывают одно- и многоступенчатые. Одноступенчатые турбовоздуходувки развивают напор 3—6 м, многоступенчатые — 6—30 м. Многоступенчатые турбовоздуходувки изготовляют с числом ступеней не более четырех (рис. 5.17).

Корпус турбовоздуходувки чугунный литой с осевым разъемом; состоит из секций, отделенных друг от друга перегородками (так называемыми диафрагмами). Внутри корпуса вращается ротор, состоящий

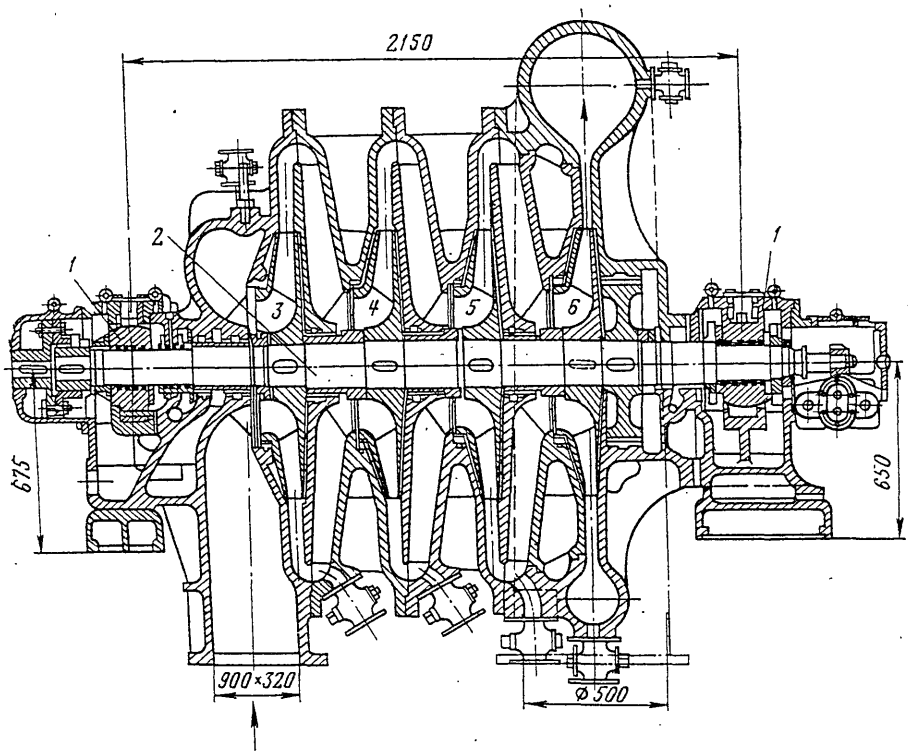


Рис. 5.17. Четырехступенчатая турбовоздуходувка
1 — опоры; *2* — вал; *3—6* — рабочие колеса

из вала и насаженных на него рабочих колес. Вал ротора ступенчатой формы с утолщением от концов к середине (для удобства прессовой посадки колес на вал) изготовляют из углеродистой стали. Вал имеет две шарикоподшипниковые опоры (в некоторых конструкциях встречаются три опоры).

Рабочие колеса турбовоздуходувных машин, как правило, бывают закрытыми с лопатками, отогнутыми назад относительно направления вращения вала. Колеса с такими лопатками отличаются более высоким гидравлическим КПД и обеспечивают более широкую зону устойчивой работы. Для изготовления лопаток используют никелевую, дисков — хромомолибденовую стали (в менее ответственных случаях — высококачественную углеродистую сталь).

Турбовоздуходувки работают без охлаждения сжимаемого воздуха, так как при развиваемых давлениях сжатия температура воздуха повышается только до 170—200°С. Для турбокомпрессоров применение охлаждения является обязательным.

Смазка подшипников кольцевая, жидким маслом; масло заливается через сетку-фильтр, помещенную в верхней крышке корпуса подшипника. Масло в подшипниках охлаждается водой, подаваемой в нижнюю часть корпуса опоры подшипника. Расход воды на охлаждение составляет от 2,1 м³/ч (для ТВ) до 20—40 м³/ч (для нагнетателей типов 360 и 750).

В системах воздухоподачи может возникнуть неустойчивая работа (явление помпажа), так как характеристика турбовоздуходувки имеет западающий участок — зону неустойчивой работы (см. § 17). Явление помпажа обусловлено целым рядом причин и крайне нежелательно при параллельной работе нескольких турбовоздуходувок. Нарушение постоянства рабочего режима системы особо опасно ввиду резкого скачкообразного повышения давления в потоке и как следствие увеличения давления в воздухопроводе и в рабочих узлах установки.

Для защиты установок от помпажа заводы-изготовители поставляют противопомпажные устройства с выпускным клапаном, обеспечивающие автоматический сброс избыточного количества воздуха при достижении нагнетателем критической подачи.

Опыт эксплуатации турбовоздуходувок и нагнетателей показывает, что при постоянстве режима работы установок — потребителей воздуха — помпаж не наблюдается. Например, уровень воды в аэротенках, куда подается воздух, сравнительно постоянный, и поэтому объем и давление подаваемого воздуха не изменяются в больших пределах. Это создает для турбовоздуходувки или нагнетателя постоянный режим работы системы и при надлежащем выборе режимной точки работы исключает возможность возникновения помпажа. Институт Союзводоканалпроект применил ряд конструктивных узлов для нагнетателей 360-21-1, исключающих противопомпажные устройства: на основном нагнетательном воздухопроводе устанавливается задвижка, а также отвод с задвижкой для сброса воздуха в атмосферу[1].

Отечественная промышленность изготовляет турбовоздуходувки 10 типоразмеров с подачей 2500—18 000 м³/ч при напоре 3,6—9,5 и нагнетатели двух типов с подачей 22 500—45 000 м³/ч при напоре 8—6,5 м; мощность электродвигателя 630 и 1300 кВт.

§ 32. НАСОСЫ-ДОЗАТОРЫ

В реагентном хозяйстве станций водоподготовки и очистки питьевой воды применяют насосы типа НД (насос дозировочный).

---

[1] Подробно см. «Справочник по специальным работам». Под ред. А. С. Москвитина. М., Стройиздат, 1970.

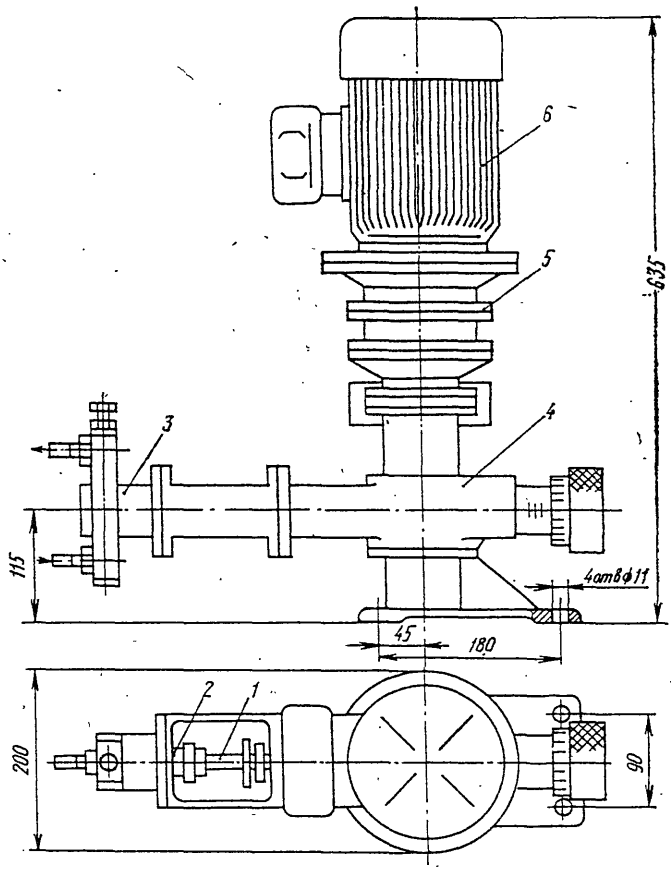


Рис. 5.18. Насос дозировочный НД

1 — шток; *2* — плунжер; *3* — гидроцилиндр; *4* — коробка регулирующего механизма; *5* — коробка привода; *6* — электродвигатель

Насосы типа НД приводные горизонтальные (или вертикальные) одноплунжерные одинарного действия применяют для перекачивания чистых нейтральных и агрессивных жидкостей, эмульсий и суспензий с температурой не более 85°С.

Конструкция насосов этого типа максимально унифицирована. Вся серия насосов создана на базе одного регулирующего механизма и гидроцилиндра семи типоразмеров.

Насос состоит из гидроцилиндра, коробки регулирующего механизма, коробки привода, электродвигателя (рис. 5.18). Проточная часть гидроцилиндра выполнена из хромоникелевой стали. Уплотняющие манжеты плунжера изготовлены из маслобензостойкой резины или из фторопласта.

Подача насоса регулируется от 0 до максимума изменением длины хода штока и плунжера. Регулирующий механизм обеспечивает плавное бесступенчатое изменение подачи как на ходу, так и при выключенном электродвигателе. Регулирующий механизм имеет микрометрическую шкалу с ценой деления, равной 0,1 мм, и устройство для компенсации люфта в резьбе регулировочной гайки, что исключает самопроизвольное разрегулирование насоса. Погрешность в дозировании не превышает 0,5%.

Насосы-дозаторы с помощью переходных фонарей и муфт можно объединять в двухплунжерные и многоплунжерные агрегаты, присоединяя последовательно регулирующие механизмы с гидроцилиндрами к

одному электродвигателю. Такие дозаторные агрегаты (ДА) выпускают двух-, трехцилиндровыми, и они могут дозировать одновременно два или три реагента. Например, на станции очистки воды можно одновременно дозировать коагулянт, полиакриламид и известковое молоко. Насосы-дозаторы выпускают семи типоразмеров с подачей 2,5—100 л/ч и развиваемым напором 100—4000 м.

§ 33. ВОДОСТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

К струйным насосам относятся: водоструйные насосы, работающие на воде; эжекторы — на газе или на воздухе; инжекторы — на паре; гидроэлеваторы — на горячей воды; газо- или пароструйные компрессоры — на газе или на паре.

Все перечисленные струйные насосы и аппараты работают по общему принципу: кинетическая энергия рабочей жидкости передается перекачиваемой жидкости для ее засасывания и подъема.

Принцип работы водоструйного насоса описан в § 4. Здесь сообщаются дополнительные, в основном опытные, данные об определении некоторых размеров и конструктивных элементов водоструйных насосов (рис. 5.19).

Расстояние между плоскостями выхода из насадка и входом жидкости в камеру смешения водоструйного насоса принимается: $l=2d_0$ (d_0 — диаметр выходного отверстия из насадка).

Насадок водоструйного насоса принимают конусоидальным, сходящимся с криволинейным профилем со следующими размерами: $r=(3...5)d_0$; $l_1=(0{,}25...0{,}5)d_0$ (l_1 — длина цилиндрической части насадка; r — радиус сопряжений между цилиндрическими участками насадка).

Диаметр выходной цилиндрической части насадка d_0 определяют по заданному Q_c:

$$Q_c = \mu \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{2 \frac{p_1}{\rho}},$$

где Q_c — расход рабочей жидкости, м³/с;

μ — коэффициент расхода, принимаемый равным 0,96;

p_1 — давление рабочей жидкости, Па;

ρ — плотность, кг/м³.

Размеры камеры смешения оказывают большое значение на КПД водоструйного насоса. Камера смешения должна принять потоки рабочей и засасываемой жидкости и преобразовать их в единый турбулентный поток с характерным распределением скоростей.

Профессор П. Н. Каменев рекомендует смесительную камеру выполнять цилиндрической формы постоянного сечения, длиной

$$l_к = (9...12)(d_з - d_0),$$

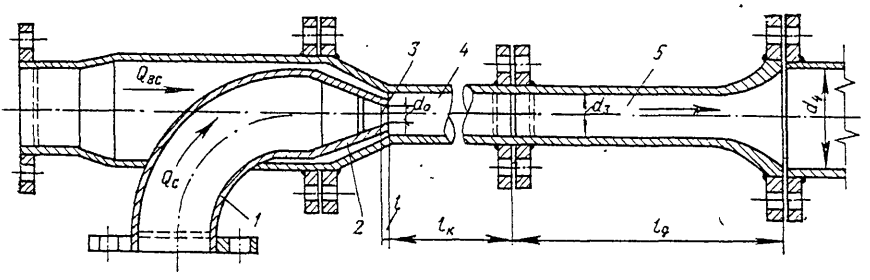


Рис. 5.19. Водоструйный насос

1 — подвод рабочей жидкости; *2* — насадок; *3* — цилиндрическая часть насадка; *4* — камера смешения; *5* — диффузор

где d_3 — диаметр камеры смешения, который проф. Е. А. Замарин рекомендует принимать равным (1,5... 2,5) d_0.

Длина диффузора

$$l_д = \frac{d_4 - d_3}{2 \operatorname{tg} \alpha},$$

где d_4 — диаметр напорного трубопровода;

α — угол конусности диффузора; рекомендуется принимать равным 4—8°.

Приведенных выражений достаточно, чтобы определить основные размеры водоструйного насоса[1]. Остальные размеры принимают конструктивно.

Водоструйные насосы широко применяют при производстве земляных работ способом гидромеханизации и при добыче нерудных ископаемых (песок, гравий): на насосных станциях — для заливки насосов перед пуском их в работу, для повышения высоты всасывания насосов; на канализационных очистных сооружениях — для выгрузки песка из песколовок, для перемешивания осадка в метантенках; на водопроводных очистных станциях — для выгрузки и загрузки фильтрующего слоя в фильтрах. Применяют их также для откачки воды из глубоких трубчатых колодцев и артезианских скважин, в иглофильтровых установках.

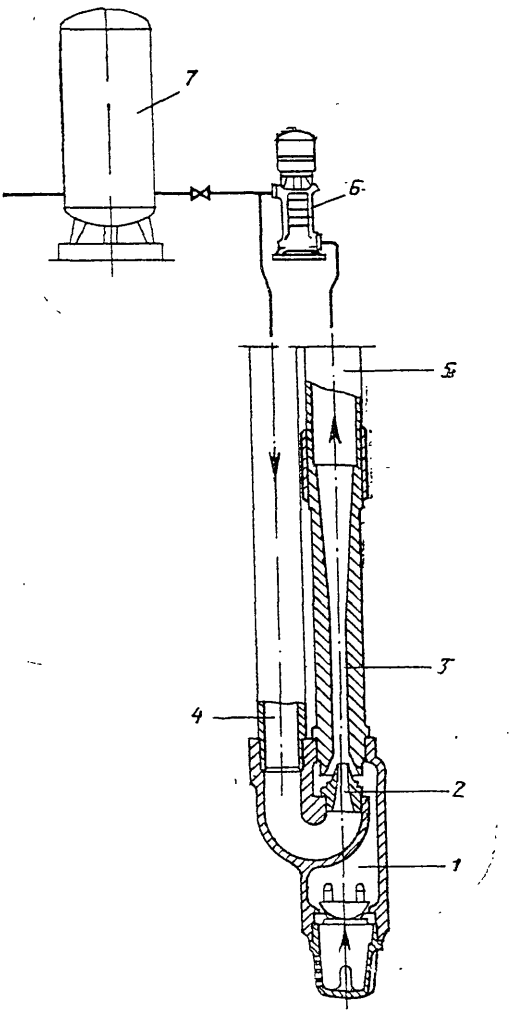


Рис. 5.20. Схема автоматической установки для подъема воды из скважины

1 — всасывающая труба; *2* — насадок; *3* — камера смешения и диффузор; *4* — труба, подводящая рабочую воду; *5* — труба, отводящая воду; *6* — вертикальный насос; *7* — напорный резервуар

На рис. 5.20 приведена схема автоматической водоподъемной установки с водоструйным насосом (в комплекте с вертикальным насосом, устанавливаемым на поверхности земли), изготовляемой фирмой «Grundfoss pumper». Такие установки применяют для подъема воды из скважин глубиной до 80 м.

К достоинствам водоструйных насосов следует отнести:

легкость изготовления в условиях строительной площадки, так как насос состоит из трех основных частей: насадка, камеры смешения и диффузора; все эти части легко изготовить из труб, всегда имеющихся на строительной площадке;

отсутствие движущихся частей, что обеспечивает надежность работы, простоту эксплуатации и большую продолжительность работы без ремонта;

возможность установки электродвигателя отдельно от насоса (рабочая жидкость подается за несколько десятков или сотен метров от одного нагнетателя к нескольким водоструйным насосам);

[1] Подробный расчет см. Каменев П. Н. Гидроэлеваторы в строительстве. М., Стройиздат, 1964.

возможность перекачивания гравийно-щебеночных смесей крупны: фракций;

бесшумность работы.

Недостатками водоструйных насосов являются низкий коэффициен полезного действия (15—27%) и необходимость подачи большого объе ма рабочей жидкости (опыт эксплуатации показывает, что объем рабо чей жидкости в 1,5—3 раза превышает объем откачиваемой).

§ 34. СПЕЦИАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Насосы для химически агрессивных жидкостей (ГОСТ 10168-68) Центробежные насосы типа Х (химические)[1], горизонтальные консоль ные одноступенчатые, с рабочим колесом одностороннего входа жидкос ти, предназначены для перекачивания агрессивных жидкостей, не содер жащих взвешенных частиц или содержащих до 0,2% по весу тверды включения размером до 0,2 мм, с температурой от —40 до +80°С, удель ным весом $1{,}3 \cdot 10^3$ — $1{,}85 \cdot 10^3$ Н/м^3. Насосы можно устанавливать как закрытых помещениях, так и на открытых площадках.

Такие насосы применяют в системах очистки питьевой воды и водо подготовки для перекачивания коагулянта (сульфата алюминия), хлор ной извести, регенерационных кислот, растворов и других коррозионны жидкостей. В канализационных системах их применяют для перекачи вания агрессивных сточных вод промышленных предприятий.

Выпускаются насосы типа Х в шести различных исполнениях в за висимости от материала деталей проточной части:

Углеродистая сталь	А
Хромистая »	Д
Хромоникелевая »	К
Хромоникельмолибденовая сталь	Е
Хромоникельмолибденомедистая сталь	И
Ферросилид	Л

Исполнение насоса выбирают исходя из коррозионной стойкости ма териала деталей проточной части в перекачиваемой жидкости (на водо проводно-канализационных сооружениях применяют обычно насосы ис полнения К). Центробежные насосы типа Х выпускают с мягким сальни ком и торцовым или стояночным уплотнением.

Поле работы насоса может быть расширено обточкой рабочего ко леса по диаметру.

При эксплуатации насосов типа Х необходимо помнить о следующем при пуске корпус насоса и всасывающий трубопровод должны быть за полнены жидкостью; пуск насоса следует производить только при закры той напорной задвижке; во избежание нагрева жидкости в корпусе на сос может работать при закрытой напорной задвижке не более 2—3 мин нельзя производить пуск насоса при закрытой или неполностью откры той задвижке на всасывающем трубопроводе.

Рабочее колесо насоса может быть изготовлено с разгрузочными от верстиями или с закрытым импеллером, диаметр которого равен диамет ру рабочего колеса или больше его (у насосов со стояночным уплотнени ем). Рабочее колесо и тип уплотнения вала выбирают в зависимости о давления на входе в насос.

Для образования гидрозатвора, а также для смазки и охлаждени сальника с мягкой набивкой в него подается 30—50 л/ч затворной жид кости под давлением, которое на 0,1 МПа превышает давление всасыва

[1] Условное обозначение насоса: первая цифра — диаметр всасывающего патру ка, мм, уменьшенный в 25 раз; буква — обозначение типа насоса; следующая цифра коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз; буква за цифрой — обозначен материала проточной части насоса; последние цифра и буква — вид уплотнения.

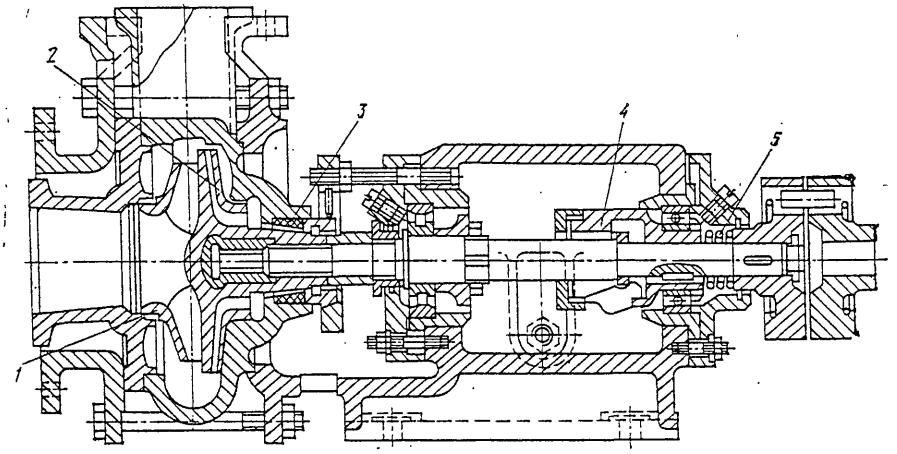


Рис. 5.21. Насос 2Х-6Л-5
1 — рабочее колесо; *2* — импеллер; *3* — сальниковая набивка; *4* — центробежный регулятор; *5* — возвратная пружина

ния. В качестве затворной жидкости можно применять любую нейтральную нетоксичную жидкость с температурой не более 50°С без механических взвешенных частиц. Просачивание затворной жидкости в рабочую допускается в размере не более 20—30 л/ч.

При перекачивании агрессивных, токсичных, дорогостоящих и других жидкостей, утечка и разбавление которых недопустимы или нежелательны, следует применять торцовое уплотнение.

У насосов со стояночным уплотнением вал насоса свободно перемещается в осевом направлении и вращается в роликовом и шариковом подшипниках качения.

Стояночное уплотнение состоит из сальника (рис. 5.21) и импеллера. Когда насос не работает, конусная часть ступицы рабочего колеса под действием возвратной пружины плотно прижата к сальниковой набивке. При включении насоса начинает работать импеллер и центробежный регулятор, который преодолевает силу возвратной пружины и смещает ротор в осевом направлении — в сторону всасывания. Между конусной частью защитной втулки и сальниковой набивкой образуется зазор до 0,5 мм. Импеллер создает разрежение в предсальниковой камере и тем самым предотвращает утечку жидкости через зазор. Для перекачивания дымящихся или испаряющихся жидкостей насосы со стояночным уплотнением применять нельзя, так как пары могут проникнуть через зазор в помещение.

Насосы типа Х с деталями проточной части из металла выпускают с подачей 2,2—700 м^3/ч при напоре 10—90 м.

Насосы винтовые. Отечественная промышленность изготовляет одновинтовые насосы типа 1В (ГОСТ 18863—73) и трехвинтовые насосы типа 3В (ГОСТ 10056—70).

Рабочими органами у одновинтовых насосов являются однозаходный винт и двухзаходная обойма. У трехвинтовых (рис. 5.22) — три двухзаходных винта с циклоидальным зацеплением, которые плотно замкнуты капсульным корпусом. Винты уплотняются между собой в аксиальном направлении. Оба ведомых (прицепных) винта приводятся в действие при вращении ведущего винта, который через эластичную муфту соединен с электродвигателем.

При включении электродвигателя и вращении ведущего винта промежутки между ним и ведомыми винтами заполняются перекачиваемой жидкостью, которая без сдавливания направляется беспрерывно со стороны всасывания к нагнетательной стороне насоса.

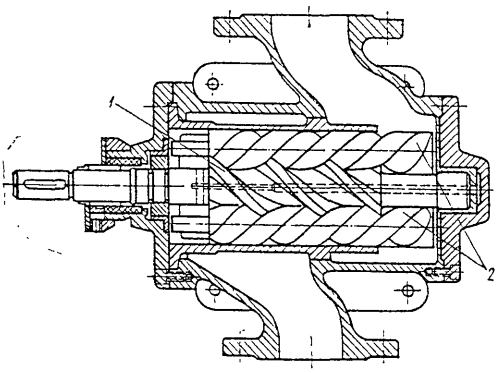


Рис. 5.22. Насос 3В
1 — ведущий винт; *2* — ведомые винты

Насосы типов 1В и 3В изготовляют с односторонним подводом воды, насосы типа 3В×2 — с двусторонним подводом воды.

Винтовые насосы преимущественно применяются в химической промышленности, в системах гидропередач, в производстве минеральных масел и т. д. Насосы в химическом исполнении, например 1В6/10Х, применяют для перекачивания и дозирования коагулянта на водопроводных станциях. Между таким насосом и электродвигателем установлен ручной вариатор, позволяющий регулировать скорость вращения в зависимости от необходимой подачи дозируемого реагента (подача насоса 1,4—6 м³/ч, напор 40 м). Предполагается перевести эти насосы на автоматическое дозирование, пропорциональное расходу воды, путем замены ручного вариатора на электрический.

Лабиринтные насосы (рис. 5.23). По принципу действия лабиринтный насос — вихревой. Проточная часть насоса состоит из спирального корпуса, напорной крышки, гильзы корпуса и рабочего колеса.

Рабочее колесо лабиринтного насоса изготовляют в виде цилиндра. На внешней поверхности цилиндра имеются винтовые каналы; на внутренней поверхности гильзы корпуса насоса также выполнены винтовые каналы, но противоположного направления. Между неподвижной гильзой корпуса и вращающимся рабочим колесом установлен зазор 0,3—0,4 мм (практически он достигает 0,7—0,8 мм).

При вращении рабочего колеса относительно корпуса с гребня канала срываются вихри и в результате получающегося обмена количеством движения жидкость увлекается по винтовым каналам корпуса; в то же время в относительном движении каналы корпуса увлекают жидкость в каналы рабочего колеса.

Всасывающий патрубок (в зависимости от условий монтажа) может быть расположен горизонтально или вертикально в плоскости, перпендикулярной оси насоса, напорный — горизонтально по оси насоса.

Лабиринтные насосы выпускают с подачей 0,9—6 л/с при напоре 21—150 м. Поле работы насоса может быть расширено обточкой рабочего колеса по длине.

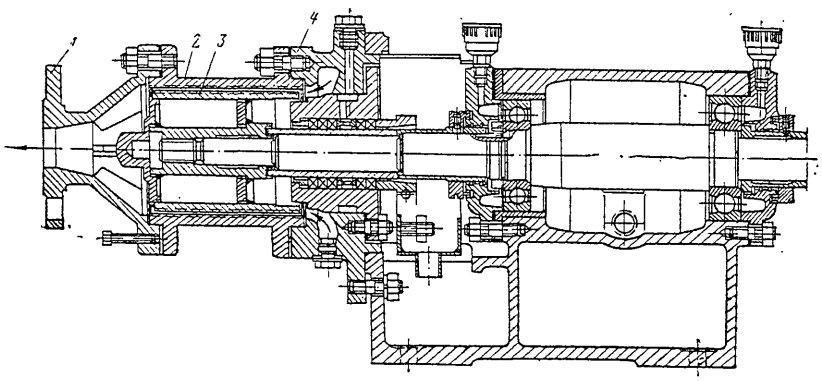


Рис. 5.23. Лабиринтный насос
1 — напорная крышка; *2* — гильза; *3* — рабочее колесо; *4* — корпус

Значение КПД лабиринтных насосов такое же, как и у большинства вихревых насосов, однако их конструктивные формы позволяют изготовлять эти насосы с меньшей затратой материалов на те же параметры.

ГЛАВА 6

НАСОСЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ РАБОТ

§ 35. ГРУНТОВЫЕ НАСОСЫ

Грунтовые насосы типа Гр, центробежные консольные одноступенчатые, с рабочим колесом закрытого типа одностороннего входа, предназначены для перекачивания гидросмесей с твердыми включениями частиц грунта, руды, золы, шлака и горных пород. Характер перекачиваемой жидкости обусловливает некоторые конструктивные особенности этих насосов.

Грунтовые насосы выпускают в легком исполнении (тип ГрЛ), легкие с футеровкой из резины (тип ГрР), в тяжелом исполнении с двухкорпусной улиткой (тип ГрТ) и с корундовым покрытием корпуса (тип ГрК). Кроме того, выпускаются насосы Гру — грунтовый с увеличенным проходным сечением проточной части насоса в исполнении ГруЛ, ГруР, ГруТ и ГруК. Насосы всех типов изготовляются с горизонтальным или с вертикальным расположением вала.

У насосов типа ГрТ (рис. 6.1) внутренняя улитка выполнена из износостойких материалов. Конструкция ее дает возможность относительно легко и быстро заменять подвергающийся изнашиванию внутренний корпус. Основными деталями насоса являются: наружный корпус насоса, состоящий из передней и задней половин (для насоса 20ГрТ-8 — верхней и нижней половин); внутренний корпус, рабочее колесо; защитный диск; защитная втулка и вал. Рабочее колесо закрытого типа, четырехлопастное, установлено с торцовыми зазорами между колесом и внутренним корпусом (с одной стороны) и между колесом и защитным диском (с другой стороны). Величину зазоров (0,4—0,6 мм) регулируют перемещением ротора насоса с помощью регулировочного стакана, установленного в задней стойке кронштейна.

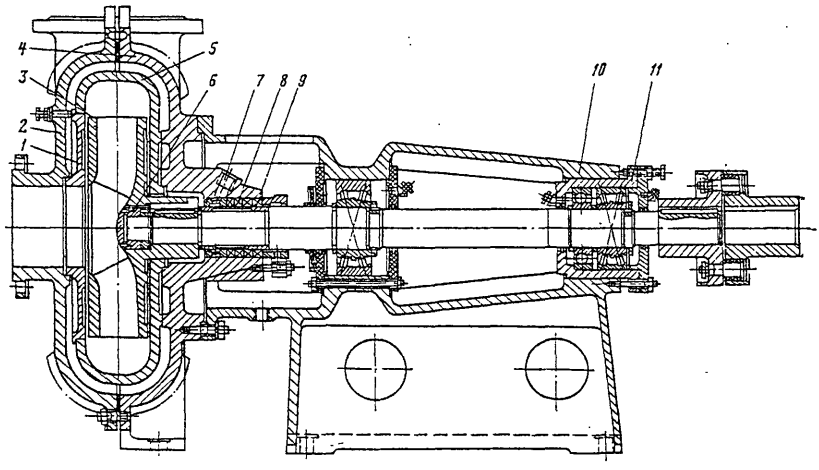


Рис. 6.1. Насос типа ГрТ

1 — защитный диск; *2, 4* — передняя и задняя половины корпуса; *3* — рабочее колесо; *5* — внутренний корпус; *6* — гайка; *7* — подвод промывной воды; *8* — сальниковое уплотнение; *9* — защитная втулка; *10* — кронштейн; *11* — стакан

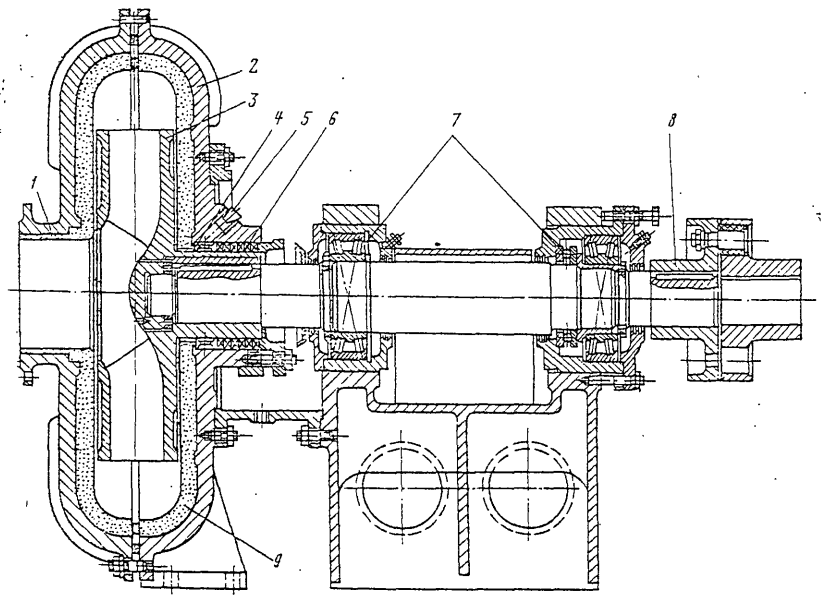


Рис. 6.2. Насос типа ГрК

1, 2 — передняя и задняя половины корпуса; *3* — рабочее колесо; *4* — кольцо гидроуплотнения сальника; *5* — подвод чистой воды; *6* — сальник; *7* — подшипники; *8* — муфта; *9* — корундовое покрытие

Для предохранения крышек грунтовых насосов от истирания абразивным транспортируемым материалом между крышками и рабочим колесом устанавливают бронедиски толщиной 25 мм. Кроме того, в это пространство подводится промывная вода, выносящая из него твердые частицы. Промывная вода подается под давлением, на 0,1—0,2 МПа превышающем давление в напорном патрубке насоса.

Рабочее колесо насажено на консольную часть вала и закреплено гайкой. Вал вращается в двух шарикоподшипниковых опорах с жидкой смазкой. Опорой насоса служит кронштейн. К фланцу кронштейна прикреплена задняя крышка корпуса насоса, в которой расположен узел сальникового уплотнения с мягкой набивкой, предохраняющей вал от воздействия пульпы. В кольцо сальника подается чистая вода под давлением, на 0,05—0,1 МПа бо́льшим рабочего давления в насосе.

В насосах типа ГрК (рис. 6.2) защитные диски не устанавливают. Зазор между колесом и защитным покрытием регулируют в пределах 1—2 мм.

У насосов типа Гру для увеличения межлопастных каналов устанавливают трехлопастное рабочее колесо закрытого типа с односторонним входом воды.

Насосы типов Гр и Гру допускают последовательную работу на одну ступень. При работе насосов на гидросмесях потребляемая ими мощность изменяется пропорционально отношению плотности гидросмеси к плотности воды.

В соответствии с ГОСТ 9075—63 грунтовые насосы выпускают с подачей 7—16 000 м³/ч при напоре 8—80 м.

По гидравлическим параметрам, КПД, размерам проходных сечений и скорости вращения рабочего колеса отечественные насосы мало отличаются от насосов зарубежных фирм.

Применение износостойкой футеровки из корунда на бакелитовой основе позволяет, как показывает опыт эксплуатации, увеличить срок службы насосов примерно в 3 раза. Однако применение насосов ГрК при перекачивании гравийных грунтов не дает существенного эффекта.

Футеровка их от ударных нагрузок абразивных частиц относительно быстро разрушается.

Насосы типа Гру используют для перекачивания высокоабразивных гидросмесей с крупными обломочными включениями (при разработке гравийных и гравийно-песчаных грунтов).

Насосы типа ГруЛ весьма часто применяют на канализационных насосных станциях, а насосы ГруК — для перекачивания золы и шлака в шлакоотвалы.

§ 36. ПЕСКОВЫЕ НАСОСЫ

Песковые насосы консольные одноступенчатые с открытым рабочим колесом одностороннего входа предназначены для перекачивания различных гидросмесей (песчаных, гравийных, продуктов флотации и др.) с содержанием до 60% твердых, составляющих по весу. Содержание твердых фракций размером не более 8 мм допускается в гидросмеси до 6%. Температура жидкости не должна быть более 60°С. Насосы типа П (песковые) в соответствии с ГОСТ 8388—64 выпускаются с горизонтально и вертикально расположенным валом и двумя типами уплотнения вала: Пс — песковой с сальниковым уплотнением; Пд — песковой с дисковым уплотнением. Насосы обоих типов изготовляются в металлическом (Пс и Пд) и гуммированном исполнении (ПсР и ПдР).

В связи с тем что насосы работают в очень тяжелых условиях, перекачивая гидросмеси с крупными частицами, их проточную часть, т. е. детали, непосредственно соприкасающиеся с перекачиваемой средой, покрывают армированной эластичной резиной. Это конструктивное решение позволяет значительно увеличить срок службы насоса и, кроме того, изношенную облицовку корпуса легко заменить запасной, так же как и покрытое резиной рабочее колесо.

Песковые насосы в гуммированном исполнении изготовляют только для перекачивания гидросмесей с содержанием твердых частиц размером не более 6 мм при напоре не более 35 м.

На рис. 6.3 представлен разрез насоса 3ПсР (3 — диаметр всасывающего патрубка, мм, уменьшенный в 25 раз). Шарикоподшипниковые опоры вала расположены в станине, которая одновременно является масляной ванной. Для предотвращения утечек масла в местах прохода вала через станину установлены гребенчатые уплотнения. Корпус насоса состоит из двух половин: передней, к которой прикреплен всасывающий патрубок, и задней, в которой размещен сальник. Для гидравли-

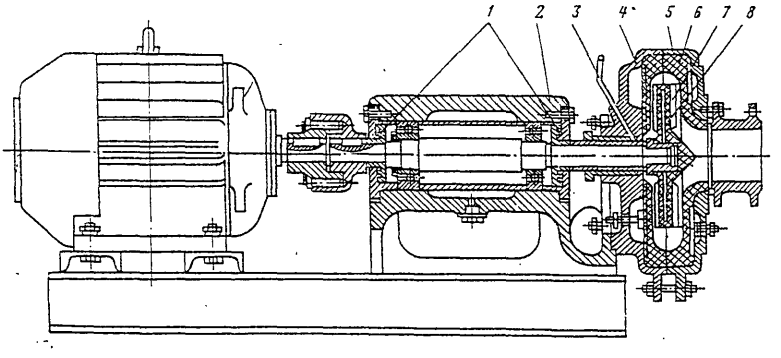


Рис. 6.3. Насос 3ПсР

1 — гребенчатые уплотнения; *2*—станина; *3*—подвод чистой воды; *4, 5*—задняя и передняя половины корпуса; *6*— облицовка; *7*— рабочее колесо; *8*— резиновое покрытие

ческого уплотнения сальника подводится чистая вода под давлением, на 0,05 МПа превышающим рабочее давление насоса.

Песковые насосы изготовляются с подачей 15—1800 м³/ч при напоре 10—50 м.

Насосы этого типа широко применяют при проведении строительных работ, для удаления песка из песколовок на канализационных очистных сооружениях, а также во многих других случаях, связанных с необходимостью перекачивания воды, содержащей большое количество твердых частиц.

§ 37. ДИАФРАГМОВЫЕ НАСОСЫ

Диафрагмовые насосы выпускают ручные и с механическим приводом; те и другие со свободным сбросом воды и нагнетательные.

При производстве строительных работ получили широкое распространение диафрагмовые насосы с механическим приводом и свободным изливом воды (подача до 10 м³/ч), а также диафрагмовые растворонасосы.

Растворонасос состоит из насосной части и приводного механизма (рис. 6.4). К передней торцовой части цилиндра с помощью четырех шпилек крепится чугунная клапанная коробка, а с противоположной стороны в цилиндр входит плунжер. В месте входа плунжера в цилиндр предусмотрено сальниковое устройство, к верхней части цилиндра присоединено заливочно-предохранительное устройство. Между фланцами соединения цилиндра и клапанной коробки помещена упругая резиновая диафрагма. На верхней части клапанной коробки укреплен воздушный колпак, в нижней части которого имеется выходной патрубок для подсоединения к напорному растворопроводу. Воздушный колпак оборудован перепускным краном, служащим для выпуска раствора из растворопровода обратно в приемный бункер в случае необходимости понизить давление в колпаке или в растворопроводе. Плунжер приводится в возвратно-поступательное движение от электродвигателя через редуктор и шатунно-кривошипный механизм.

Принцип работы растворонасоса основан на том, что под воздействием плунжера при его движении в сторону диафрагмы жидкость, заполняющая полость цилиндра, заставляет диафрагму выгибаться внутрь клапанной коробки и давит на раствор, находящийся в клапаннной коробке. Раствор передает давление на нагнетательный клапан, приподнимает его и выдавливается в воздушной колпак и далее в растворопровод. При обратном движении плунжера происходит всасывание раствора из питателя через всасывающее отверстие и всасывающий клапан.

В случае образования пробки в растворопроводе или засорения нагнетательного клапана давление в цилиндре повышается и срабатывает предохранительный клапан в заливочном устройстве. Жидкость из цилиндра выбрасывается в заливочное устройство через отверстие предохранительного клапана.

Растворонасосы применяются для подачи растворов от растворных узлов к строительным площадкам и для подачи растворов к месту укладки при большом объеме штукатурных работ. В Советском Союзе выпускают насосы с подачей 1—6 м³/ч при напоре 70—150 м; дальность подачи: по горизонтали 50—150 м, по высоте 14—30 м.

Диафрагмовый растворонасос СО-69 предназначен для транспортирования по трубам (шлангам) и укладки на место свежеприготовленной смеси строительных штукатурных, известковых и цементных растворов подвижностью 5 см и более. Действие этого растворонасоса основано на вытеснении раствора в нагнетательную магистраль путем последовательного изменения объемов секций кольцевой рабочей камеры

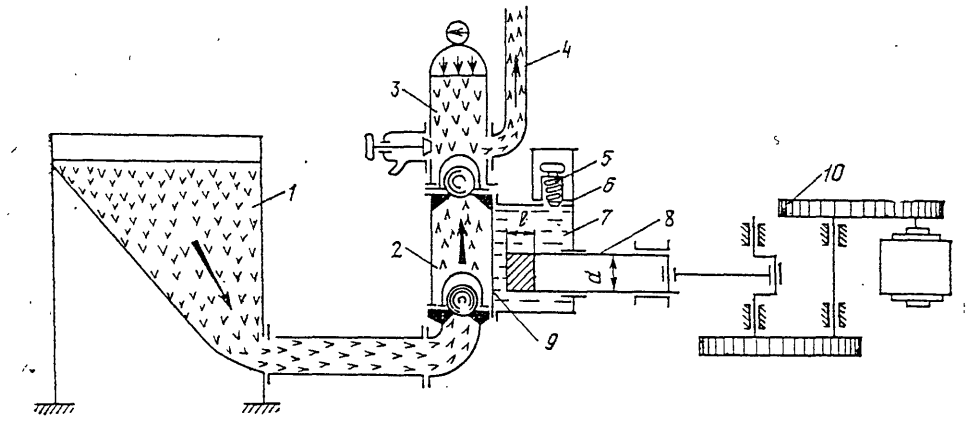


Рис. 6.4. Растворонасос типа С

1 — питатель; *2* — клапанная коробка; *3* — воздушный колпак; *4* — растворопровод; *5* — предохранительный клапан; *6* — заливочное устройство; *7* — цилиндр; *8* — плунжер; *9* — резиновая диафрагма; *10* — шатунно-кривошипный механизм

при одновременном герметичном их замыкании за счет упругих самоуплотняющихся перегородок. Растворонасос отличается от обычных насосов приемной камерой, конструкция которой обеспечивает эффективность работы растворонасоса при перемещении высоковязкой жидкости, содержащей твердые частицы и абразив. Подача насоса 1 м^3/ч, частота колебаний шайбы 116,5 мин$^{-1}$.

§ 38. БЕТОНОНАСОСЫ

Бетононасосы применяют при производстве больших объемов бетонных работ. Существующие конструкции бетононасосов позволяют подавать по трубам бетонную массу с крупными включениями к местам укладки, находящимся на значительных по высоте отметках и дальних расстояниях от места приготовления бетона.

Бетононасосы состоят из рабочего цилиндра, поршня (плунжера), приемного бункера с перепускным краном-клапаном и напорного клапана.

В некоторых конструкциях бетононасосов, так же как и в конструкциях растворонасосов (см. § 37), смесь через клапанную коробку поступает в трубопровод. В других бетононасосах клапанная коробка отсутствует. Опыт эксплуатации бетононасосов показывает, что при отделении работающего поршня от бетонной массы увеличивается срок эксплуатации насоса.

§ 39. ВИНТОВЫЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ НАСОСЫ ДЛЯ ЦЕМЕНТА

Насосостроительная промышленность в соответствии с ГОСТ 12018—66 выпускает винтовые пневматические насосы с подачей 20—200 т/ч при рабочем давлении в смесительной камере не более 0,2—0,3 МПа; дальность подачи (приведенная) от 200 до 400 м. Винтовой пневматический насос работает по принципу питателя, в котором в смесительную камеру подается цемент и сжатый воздух для транспортирования цемента.

Рабочим органом насоса является винтовой шнек, расположенный в броневой гильзе. При эксплуатации насоса необходимо наблюдать за зазором между поверхностью броневой гильзы и шнеком. Зазор для насосов с внутренним диаметром броневой гильзы до 200 мм не должен превышать 2,5% этого диаметра, а для остальных насосов — 5 мм. Шнек

и броневую гильзу изготовляют из высокопрочной стали, обеспечивающей рабочий ресурс насоса от 500 до 1200 ч.

В соответствии с требованиями санитарных норм смесительная камера должна быть герметичной. На заводе-изготовителе камеры подвергают гидравлическому испытанию под давлением 0,6 МПа.

Перепад давления на элементах, подводящих сжатый воздух (микропористая перегородка, сопло и др.), не должен превышать 0,05 МПа при максимальном расходе сжатого воздуха.

Винтовые пневматические насосы для цемента изготовляют семи типоразмеров. В условное обозначение насоса входят его тип, подача и дальность транспортирования. Например, насос НПВ63-4 — насос пневматический винтовой подачей 63 т/ч и дальностью транспортирования 400 м. Подача насосов указывается для цемента плотностью 1,2—1,3 т/м^3; насосы всех типоразмеров должны обеспечивать подачу цемента на высоту до 30 м.

Раздел второй

НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

ГЛАВА 7

ТИПЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ И КАНАЛИЗАЦИИ

§ 40. НАЗНАЧЕНИЕ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ИХ СООРУЖЕНИЯМ И ОБОРУДОВАНИЮ

Насосные станции систем водоснабжения и канализации представляют собой сложный комплекс сооружений и оборудования, обеспечивающий водоподачу или водоотведение в соответствии с нуждами потребителя. Состав сооружений, их конструктивные особенности, тип и число основного и вспомогательного оборудования определяются исходя из принципов комплексного использования водных ресурсов и охраны природы с учетом назначения насосной станции и предъявляемых к ней технологических требований.

По своему назначению и расположению в общей схеме водоснабжения насосные станции подразделяются на станции I подъема, II подъема, повысительные и циркуляционные.

Насосные станции I подъема забирают воду из источника водоснабжения и подают ее на очистные сооружения или, если не требуется очистки воды, непосредственно в резервуары, распределительную сеть, водонапорную башню либо другие сооружения в зависимости от принятой схемы водоснабжения. На промышленных предприятиях с процессами, предъявляющими различные требования к качеству воды, на одной и той же насосной станции могут быть установлены насосы, подающие воду как на очистные сооружения, так и непосредственно на предприятия без очистки.

Насосные станции II подъема служат для подачи очищенной воды потребителям, обычно из резервуаров чистой воды.

В некоторых случаях насосы I и II подъема могут быть размещены на одной станции, что позволяет уменьшить расходы на строительство и эксплуатацию. Однако такое решение не всегда возможно и зависит от вида водоисточника, наличия и типа очистных сооружений, от рельефа местности и т. п.

Повысительные насосные станции (станции подкачки) предназначены для повышения напора в водопроводной сети или в водоводе. В этом случае вода забирается из одной сети (участка водовода) и под увеличенным напором подается в другую сеть (района города, отдельного цеха промышленного предприятия) или в последующий участок длинного нагнетательного водовода.

Циркуляционные насосные станции входят в схемы технического водоснабжения промышленных предприятий и тепловых электростанций. На этих станциях одни насосы подают отработавшую на предприятии воду на охлаждающие или очистные устройства, а другие насосы возвращают подготовленную воду снова к производственным установкам.

Назначение насосных станций в схемах канализации заключается в подъеме воды на очистные сооружения, если рельеф местности не позволяет подавать сточные воды самотеком. Канализационные насосные станции устраивают также для того, чтобы избежать большого заглубления самотечного коллектора. В этом случае сточные воды из заглубленного коллектора подаются в другой, расположенный выше.

По расположению в общей схеме канализации насосные станции подразделяются на главные, которые служат для перекачки сточных вод со всей территории населенного пункта или промышленного предприятия, и районные, предназначенные для перекачки сточных вод только с части территории населенного пункта или промышленного предприятия. Районные насосные станции перекачивают воду или непосредственно на очистные сооружения, или в близлежащий коллектор.

Наряду с обеспечением напора и подачи, предусмотренных графиком водоподачи или водоотведения для нормальных и аварийных условий, при сооружении и оборудовании насосных станций необходимо при наименьших затратах на их строительство и эксплуатацию обеспечивать: требуемую степень надежности и, следовательно, определенную степень бесперебойности работы; долговечность, соответствующую народнохозяйственному значению объектов, в состав которых они входят; достаточные удобства эксплуатации и широкое применение автоматики и телемеханики.

При строительстве насосных станций не следует допускать излишеств в составе и размерах сооружений, кубатуре зданий, основном и вспомогательном оборудовании, объемах временного строительства, архитектурном оформлении и т. п.

Необходимо наиболее полно использовать стандартные изделия и местные строительные материалы. Строительство должно быть выполнено в наиболее короткие сроки при возможно меньшей стоимости, максимальной механизации строительного процесса, применении совершенного строительного оборудования и передовых методов труда, а также при сокращении трудоемкости работ. Ущерб, который может быть причинен при возведении сооружений насосной станции вследствие затопления и подтопления территорий, занесения и размывания русла, переформирования берегов, изменения ледового режима и нарушения рыбного хозяйства, следует сводить до минимума.

В заключение необходимо особо отметить, что состав сооружений и оборудования, равно как и вся схема водоснабжения или канализации в целом, должны отвечать условиям будущей эксплуатации при непрерывно изменяющихся размерах и режиме водопотребления в данном районе на основе плана развития народного хозяйства.

§ 41. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Большое разнообразие природных условий, различие технологических требований и особенности эксплуатации обусловливают обилие методов решения задач водоснабжения и канализации. В связи с этим установившейся и общепринятой классификации насосных станций в настоящее время не существует.

Водопроводные насосные станции. Для водоснабжения используются, как известно, подземные воды (артезианские или грунтовые, воды ключей), подрусловые воды и поверхностные воды рек, каналов, озер и водохранилищ. В отдельных случаях для производственного водоснабжения используется морская вода, что требует строительства насосных станций специального морского типа. В каждом случае состав сооружений насосной станции, их тип и компоновка будут определяться не только видом источника водоснабжения, но и его особенностями. Так, когда открытый водоем в меженный период в естественном состоянии не обеспечивает потребности в воде, необходимо предусматривать создание водохранилища для перераспределения естественного стока в пределах года или многолетнего периода. Отсутствие в реке глубин, достаточных для устройства и нормальной работы насосной станции, требует повышения горизонта воды путем строительства плотины. Содержание в воде источника большого количества взвешенных наносов

заставляет видоизменять конструкции отдельных элементов станции для предотвращения абразивного износа оборудования или включать в состав ее сооружений специальные отстойники.

Принципиальные схемы насосных станций I подъема, забирающих воду из открытого водоисточника, приведены на рис. 7.1. В состав этих станций входят:

водозаборное сооружение, предназначенное для забора требуемого объема воды из водоисточника и предварительной очистки воды от взвешенных и плавающих загрязнений, а при необходимости также и от наносов;

сооружения, транспортирующие воду от водозаборного до водоприемного сооружения насосной станции;

водоприемное сооружение, предназначенное для подвода воды к всасывающим трубам насоса;

всасывающие трубы;

здание насосной станции со всем необходимым гидромеханическим, энергетическим и вспомогательным оборудованием;

напорные трубопроводы;

водовыпускное сооружение, предназначенное для спокойного выпуска воды из напорного трубопровода в отводящий канал, на очистные или технологические сооружения.

В зависимости от естественных, эксплуатационных и производственных условий некоторых сооружений может не быть вообще или они могут быть объединены. Основным фактором, определяющим общую схему компоновки и конструктивные решения отдельных сооружений, является размещение водозаборного сооружения по отношению к зданию насосной станции — совмещенное или раздельное.

При наличии у берега реки или водохранилища глубин, обеспечивающих нормальные условия для забора воды, и при относительно небольших колебаниях горизонтов воды (до 5—8 м) обычно устраивают береговые насосные станции совмещенного типа (см.

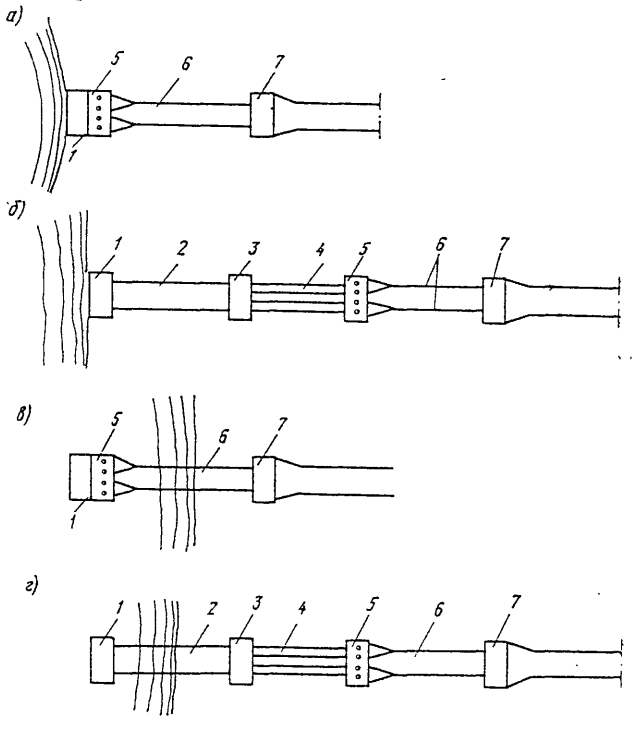


Рис. 7.1. Принципиальные схемы компоновки сооружений насосных станций I подъема, использующих открытый водоисточник

а — береговая совмещенного типа; *б* — береговая раздельного типа; *в* — русловая совмещенного типа; *г* — русловая раздельного типа; *1* — водозаборное сооружение; *2* — водоводы; *3* — водоприемник; *4* — всасывающие трубы; *5* — здание станции; *6* — напорные трубопроводы; *7* — водовыпуск

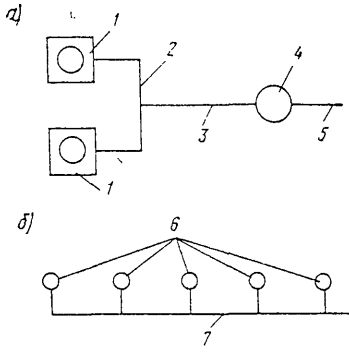


Рис. 7.2. Схемы насосных станций, забирающих подземные воды

а — с индивидуальными насосными установками; *б* — с групповым водозабором; *1* — скважины с установленными в них насосами; *2* — сборный коллектор; *3* — напорный трубопровод; *4* — водонапорная башня; *5* — разводящая сеть водопровода; *6* — скважины без насосов; *7* — самотечный трубопровод; *8* — сборный колодец; *9* — всасывающие трубы; *10* — насосная станция I подъема

рис. 7.1,*а*). В зависимости от формы берегов и геологических условий здание станции может быть расположено непосредственно на берегу у уреза максимального горизонта воды или на некотором удалении от берега в конце подводящего канала.

Береговые насосные станции раздельного типа (см. рис. 7.1,*б*) применяют при широкой затопляемой пойме. Водозаборные сооружения располагают вблизи уреза максимального горизонта воды, а здание станции — у береговой надпойменной террасы. Между водозаборным сооружением и зданием насосной станции укладывают самотечные трубы.

При значительных колебаниях горизонтов воды (12—20 м) здание станции для обеспечения его устойчивости выносят в русло реки, т. е. применяют русловые совмещенные насосные станции (см. рис. 7.1,*в*).

В условиях пологого русла реки и малых глубин рекомендуется применять русловые насосные станции раздельного типа, у которых вода из оголовка водозабора, расположенного в русле реки, поступает в водоприемник станции, размещенной на берегу, по самотечным водоводам (рис. 7.1,*г*).

Русловые насосные станции применяют также и при заборе воды из водохранилищ. В этом случае при проектировании станции обычно проверяют целесообразность совмещения насосной станции с плотиной и использованием в качестве водозабора башни донного водоспуска или головного сооружения поверхностного водосброса.

В водозабор подземных вод, как правило, входят приемные устройства (скважины, шахтные колодцы, лучевые водозаборы, горизонтальные водосборы, каптажи источников), насосы и трубопроводы, связывающие отдельные приемные устройства с насосной станцией или с водоводами.

В зависимости от суммарной подачи насосной станции, мощности водоносного пласта и глубины его залегания возможны схемы индивидуального или группового водозабора. В первом случае каждая

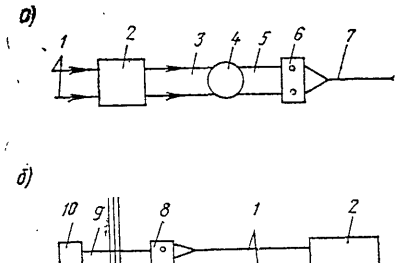


Рис. 7.3. Принципиальные схемы насосных станций II подъема

а — раздельное расположение; *б* — объединенное расположение; *1* — напорные трубопроводы насосов I подъема; *2* — очистные сооружения; *3* — трубопроводы от очистных сооружений к резервуару чистой воды; *4* — резервуар чистой воды; *5* — всасывающие трубопроводы насосов I подъема; *6* — насосная станция II подъема; *7* — напорные трубопроводы насосов II подъема; *8* — насосная станция I подъема; *9* — самотечные водоводы; *10* — водозаборное сооружение

скважина оборудована своим собственным насосом, как это показано на рис. 7.2,*а*. Вода насосом подается в сборный коллектор или непосредственно в водоприемную башню, а оттуда в сеть или в контррезервуар.

Использование буровых скважин в целях водоснабжения возможно и без установки в каждой из них дорогостоящих артезианских и погружных насосов. Водозаборное устройство при этом представляет собой ряд скважин, подключенных к общему водоводу, заканчивающемуся в водосборном колодце общей для всех скважин насосной станцией (см. рис. 7.2,*б*). Водозаборные скважины размещаются на некотором расстоянии друг от друга, определяемом местными гидрогеологическими условиями. Над скважинами устраивают колодцы, в которых устанавливают задвижки для отключения скважины от общей линии и необходимую контрольно-измерительную аппаратуру. При относительно неглубоком уровне напорных вод или неглубоко залегающем безнапорном водоносном пласте вода из скважины забирается трубопроводом, работающим как сифон за счет разности между динамическим уровнем воды в скважинах и уровнем воды в водосбросном колодце насосной станции. Для зарядки сифонного водовода устанавливается вакуум-насос.

Значительная, как правило, удаленность насосных станций II подъема от источника водоснабжения и независимость работы насосов станции от режима водоисточника (колебаний уровней воды, наличия плавающих и донных загрязнений, ледового режима и т. д.) позволяют в большой мере упростить схему компоновки основных сооружений станции.

На рис. 7.3,*а* показана схема размещения очистных сооружений в комплексе с насосной станцией II подъема. Вода напорными трубопроводами насосной станции I подъема подается на очистные сооружения. После них отфильтрованная и хлорированная вода поступает в резервуар чистой воды, из которого она забирается всасывающими трубами насосов станции II подъема и под напором подается в сеть.

На рис. 7.3,*б* показана схема, характерная для условий, при которых очистные сооружения расположены близко к станции I подъема. Здесь насосы I и II подъема для удобства эксплуатации объединены в одном здании.

Принципиальные схемы компоновки сооружений повысительных насосных станций определяются типом водовода, по которому передается вода, и расходом транспортируемого потока.

В качестве водоводов, транспортирующих большие объемы воды на дальние расстояния, чаще всего используются открытые каналы. Наиболее типичным для этих условий является решение, при котором вода забирается из водоисточника насосами головной насосной станции и подается в канал, на котором через определенные расстояния размещаются станции промежуточного водоподъема, последовательно подкачивающие воду. Продольный профиль канала при этом приобретает ступенчатый характер с отдельными самотечными участками (бьефами), расположенными на разных отметках.

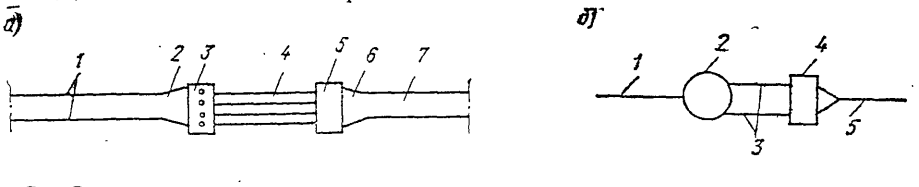


Рис. 7.4. Схемы промежуточных станций подкачки

а — на открытом канале: *1* — подводящий участок канала; *2* — аванкамера; *3* — здание насосной станции; *4* — напорные трубопроводы; *5* — водовыпуск; *6* — напорный бассейн; *7* — отводящий участок канала; *б* — на напорном трубопроводе: *1* — подводящий участок трубопровода; *2* — резервуар; *3* — всасывающие линии насосов; *4* — здание насосной станции; *5* — отводящий участок трубопровода

Схемы головных насосных станций практически не отличаются от уже рассмотренных нами схем водопроводных насосных станций I подъема. Специфическими являются лишь конструкции сооружений, осуществляющих выпуск воды в первый самотечный участок канала.

Схема промежуточной станции подкачки изображена на рис. 7.4,*а*. Насосная станция, совмещенная с водоприемником, забирает воду из аванкамеры, представляющей собой расширенный участок канала. Вода по относительно коротким трубопроводам подается в водовыпускное сооружение, из которого поступает в напорный бассейн и затем в следующий участок канала. Подобные схемы насосных станций характерны также для ирригационных систем.

При использовании для передачи воды на дальние расстояния напорных водоводов приходится создавать в начальной точке водовода весьма большой напор для преодоления гидравлических сопротивлений. Вследствие этого на значительном участке водовода, примыкающем к головной насосной станции, внутренние давления, как правило, высоки, что требует применения высоконапорных и, следовательно, дорогих труб. Для снижения давления в трубах длинный напорный водовод разбивают на несколько высотных зон, разделяя его на промежуточные последовательно включаемые участки и располагая в начальной точке каждого участка повысительную насосную станцию, забирающую воду из безнапорного резервуара (рис. 7.4,*б*).

Можно производить подкачку и без резервуаров. Однако их устройство дает ряд преимуществ: резервуары, представляющие собой некоторую аккумулирующую емкость, исключают возможность образования вакуума в водоводе при подходе к насосам и снижают величину возможных гидравлических ударов. Кроме того, весьма часто в районных схемах водоснабжения, где используют длинные водоводы, промежуточные

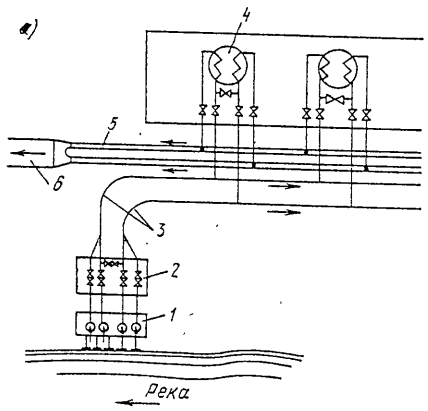


Рис. 7.5. Схемы циркуляционных насосных станций прямоточной системы водоснабжения ТЭС

а — централизованная; *б* — блочная; *1* — здание насосной станции; *2* — помещение обратных клапанов и задвижек; *3* — напорные трубопроводы; *4* — конденсаторы паровых турбин; *5* — закрытые самотечные отводящие каналы; *6* — открытый отводящий канал

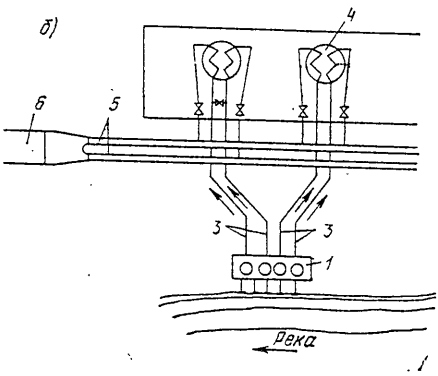
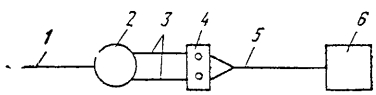


Рис. 7.6. Схема подачи сточных вод на очистные сооружения

1 — самотечный магистральный коллектор; *2* — приемный резервуар; *3* — всасывающие трубы насосов; *4* — помещение насосной станции; *5* — напорный трубопровод; *6* — очистные сооружения



резервуары устраивают в местах отбора воды; в этом случае они служат регулирующей емкостью.

Принципиальные схемы компоновки циркуляционных насосных станций можно рассмотреть на примерах систем водоснабжения тепловых электростанций (ТЭС). В современной практике строительства ТЭС используют две основные системы водоснабжения: прямоточную и оборотную с прудами-охладителями, градирнями или брызгальными устройствами. Встречается также сочетание обеих систем.

При прямоточной системе водоснабжения различают централизованную и блочную схемы циркуляционных насосных станций. При централизованной схеме (рис. 7.5,*а*) сооружают одну или две насосные станции и воду подают обычно по двум прокладываемым параллельно фронту турбинного отделения магистральным трубопроводам, из которых отводят ее к конденсаторам. Если турбина имеет два конденсатора, то к каждому магистральному трубопроводу присоединяют конденсатор, а при одном конденсаторе — одну из его половин. При блочной схеме магистральные трубопроводы отсутствуют, и каждый насос циркуляционной станции подает воду непосредственно в один из конденсаторов или в одну из половин конденсатора турбины (рис. 7.5,*б*).

В обеих схемах компоновки циркуляционных насосных станций прямоточной системы водоснабжения ТЭС воду после конденсаторов отводят по самотечным каналам, которые на территории электростанции выполняют закрытыми, а за ее пределами — большей частью открытыми.

При оборотной системе водоснабжения основная масса воды, прошедшая через конденсаторы, поступает в охладители и затем опять используется для охлаждения конденсаторов и других теплообменников. Свежая добавочная вода подается в объеме, необходимом для восполнения потерь в охладителях. Оборотная система водоснабжения с градирнями является типовой для теплоэлектроцентралей.

Схемы циркуляционных насосных станций промышленных предприятий могут иметь некоторые отличия по сравнению с рассмотренными, что определяется особенностями производственного цикла.

Канализационные насосные станции. Принципиальная схема компоновки сооружений канализационной насосной станции, подающей сточные воды на очистные сооружения, приведена на рис. 7.6.

Характерной особенностью любой схемы компоновки является наличие регулирующего приемного резервуара, сглаживающего неравномерность притока воды к насосам. Кроме того, для предохранения насосов от засорения и поломок сточные воды перед поступлением в насосы пропускаются через решетки, устанавливаемые в помещениях, примыкающих к приемным резервуарам.

§ 42. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Тип водопроводной насосной станции определяется ее назначением и подачей, а также зависит от вида и режима источника водоснабжения; способа соединения здания насосной станции с водозаборным сооружением; типа и характеристик основного насосного оборудования и систем привода; климатических условий, рельефа и гидрогеологического строения местности.

Тип канализационной насосной станции диктуется главным образом глубиной заложения подводящего коллектора, объемом сточных вод и регулярностью их поступления, гидрогеологическими условиями (в частности, наличием грунтовых вод), типом устанавливаемых насосов и двигателей.

В значительной степени тип насосной станции зависит от способа управления агрегатами.

Всевозможные сочетания указанных условий предопределили наличие большого числа признаков, по которым могут быть классифицированы типы и конструкции насосных станций систем водоснабжения и канализации.

По характеру основного оборудования насосные станции могут быть:

а) с центробежными горизонтальными или вертикальными насосами;

б) с осевыми и диагональными горизонтальными, наклонными или вертикальными насосами;

в) с объемными насосами;

г) с водоподъемниками специальных типов.

По расположению лопастных насосов относительно уровня воды в приемном резервуаре или в подводящем коллекторе насосные станции подразделяются:

а) на станции, где насосы установлены с положительной высотой всасывания;

б) на станции, где насосы установлены с подпором.

По расположению относительно поверхности земли насосные станции могут быть: а) заглубленные (шахтного типа); б) частично заглубленные; в) наземные.

Конструктивные решения зданий водопроводных насосных станций в этом отношении могут быть весьма разнообразными. Общей чертой, характерной для насосных станций, которые забирают воду из открытых водоисточников, является необходимость заглубления здания станции для обеспечения необходимой высоты всасывания или подпора насосов при всех колебаниях уровня воды в источнике. Подземная часть здания подвергается большим нагрузкам от давления грунта и грунтовых вод, и поэтому ее выполняют исходя из соображений прочности и водонепроницаемости в виде массивных железобетонных конструкций. Наиболее часто встречающимися конструкциями подземных частей зданий насосных станций, совмещенных с водозаборными сооружениями, являются блочная и камерная.

Блочная конструкция характерна для крупных насосных станций, оборудованных высокопроизводительными вертикальными осевыми и центробежными насосами (серий О, ОП и В). Всасывающие трубы этих насосов имеют сложную пространственную форму; трубы устраивают в монолитных массивных бетонных блоках, являющихся одновременно и фундаментом здания. Вследствие значительного веса массивных блоков здание требуется возводить на достаточно прочном основании.

При камерном типе здания станции его подземная часть выполняется в виде тонкостенной полой конструкции — камеры. Все необходимое оборудование располагается внутри этой камеры. Часть ее может быть заполнена водой (в этом случае она называется мокрой). Однако такая конструкция здания возможна лишь при небольших (до 1 м) колебаниях уровня воды в источнике. В зданиях насосных станций камерного типа с сухой камерой последняя отделена от водоприемного сооружения сплошной стенкой, через которую проходят всасывающие трубы насосов. Колебания уровней воды в источнике при этом могут быть сколько угодно большими. Здания станций камерного типа с мокрой камерой оборудуются, как правило, осевыми насосами с вертикальным валом; здания с сухой камерой — насосами любого типа.

Здания насосных станций, выполненных раздельно с водоприемными сооружениями, могут быть камерного или так называемого незаглубленного типа. В первом случае они выполняются заглубленными или частично заглубленными с сухой камерой, во втором случае они находятся на некотором удалении от водоисточника и располагаются преимущественно на поверхности земли.

Здание станции незаглубленного типа представляет собой обычное здание промышленного назначения с фундаментом ленточного или другого типа, причем отметка пола его всегда выше отметок уровней воды в водоисточнике и грунтовых вод. Насосные агрегаты устанавливают на отдельные фундаменты, не связанные конструктивно со зданием станции. Вода забирается всасывающими трубами достаточной протяженности непосредственно из источника или из специального водоприемного колодца. Здания насосной станции незаглубленного типа оборудуют центробежными насосами с горизонтальным валом. Отметку установки насосов принимают в соответствии с допустимой высотой всасывания насосов и с учетом возможных колебаний уровня воды в источнике.

Здания канализационных насосных станций выполняют в подавляющем большинстве случаев заглубленными или частично заглубленными, камерного типа, с сухой камерой.

По форме здания насосной станции в плане различают: а) круглые здания; б) прямоугольные.

Круглая форма здания более удобна при производстве строительных работ опускным способом, но в отношении размещения оборудования, трубопроводов и подъемно-транспортных устройств она менее удобна, чем прямоугольная. При малом заглублении станции и большом числе насосов (свыше 3—4) целесообразно выполнять здания прямоугольной формы.

По характеру управления насосные станции могут быть:

а) с ручным управлением — все операции по включению и выключению агрегатов производятся обслуживающим персоналом;

б) автоматические — все операции по управлению выполняются соответствующими приборами;

в) управляемые на расстоянии — включение и выключение агрегатов производится из диспетчерского пункта, значительно удаленного от станции.

Особую группу представляют собой нестационарные насосные станции, устраиваемые в основном для непродолжительной сезонной работы. Они используются для водоснабжения временных поселков и хозяйств, строительных площадок, а также для местного орошения относительно небольших площадей.

В заключение следует сказать, что в любом случае окончательный выбор того или иного типа насосной станции обычно производят путем технико-экономического сравнения нескольких вариантов.

ГЛАВА 8.

ОСНОВНОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 43. ПРИВОДНЫЕ ДВИГАТЕЛИ НАСОСОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Для привода насосов систем водоснабжения и канализации в большинстве случаев (за исключением небольших передвижных насосных станций) применяют электродвигатели переменного трехфазного тока.

Энергоснабжение и электропривод рассматриваются в специальных курсах, поэтому в настоящем учебнике лишь кратко освещаются особенности приводных электродвигателей различных типов, в значительной мере определяющие конструкцию и размеры машинного здания насосной станции.

В качестве привода небольших (до 400 кВт) центробежных и осевых насосов применяют асинхронные электродвигатели. При работе в этих электродвигателях возбуждается вращающееся магнитное поле, но ротор вращается асинхронно, т. е. с частотой вращения, отличной от частоты вращения поля. Причиной исключительно широкого применения асинхронных электродвигателей является их простота и небольшая стоимость.

В зависимости от типа обмотки ротора различают асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым или с фазным ротором.

Короткозамкнутые асинхронные электродвигатели являются наиболее подходящим электроприводом для небольших насосов. Они значительно дешевле электродвигателей всех других типов и, что очень существенно, обслуживание их гораздо проще. В частности, пуск асинхронных электродвигателей осуществляется с помощью рубильника или магнитного пускателя и не требует каких-либо дополнительных устройств, что дает возможность значительно упростить схему автоматического управления агрегатами.

Однако при прямом включении короткозамкнутых асинхронных электродвигателей очень высока кратность пускового тока, который для двигателей мощностью от 0,6 до 100 кВт при $n=750\cdots3000$ мин$^{-1}$ в 5—7 раз выше номинального тока. Такой кратковременный толчок пускового тока относительно безопасен для двигателя, но вызывает резкое снижение напряжения в сети, что может неблагоприятно сказаться на других потребителях энергии, присоединенных к той же распределительной сети. По этим причинам допустимая номинальная мощность асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором, пускаемых прямым включением, зависит от мощности сети и в большинстве случаев ограничивается 100 кВт.

Асинхронные электродвигатели с фазным ротором более сложной и дорогой конструкции, так как обмотки ротора у них соединяются с наружным пусковым реостатом через три контактных кольца со скользящими по ним щетками.

Перед пуском такого электродвигателя в цепь ротора с помощью реостата вводят дополнительное сопротивление, благодаря чему при включении тока увеличивается пусковой момент электродвигателя и уменьшается сила пускового тока. По мере увеличения частоты вращения двигателя сопротивление постепенно уменьшается, а после того как электродвигатель достигнет частоты вращения, близкой к нормальной, сопротивление пускового реостата целиком выводят, обмотки закорачивают и двигатель продолжает работать как короткозамкнутый.

Отечественной промышленностью в настоящее время выпускаются асинхронные электродвигатели единой серии А (рис. 8.1): мощностью до 100 кВт — серии А2 и АО2; от 100 до 400 кВт — серии А и АК с контактными кольцами; свыше 400 кВт — серии А3 закрытые и АКЗ с короткозамкнутым ротором; от 200 до 2000 кВт — единой серии АН с короткозамкнутым ротором и АКН с фазным ротором. Для привода вертикальных высокопроизводительных насосов, устанавливаемых на насосных станциях систем водоснабжения ТЭС, применяются асинхронные вертикальные электродвигатели трехфазного тока с короткозамкнутым ротором серии ВАН (АВ), запуск которых возможен при пониженном напряжении, что очень важно при аварийных условиях. Электродвигатели выполняются 14—17-го габаритов (спроектированы на базе единой серии электродвигателей 14—20-го габаритов), мощностью от 320 до 1600 кВт при частоте вращения магнитного поля от 375 до 750 мин$^{-1}$.

Изготовляются электродвигатели серии ВАН (АВ) в вертикальном подвесном исполнении с подпятником и двумя направляющими подшипниками (один из которых расположен в верхней крестовине, другой — в нижней крестовине), с фланцевым концом вала для присоединения к насосу. Вентиляция электродвигателя осуществляется по разомкнутому циклу напором воздуха, создаваемым вращающимся ротором и вентиляторами. Холодный воздух поступает в машину снизу из фундаментной ямы через нижнюю крестовину и сверху через окна в верхней крестовине. Нагретый воздух выбрасывается через отверстия в корпусе статора.

Обозначение типа электродвигателя расшифровывается следующим образом; В — вертикальный, А — асинхронный, Н — нормального исполнения. В скобках указано заводское обозначение серии. Цифры обозначают габариты электродвигателя и число полюсов. Например,

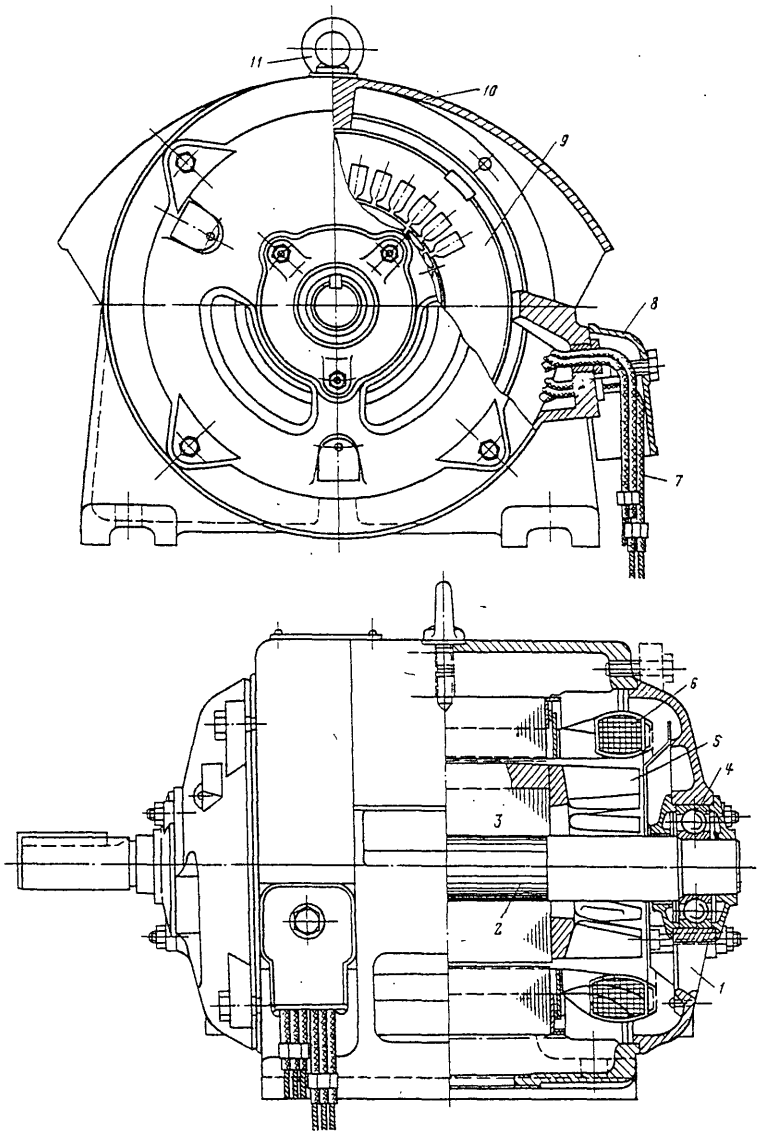


Рис. 8.1. Асинхронный короткозамкнутый электродвигатель единой серии А

1 — окно для засасывания воздуха; *2* — вал ротора; *3* — ротор с короткозамкнутой обмоткой (отлитой из алюминия); *4* — шарикоподшипник; *5* — вентиляционные крылья; *6* — обмотка из проводников круглого сечения (вложенная в пазы статора); *7* — выводы обмотки статора; *8* — защитная крышка выводов; *9*—впрессованный в станину статор (из штампованных листов стали); *10*—чугунная станина; *11* — подъемное кольцо

ВАН(АВ)-16-31-10 — вертикальный асинхронный электродвигатель нормального исполнения с короткозамкнутым ротором, 16-го габарита, с длиной сердечника статора 31 см и числом полюсов $2p=10$.

Для привода мощных насосов, характеризуемых большой продолжительностью работы, применяют синхронные электродвигатели переменного тока, частота вращения которых связана постоянным отношением с частотой сети переменного тока, в которую эта машина включена: $pn=3000$ (p — число пар полюсов; n — частота вращения).

Отличие синхронной машины от асинхронной заключается в том, что главный магнитный поток в ней создается намагничивающей силой постоянного тока возбуждения, который машина получает от возбудителя. Благодаря этому синхронная машина, работая в режиме двигателя, может совершенно не загружать сеть намагничивающим то-

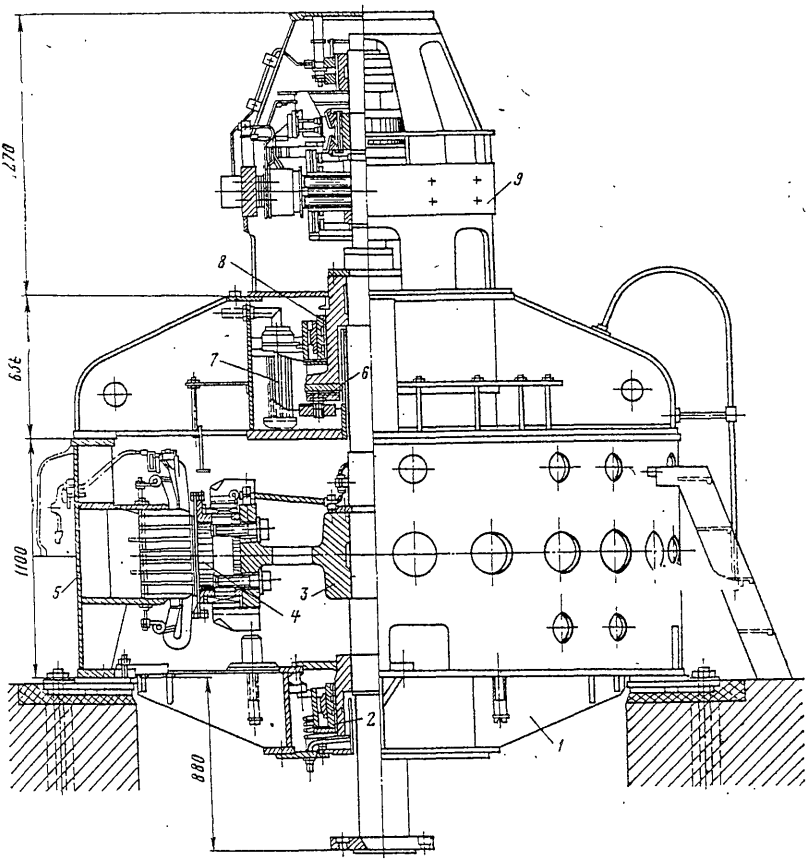


Рис. 8.2. Вертикальный синхронный электродвигатель ВДС-325/44-16, 5000 кВт, 6000 В, 375 мин$^{-1}$

1 — нижняя крестовина; *2* — нижний подшипник; *3* — ротор; *4* — полюсы; *5* — статор; *6* — подпятник; *7* — маслоохладитель; *8* — верхний подшипник; *9* — возбудитель двигателя

ком. Возбудителем служит в большинстве случаев небольшой генератор постоянного тока с самовозбуждением.

Основные преимущества синхронного электродвигателя перед асинхронным следующие:

синхронный электродвигатель может работать с коэффициентом мощности (cos φ), равным единице и даже опережающим, что улучшает коэффициент мощности сети и, следовательно, экономит электроэнергию;

при колебаниях напряжения в сети синхронный электродвигатель работает более устойчиво, допуская кратковременное снижение напряжения до 0,6 номинального.

Основным недостатком синхронных электродвигателей является то, что момент на их валу при пуске равен нулю, поэтому их необходимо раскручивать тем или иным способом до скорости, близкой к синхронной. Для этой цели большинство современных синхронных электродвигателей имеет в роторе дополнительную пусковую короткозамкнутую обмотку, аналогичную обмотке ротора асинхронного двигателя.

Серийно выпускаемый вертикальный синхронный электродвигатель серии ВДС (рис. 8.2) имеет статор цилиндрической формы, активная сталь которого набрана пакетами из листовой стали и закреплена в станине стяжными шпильками. Ротор двигателя выполнен из литой стали. Полюсы прикреплены к ободу болтами. В верхней крестовине размещены подпятник, верхний направляющий подшипник и маслоохладитель. Эта крестовина является грузонесущей и воспринимает вес всех вращающихся частей агрегата и давление воды на рабочее колесо насоса. В нижней крестовине двигателя установлен нижний направляющий подшипник. Возбудитель двигателя вместе с контактными кольцами наса-

жен на отдельный вал, который имеет фланцевое соединение с валом двигателя. Двигатель имеет проточную вентиляцию. Двигатели этого типа мощностью свыше 4000 кВт выполняются с замкнутой системой вентиляции и охлаждением воздуха с помощью охладителей.

Обозначение электродвигателей этого типа также включает данные о их габаритных размерах. Так, например, марка двигателя, изображенного на рис. 8.2, означает: вертикальный (В) двигатель (Д) синхронного типа (С) с диаметром расточки статора 325 см, длиной сердечника статора 44 см и числом полюсов $2p=16$.

Напряжение приводного двигателя принимают в зависимости от его мощности и напряжения сети энергосистемы, к которой подключена насосная станция.

Если питание насосной станции осуществляется от энергосети напряжением 3,6 или 10 кВ и мощность электродвигателей превышает 250 кВт, то следует устанавливать двигатели на том же напряжении. В этом случае отпадает необходимость сооружения понизительной трансформаторной подстанции и, следовательно, уменьшаются затраты по сооружению насосной станции.

Напряжение электродвигателей мощностью 200—250 кВт определяется схемой электропитания и условиями перспективного увеличения их мощности.

Электродвигатели мощностью до 200 кВт следует принимать низковольтными, напряжением 220, 380 и реже 500 В.

В зависимости от особенностей среды производственных помещений водопроводных и канализационных насосных станций в них устанавливают электродвигатели в том или ином конструктивном исполнении.

Электродвигатели, устанавливаемые в помещениях с нормальной средой, обычно принимают в защищенном исполнении. Электродвигатели, устанавливаемые на открытом воздухе, следует принимать в закрытом исполнении, для низких температур — в специальном влагоморозостойком. При установке приводных электродвигателей в особо сырых местах их принимают в капле- или брызгозащищенном исполнении с влагостойкой изоляцией. Исполнение электродвигателей, устанавливаемых во взрывоопасных помещениях, должно приниматься в соответствии с Правилами устройств электроустановок (ПУЭ).

§ 44. СОРОУДЕРЖИВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Для предохранения насосов от попадания в них сора и плавающих тел, способных нарушить нормальную эксплуатацию агрегата, в водоприемных сооружениях на пути движения воды устанавливают различные сороудерживающие устройства. Наиболее часто для предварительной (грубой) очистки на водопроводных насосных станциях применяют сороудерживающие решетки из металлических стержней — стержневые решетки, а для последующей (тонкой) очистки — сетки[1].

При проектировании сороудерживающих устройств учитывают следующее: расположение решеток и сеток относительно уровня воды в водоисточнике, местоположение их в составе водоприемных сооружений, положение относительно направления движения потока при входе в водоприемные отверстия; скорость потока в створе решетки или сетки, ожидаемую степень засорения и возможность обмерзания, применение тех или иных эффективных средств очистки.

Сороудерживающие устройства должны быть запроектированы таким образом, чтобы при экономически целесообразных затратах на изготовление они обеспечивали в процессе эксплуатации наряду с надеж-

[1] Специальные сороудерживающие устройства, применяемые на канализационных насосных станциях, рассматриваются в главе 11.

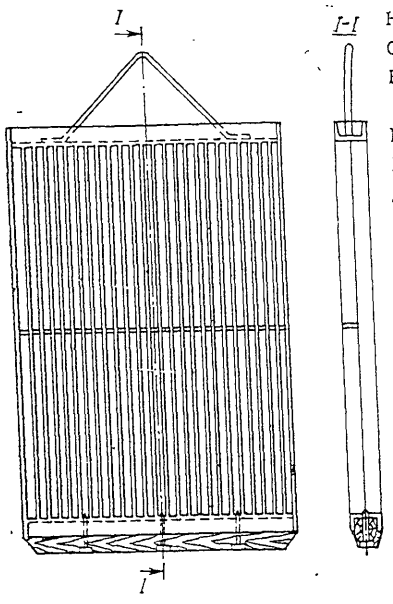


Рис. 8.3. Плоская стержневая решетка

ной защитой насосов и технологического оборудования от сора и плавающих тел наименьшие потери энергии.

Стержневые решетки. При относительно незначительном заглублении напорных водоприемных отверстий под уровень воды в источнике или в поверхностных безнапорных водоприемниках обычно устанавливают плоские стержневые решетки, которые размещаются, как правило, в специальных пазах. В большинстве случаев решетки делают съемными; их обслуживание (перенос и установка в пазы) осуществляется подъемно-транспортным оборудованием водоприемных сооружений. Поэтому при больших размерах перекрываемых отверстий для удобства переноса и установки решетки изготовляют из отдельных секций. Каждая секция состоит из опорной конструкции, в которой закреплены металлические стержни, расположенные на некотором расстоянии друг от друга. Просветы между стержнями решетки рекомендуется принимать такими, чтобы сор, прошедший через решетку, не застревал в элементах проточной части насоса. В зависимости от типа и размеров насосов величина просветов между стержнями решетки обычно принимается для осевых насосов от 5 до 15 см и для центробежных от 3 до 10 см.

Расположение сороудерживающих решеток на большой глубине затрудняет их осмотр, очистку и ремонт. В связи с этим в глубинных водоприемниках насосных станций применяют несъемные плоские и полигональные сороудерживающие решетки, которые опираются на стационарные подрешеточные конструкции. Эти конструкции обычно представляют собой систему соединенных друг с другом железобетонных или металлических стоек и ригелей обтекаемой формы, устанавливаемых по направлению движения потока.

В зависимости от схемы водоприемника насосной станции и условий эксплуатации сороудерживающие решетки можно устанавливать вертикально или наклонно.

На рис. 8.3 приведена типовая конструкция плоской стержневой решетки, применяемой для входных окон размером до 1250×2500 мм. Каркас опорной конструкции решетки состоит из стоек и ригелей, изготовляемых из угловой стали или из швеллера. Стержни решетки — прямоугольного сечения, размером 50×6 мм, из полосовой стали. Необходимое расстояние между стержнями фиксируется стальным стержневым полотном, имеющим поперечные шлицы для установки стержней. Опорная поверхность нижнего ригеля обшита деревянным брусом, обеспечивающим необходимую амортизацию при опускании решетки на порог водоприемника.

Потери напора в решетках определяются по формуле

$$h_{реш} = \zeta_{реш} \frac{v^2_{реш}}{2g},$$

где $\zeta_{реш}$ — коэффициент потерь напора, зависящий от формы и размеров стержней решетки, степени стеснения потока конструктивными элементами решетки, засорения решетки и направления скоростей перед решеткой;

$v_{реш}$ — средняя скорость потока в отверстиях решетки.

Скорость $v_{реш}$, согласно указаниям СНиП, рекомендуется принимать:

а) при заборе воды из шугоносных рек и каналов: в береговых незатопленных водозаборах 0,2—0,6 м/с; при затопленных водоприемниках 0,1—0,3 м/с; меньшие скорости соответствуют более сложным шуголедовым условиям;

б) при заборе воды из озер, водохранилищ, морей, водоприемных ковшей и равнинных рек: в водоприемнике берегового типа 0,4—1 м/с; в окнах затопленных водоприемников, расположенных в удалении от берега, 0,2—0,6 м/с; бо́льшие скорости следует принимать для насосных станций подачей 10 м³/с и более.

Значения коэффициента $\zeta_{реш}$ и методика его определения для решеток со стержнями различной формы приводятся в специальной литературе[1].

Эффективная очистка решеток от сора имеет большое значение для безаварийной эксплуатации решеток и для обеспечения минимально возможных потерь напора. В зависимости от характера засорения решетки (попадания на нее бревен и топляков или же торфа, сучьев, водорослей и т. п.) применяют различные очистные механизмы и устройства: грейферы; ковшы; механические, свободные и направляемые грабли; специальные тралы, которыми можно перемещать сор вдоль забральной стенки водоприемника насосной станции и т. д.

Оборудование для очистки решеток обычно прикрепляется к тросам кранов, обслуживающих водоприемник станций, или устанавливается на специальных (решеткоочистительных) машинах, передвигающихся вдоль фронта решеток.

Для борьбы с обмерзанием решеток применяют обогрев ее элементов, как правило, электрическим током большой величины, низкого напряжения. По данным проведенных исследований, прилипания шуги, плывущей в потоке, и кристаллизации переохлажденной воды на решетках не наблюдается, если их температура составляет $t_{реш}=0{,}01...0{,}03$°С. Температура переохлажденной воды $t_{воды}=(-0{,}07)...(-0{,}1)$°С. В то же время необходимо иметь в виду, что обогрев не может приостановить уже начавшийся процесс обмерзания. Поэтому начинать обогрев следует до того, как переохладилась вода и до поступления шуги на решетку. С этой целью на насосных станциях устанавливают автоматическую систему контроля температуры воды, своевременно включающую обогрев решеток.

Мощность, кВт, необходимая на обогрев 1 м² площади поверхности стержней решетки, может быть определена по формуле

$$N_{обогр}=k_{зап}\cdot 0{,}00116\,\alpha\,(t_{реш}-t_{воды}),$$

где $k_{зап}$ — коэффициент запаса, принимаемый равным 1,5—2;

α — коэффициент теплоотдачи металла воде, кВт/(м²·°С);

$0{,}00116=\dfrac{427}{3600\cdot 102}$ — коэффициент перехода от ккал/ч к кВт.

Если электрический ток пропускается непосредственно по стержням решетки, то коэффициент теплоотдачи α определяется по формулам:

для стержней цилиндрического сечения или прямоугольного сечения с полукруглым оголовком

$$\alpha=1700\,v_{реш}^{0,6}/d^{0,4},$$

где d — диаметр стержня (или диаметр закругления);

для стержней прямоугольного сечения

$$\alpha=6670\,v_{реш}^{0,8}.$$

Следует отметить, что общий расход электроэнергии на обогрев решеток достаточно велик и составляет 2—4,5 кВт на каждый 1 м² площади перекрываемого отверстия или до 4—7 кВт на 1 м³ воды.

---

[1] См., например, Слисский С. М. Гидравлика зданий гидроэлектростанций. М., «Энергия», 1970.

Сороудерживающие сетки. В водоприемниках насосных станций вслед за решетками устанавливают сороудерживающие сетки для задержания мелких взвешенных и плавающих тел, находящихся в воде поверхностных источников и не задержанных решетками.

Материал проволоки для полотна сетки должен быть антикоррозионным (нержавеющая сталь, оцинкованная сталь, бронза, капрон и т. п.). Сетки, выполненные из обычной углеродистой стали, обычно в течение одного года эксплуатации приходят в полную негодность.

Размер ячеек сеток должен назначаться в каждом отдельном случае в зависимости от степени загрязнения воды в источнике и от требований производства, обслуживаемого данной насосной станцией. Эти же условия принимаются в расчет при выборе типа сетки — съемной или вращающейся.

Плоские съемные сетки чрезвычайно просты по устройству и в очень незначительной степени увеличивают размер сооружения. Каждая секция представляет собой металлическую раму из угловой стали, на которой крепятся проволочные полотнища.

Полотно сеток делается двойным: мелкое рабочее с ячейками размером от 2×2 до 5×5 мм из тонкой проволоки и крупное — 20×20 мм и более для придания рабочему полотну необходимой прочности.

Основным недостатком съемных сеток является то, что в процессе работы насосной станции их приходится сравнительно часто вынимать для очистки. Помимо усложнения условий эксплуатации это обстоятельство уменьшает необходимую надежность работы всей системы.

Ленточные вращающиеся сетки имеют значительные преимущества перед съемными, так как целый ряд операций — подъем сеток, промывка их и удаление извлеченных загрязнений — осуществляется непрерывно с помощью специальных механизмов.

Вращающиеся сетки представляют собой непрерывное проволочное полотно, перекинутое через один или через два расположенных друг над другом горизонтальных барабана. Полотно состоит из отдельных секций (металлических рамок), шарнирно соединенных между собой. Каждая рамка затянута сеткой из тонкой проволоки. Ширина полотна сетки до 2—2,5 м. Сетки вращаются с помощью электродвигателя. Скорость поступательного движения сеток принимается тем больше, чем больше загрязнение забираемой воды. Обычно скорость движения сетки 3,5—10 см/с.

Рабочую площадь сеток определяют по расчетной скорости движения воды через отверстия сеток, которая, согласно указаниям СНиП II-31-74, принимается не более 0,4 м/с в случаях возможного попадания рыбы в сеточную камеру и 0,8—1,2 м/с при установке рыбозаградительных устройств вне водоприемника.

Отечественная промышленность выпускает вращающиеся сетки разнообразных конструкций[1].

§ 45. ТРУБЫ И ФАСОННЫЕ ЧАСТИ ВНУТРИСТАНЦИОННЫХ КОММУНИКАЦИЙ

Трубы. В пределах здания насосной станции коммуникации всасывающих и напорных трубопроводов в основном выполняются из стальных труб. По сравнению с чугунными трубами они обладают значительно большей прочностью, меньшим весом, лучшей свариваемостью, эластичностью и более простым соединением.

Недостатком стальных труб является то, что они в значительно большей степени, чем чугунные, подвергаются коррозии, а поэтому требуют защиты наружной, а часто и внутренней поверхности. Срок службы стальных труб меньше, чем чугунных.

[1] Абрамов Н. Н. Водоснабжение. Изд. 2-е. М., Стройиздат, 1974.

Сортамент стальных труб, выпускаемых промышленностью, охватывает диапазон наружных диаметров от 5 до 1420 мм. Толщина стенок труб изменяется в широких пределах, что дает возможность выбрать трубы применительно к различным условиям работы.

Отдельные звенья труб внутристанционных коммуникаций соединяются, как правило, на сварке с применением фланцев для присоединения к арматуре и насосам. Для уплотнения фланцев используют мягкие прокладки — резиновые, картонные, асбестовые или паронитовые.

Трубопроводы внутри насосной станции укладывают таким образом, чтобы они были доступны для осмотра и ремонта, а в местах соединений с арматурой и насосами была обеспечена возможность свободной сборки и разборки.

Всасывающие и напорные трубопроводы в пределах зданий насосных станций, как правило, располагают над поверхностью пола с устройством над ними мостиков, которые могут быть также использованы для установки вспомогательного электротехнического оборудования и подвески кабелей. Допускается укладывать трубы и ниже уровня пола в каналах, перекрываемых съемными плитами. Размеры каналов должны обеспечивать возможность монтажа и демонтажа отдельных участков трубопроводов; в местах установки фланцевой арматуры предусмотрены необходимые уширения.

В незаглубленных насосных станциях при большом числе агрегатов трубы диаметром более 500 мм укладывают в специально устраиваемых подвальных помещениях высотой не менее 1,8 м.

Расположение труб вверху, над агрегатами, допускается как исключение. Трубы в этом случае должны быть уложены на стойках вдоль стен на высоте не менее 2 м от пола до низа трубы.

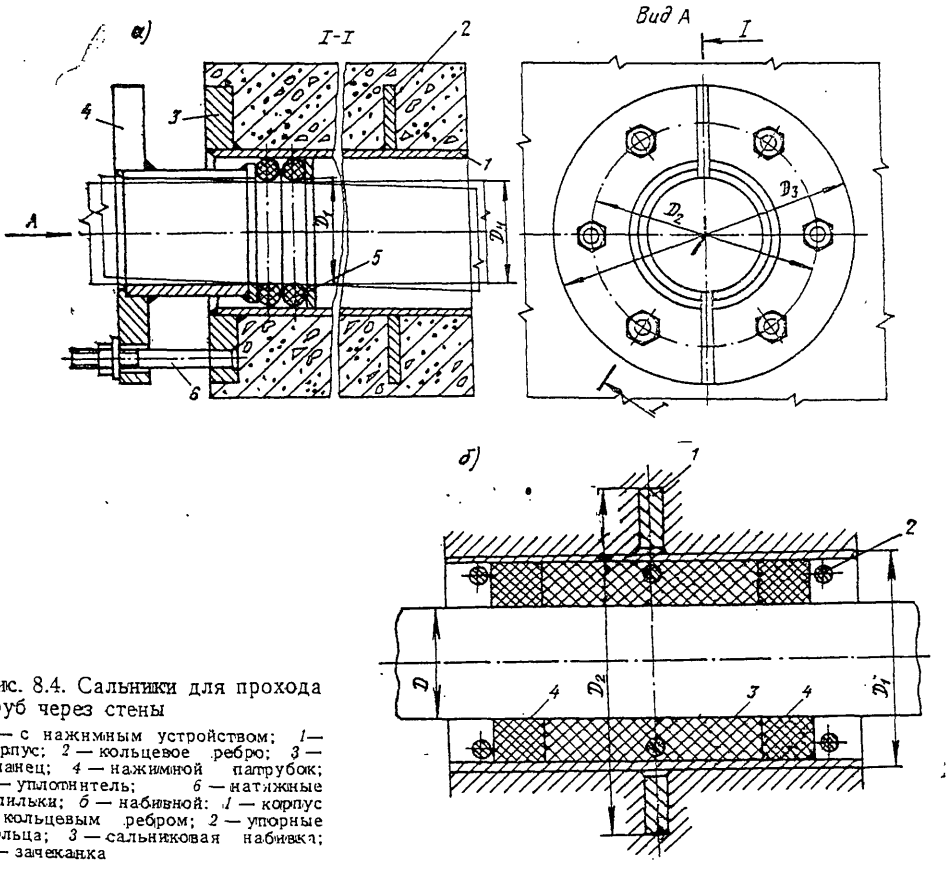


Рис. 8.4. Сальники для прохода труб через стены

а — с нажимным устройством; *1* — корпус; *2* — кольцевое ребро; *3* — фланец; *4* — нажимной патрубок; *5* — уплотнитель; *6* — натяжные шпильки; *б* — набивной: *1* — корпус с кольцевым ребром; *2* — упорные кольца; *3* — сальниковая набивка; *4* — зачеканка

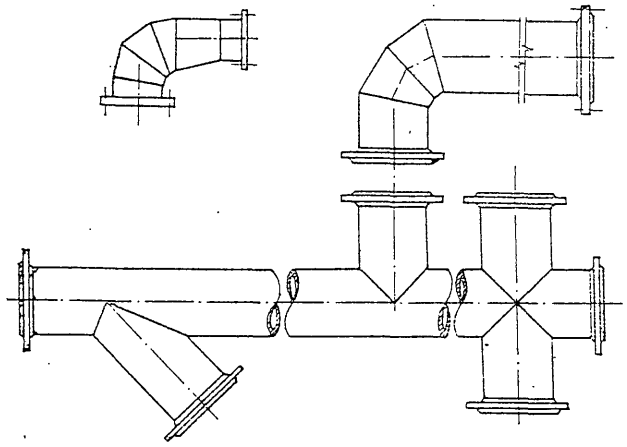


Рис. 8.5. Стальные сварные фасонные части

При любом варианте все участки трубопроводов должны иметь опоры, исключающие передачу каких-либо усилий на арматуру и насосы.

Для предохранения стальных и чугунных трубопроводов, проходящих через бетонные, железобетонные и каменные стены всех типов водопроводно-канализационных сооружений, от повреждений при осадке зданий, а также для предотвращения возможного просачивания воды вдоль трубопровода применяют сальники двух типов: с нажимным устройством и набивные (рис. 8.4).

Сальники с нажимными устройствами более сложны в изготовлении, но обладают большей эластичностью, надежностью и меньшей водопроницаемостью. Сальники этого типа применяют в наиболее тяжелых условиях — при укладке труб выше границы сезонного промерзания грунта, в районах горных выработок и распространения макропористых просадочных грунтов, в местах возможной интенсивной вибрации грунта и при перепаде напора на сальнике до 20 м.

Фасонные части. Для устройства на трубопроводах поворотов, ответвлений, переходов от одного диаметра к другому, а также для установки на трубопроводах арматуры применяют фасонные части.

Стальные гнутые и штампосварные фасонные части для стальных труб диаметром до 500 мм, соединяемые на сварке, серийно выпускаются промышленными предприятиями. Фасонные части сварные из стальных труб, соединяемые на сварке или на фланцах (рис. 8.5), промышленностью не выпускаются, а, как правило, изготовляются монтажниками на месте строительства.

Для облегчения монтажа и демонтажа отдельных участков труб, арматуры и оборудования на внутристанционных коммуникациях устанавливают специальные звенья с подвижными фланцами и монтажные вставки, длина которых определяется по месту.

§ 46. ЗАТВОРЫ, ЗАДВИЖКИ, КЛАПАНЫ

Изменение режима работы насосной станции, а также периодические осмотры и ремонты проточной части и отдельных сооружений требуют установки различных затворов, которые по своему назначению делятся на основные, аварийные и ремонтные.

Основные затворы (иногда их называют рабочими) обеспечивают оперативное регулирование расходов воды через сооружение. Основные затворы должны открываться и закрываться под напором. При

значительных размерах отверстий и необходимости точного регулирования расходов такие затворы открывают или закрывают частично.

Аварийные затворы предназначены для быстрого перекрытия отверстия в аварийных случаях, например при отключении насоса от сети, разрыве трубопровода, аварии основного затвора и т. д. Аварийные затворы должны закрываться под напором в потоке, а открываться, как правило, в безнапорном состоянии или при ограниченном напоре.

Ремонтные затворы предназначены для осушения, ревизий, ремонта и замены основных затворов и их закладных частей, проточных частей насосов, а также для осмотра и ремонта самого сооружения и его водопроводящих трактов. Ремонтные затворы должны быть водонепроницаемыми, экономичными и удобными для монтажа. Как правило, ремонтные заграждения устанавливают и убирают в стоячей воде, хотя некоторые ремонтные затворы могут перекрывать отверстия в текущей воде.

Довольно часто роль ремонтного и аварийного заграждения выполняет один затвор, называемый в этом случае аварийно-ремонтным. Он закрывается в потоке, отличается от ремонтного меньшим временем установки или закрывания и обеспечивает необходимую для выполнения ремонтных работ водонепроницаемость.

В зависимости от схемы насосной станции, действующего напора, типа и конструкции водоприемного и водопроводящих сооружений в водопроводно-канализационных системах применяют самые различные конструкции затворов. Объединяющим их качеством является то, что все они должны полностью удовлетворять требованиям эксплуатации и обеспечивать возможность ремонта и смены изнашивающихся в процессе работы деталей и узлов.

Плоские щитовые затворы бывают деревянные и металлические.

Деревянные щитовые затворы (рис. 8.6.) применяют при малых отверстиях и небольших гидростатических давлениях. Обычно их изготовляют из дубовых или сосновых брусьев, соединенных между собой стяжными болтами, и утяжеляющего стального листа для ликвидации

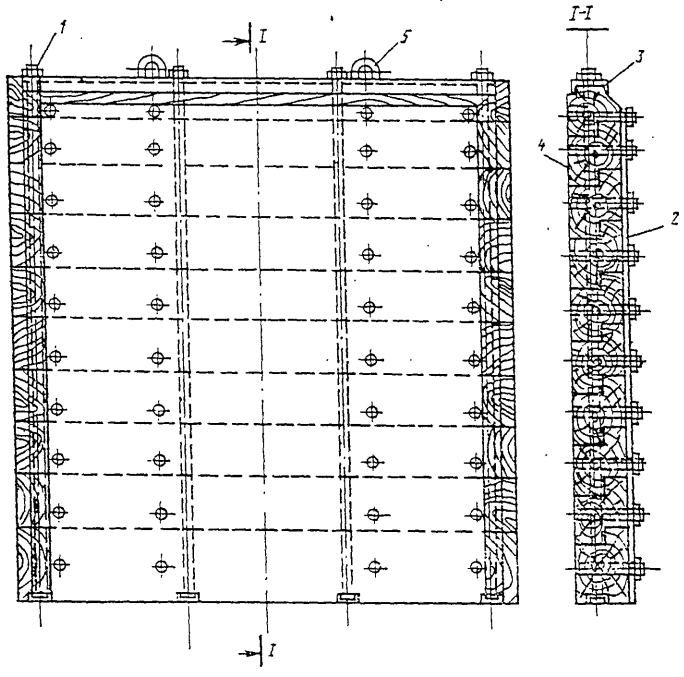


Рис. 8.6. Деревянный плоский затвор

1 — стяжные болты; *2* — стальной лист; *3* — ригель; *4* — деревянные брусья; *5* — подвески

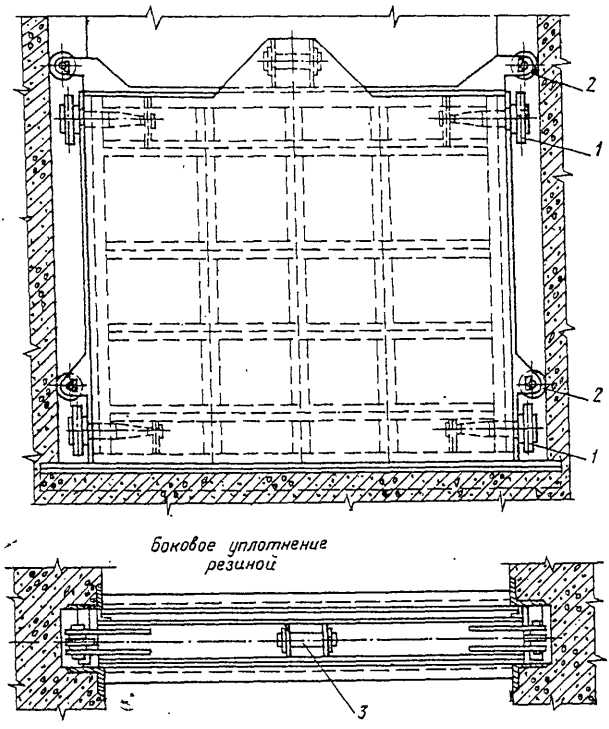


Рис. 8.7. Металлический плоский затвор
1 — колеса; *2* — направляющие ролики; *3* — подвеска

плавучести щита; для подъема и спуска щит имеет ригель и подвески. Затворы устанавливают в направляющие из швеллеров, размер которых в свету должен быть на 2—4 см более толщины щита. Максимальный размер отверстий, перекрываемых плоскими деревянными затворами, достигает 2×2 м, допускаемый напор — 15 м.

Металлические щитовые затворы применяют при крупных водозаборных окнах и больших гидростатических давлениях. Эти затворы сваривают из швеллеров, уголков и листовой стали с боковым и нижним уплотнениями из профильной резины. Для относительно небольших отверстий (размером до 2,5×1,5 м) применяют скользящие затворы. Бо́льшие отверстия перекрываются катковыми затворами.

Конструкции металлических щитовых затворов весьма разнообразны. На рис. 8.7 показан затвор размером 2590×2340 мм.

Для уменьшения подъемного усилия служат колеса, которые воспринимают почти всю гидростатическую нагрузку на щит. Кроме грузовых колес, щит имеет боковые направляющие ролики, гарантирующие правильное перемещение щита при спуске и подъеме и подвеску для строповки.

Усилие P, необходимое для подъема плоских щитовых затворов, может быть ориентировочно определено по формуле

$$P = \frac{G + \rho H F f}{1000} k,$$

где G — масса щита, кг;
H — напор, действующий на затвор, м;
F — площадь затвора, м^2;
f — коэффициент трения металла по металлу, равный 0,3 для скользящих щитов и 0,1 для катковых;
k — коэффициент запаса, равный 1,5.

Плоские щиты широко применяются в качестве затворов всех видов для водоприемных и водовыпускных сооружений насосных станций.

Задвижки в зависимости от конструкции запорной части подразделяются на два основных типа: параллельные и клиновые.

В параллельных задвижках (рис. 8.8, *а*) проход в корпусе перекрывается двумя подвижно соединенными между собой дисками, которые раздвигаются одним или двумя расположенными между ними клиньями. Уплотняющие кольца и диски расположены перпендикулярно оси задвижки.

В клиновых задвижках (рис. 8.8, *б*) проход в корпусе перекрывается одним круглым диском, который в поперечном сечении имеет форму клина и помещается в гнезде между наклонными уплотняющими кольцами.

Задвижки обоих типов изготовляются с выдвижным или с невыдвижным шпинделем. Выдвижной шпиндель легко очищать и смазывать, но для размещения задвижек с таким шпинделем требуется большая высота. При устройстве хозяйственно-питьевых водопроводов выдвигающийся шпиндель нежелателен по санитарным соображениям.

Отечественная промышленность серийно выпускает задвижки для трубопроводов диаметром до 1650 мм.

Для облегчения управления все задвижки диаметром более 400 мм, а на автоматизированных насосных станциях вне зависимости от диаметра, должны быть оборудованы механическим приводом. Механическое управление задвижками осуществляется с помощью электро- или гидропривода. Задвижки с электроприводом чрезвычайно удобны при дистанционном и автоматическом управлении, требуют меньших размеров помещения, но менее надежны в работе по сравнению с задвижками с гидравлическим управлением, особенно при высоких давлениях. Задвижки с гидроприводом рекомендуется применять в тех случаях, когда задвижки с электроприводом не могут быть обеспечены двумя независимыми источниками питания. Гидроприводы задвижек изготовляются с водяным, масляным и иногда с пневматическим управлением.

Для управления задвижек с ручным приводом, расположенных ниже пола насосной станции, применяют специальные колонки. Корпус такой колонки снабжен фланцем, с помощью которого она прикрепляется к перекрытию.

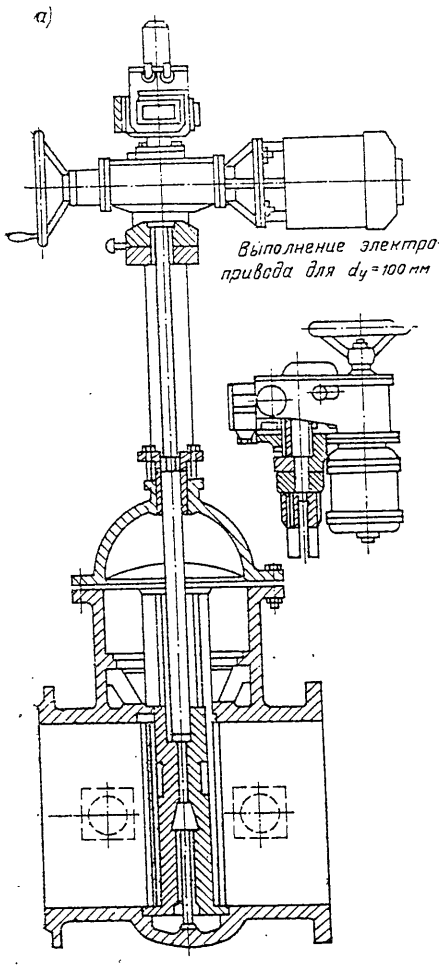
Задвижки применяют в качестве рабочих и аварийно-ремонтных затворов на трубопроводах любого назначения.

Дисковые поворотные затворы также применяют для перекрытия трубопроводов. Принцип работы дискового затвора (рис. 8.9) заключается в том, что поворотный диск, прижимаясь к уплотняющей поверхности седла внутри корпуса, преграждает путь потоку жидкости; при повороте диска на 90° жидкость свободно проходит через затвор.

Достоинствами дисковых затворов являются быстрота управления, малые размеры и вес и небольшая стоимость. К недостаткам дисковых затворов можно отнести несколько бо́льшую потерю напора, так как коэффициент местного сопротивления затвора больше, чем у задвижек. Кроме того, дисковые затворы должны открываться при уравновешенном с обеих сторон затвора давлении, что вызывает необходимость устройства обводных труб (байпасов).

Промышленность серийно выпускаются дисковые поворотные затворы с ручным и механическим приводом диаметром до 2000 мм при напоре до 100 м. По специальным заказам могут быть выполнены затворы гораздо бо́льших диаметров.

Дисковые затворы применяют на всех видах трубопроводов в качестве рабочих и ремонтных затворов.



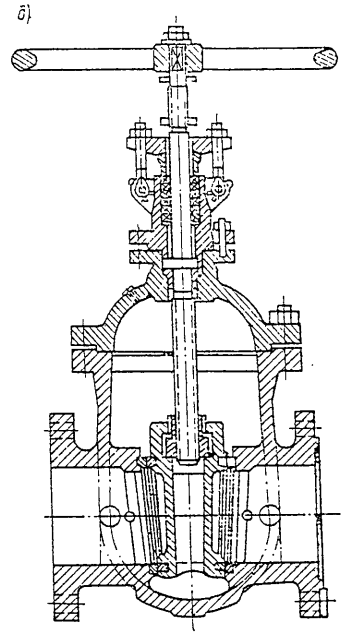
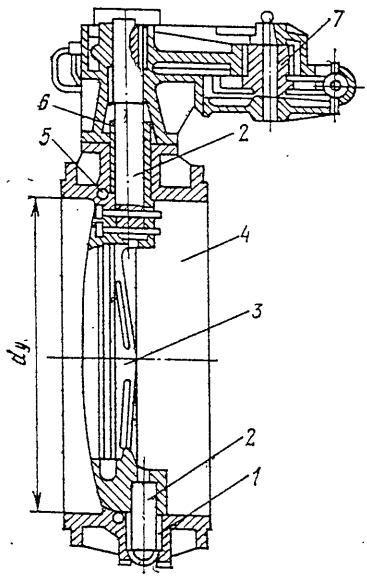


Рис. 8.8. Задвижки

а — параллельная задвижка с электроприводом и с выдвижным шпинделем; *б* — клиновая задвижка с ручным приводом и с невыдвижным шпинделем



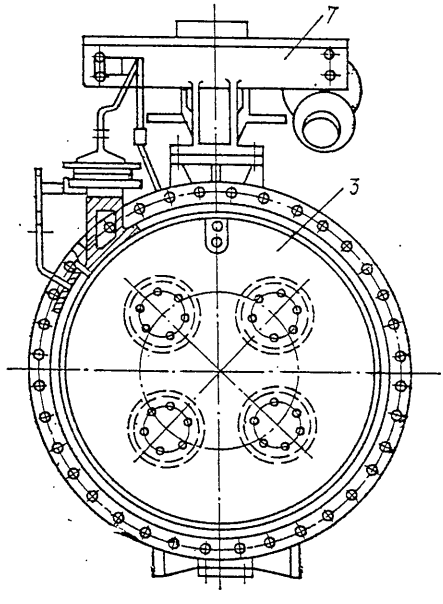


Рис. 8.9. Дисковый поворотный затвор с электроприводом

1 — нижний подшипник; *2* — ось; *3* — поворотный диск; *4* — корпус; *5* — сальник; *6* — верхний подшипник; *7* — гидропривод

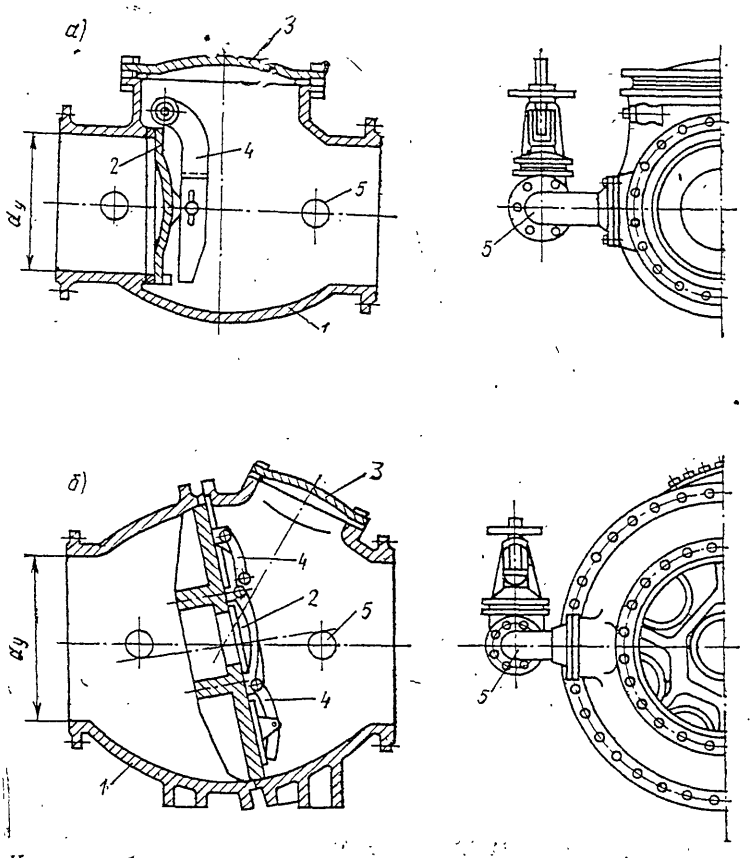


Рис. 8.10. Клапаны обратные поворотные
а — однодисковый d_y=50···600 мм на H=100···400 м; *б* — многодисковый d_y=800···1000 мм на H=100···250 м; *1* — корпус; *2* — тарелка клапана; *3* — крышка корпуса; *4* — рычаги; *5* — байпас

Обратные клапаны применяют чаще всего на насосных станциях, для того чтобы после нормальной эксплуатационной или аварийной остановки насоса воспрепятствовать обратному току через него воды, находящейся в напорном трубопроводе.

На рис. 8.10, *а* изображен однодисковый обратный клапан, выпускаемый промышленностью для трубопроводов диаметром до 1000 мм. Во время работы насоса диск клапана под действием движущейся воды поворачивается на рычаге относительно оси, и вода проходит через

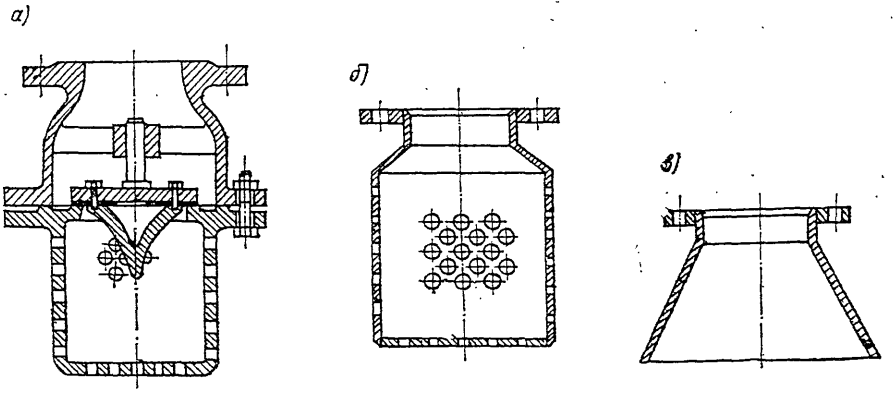


Рис. 8.11. Приемные устройства всасывающих трубопроводов центробежных насосов
а — клапан; *б* — сетка; *в* — воронка

клапан. При остановке насоса диск под действием собственного веса, а также давления воды со стороны напорного трубопровода опускается и клапан закрывается.

Наличие обратного клапана обеспечивает практически мгновенное отключение напорного водовода. Для того чтобы по тем или иным соображениям, например при необходимости уменьшения величины гидравлического удара в напорном трубопроводе, можно было увеличить время отключения, ось диска клапана оснащают противовесом или гидравлическим тормозом.

На трубопроводах больших диаметров применяют также многодисковые обратные клапаны (рис. 8.10, *б*), в которых один большой диск заменяется несколькими малыми.

Обратные клапаны всех конструкций отличаются высоким коэффициентом гидравлического сопротивления, что приводит, как правило, к существенным потерям напора.

Устанавливают обратные клапаны между напорным патрубком насоса и задвижкой, это позволяет отключать клапаны от напорного трубопровода для периодического их осмотра и ремонта.

Приемные клапаны, сетки и воронки. Приемные клапаны (рис. 8.11, *а*) устанавливают на входе во всасывающий трубопровод. Они служат для удержания воды во всасывающем трубопроводе и корпусе насоса при заливке его перед пуском. Если заливка насоса производится с помощью вакуум-насоса (см. § 47), то при наличии в воде большого числа взвешенных веществ устанавливают только предохранительную сетку (рис. 8.11, *б*), а при чистой воде — только приемную воронку (рис. 8.11, *в*).

§ 47. ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ ЗАЛИВКИ НАСОСОВ, ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ, ДРЕНАЖА И ОСУШЕНИЯ

Для обеспечения нормальных условий эксплуатации основного оборудования и сооружений насосной станции необходимо устройство различных вспомогательных систем, состав и характеристики которых определяются типом и технологической схемой установки основного оборудования, компоновкой сооружений узла, гидрологическими характеристиками водоисточника и особенностями местных условий.

Система заливки насосов. Перед пуском как центробежных, так и осевых насосов их корпус, рабочее колесо и всасывающий трубопровод должны быть заполнены водой.

Для повышения надежности работы насосов на насосных станциях и облегчения автоматизации центробежные насосы, как правило, а осевые насосы обязательно, следует устанавливать с подпором при наинизшем уровне воды в источнике или в приемном резервуаре. Процедура заливки в этом случае максимально упрощается. Перед пуском насоса достаточно открыть задвижку на всасывающей линии насоса и кран для выпуска воздуха, установленный в верхней точке корпуса насоса.

В тех случаях, когда центробежные насосы по тем или иным причинам установлены выше уровня воды в приемном резервуаре, на насосных станциях должна быть специальная система для заливки.

Заливка насоса из напорного трубопровода возможна при наличии обводной трубы, соединяющей напорный трубопровод с корпусом насоса, и приемного клапана на всасывающем трубопроводе (рис. 8.12, *а*). На обводной трубе открывают задвижку и заливают всасывающий трубопровод и насос до тех пор, пока вода не покажется в воздушном кране.

Приемные клапаны выбирают таким образом, чтобы суммарное сечение отверстий в клапане было в 2—3 раза больше сечения всасывающего трубопровода. Необходимо отметить, что наличие приемного клапана на входе во всасывающий трубопровод приводит к резкому увеличению сопротивлений и может, кроме того, стать причиной целого ряда эксплуатационных неполадок. В связи с этим установка приемных клапанов допускается на всасывающих линиях диаметром до 200 мм лишь на насосных станциях третьего класса надежности действия.

Заливка насоса с помощью струйного насоса, создающего вакуум в корпусе насоса и его всасывающей линии, изображена схематически на рис. 8.12, *б*. Струйный насос, работающий от напорного трубопровода или от автономного источника, присоединяется к верхней части корпуса насоса. Вода, пар или сжатый воздух поступают с большой скоростью в сопло, захватывая с собой воздух из насоса и создавая, таким образом, разрежение, и заполняют насос водой. Перед пуском струйного насоса задвижка на напорном трубопроводе основного насоса должна быть плотно закрыта. Как только струйный насос начнет выбрасывать перекачиваемую жидкость, можно включать основной насос.

Заливка насоса с помощью вакуум-насоса производится на крупных насосных станциях, оборудованных мощными насосами. Разрежение, необходимое для заполнения водой насоса и всасывающей линии, создается вакуум-насосом, присоединенным к корпусу основного насоса через циркуляционный контрольный бачок (рис. 8.12, *в*).

Требуемую подачу вакуум-насоса для предварительных подсчетов определяют исходя из времени, необходимого для создания расчетного разрежения, и из суммарного объема воздуха во всасывающем трубопроводе и насосе по формуле

$$Q_в = \frac{(W_{тр} + W_н) H_{атм}}{t (H_{атм} - H_S)} k,$$

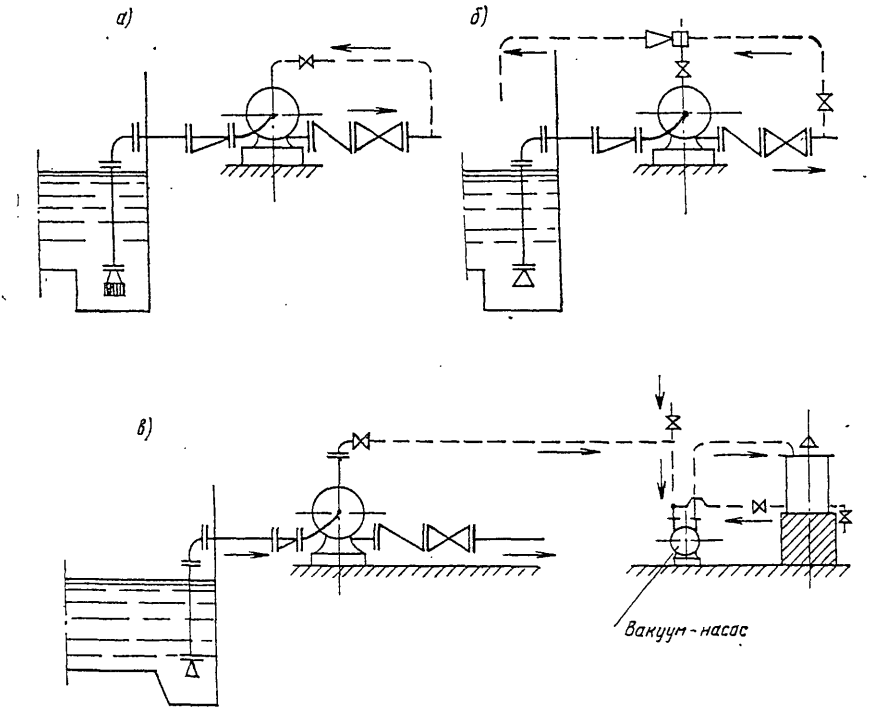


Рис. 8.12. Способы заливки центробежных насосов

где $Q_в$ — подача вакуум-насоса, м³/мин;

$W_{тр}$ — объем воздуха во всасывающем трубопроводе основного насоса, м³;

$W_н$ — объем воздуха в корпусе насоса, м³;

$H_{атм}$ — напор, соответствующий атмосферному давлению; принимается равным 10 м;

H_S — геометрическая высота всасывания насоса, считая от оси насоса до наинизшего уровня воды в резервуаре, м;

t — время, требуемое для создания расчетного разрежения; в соответствии с инструктивными указаниями принимается не более 2 мин для противопожарных насосов и до 3—5 мин для насосов другого назначения;

k — коэффициент запаса, учитывающий возможность проникания некоторого количества воздуха через неплотности и сальники; принимается равным 1,05—1,1.

Обычно на станции устанавливают два вакуум-насоса с одним циркуляционным бачком; один из насосов является рабочим, второй — резервным.

Преимуществом этого способа перед всеми упомянутыми ранее является то, что он позволяет полностью автоматизировать процесс заливки и пуска насоса.

Вакуум-насосы могут быть рекомендованы при работе на совершенно чистой воде. При загрязненной воде следует использовать струйные насосы.

Система технического водоснабжения обеспечивает работу охладителей приводных электродвигателей, маслоохладителей подпятника и подшипников, смазку радиальных подшипников насосов, охлаждение компрессорных установок и силовых трансформаторов с водяным охлаждением.

Техническая вода должна быть химически чистой и не должна разрушать аппаратуру трубопроводов и насосов. Для очистки воды от взвешенных веществ в систему водоснабжения станции входят отстойники и механические фильтры. Источниками питания системы технического водоснабжения обычно является верхний или нижний бьеф насосной станции и лишь при сильном засорении — специальная скважина. В зависимости от напора, развиваемого основными насосами, обычно рекомендуется принимать следующие схемы питания:

а) при напорах до 10 и иногда свыше 40—50 м — от вспомогательных насосов с забором воды из нижнего бьефа;

б) при напорах от 10—15 до 40—50 м — самотечную систему с забором воды из верхнего бьефа или напорного трубопровода;

в) при напорах свыше 40—50 м — из верхнего бьефа или напорного трубопровода с предварительным понижением давления редукторами или диафрагмами.

При больших колебаниях напора возможно применение комбинированных схем питания.

В качестве насосов системы технического водоснабжения используются самовсасывающие вихревые насосы либо центробежные насосы серии К.

При числе основных насосных агрегатов до четырех обычно устанавливают два насоса технического водоснабжения: один рабочий и один резервный. При большем числе основных агрегатов принимают два рабочих насоса и один резервный.

Вода подается по двум магистральным водоводам, один из которых является резервным. Также дублируются в целях повышения надежности и системы водозабора, фильтрования и т. п. Максимальная скорость

воды в водоводах не должна превышать 10 м/с и обычно колеблется от 1,5 до 7 м/с. Диаметр трубопроводов системы технического водоснабжения не превышает 100—150 мм.

Дренажные насосные установки предназначены для откачки из помещений здания насосной станции фильтрационных вод, которые просачиваются через стенки и днище подземной части здания, строительные швы и сальниковые устройства насосов.

Определить подачу дренажных насосов расчетом довольно трудно, поэтому ее принимают предварительно на основании опытных данных: для насосных станций малой мощности — 1 л/с, средней мощности — 3,5—5 л/с, а для насосных станций большой мощности — до 8—10 л/с.

Для сбора фильтрационных вод в торце здания станции, как правило, под монтажной площадкой устраивается сборный дренажный колодец. Объем колодца принимают равным 10—15-минутной подаче дренажного насоса. Вода к колодцу подводится дренажными лотками, а пол делается с уклоном в сторону лотков (0,002—0,0005).

Фильтрационная вода откачивается из колодцев в нижний бьеф станции дренажными насосами (вихревые или самовсасывающие центробежные), включение и выключение которых производится автоматически с помощью поплавковых реле.

Система осушения служит для удаления воды из всасывающих трубопроводов и приемных камер основных насосов. При положительной высоте всасывания и низких уровнях воды проточная часть агрегата, частично расположенная выше уровня нижнего бьефа, опоражнивается самотеком, остальная часть должна быть откачана насосами, суммарная подача которых может быть определена по формуле

$$\Sigma Q_{oc} = W/t + q,$$

где W — объем воды, находящейся во всасывающей трубе и в камере осушаемого насоса при максимальном горизонте воды в нижнем бьефе;

t — время откачки; обычно 5—8 ч;

q — фильтрационный расход воды через неплотности в пазовых конструкциях затворов, который можно принимать из расчета 0,5—1 л/с на 1 м уплотняющих конструкций затвора, м³/ч.

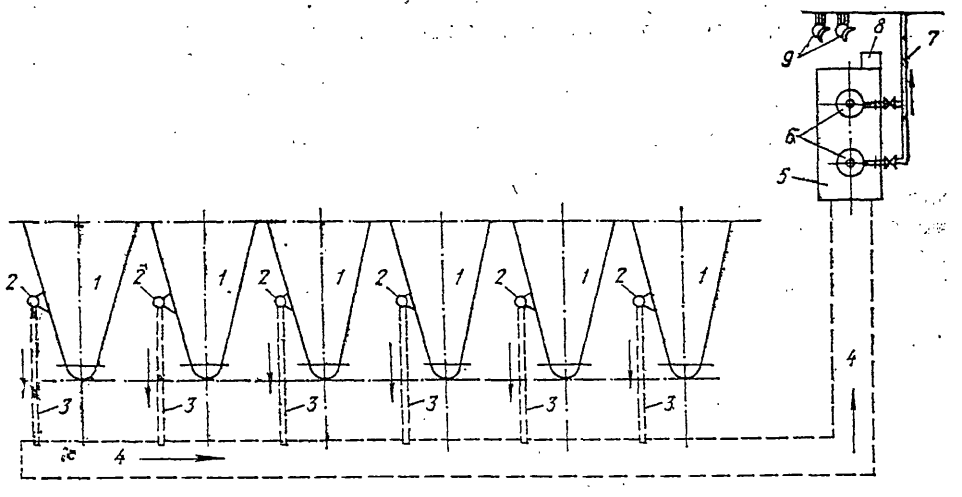


Рис. 8.13. Схема системы осушения крупной насосной станции

1 — всасывающие (подводящие) трубы основных насосов; *2* — маховички колонок управления затворами на осушительных трубах; *3* — закладные осушительные трубы для отвода воды из подводящей трубы насоса; *4* — сборная потерна, отводящая осушительные и дренажные воды к сборному колодцу; *5* — сборный колодец; *6* — осушительные и дренажные насосы 12НА; *7* — напорные трубы осушительных насосов; *8*—датчик уровня ДСУ-1; *9*—поплавковые реле РМ-51

Обычно устанавливают два насоса, причем оба рабочих. Резервных насосов не требуется, так как осушительные насосы работают периодически. Чаще всего применяют горизонтальные центробежные насосы серии К. Очень удобны также артезианские насоса, располагаемые с подпором, что в значительной мере упрощает их эксплуатацию.

Существуют различные схемы осушения. Наибольшее распространение применительно к насосным станциям водоснабжения и орошения получила система с самотечным коллектором и сборным колодцем (рис. 8.13).

Для облегчения эксплуатации осушительные насосы устанавливают рядом с дренажными. На крупных насосных станциях роль дренажных насосов выполняют осушительные. В этом случае сборный колодец является и дренажным.

Насосы системы осушения должны откачивать воду из всех помещений станции, расположенных ниже отметки уровня воды в нижнем бьефе.

Система удаления осадка из водоприемных камер оборудуется водоструйными или центробежными фекальными насосами. При значительных глубинах камер и колебаниях горизонтов воды фекальные насосы устанавливают в насосном помещении здания станции. Если позволяет высота всасывания, насосы устанавливают и на перекрытии приемных камер.

Пол в приемных камерах делают с уклоном в сторону всасывающей трубы грязевого насоса, а в месте расположения последнего устраивают приямок. Подачу грязевого насоса определяют исходя из консистенции осадка в среднем 1:10 — 1:12 и меньше. Практически расход осадка принимается 3—8 л/с.

Противопожарные насосные установки устанавливают в зданиях насосных станций (выполненных из несгораемых материалов) объемом подземной части более 1000 м^3. Параметры установок определяются соответствующими инструкциями.

§ 48. ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Подъемно-транспортное оборудование на водопроводных и канализационных насосных станциях служит в основном для монтажа и демонтажа насосов, электродвигателей, задвижек, трубопроводов и фасонных частей, а также для производства ремонтных работ. На насосных станциях, совмещенных с водозаборными сооружениями, работа грузоподъемных механизмов связана и с технологическими операциями—систематический подъем и опускание затворов, решеток, сеток и т. д.

Тип подъемно-транспортного оборудования выбирается с учетом размеров сооружения, компоновки технологического оборудования, его размеров и максимальной массы поднимаемого элемента. Необходимо также учитывать степень загрузки оборудования, периодичность его использования, а также безопасность подъемно-транспортных операций. Грузоподъемность того или иного механизма должна быть равна или больше массы наиболее тяжелой детали монтируемых насосных агрегатов: ротора двигателя, рабочего колеса насоса, статора двигателя, корпуса насоса. При предварительных расчетах максимальную массу детали можно принимать в пределах 50—60% общей массы машины. Перегрузка принимаемого подъемно-транспортного оборудования сверх номинальной грузоподъемности не допускается.

Для монтажа, ремонта и демонтажа оборудования, арматуры и трубопроводов предусматривают подъемно-транспортное оборудование с ручным приводом:

при массе узлов до 1000 кг (включительно) — кошку и таль по монорельсу;

при массе узлов до 5000 кг — подвесную кран-балку;
при массе узлов более 5000 кг — мостовой кран.

При подъеме оборудования на высоту 6 м и более или при длине машинного зала 18 м и более, или при массе оборудования более 5000 кг рекомендуется применять электрические кран-балки или мостовые электрические краны.

Электропривод для подъемно-транспортного оборудования следует применять также в тех случаях, когда работа грузоподъемных механизмов связана с ежедневными частыми технологическими операциями.

Кошки и тали широко распространены и являются одним из самых простых видов грузоподъемных механизмов. Их используют как самостоятельное оборудование или вводят в комплект подвесной кран-балки либо мостового однобалочного крана. Кошки предназначены для подвешивания тали и перемещения груза по подвесному пути, рельсами которого служит двутавровая балка.

Подвесные кран-балки применяют при обслуживании прямоугольных в плане сооружений для подъема, спуска и перемещения грузов в продольном и поперечном направлении. Для кран-балок не требуется устройства подкрановых путей, что упрощает строительную часть сооружения.

Кран-балка с ручным или электрическим управлением (рис. 8.14) представляет собой отрезок двутавра, подвешенный к двум кареткам, каждая из которых передвигается по подвесному монорельсу из двутавровой балки. Монорельсы крепятся к балкам перекрытия.

Для перехода тали с грузом на монорельсы, расположенные в соседних пролетах, кран-балки оборудуют замками и стыкующими устройствами, что позволяет передавать грузы из пролета в пролет.

Отечественной промышленностью серийно выпускаются ручные кран-балки пролетом L до 12 м и высотой подъема груза $H=3...12$ м. Электрические кран-балки изготовляют пролетом до 17 м и высотой подъма 6, 12 и 18 м.

Мостовые краны передвигаются вдоль машинного зала по подкрановым балкам, которые обычно опираются на консоли несущих колонн или выступы (пилястры) стен.

В зависимости от грузоподъемности и размеров пролета сооружений ручные мостовые краны изготовляют однобалочными и двухбалочными. Однобалочный кран (рис. 8.15,*а*) состоит из моста в виде двутавровой балки, ходовых тележек, подъемной тали, прикрепленной к кошке, и механизма передвижения с тяговым колесом. Управление движения кошки как при перемещении груза вдоль несущей балки, так и при подъеме груза производится поводковыми цепями с пола помещения. Грузоподъемность мостовых ручных кранов до 8 т при пролете L от 4,5 до 17 м и высоте подъема груза H не более 12 м.

Электрический мостовой кран (рис. 8.15,*б*) состоит из моста, механизма его передвижения, тележки с механизмами подъема груза и передвижения. Мост крана составляют несущие балки коробчатого сечения, соединенные двумя поперечными опорными концевыми балками. На верхних поясах несущих балок установлены рельсы для крановой тележки. Питание кранов и тележек осуществляется от сети переменного тока через троллеи.

Промышленностью серийно выпускаются мостовые электрические однокрюковые краны грузоподъемностью 5, 10 и 15 т и двухкрюковые краны грузоподъемностью 20/5, 30/5 и 50/10 т. Пролет кранов от 11 до 32 м. По специальному заказу могут быть изготовлены мостовые краны грузоподъемностью до 500 т.

Управление всеми движениями кранов осуществляется с пола кнопочной станцией (для кранов грузоподъемностью до 20/5 т) или из ка-

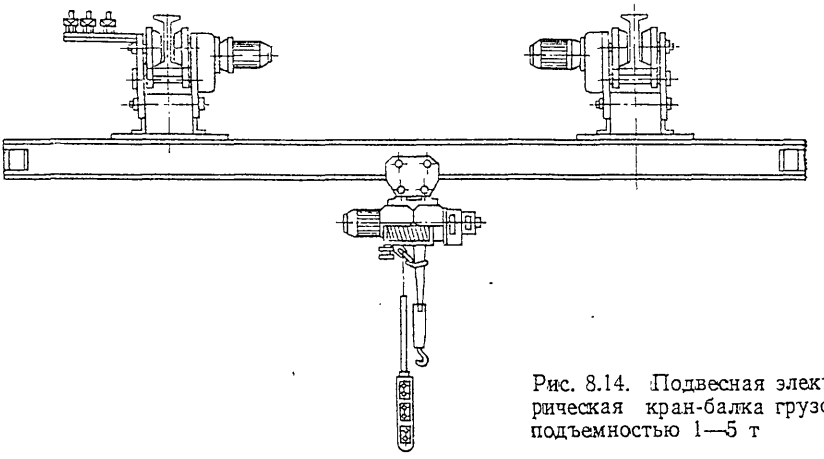


Рис. 8.14. Подвесная электрическая кран-балка грузоподъемностью 1—5 т

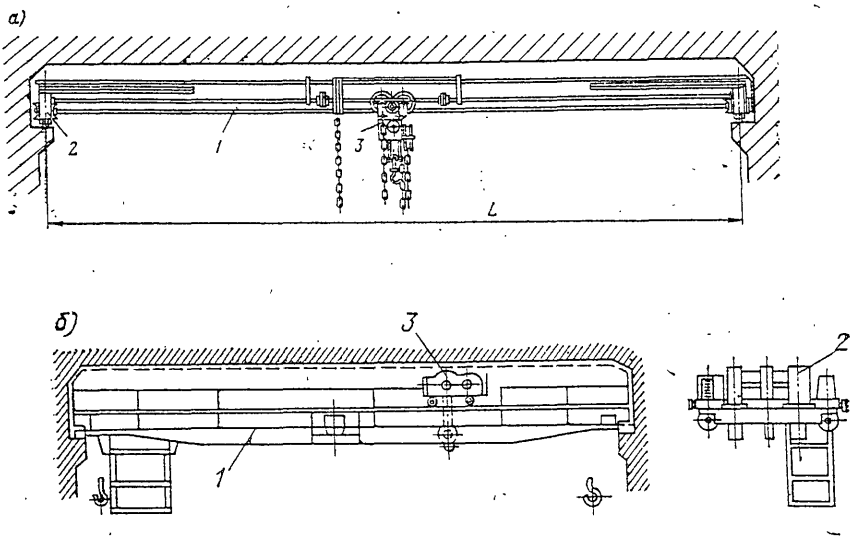


Рис. 8.15. Мостовые краны

а — ручной однобалочный грузоподъемностью 3,2—8 т; *б* — электрический грузоподъемностью 5—50 т; *1* — мост; *2* — механизм передвижения моста; *3* — механизм подъема груза и его передвижения

бины, подвешенной к мосту (для кранов большей грузоподъемности). Кран снабжен концевыми выключателями тока, устанавливаемыми на механизмах подъема груза, передвижения тележки и крана.

На насосных станциях открытого и полуоткрытого типа (без верхнего строения) устанавливают козловые или портальные краны, передвигающиеся над подземной частью здания станции (рис. 8.16). Эти же краны, как правило, обслуживают и водоприемные сооружения при совмещенной компоновке. Характерной особенностью козловых кранов является передвижной мост, установленный на высоких опорах. Конструкции козловых кранов весьма разнообразны.

Помимо стационарных кранов машинного зала в здании насосной станции необходимо предусматривать местные грузоподъемные средства и такелажные приспособления, обеспечивающие механизацию монтажа, а также ремонта насосных агрегатов и вспомогательного гидромеханического оборудования. На станциях должны быть отведены места для хранения этих приспособлений.

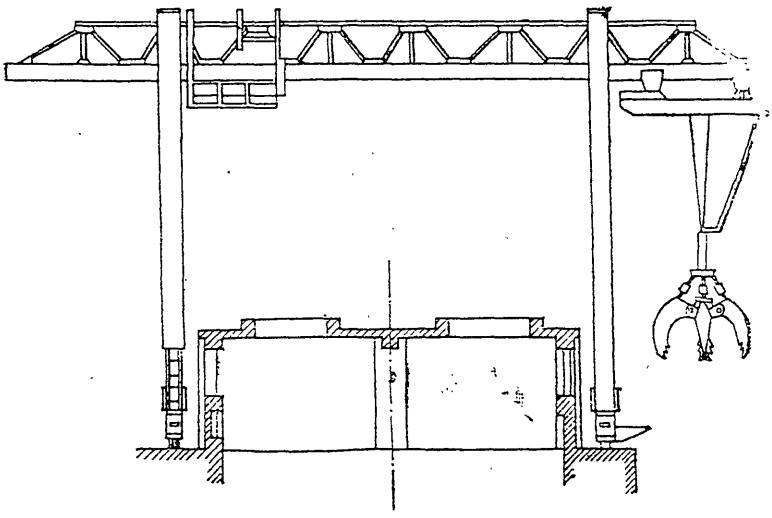


Рис. 8.16. Козловой электрический кран пролетом 11 м и грузоподъемностью 6 т

§ 49. КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Для обеспечения нормальной эксплуатации сооружений и основного оборудования насосных станций предусматривается установка контрольно-измерительной аппаратуры. Состав приборов, их типы, места установок определяются в зависимости от основного оборудования станции, характера ее работы и принятой системы управления (автоматическое, диспетчерское, местное). Число приборов должно быть минимальным, но достаточным для управления, контроля и быстрейшей ликвидации аварий.

Контролю подлежат основные технологические параметры насосов: подача, давление (напор), вакуум во всасывающей линии, уровень в водозаборной камере (источнике), перепад уровней, потери напора, температура и т. д. В электрифицированных насосных станциях устанавливается, кроме того, контрольно-измерительная аппаратура для определения напряжения, силы подводимого тока, количества расходуемой электроэнергии, коэффициента мощности cos φ, частоты тока и др. С помощью датчиков контролируются также уровни и температура масла в опорных и направляющих подшипниках электродвигателей и насосов.

Для определения подачи воды насосами на водопроводных станциях применяют расходомеры двух типов, основанные на принципе измерения скорости потока или перепада давлений.

Скоростные водомеры имеют вертушку, установленную внутри корпуса и приводимую во вращение водой с частотой, пропорциональной скорости потока, а следовательно, и расходу протекающей воды. Частота вращения вертушки суммируется счетным механизмом.

Скоростные водомеры выпускаются двух типов:

с движением воды перпендикулярно оси вертушки — крыльчатые водосчетчики, устанавливаемые на горизонтальных трубопроводах;

с движением воды параллельно оси вертушки — турбинные водомеры, устанавливаемые на горизонтальных, вертикальных и наклонных трубопроводах.

Скоростные водомеры нормально работают при расходе около 20—25% так называемого характерного расхода, представляющего собой часовой расход в кубических метрах, при котором потеря напора в водомере равна 10 м.

Потери напора h_w в скоростных водомерах приближенно подсчитываются по формуле

$$h_w = 10\,(Q/Q_x)^2,$$

где Q и Q_x — соответственно расчетный и характерный расход.

Для точной работы водомера необходимо, чтобы он был установлен на прямолинейном участке трубопровода длиной не менее 6—8 диаметров трубы до водомера и 3—5 диаметров после водомера. Водомеры со струевыпрямителями можно устанавливать в непосредственной близости от фасонных частей.

Серийно выпускаемый скоростной турбинный водомер типа ВВ (рис. 8.17) состоит из цилиндрического чугунного корпуса, вертушки с винтовыми крыльями из пластмассы, вращающейся на горизонтальной оси, передачи и счетного механизма из латуни. Поток воды поступает на вертушку одной струей; счетный механизм изолирован от жидкости герметической перегородкой.

Водомеры типа ВВ изготовляются пяти различных модификаций с диаметром условного прохода $d_y = 50...200$ мм и характерным расходом 70—1700 м³/ч.

Измерение расхода жидкости методом переменного перепада давления требует установки в трубопроводе сужающего устройства (диафрагмы, сопла Вентури). Увеличение скорости течения в этом устройстве обеспечивает перепад давления, величина которого является мерой скорости и, следовательно, мерой расхода.

Сужающие устройства можно устанавливать в горизонтальных, наклонных и вертикальных трубопроводах, при этом протекающая вода должна полностью заполнять сечение трубопровода и сужающего устройства.

Методика расчета сужающих устройств приводится в «Правилах по применению и поверке расходомеров с нормальными диафрагмами, соплами и трубами Вентури» (М., Машгиз, 1955). Соблюдение правил обязательно для всех организаций, проектирующих, изготовляющих, эксплуатирующих и поверяющих расходомеры.

Потери напора h_w в сужающих устройствах можно ориентировочно определить по формулам:

для диафрагм

$$h_w = h\left[1 - \left(\frac{d}{d_v}\right)^2\right];$$

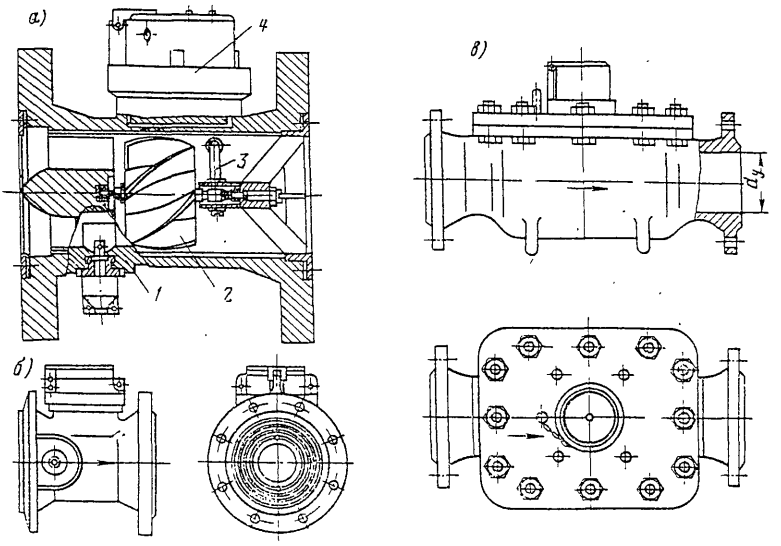


Рис. 8.17. Скоростные турбинные водомеры типа ВВ

а — общий вид; *б* — исполнение для марок ВВ-50 и ВВ-80 завода «Водоприбор» и всех модификаций завода «Ленводоприбор»; *в* — исполнение для марок ВВ-100, ВВ-150 и ВВ-200 завода «Водоприбор»; *1* — корпус; *2* — вертушка; *3* — передача; *4* — счетный механизм

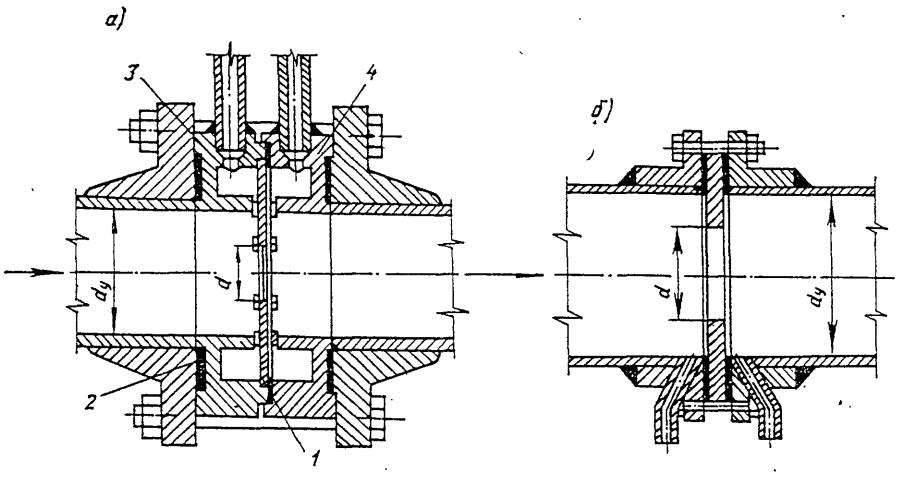


Рис. 8.18. Диафрагмы нормальные, смонтированные в трубопроводах
а — камерные: *1* — диафрагма; *2* — прокладка; *3* — камера «+»; *4* — камера «—»; *б* — дисковые

для сопла

$$h_w = h\left[1 - 1{,}4\left(\frac{d}{d_y}\right)^2\right];$$

для сопла Вентури

$$h_w = 0{,}22\,h\left[1 - \left(\frac{d}{d_y}\right)^2\right],$$

где h — перепад напора в сужающем устройстве, соответствующий расчетному расходу, м;
d — диаметр сужения;
d_y — внутренний диаметр трубопровода.

Установка сужающих устройств непосредственно у фасонных частей и запорной арматуры не допускается, так как последние приводят к перераспределению скоростей по сечению потока и, следовательно, к изменению коэффициента расхода и снижению точности определения расхода воды.

Необходимые наименьшие длины прямых участков трубопроводов перед сужающими устройствами зависят от вида местных сопротивлений и от отношения d^2/d_y^2 . Длина прямого участка трубопровода за сужающим устройством во всех случаях не должна быть менее $5d_y$. Точность измерения расхода воды сужающими устройствами около ± (1,5...2) %.

Отечественной промышленностью серийно выпускается большое число расходомерных сужающих устройств различных типов.

Диафрагмы нормальные (рис. 8.18) получили большое распространение в водопроводно-канализационных сооружениях благодаря простоте конструкции и удобству монтажа. По способу отбора давления диафрагмы разделяются на камерные типа ДКН и дисковые типа ДДН. Отбор давления для измерения перепада у камерных диафрагм производится через кольцевые камеры, а у дисковых — через отверстия во фланцах. Недостатком диафрагм являются значительные потери напора при больших расходах жидкости.

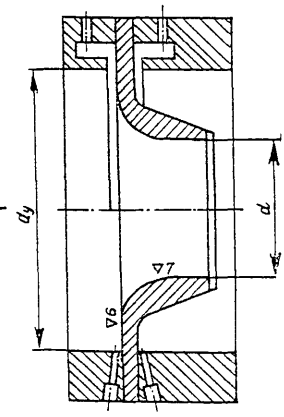


Рис. 8.19. Сопла нормальные

Сопла нормальные (рис. 8.19) применяют в

трубопроводах диаметром свыше 50 мм. Точность измерения расхода соплами больше точности измерения расхода диафрагмами, а потери напора меньше, однако они трудны в изготовлении.

Сопло Вентури (рис. 8. 20) используют для измерения расхода жидкости в трубопроводах с внутренним диаметром не более 1400 мм. Они имеют большие размеры и трудны в изготовлении. Их широко применяют на водопроводных станциях с большими расходами воды ввиду наименьших потерь напора по сравнению с прочими сужающими устройствами.

Достоинствами расходомеров с сужающими устройствами по сравнению с турбинными скоростными водомерами являются:

отсутствие движущихся частей, что дает возможность применять их для измерения расхода сильно загрязненных жидкостей;

большая пропускная способность;

надежность работы;

возможность регистрации мгновенных расходов.

К приборам, предназначенным для контроля давлений, относятся: манометры — для измерения положительного избыточного давления, вакуумметры — для измерения отрицательного избыточного давления (разрежения) и мановакуумметры — для измерения как положительного избыточного давления, так и разрежения.

Манометры, вакуумметры и мановакуумметры с трубчатой пружиной наиболее распространены в сооружениях водопроводно-канализационных насосных станций. Их действие основано на использовании деформации упругой трубчатой пружины под действием измеряемого давления. Серийно выпускаемые манометры и мановакуумметры имеют очень широкий диапазон измерения давления.

Класс точности, под которым подразумевается процент погрешности прибора от верхнего предела показаний, серийно выпускаемых мано-

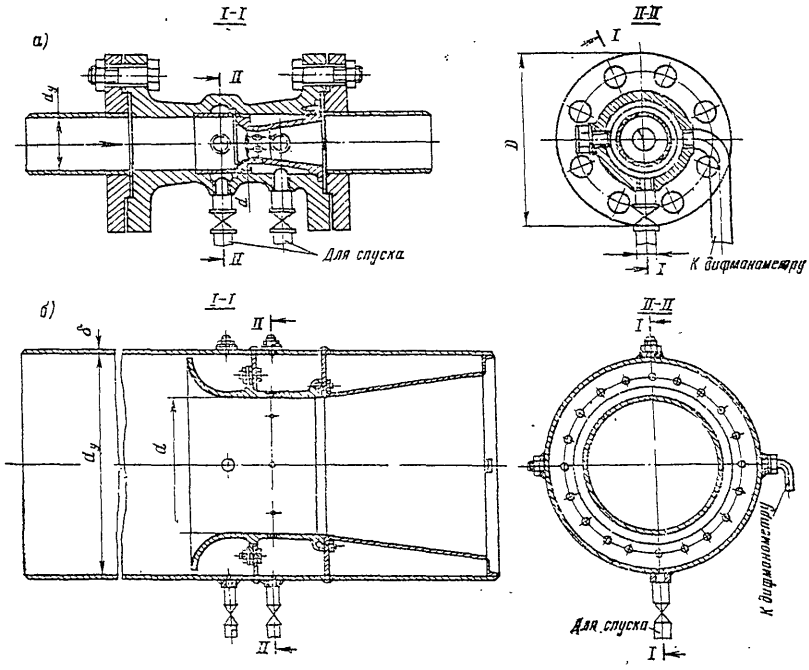


Рис. 8.20. Сопла Вентури для установки в трубопроводах
а — диаметром до 500 мм; *б* — диаметром свыше 500 мм

метров, вакуумметров и мановакуумметров, 0,6; 1; 1,6 и 2,5. На водопроводно-канализационных сооружениях применяются приборы класса точности 1,6.

Приборы безотказно работают при температуре окружающей среды от —50 до +60° С и относительной влажности не более 80%.

Дифференциальные манометры (дифманометры) предназначены для измерения перепада давления. В зависимости от измеряемых величин приборы подразделяются на расходомеры, перепадомеры и уровнемеры. На водопроводных и канализационных насосных станциях наибольшее распространение получили поплавковые, мембранные и сильфонные дифманометры промышленного изготовления.

Дифманометры нормально работают при температуре от 5 до 50°С и относительной влажности до 80%. Питание приборов производится от сети переменного тока напряжением 220 В и частотой 50 Гц. Класс точности дифманометров 1 и 1,5.

Правилами технической эксплуатации насосного оборудования предусматривается обязательная установка на каждом насосе следующей контрольно-измерительной аппаратуры:

вакуумметра или мановакуумметра на всасывающем патрубке;

манометра на напорном патрубке;

амперметра, вольтметра и ваттметра;

указателей уровня масла в подшипниках, имеющих жидкостную смазку;

манометров, показывающих давление масла перед подшипниками, и термометров, показывающих температуру масла, поступающего в подшипник и выходящего из него;

водомеров (указывающих и записывающих) на каждой напорной линии насосной станции.

Для водопроводных насосов с диаметром напорного патрубка более 200 мм должен быть предусмотрен кроме общего учета водомером поагрегатный учет подаваемой воды.

В машинном здании насосной станции устанавливают также указатели уровня воды в резервуарах, из которых откачивается и в которые подается вода, телеуровнемеры или сигнализацию и телефонную связь с указанными сооружениями.

ГЛАВА 9

ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Режим работы и подача насосной станции могут быть установлены только после того, как будут определены расход воды и график водопотребления. Насосные станции должны подавать (или откачивать) за сутки полный расчетный суточный расход при обеспечении требуемой высоты подъема воды.

Подача насосных станций должна быть рассчитана на максимальное суточное водопотребление. При определении величины максимального суточного расхода воды составляют сводную ведомость расхода воды в системе водоснабжения[1], которая является основным заданием для определения подачи и выбора режима работы насосных станций проектируемого водопровода. Подача канализационных насосных станций определяется по максимальному расчетному секундному расходу в подводящем коллекторе на участке у насосной станции (см. § 71).

---

[1] Абрамов Н. Н. и Поспелова М. М. Расчет водопроводных сетей. М., Госстройиздат, 1962.

При определении подачи (откачки) и режима работы насосных станций следует учитывать назначение станций и место их расположения в общей схеме системы водоснабжения или системы канализации.

§ 50. РАСЧЕТ РЕЖИМА РАБОТЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ I ПОДЪЕМА

Подача воды насосами I подъема может осуществляться по трем основным схемам:

1) насосная станция подает воду на очистные сооружения для хозяйственно-питьевых или производственных нужд;

2) насосная станция подает воду в резервуары чистой воды без очистки; подача хозяйственно-питьевой воды в этом случае возможна лишь при использовании артезианских вод;

3) насосная станция подает воду без очистки непосредственно потребителям.

Подача насосной станции I подъема при поступлении воды на очистные сооружения. Как правило, станцию рассчитывают на подачу среднего часового расхода воды в дни максимального водопотребления с учетом расхода воды на собственные нужды насосной станции I подъема и очистной станции. Среднюю часовую подачу насосной станции, м^3/ч, определяют по формуле

$$Q_ч = \frac{\alpha Q_{макс.сут}}{T}, \qquad (9.1)$$

где $Q_{макс.сут}$ — максимальный суточный расход, м^3/сут;

α — коэффициент, учитывающий расход воды на собственные нужды станции; принимается равным 1,04—1,1 в зависимости от качества воды в источнике водоснабжения, конструкции фильтров, принятой интенсивности промывки и схемы отвода промывной воды;

T — продолжительность работы насосной станции, обычно T = =24 ч; меньшее число часов работы станции принимают только при малом суточном расходе воды и при соответствующей конструкции очистных сооружений, допускающих перерыв в работе.

Подача насосной станции I подъема при поступлении воды без очистки в резервуары. Как было сказано, подача воды на хозяйственно-питьевые нужды без очистки возможна лишь при использовании артезианских вод. В этом случае чаще всего вода насосами I подъема подается в резервуары чистой воды, откуда горизонтальными насосами II подъема — потребителям.

Такая схема подачи воды потребителям позволяет установить равномерную круглосуточную работу насосов I подъема, произвести расчет на среднечасовую подачу и уменьшить число скважин или их диаметр. Кроме того, равномерный и непрерывный отбор воды улучшает режим работы скважины. Часто круглосуточный режим водоотбора диктуется ограниченным дебитом скважины. Часовая подача насосной станции I подъема должна быть равна:

$$Q_ч = \frac{\alpha_1 Q_{макс.сут}}{24}, \qquad (9.2)$$

где α_1 — коэффициент, учитывающий расход воды на собственные нужды водопровода; принимается равным 1,01—1,02.

Для производственных систем водоснабжения воду можно подавать без очистки и из поверхностных источников водоснабжения, если ее качество удовлетворяет требованиям технологического процесса. Например, для систем охлаждения можно подавать воду с мутностью до

50 мг/л; цветность воды не ограничивается. Этим требованиям обычно удовлетворяет вода из равнинных рек и водохранилищ.

Для системы производственного водоснабжения подача насосной станции I подъема устанавливается в зависимости от того, куда подается вода: непосредственно на производство (система прямоточного водоснабжения) или в оборотную систему водоснабжения, имеющую циркуляционные насосные станции в системе водоохлаждающих устройств.

При прямоточной системе водоснабжения должна быть обеспечена подача насосной станции, отвечающая режиму водопотребления производства. Если режим водопотребления равномерный, то подача станции определяется по формуле (9.1), если неравномерный, из условия обеспечения наибольшего часового расхода в дни максимального водопотребления, т. е. по методике расчета насосных станций II подъема городского водопровода (см. далее § 51).

При оборотной системе производственного водоснабжения насосная станция I подъема подает средний часовой расход воды на восполнение безвозвратных потерь. Вода подается в резервуар охладительных устройств, откуда циркуляционными насосами — в систему производственного водоснабжения по графику режима водопотребления.

Подача насосной станции I подъема при поступлении воды без очистки непосредственно потребителям. В этом случае все артезианские скважины условно делят на основные и неосновные. К основным относят наиболее мощные скважины, имеющие большой удельный дебит и обеспечивающие среднечасовой расход воды потребителями. Работают они круглосуточно, и их дебит определяют по формуле (9.2). К неосновным относятся скважины, которые работают в часы максимального водоразбора, а также во время ремонта основных скважин. Дебит их рассчитывается на подачу воды, равную разности подачи в час максимального водопотребления и подачи среднечасового водопотребления.

Подача воды насосной станцией I подъема непосредственно потребителю приводит к увеличению числа скважин по сравнению с системой подачи воды в резервуар. Однако в этом случае отпадает необходимость в строительстве резервуаров и насосной станции II подъема. Выбор той или иной схемы подачи воды потребителям решается на основании технико-экономического сравнения вариантов с учетом конкретных гидрогеологических характеристик источника.

При определении подачи насосной станции I подъема системы объединенного хозяйственно-питьевого и противопожарного водопровода необходимо обеспечить возможность форсированной подачи воды в часы пополнения противопожарного запаса, который находится в резервуарах, расположенных на насосной станции II подъема. В течение времени восстановления противопожарного запаса воды насосная станция I подъема должна обеспечивать также и расчетную подачу воды на хозяйственно-питьевые и производственные нужды.

Восстановление противопожарного запаса может производиться:

а) рабочими насосами, предназначенными для подачи воды на хозяйственно-питьевые и производственные нужды, если эти насосы работают не круглые сутки; пополнение производится во время перерывов в их работе;

б) рабочими насосами за счет возможного сокращения водопотребления[1];

в) резервным насосным оборудованием;

г) специальными противопожарными насосами, установленными на насосной станции I подъема.

При восстановлении израсходованного противопожарного запаса воды подачу насосов, м^3/ч, определяют по формулам:

---

[1] На период пополнения противопожарного запаса воды допускается снижение подачи воды на хозяйственно-питьевые нужды до 50% расчетного расхода, на производственные нужды — по аварийному графику (см. СНиП II-31-74).

для рабочих насосов

$$Q_ч = Q_1 + \frac{3Q_п + \Sigma Q_{макс} - 3Q_1}{T};$$

для специальных противопожарных насосов

$$Q_ч = \frac{3Q_п + \Sigma Q_{макс} - 3Q_1}{T},$$

где $3Q_п$ — полный пожарный расход за 3 ч (3 ч — расчетная продолжительность тушения пожара в населенном пункте или на предприятии);

$\Sigma Q_{макс}$ — суммарный расход в течение 3 ч наибольшего водопотребления (по графику водопотребления);

Q_1 — средняя часовая подача нормально работающих насосов станции I подъема; может приниматься в расчет в том случае, если гарантирована бесперебойная подача воды насосной станцией I подъема;

T — продолжительность пополнения пожарного запаса, устанавливаемая в соответствии с требованиями СНиП II-31-74.

Максимальный срок восстановления противопожарного запаса воды должен быть не более:

24 ч — в населенных пунктах и на предприятиях пожарной опасности категорий А, Б, В;

36 ч — на предприятиях пожарной опасности категорий Г и Д;

74 ч — в сельских населенных пунктах и сельскохозяйственных производственных комплексах.

Для промышленных предприятий с пожарными расходами воды на наружное пожаротушение 20 л/с и менее допускается увеличивать время восстановления противопожарного запаса воды: для производств категории В — до 36 ч, для производств категорий Г и Д — до 48 ч.

При недостаточности дебита источника для пополнения противопожарного запаса воды можно увеличить время восстановления запаса и соответственно запас воды в резервуаре.

Дополнительный объем противопожарного запаса воды при удлинении времени его восстановления надлежит определять по формуле

$$\Delta Q = Q \frac{K-1}{K},$$

где Q — необходимый объем противопожарного запаса воды;

K — отношение принятого времени восстановления противопожарного запаса воды к требующемуся.

Насосные станции I подъема, получающие воду из артезианских скважин, обычно рассчитывают на круглосуточную работу при максимальном суточном расходе. Для подачи дополнительного количества воды во время пополнения израсходованного неприкосновенного пожарного запаса должны быть предусмотрены резервные скважины с полным комплектом оборудования. Лишь при крайне незначительном относительном количестве воды, требуемой для пополнения пожарного запаса, подачу воды из скважины рассчитывают на форсированный режим во время пополнения этого запаса. В любом случае необходимо технико-экономическое обоснование принятого варианта восстановления неприкосновенного противопожарного запаса воды в резервуарах.

§ 51. РАСЧЕТ РЕЖИМА РАБОТЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ II ПОДЪЕМА

Насосы II подъема подают воду непосредственно в сеть потребителя, и поэтому подачу насосной станции II подъема определяют в зависимости от режима водопотребления населенного пункта.

График режима работы насосной станции II подъема принимают из условия максимального приближения его к графику водопотребления, но это не значит, что графики должны в точности совпадать. Водопотребление в системах водоснабжения весьма неравномерно, поэтому, если мы примем режим подачи воды насосами, в точности соответствующим режиму водопотребления, потребуется очень часто включать и выключать насосные агрегаты, что чрезвычайно усложнит эксплуатацию насосных станций.

При подаче воды насосами II подъема, большей водопотребления, избыток воды поступает в аккумулирующую емкость. В часы, когда водопотребление превышает подачу, недостающее количество воды поступает в сеть из аккумулирующей емкости. Следовательно, чем больше разность между подачей и потреблением воды, тем больше должна быть аккумулирующая емкость.

При определении подачи насосной станции II подъема необходимо найти оптимальный вариант режима работы насосной станции — минимальная аккумулирующая емкость и наименьшая частота включения насосных агрегатов. Работу насосной станции принимают двух- или трехступенчатой (ступенчатой называется работа различного числа насосов в разные часы суток).

Равномерный режим работы насосов рекомендуется для систем водоснабжения с подачей не более 15 тыс. м³ в сутки, так как при большей подаче потребуются бо́льшие аккумулирующие емкости. При ступенчатой работе насосной станции объем аккумулирующей емкости принимают 2,5—6%, при равномерной — 8—15% суточной подачи станции. Следовательно, режим работы насосной станции II подъема в значительной степени зависит от вместимости принятой аккумулирующей емкости. При выборе объема напорных аккумуляторов рекомендуется принимать типовые проекты водонапорных башен.

Определение подачи и выбор режима работы насосной станции удобно производить по табл. 9.1 или по совмещенному графику водопотребления и подачи насосной станции II подъема (рис. 9.1).

В табл. 9.1 приведены примеры равномерной и ступенчатой работы насосов при наличии в системе водопровода водонапорной башни, при коэффициенте часовой неравномерности водопотребления 1,35. Регулирующая вместимость равна максимальному остатку в баке. При получении отрицательных и положительных величин регулирующая вместимость равна сумме абсолютных величин максимальной отрицательной и максимальной положительной. При равномерной круглосуточной работе насосов регулирующая вместимость бака по табл. 9.1 составила $W=6{,}98\%$ максимального суточного расхода; при ступенчатой работе насосов $W=2{,}5\%$ максимального суточного расхода. По III варианту

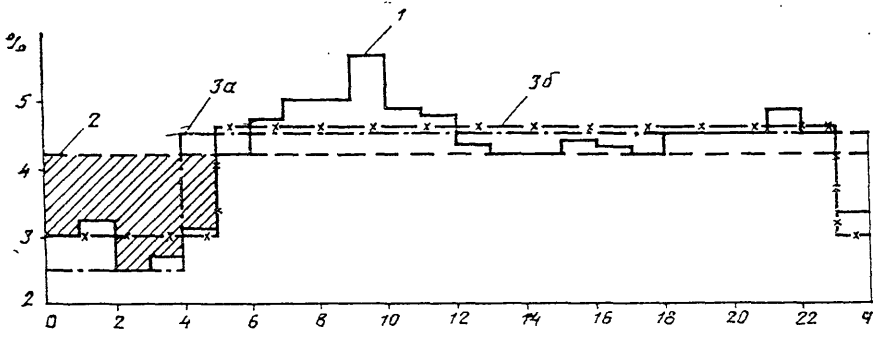


Рис. 9.1. Совмещенный график водопотребления, равномерной и ступенчатой подачи воды насосной станцией

ТАБЛИЦА 91

ВОДОПОТРЕБЛЕНИЕ И РЕЖИМ РАБОТЫ НАСОСОВ

Время суток	Часовое водопотребление	Равномерная круглосуточная работа насосов, % (I вариант)				Ступенчатая работа насосов, %							
						II вариант				III вариант			
		подача насосами	поступление в бак (гр.3—гр.2)	расход из бака (гр.2—гр.3)	остаток в баке	подача насосами	поступление в бак (гр.7—гр.2)	расход из бака (гр.2—гр. 7)	остаток в баке	подача насосами	поступление в бак (гр.11—гр.2)	расход из бака (гр.2—гр. 11)	остаток в баке
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0—1	3	4,17	1,17	—	2,03	2,5	—	0,5	1,9	3	—	—	—
1—2	3,2	4,17	0,97	—	3	2,5	—	0,7	1,2	3	—	0,2	—0,2
2—3	2,5	4,17	1,67	—	4,67	2,5	—	—	1,2	3	0,5	—	+0,3
3—4	2,6	4,17	1,57	—	6,24	2,5	—	0,1	1,1	3	0,4	—	+0,7
4—5	3,5	4,17	0,67	—	6,91	4,5	1	—	2,1	3	—	0,5	+0,2
5—6	4,1	4,17	0,07	—	6,98	4,5	0,4	—	2,5	4,6	0,5	—	+0,7
6—7	4,5	4,17	—	,33	6,65	4,5	—	—	2,5	4,6	0,1	—	+0,8
7—8	4,9	4,17	—	,73	5,92	4,5	—	0,4	2,1	4,55	—	0,35	+0,45
8—9	4,9	4,17	—	,73	5,19	4,5	—	0,4	1,7	4,55	—	0,35	+0,1
9—10	5,6	4,17	—	,43	3,76	4,5	—	1,1	0,6	4,55	—	1,05	—0,95
10—11	4,9	4,17	—	,73	3,03	4,5	—	0,4	0,2	4,55	—	0,35	—1,3
11—12	4,7	4,17	—	,53	2,5	4,5	—	0,2	—	4,55	—	0,15	—1,45
12—13	4,4	4,17	—	,23	2,27	4,5	0,1	—	0,1	4,55	0,15	—	—1,3
13—14	4,1	4,17	0,07	—	2,32	4,5	0,4	—	0,5	4,55	0,45	—	—0,85
14—15	4,1	4,17	0,07	—	2,41	4,5	0,4	—	0,9	4,55	0,45	—	—0,4
15—16	4,4	4,17	—	,23	2,18	4,5	0,1	—	1	4,55	0,15	—	—0,25
16—17	4,3	4,16	—	,14	2,04	4,5	0,2	—	1,2	4,55	0,25	—	—
17—18	4,1	4,16	0,06	—	2,1	4,5	0,4	—	1,6	4,55	0,45	—	+0,45
18—19	4,5	4,16	—	,34	1,76	4,5	—	—	1,6	4,55	0,05	—	+0,5
19—20	4,5	4,16	—	,34	1,42	4,5	—	—	1,6	4,55	0,05	—	+0,55
20—21	4,5	4,16	—	0,34	1,08	4,5	—	—	1,6	4,55	0,05	—	+0,6
21—22	4,8	4,16	—	0,64	0,44	4,5	—	0,3	1,3	4,55	—	0,25	+0,35
22—23	4,6	4,16	—	0,44	—	4,5	—	0,1	1,2	4,55	—	0,05	+0,3
23—24	3,3	4,16	0,86	—	0,86	4,5	1,2	—	2,4	3	—	0,3	—
Итого	100	100	7,18	7,18	—	100	4,2	4,2	—	100	3,55	3,55	—

работы насосной станции регулирующая вместимость $W=2{,}25\%$ максимального суточного расхода. Анализ ступенчатых режимов работы насосной станции по II и III вариантам показывает, что при II варианте поступление воды в бак водонапорной башни происходит в основном в дневные часы, т. е когда в городе расходуется наибольшее количество воды и водопроводная сеть в напряженный момент работы должна пропускать транзитный расход воды в башню. В III варианте ступенчатой работы насосной станции регулирующая вместимость уменьшается. Сокращается часовое поступление воды в бак и из бака, т. е. соединительные водоводы «башня — сеть» будут рассчитываться на меньший расход и, следовательно, можно принять трубы меньшего диаметра.

Общее количество воды, поступающее в бак водонапорной башни за сутки при режиме работы насосной станции по II варианту, равно 4,2% максимального суточного; при режиме работы по III варианту поступление воды в башню уменьшается до 3,55%, что позволяет сократить эксплуатационные расходы, так как напоры при подаче воды в сеть меньше, чем при подаче воды в бак водонапорной башни.

Окончательный выбор режима работы насосной станции устанавливается на основании технико-экономического расчета конкурирующих вариантов с учетом местных условий. Например, на маленьких поселковых водопроводах бак водонапорной башни заполняется в дневную смену, а затем в вечерние и ночные часы расходуется созданный запас воды. Это приводит к увеличению вместимости бака, но позволяет сократить дежурный персонал и принять работу насосной станции в одну смену. При применении автоматизированного управления при том же дежурном персонале можно перейти на круглосуточную работу насосной станции и уменьшить вместимость бака башни, но увеличатся капитальные затраты на автоматизированное управление насосными агрегатами.

На рис. 9.1 показан совмещенный график ступенчатого водопотребления и работы насосов (равномерной и ступенчатой) для I (линия *2*), II (линия *3а*) и III (линия *3б*) вариантов по табл. 9.1. Регулирующая вместимость определяется наибольшей из отдельных площадей, образуемых линией работы насосов и линией водопотребления *1* [например, при равномерной работе насосов — заштрихованная площадь (от 23 до 5 ч), равная приблизительно 7% (по таблице 6,98%)].

Для определения режима работы насосов и вместимости бака водонапорной башни удобнее пользоваться интегральным графиком. Ординаты интегральных графиков дают суммарное количество воды, поданной с начала суток до каждого рассматриваемого часа. На рис. 9.2 приведен интегральный график водопотребления (линия *1*), совмещенный с интегральными графиками подачи воды насосной станцией II подъема при равномерном (линия *2*) и ступенчатом (линии *3а, 3б*) режиме, соответствующем расчету по табл. 9.1. Тангенс угла наклона интегральной кривой к оси абсцисс характеризует интенсивность расходования и подачи воды за соответствующий промежуток времени.

Подача воды насосами представлена ломаной линией, точки излома которой соответствуют моментам изменения подачи воды насосной станцией, т. е. моментам пуска или остановки отдельных насосных агрегатов.

Требуемую аккумулирующую емкость определяют по интегральному графику как сумму абсолютных величин максимальной положительной и максимальной отрицательной разностей ординат кривых подачи и водопотребления. Например, при неравномерной работе насосов вместимость бака составит $+0{,}8+(-1{,}45)=2{,}25\%$, при ступенчатой — 2,5%. Если кривую подачи (линию *2*) сдвинуть вдоль оси абсцисс влево таким образом, чтобы она стала касательной к наиболее выпуклой части кривой потребления (точка *А*), то разности ординат линий *1* и *2* будут од-

ного знака, а максимальная разность ординат даст расчетную величину регулирующей вместимости.

Анализ режимов работы насосных станций показывает, что при ступенчатой работе возможны значительное уменьшение вместимости бака водонапорной башни и некоторое снижение требуемой полной высоты подъема воды насосами за счет меньшей высоты бака. Как видно из приведенного примера, при ступенчатой работе насосов вместимость бака водонапорной башни может быть значительно (почти в 3 раза) меньше, чем при равномерной работе, но зато увеличивается площадь насосной станции вследствие установки большего числа насосов (хотя и меньшей

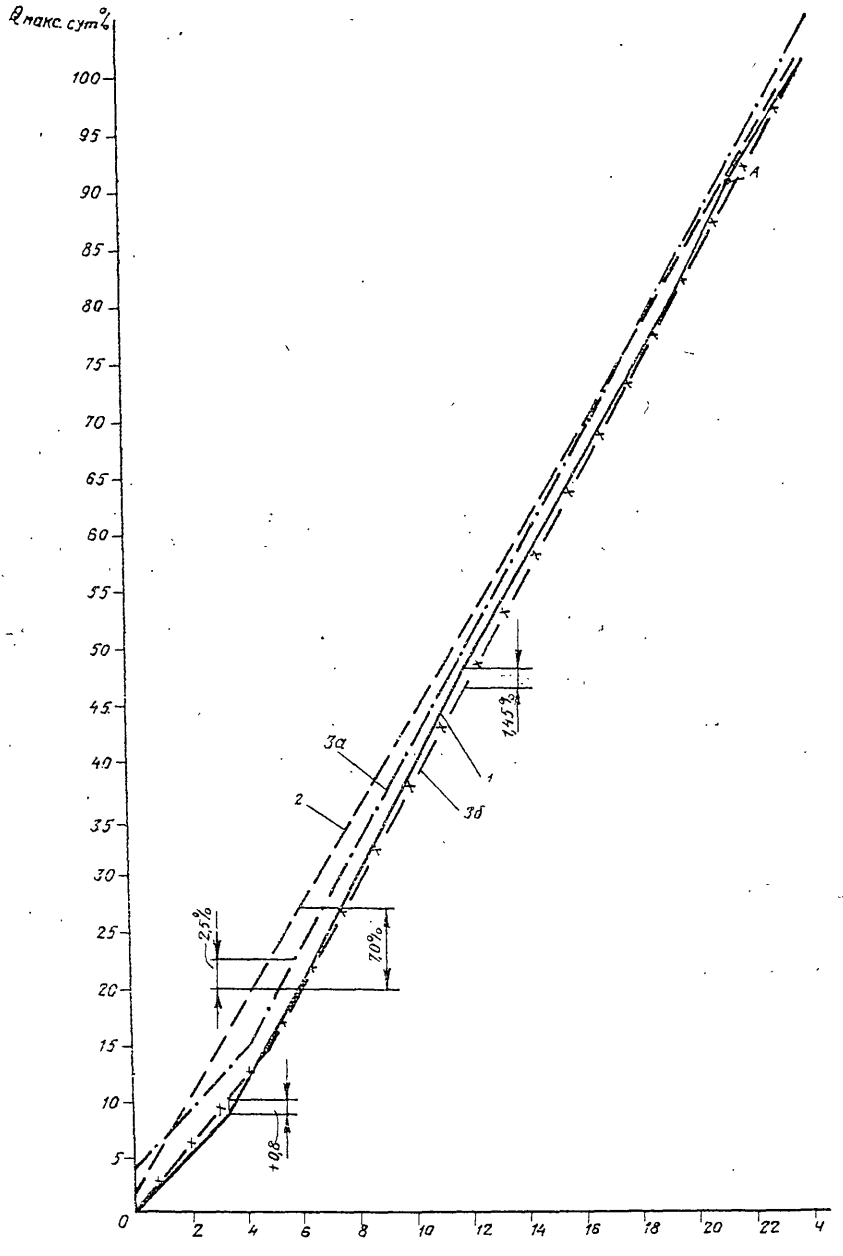


Рис. 9.2. Интегральный график водопотребления, равномерной и ступенчатой подачи воды насосной станцией

подачи) и вместимость подземных резервуаров, поскольку станция I подъема обычно работает равномерно.

В ряде случаев увеличивается и диаметр водоводов, так как при ступенчатой работе они должны быть рассчитаны на пропуск большего количества воды, чем при равномерной. Практика проектирования и эксплуатации систем водоснабжения показывает, что для малых водопроводов обычно выгодна равномерная работа насосов, для больших — ступенчатая, для средних водопроводов чем больше длина водоводов, тем выгоднее равномерная работа.

§ 52. ОСОБЕННОСТИ ВОДОХОЗЯЙСТВЕННЫХ РАСЧЕТОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

На промышленных предприятиях водопотребление в течение суток может быть равномерное и неравномерное.

При равномерном водопотреблении насосы подбирают с расчетом на равномерную подачу воды (подача насоса равна 4,17% суточного расхода). Необходимость в устройстве водонапорной башни отпадает, поскольку требуемый расход воды обеспечивается насосами. В некоторых случаях, исходя из специфических требований отдельных производств, может быть предусмотрено устройство водонапорной башни с некоторым аварийным запасом воды.

На рис. 9.3 показан график неравномерного водопотребления (линия *1*) промышленным предприятием по часам суток: в первую смену водопотребление равно 2,5% в час, во вторую смену — 6%, в третью смену — 4%. Если принять в данном случае ступенчатую работу насо-

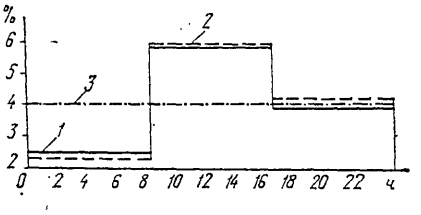


Рис. 9.3. График водопотребления промышленным предприятием

сов (линия *2*), то для работы в первую смену должен быть подобран насос подачей 2,2% в час, во вторую смену будет работать этот же насос и насос подачей 4,25%; суммарная подача воды этими насосами с учетом параллельной их работы будет равна 6,05%; в третью смену насос подачей 2,2% должен быть отключен и будет работать только второй насос подачей 4,25%. Вместимость бака водонапорной башни будет (6,05—6) 8+(4,25—4) 8=2,4%.

Если для данного графика водопотребления принять равномерную работу насосов (линия *3*), то при их подаче 4,17% в час потребуется создать запас воды. Вместимость бака водонапорной башни будет равна (6—4,17) 8=14,67% суточного расхода.

§ 53. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОГО НАПОРА

Определение расчетного напора насосов I подъема

Требуемый напор насосов станции I подъема определяют в соответствии с принятой схемой ее подачи.

При подаче воды на очистные сооружения (рис. 9.4) полную высоту подъема насосов, м, определяют по формуле

$$H = H_{ст} + h_{w,\ вс} + h_{w,\ н} + 1,$$

где $H_{ст} = H_S + H_{г.н}$ — статический напор, т. е. разность отметок уровней воды в источнике и в смесителе;

H_S — геометрическая высота всасывания, т. е. разность отметок оси насоса и самого низкого уровня воды в водоприемном колодце;

$H_{г.н}$ — геометрическая высота нагнетания, т. е. разность отметок оси насоса и уровня воды в сооружениях (куда она подается), определяемая из условия подачи воды в смеситель очистной станции, при оборотном водоснабжении — в резервуар под градирней или в брызгальный бассейн; для предварительных расчетов высоту расположения смесителя можно принять 4—6 м над поверхностью земли; при окончательных расчетах эту высоту устанавливают в соответствии с проектом очистной станции;

$h_{w,вс}$ и $h_{w,н}$ — потери напора соответственно во всасывающем и нагнетательном трубопроводах;

1 — запас напора на излив воды из трубопровода.

При подаче воды в резервуары чистой воды из артезианских скважин полную высоту подъема воды насосами, м, определяют по формуле

$$H = H_{ст} + h_{скв} + h_в + 1,$$

где $H_{ст}$ — статический напор, т. е. разность отметок динамического уровня в скважине и максимального уровня в сборном резервуаре;

$h_{скв}$ — потери в скважине на обтекание погружного насоса при входе воды в приемную сетку (при насосах типов АТН, А необходимо принимать потери в сетке и скоростные потери на входе);

$h_в$ — потери в сборном трубопроводе от скважины до резервуара.

При подаче воды непосредственно в водопроводную сеть полную высоту подъема воды насосами, м, определяют по формуле

$$H = H_г + h_{w,вс} + h_{w,н} + H_{св},$$

где $H_г$ — разность отметок расчетного уровня воды в источнике и геодезической отметки диктующей точки;

$h_{w,н}$ — потери напора в водоводах и водопроводной сети, определяемые в соответствии с данными, полученными при расчете водопроводной сети;

$H_{св}$ — требуемый свободный напор в водопроводной сети в точке, принятой за расчетную.

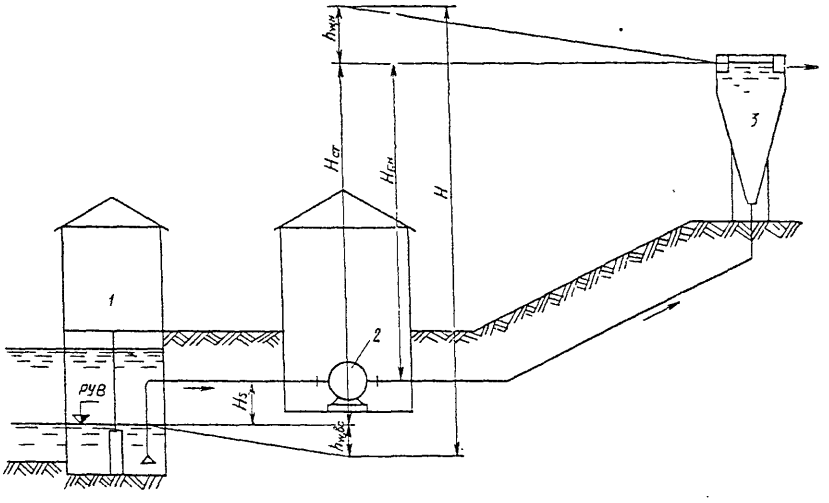


Рис. 9.4. Схема подачи воды на очистные сооружения

1 — водоприемный колодец; *2* — насос; *3* — смеситель; *РУВ* — расчетный уровень воды

Определение расчетного напора насосов II подъема

Напор насосов станции II подъема определяют после полного расчета сети и вычисления высоты водонапорной башни. Напор на станции должен быть достаточным для обеспечения требуемого свободного напора в сети населенного пункта или промышленного предприятия (с учетом потерь напора в сети и рельефа местности).

Рассмотрим два наиболее часто встречающихся случая: 1) вода подается насосной станцией в водонапорную башню, находящуюся в начале сети; 2) вода подается в водопроводную сеть с водонапорной башней (контррезервуаром), находящейся в конце сети.

На рис. 9.5 нанесены пьезометрические линии для первого случая. Полная высота подъема насосов, м, определяется по формуле

$$H = h_{w,\,вс} + H_z + H_б + H_р + h_{w,\,н},$$

где $h_{w,вс}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе;

H_z — разность отметок поверхности земли у водонапорной башни и расчетного уровня воды в резервуаре;

$H_б$ — высота башни от поверхности земли до дна резервуара;

$H_р$ — высота резервуара;

$h_{w,н}$ — потери напора в напорных коммуникациях и в водоводе от насосной станции до водонапорной башни.

На рис. 9.6 нанесены пьезометрические линии для второго случая. При определении полной высоты подъема насоса надо учитывать режим работы насосной станции:

1) в часы максимального водопотребления, когда часть воды подается насосной станцией, а другая часть поступает из водонапорной башни;

2) в часы минимального водопотребления, когда вода, подаваемая насосом, поступает в основном транзитом в башню.

При максимальном водопотреблении полную высоту подъема насосов, м, определяют по формуле

$$H' = H'_г + h_{w,\,вс} + h'_{w,\,н} + H_{св},$$

где $H'_г$ — геометрическая высота подъема воды, т.е. разность отметок точки схода a и расчетного уровня воды в резервуаре; местоположение точки схода определяется в результате расчета сети;

$H_{св}$ — требуемый свободный напор в сети;

$h'_{w,\,н}$ — потери напора в напорных коммуникациях насосной станции, в водоводах и сети до точки схода a.

При минимальном водопотреблении напор насосов определяют из условия транзитной подачи воды в башню. Полную высоту подъема насосов, м, вычисляют по формуле

$$H'' = H''_{ст} + h'_{w,\,вс} + h''_{w,\,н},$$

где $H''_{ст}$ — статический напор, т. е. разность отметок расчетного уровня воды в резервуаре и уровня воды в баке водонапорной башни;

$h''_{w,\,н}$ — потери напора в напорных коммуникациях, в водоводах, сети и соединительных линиях «сеть—башня».

Напор насосов следует принимать равным наибольшему из полученных по расчету. Как правило, оказывается, что наибольший напор у насосов получается при транзитной подаче воды в башню.

По существующим правилам проектирования водопровода подача полного расчетного расхода воды на тушение пожара[1] должна быть

[1] Абрамов Н. Н. Водоснабжение. М., Стройиздат, 1974.

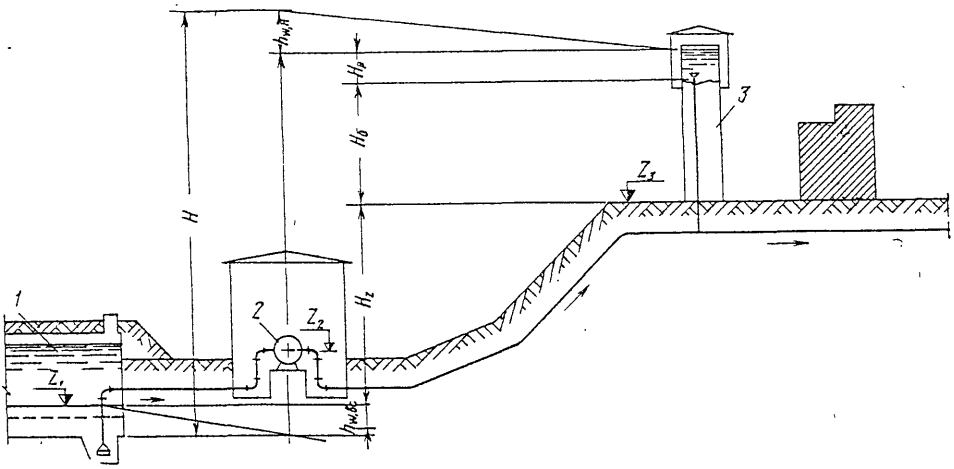


Рис. 9.5. Схема подачи воды из резервуара в систему с башней в начале сети
1 — резервуар; *2* — насос; *3* — башня

обеспечена в час максимального водоразбора, т. е. в момент наиболее напряженной работы насосной станции и водопроводной сети.

Следовательно, в момент возникновения пожара насосы II подъема должны подать в город расход воды, равный сумме полного расчетного расхода воды на тушение пожара и расхода воды в час максимального водоразбора, т. е. подача насосной станции должна быть равна $Q_{п}+Q_{макс.ч}$.

При определении $Q_{макс.ч}$ не учитывается расход воды на поливку территории, а в системах промышленных водопроводов не учитывают расход воды на прием душей, мытье полов в производственных зданиях и мойку технологического оборудования.

Полная высота подъема воды, м, в момент пожара определяется по формуле

$$H_{п} = H_{ст.п} + h_{w,\,вс} + h_{w,\,н} + H_{св},$$

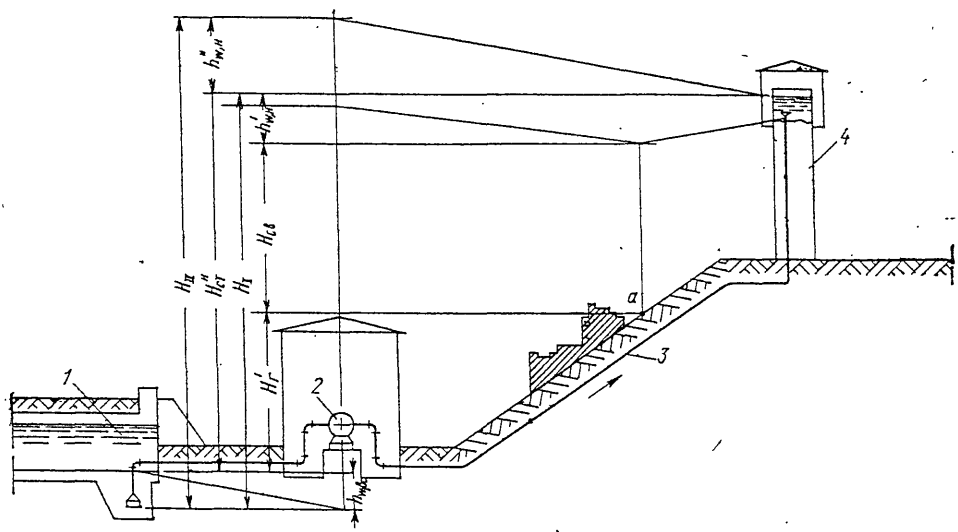


Рис. 9.6. Схема подачи воды из резервуара в систему с контррезервуаром
1 — резервуар; *2* — насос; *3* — водопроводная сеть; *4* — башня

где $H_{ст.п}$ — статический напор, т. е. разность отметок земли в расчетной точке пожара и расчетного пожарного уровня воды в резервуаре;

$h_{w,н}$ — потери напора в водоводе и сети от насосной станции до места пожара;

$H_{св}$ — свободный напор в расчетной точке возникновения пожара.

При определении расчетной точки следует исходить из наиболее неблагоприятных условий работы насосной станции, т. е. возможности возникновения пожара в наиболее возвышенных и наиболее удаленных от насосной станции точках территории, обслуживаемой водопроводом.

Определение потерь во всасывающих и напорных коммуникациях насосной станции производят на пропуск расхода $Q_п+Q_{макс.ч}$, при этом коэффициенты запаса потерь в коммуникациях насосной станции следует принимать: во всасывающих — 2,5 м, в напорных — 5 м.

Свободный напор в момент возникновения пожара в расчетной точке должен быть не менее 10 м.

В системах водопроводов высокого давления свободный напор должен обеспечивать получение из гидрантов струи высотой, достаточной для тушения пожара. Системы высокого давления (с временным повышением давления при пожаре) применяют иногда и в промышленных водопроводах. Водопроводы постоянного высокого давления применяют только на промышленных объектах повышенной пожарной опасности.

При определении требуемого напора насосов II подъема следует рассматривать три основных случая:

1) необходимый напор для пожаротушения больше напора, развиваемого хозяйственными насосами;

2) необходимый напор пожаротушения равен напору, развиваемому хозяйственными насосами;

3) необходимый напор для пожаротушения меньше напора в режимной точке работы насосов до возникновения пожара.

В первом случае (рис. 9.7, *а*) следует устанавливать противопожарные насосы требуемого напора и подачи, которые обеспечат максимальный хозяйственный и противопожарный расходы. При работе пожарных насосов хозяйственные насосы выключают.

Во втором случае устанавливают противопожарные насосы такого же типоразмера, как и хозяйственные, с подачей, равной расходу, требуемому исключительно для тушения пожара (рис. 9.7,*б*).

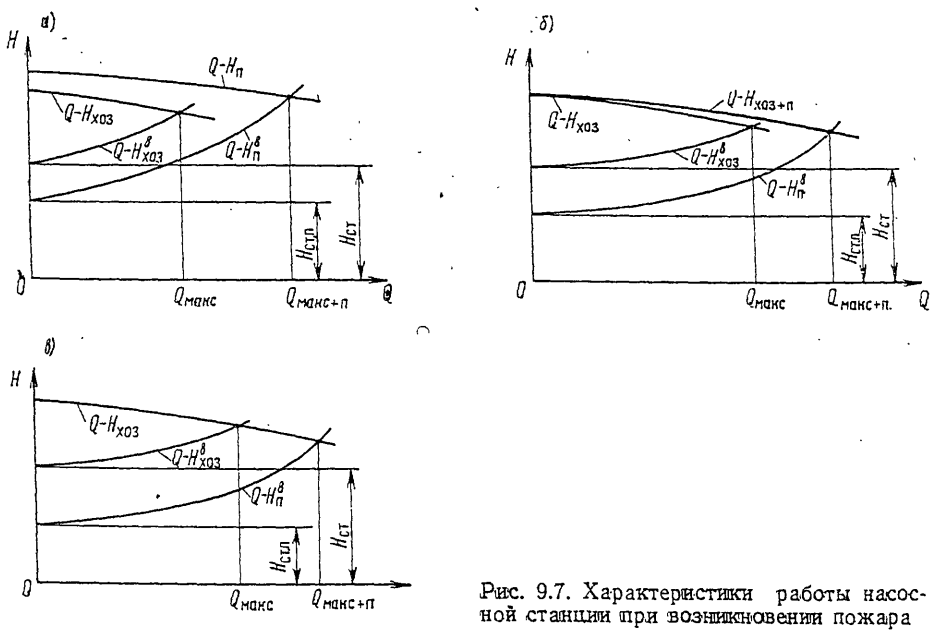


Рис. 9.7. Характеристики работы насосной станции при возникновении пожара

В третьем случае требуемый суммарный расход при необходимой высоте подъема воды обеспечивается хозяйственными насосами за счет снижения расчетного напора насосов на случай пожаротушения (рис. 9.7, *в*).

Ввиду кратковременности пожаротушения допускается работа насосов вне рекомендуемой рабочей части характеристики с некоторым снижением коэффициента полезного действия. При этом необходимо помнить о недопустимости работы насоса в зоне кавитации.

§ 54. ВЫБОР ТИПА И ЧИСЛА УСТАНАВЛИВАЕМЫХ НАСОСОВ

При выборе типа насосов и определении числа рабочих агрегатов необходимо учитывать совместную работу насосов, водоводов и сети и руководствоваться следующими соображениями.

1. Необходимо устанавливать как можно меньше рабочих насосов. Параллельная работа нескольких насосов экономически невыгодна: выгоднее установить крупные насосы, имеющие более высокие КПД, чем несколько средних и малых; кроме того, суммарная подача нескольких насосов при параллельной работе на общие водоводы всегда меньше, чем сумма их подач при раздельной работе на данную систему.

2. Насосы должны работать в области наивысших КПД при длительной подаче. Кратковременные расходы могут подаваться с более низким КПД.

3. Целесообразно на насосных станциях устанавливать насосы одного типоразмера, что обеспечивает взаимозаменяемость насосов, значительно упрощает их эксплуатацию и создает удобства для обслуживания. Однако требования экономичности во многих случаях заставляют отказаться от применения однотипных насосов. Низкие КПД насосов обусловливаются не только тем, что режимная точка насоса находится вне зоны оптимальных расходов, но также и несоответствием напоров, развиваемых насосами, требуемым напорам, так как при уменьшении расхода в сети потери напора на трение уменьшаются пропорционально квадрату расхода. Таким образом, для повышения КПД насосной станции насосы должны подбираться на разные расходы при максимальном КПД с учетом требуемых напоров, что приводит к необходимости установки разнотипных насосов.

4. Подача рабочих насосов должна быть достаточной для обеспечения максимального расхода. Число резервных насосов принимается в соответствии с классом насосной станции. Однако в любом случае целесообразно принимать не менее двух резервных агрегатов, так как при наличии одного резервного агрегата во время ремонта одного из рабочих насосов станция остается без резерва и при аварии рабочего насоса его нечем будет заменить.

Требования к надежности работы насосной станции устанавливают в зависимости от назначения водопровода. В соответствии с требуемой степенью надежности бесперебойного водоснабжения водопроводные насосные станции подразделяют на три класса:

I класс — не допускается перерыва в работе насосов, так как это может привести к значительному ущербу народного хозяйства, повреждению технологического оборудования и нарушению сложного технологического процесса;

II класс — допускается кратковременный перерыв в работе насосов на время, необходимое для включения резервных агрегатов, что вызывает уменьшение выпуска продукции и простой технологического оборудования;

III класс — допускается перерыв в подаче воды потребителям на время ликвидации аварии, но не более одних суток; например, в насе-

ленных пунктах с числом жителей до 5000 человек, во вспомогательных цехах, на поливочные нужды и на орошение.

Насосные станции противопожарных и объединенных хозяйственно-противопожарных или производственно-противопожарных водопроводов по надежности действия следует относить к I классу; при наличии емкостей с соответствующим противопожарным запасом воды, обеспечивающим необходимый напор, — ко II классу.

Число резервных агрегатов принимают в зависимости от класса надежности станции и числа рабочих агрегатов (табл. 9.2).

ТАБЛИЦА 9.2

Число рабочих агрегатов	Число резервных агрегатов на станциях класса		
	I	II	III
1	2	1	1
2—3	2	1	1
4—6	2	2	1
7—9	3	3	2
10 и более	4	4	3

Резервные насосы принимаются с характеристикой, соответствующей наибольшему насосу, установленному на насосной станции.

На основании изложенных выше соображений рассмотрим принцип выбора рабочих агрегатов на насосных станциях различного назначения.

На насосных станциях I подъема, работающих равномерно, целесообразно устанавливать не менее двух однотипных рабочих насосных агрегатов и один или два резервных. Станции I подъема, как правило, устраивают заглубленными, шахтного типа, в зданиях круглой формы в плане. Круглое здание насосных станций сразу строят с запасом площади для установки более мощных насосов при дальнейшем развитии водоснабжения и соответственно увеличивают размеры фундаментов под насосы.

Поскольку противопожарный запас хранится в резервуарах чистой воды на насосных станциях II подъема, на станциях I подъема можно устанавливать один резервный насос. Однако следует иметь в виду, что стоимость насосного агрегата весьма мала по сравнению со стоимостью всего водопровода и экономия от сокращения числа резервных насосов нецелесообразна, особенно если принять во внимание важность бесперебойности водоснабжения. Один резервный насос можно устанавливать также на насосной станции I подъема, подающей воду в резервуары охлаждающих устройств (при оборотной системе водоснабжения), где кратковременный перерыв в подаче воды не вызывает осложнений, так как оборотная система водоснабжения может некоторое время работать за счет запаса воды в системе. В то же время на насосных станциях, обслуживающих металлургические, химические, нефтеперерабатывающие и другие промышленные предприятия, где перерыв в подаче воды недопустим, число резервных агрегатов может быть увеличено по сравнению с рекомендациями табл. 9.2.

Таким образом, число резервных насосов в каждом конкретном случае принимают на основании обеспечения надежности работы насосной станции с учетом технико-экономического расчета.

На заглубленных насосных станциях I подъема рекомендуется применять вертикальные центробежные или осевые насосы, для которых требуется меньшая площадь здания станции. Электродвигатели могут быть установлены над корпусом насоса, вследствие чего создаются лучшие условия для работы электродвигателей и их обслуживания. К тому же насосная станция, оборудованная вертикальными насосами, более компактна. Вертикальные центробежные и осевые насосы изготовляют

на весьма большую подачу, и они могут быть использованы только на крупных насосных станциях. На станциях средней и малой производительности в основном применяют горизонтальные центробежные насосы.

В последнее время в практике проектирования и строительства насосных станций I подъема широко применяют скважинные насосы с трансмиссионным валом типов 20А и 24А, что позволяет весьма значительно уменьшить площадь насосной станции.

Насосные станции II подъема работают по ступенчатому графику, и выбор однотипных насосов значительно осложняется, так как при изменении расхода воды потребителем необходимо изменять подачу воды выключением из работы части насосов. Но выключение насоса ведет к скачкообразному изменению подачи, а в сети наблюдается относительно плавное изменение расхода.

Несоответствие подачи воды насосами расходу ее в системе приводит к потере энергии и в конечном результате к снижению КПД. Если водопотребление в сети больше, чем подают насосы, то режимная точка смещается в нижнюю часть рабочей части характеристики и насосы работают с низким КПД. Если же расход в сети меньше, чем подают насосы, то за счет саморегулирования они будут развивать напор больше, чем требуется в сети, и следовательно, общий КПД насосной станции будет понижаться.

Выбору насосов II подъема должен предшествовать весьма тщательный анализ работы системы «насосы — водоводы — сеть». Принятый в практике анализ работы насосной станции на два (с башней в начале сети) или на три (сеть с контррезервуаром) расчетных случая явно недостаточен. Применение ЭВМ для расчета сети и совместной работы системы «насос — водовод — сеть» позволяет провести более глубокий анализ, подобрать насосы и установить режим работы насосов, обеспечивающий оптимальный КПД работы насосной станции.

В табл. 9.1 в I варианте принята равномерная работа насосов с подачей 4,17%. Можно установить один рабочий насос с подачей 4,17% и, принимая во внимание, что насосные станции II подъема городских водопроводов относятся к первому классу надежности, два резервных агрегата, т. е. мощность резерва составит 200% рабочей мощности.

При равномерном режиме работы насосной станции II подъема экономически выгоднее установить два рабочих агрегата и в соответствии с требованием обеспечения надежности работы насосной станции два резервных агрегата, т. е. мощность резерва составит 100% рабочей мощности и, следовательно, вдвое сократится стоимость установленной мощности. Кроме сокращения эксплуатационных расходов повышается коэффициент использования установленной мощности.

Во II варианте принята ступенчатая работа насосов. Можно установить четыре однотипных насоса (два рабочих и два резервных) с подачей каждого насоса 2,5%. Один насос будет работать круглые сутки, а другой насос с такой же подачей включается в параллельную работу с первым насосом с 4 ч и выключается из работы в 24 ч. Ввиду того что при параллельной работе подача насосов уменьшается, суммарная подача обоих насосов принята равной 4,5%, т. е. на 10% меньше суммы подач обоих насосов при одиночной работе. Уменьшение суммарной подачи будет зависеть от крутизны характеристик $Q—H$ насосов и системы «водоводы — сеть» и уточняется при графо-аналитическом расчете.

В III варианте при принятой ступенчатой работе насосов устанавливают пять насосных агрегатов: три рабочих и два резервных. Два насоса работают параллельно круглые сутки с суммарной подачей 3%. Подача каждого насоса при принятой величине уменьшения подачи при параллельной работе на 10% должна быть 1,65%. Третий насос с подачей 1,85% включается в параллельную работу с 5 ч и выключается из рабо-

ты в 23 ч. Уменьшение суммарной подачи трех параллельно работающих насосов принято равным 10% и уточняется при окончательном расчете после выбора насосов.

По III варианту режима работы насосной станции можно установить однотипные насосы, но с разными рабочими колесами. Например, насос с подачей 1,85% имеет рабочее колесо с максимальным диаметром, а насосы с подачей 1,65% — срезанное рабочее колесо на величину $\frac{1,85}{1,65}=\frac{D_1}{D_{ср}}$ откуда $D_{ср}=1,65:1,85=0,89$, т. е. необходимо произвести срезку рабочего колеса на 11%, что вполне допустимо. Можно установить два рабочих и два резервных агрегата. Один насос с подачей 3% будет работать круглые сутки, а другой насос с подачей 2,06% включится в параллельную работу с первым насосом с 5 ч и выключится в 23 ч. Ввиду уменьшения суммарной подачи при параллельной работе принято уменьшение подачи на 10%, т. е. подача насосов при второй ступени работы составит (3+2,06) 0,9=4,56%.

На циркуляционных насосных станциях можно устанавливать один насос, но в этом случае чрезвычайно затруднено регулирование подачи охлаждающей воды, количество которой изменяется по сезонам года.

Число насосов и их подачу следует принимать с учетом изменения температуры воды в течение года. Поэтому целесообразно устанавливать несколько насосов меньшей подачи, чтобы можно было регулировать подачу воды включением различного числа насосов.

На циркуляционных насосных станциях часто устанавливают две группы насосов. Одна группа подает воду на охладительные сооружения, а другая — в сеть системы охлаждения. Насосы одной группы следует принимать с одинаковыми характеристиками, допускающими параллельную работу.

Выбор типа и числа противопожарных насосов надлежит производить с учетом совместной работы их с хозяйственными насосами. Если для целей пожаротушения устанавливают противопожарные насосы, то экономически целесообразно установить один рабочий противопожарный агрегат и один резервный. В соответствии с требованиями СНиП II-31-74 при установке противопожарных насосов следует предусматривать один резервный агрегат. Однако, принимая во внимание требование СНиП, которое предусматривает, что при наличии на насосной станции насосов с двумя различными характеристиками общее число резервных агрегатов следует принимать по табл. 9.2, т. е. резервный противопожарный агрегат будет использоваться в качестве резерва и для хозяйственных насосов, лучше устанавливать два рабочих агрегата и один резервный. При использовании противопожарного насоса в качестве резервного для хозяйственных насосов он будет работать с более высокими экономическими показателями и, следовательно, сократятся эксплуатационные расходы на установленную мощность, так как резервная мощность составляет 50% рабочей против 100% в I варианте.

При обеспечении противопожарного расхода включением в работу однотипных насосов число резервных агрегатов принимается в соответствии с табл. 9.2 по числу рабочих агрегатов в момент пожаротушения.

Определив подачу и напор насоса по графику полей работы насосов, выбирают ближайший подходящий насос. Затем на основании графо-аналитического расчета принимают различные меры (срезка рабочего колеса, изменение частоты вращения и т. д.) для обеспечения оптимального КПД насоса. Данные графо-аналитического расчета должны быть уточнены при эксплуатации насосной станции.

§ 55. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМОЙ ВЫСОТЫ ВСАСЫВАНИЯ И ОТМЕТКИ ЗАЛОЖЕНИЯ ФУНДАМЕНТА НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Отметка оси насоса ∇ОН и связанная с ней отметка фундамента насосного агрегата ∇ОФ определяются алгебраической суммой отметки расчетного уровня воды в источнике ∇РУВ и допустимой геометрической высоты всасывания H_S, т. е. $\nabla \text{ОН} = \nabla \text{РУВ} + H_S$.

Геометрической высотой всасывания лопастных насосов называется разность отметок оси колеса и свободного уровня поверхности воды в резервуаре или в источнике, из которого вода поступает в насос. Геометрическая высота всасывания насоса, м, определяется по формуле

$$H_S = H_{доп} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{w,\,вс},$$

где $H_{доп}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания с учетом поправки на изменение атмосферного давления и температуры перекачиваемой воды (см. § 12);

$\frac{v_1^2}{2g}$ — величина потерь динамического напора на входе в насос (см. § 12);

$h_{w,вс}$ — потери во всасывающей линии насоса.

В паспорте насоса указывают допустимую вакуумметрическую высоту всасывания, м, которую развивает насос на входе в рабочее колесо. Этот вакуум обычно задается для данной подачи при давлении $p_0 = 0{,}1$ МПа и температуре перекачиваемой жидкости 20°С. Для определения $H_{доп}$ необходимо ввести поправки в соответствии с заданной отметкой расположения площадки строительства насосной станции над уровнем моря и с температурой перекачиваемой жидкости.

Увеличение H_S позволяет уменьшить заглубление и снизить строительную стоимость насосной станции. Однако при неточном определении H_S, т. е. завышении отметки оси насоса, может возникнуть кавитационный режим работы его, что приведет к снижению подачи и КПД насоса.

Для правильного определения отметки расположения оси насоса необходимо иметь график совместной работы системы «насосы — водоводы—сеть», на который нанесены режимные точки работы насосов с изменением требуемой подачи; графическую характеристику всасывающего трубопровода; сведения о числе и типе насосов, устанавливаемых на насосной станции. После анализа этих данных для каждой требуемой подачи насосной станции определяем величину H_S, $H_{доп}$ и затем ∇ОН. Расчеты удобно вести в табличной форме (табл. 9.3).

ТАБЛИЦА 9.3

Q_i	n_i	$H_{доп}$	$h_{w,\,вс,\,i}$	$\frac{v_1^2}{2g_i}$	$H_{s,\,i}$	∇ РУВ$_i$	∇ ОН$_i$
Q_3	3	$H_{доп,\,3}$	$h_{w,\,вс,\,3}$	$\frac{v_1^2}{2g_3}$	$H_{S,\,3}$	∇РУВ$_3$	∇ОН$_3$
Q_2	2	$H_{доп,\,2}$	$h_{w,\,вс,\,2}$	$\frac{v_1^2}{2g_2}$	$H_{S,\,2}$	∇РУВ$_2$	∇ОН$_2$
Q_1	1	$H_{доп,\,1}$	$h_{w,\,вс,\,1}$	$\frac{v_1^2}{2g_1}$	$H_{S,\,1}$	∇РУВ$_1$	$\triangle$ОН$_1$
$Q_п$	Пож.	$H_{доп,\,п}$	$h_{w,\,вс,\,п}$	$\frac{v_1^2}{2g_п}$	$H_{S,\,п}$	∇РУВ$_п$	∇ОН$_п$

В таблице Q_3, Q_2, Q_1, $Q_п$ — соответственно подача одного насоса при параллельной работе трех, двух и одного насосов при нормальном режиме работы и при возникновении пожара. Для каждого режима работы определяется: $H_{доп}$ — по характеристике Q—$H_{доп}$; $h_{w,вс}$ — по графической характеристике $h_{w,вс} = f(Q)$; v_1 (скорость входа воды во всасывающий патрубок насоса) — по расходу Q_3, Q_2, Q_1 и $Q_п$.

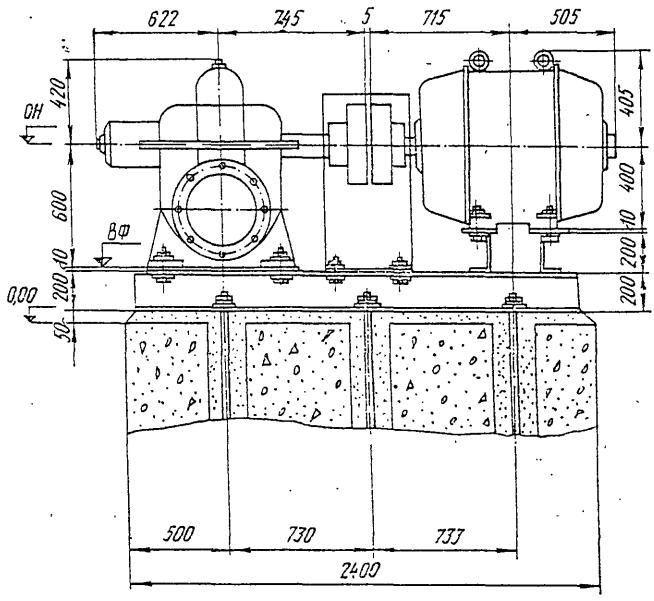


Рис. 9.8. Установка насоса 12НДс на фундаменте

Из всех подсчитанных таким образом отметок оси насоса выбирают минимальную и по ней определяют отметку фундамента.

Отметка верха фундамента определяется по формуле (рис. 9.8)

$$\nabla \text{ВФ} = \nabla \text{ОН} - h_{\text{н}},$$

где $h_{\text{н}}$ — высота насоса от оси до лап; принимают по размерам, указанным в паспорте или в каталоге насосов.

Высоту фундамента над уровнем чистого пола назначают в зависимости от удобства монтажа всасывающих и напорных трубопроводв, но не менее 150—200 мм. Кроме того, следует учитывать условия прочности, чтобы обеспечить передачу всех усилий (крутящего момента, инерционных сил и вибрации) от насоса к массе фундамента.

Ширину и длину фундамента принимают равной ширине и длине фундаментной плиты насоса плюс 50—150 мм.

§ 56. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПРИВОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Исходными данными для определения требуемой мощности электродвигателя являются секундная подача насоса Q, м^3/с, и напор H, м. Подачу и напор насоса принимают по режимной точке работы системы «насосы — водоводы — сеть» или «насосы — водоводы» (см. рис. 4.5).

Мощность на валу насоса обычно указывают в паспорте насоса или в каталоге. Ее величина, взятая с запасом, соответствует подаче и напору для предельных точек рабочей части характеристики данного типа насоса.

Однако не всегда расчетные параметры подачи и напора совпадают с параметрами характеристики Q—H. В этих случаях возникает необходимость в определении мощности на валу насоса и требуемой мощности приводного двигателя.

Мощность насоса, кВт, определяется по формуле

$$N_{\text{пт}} = \frac{\rho g Q H}{102\,\eta_{\text{н}}},$$

где $\eta_{\text{н}}$ — КПД насоса при работе в данном режиме.

Мощность приводного двигателя насоса, кВт, принимают больше мощности, потребляемой насосом, на случай перегрузок от неучтенных условий работы:

при непосредственном соединении вала насоса с валом электродвигателя

$$N_{дв} = \frac{\rho g Q H}{102 \eta_н} k;$$

при соединении приводного двигателя насоса через промежуточную передачу

$$N_{дв} = \frac{\rho g Q H}{\eta_н \eta_{пр}} k,$$

где $\eta_{пр}$ — КПД передачи, принимаемый по паспорту.

В соответствии с ГОСТ 12878—67 коэффициент запаса мощности принимают в зависимости от мощности на валу насоса:

Мощность на валу насоса, кВт	До 20	От 20 до 50	От 50 до 300	Свыше 300
Коэффициент запаса мощности	1,25	1,2	1,15	1,1

Коэффициент запаса мощности зависит также от соотношения мощности на валу насоса при расчетных подаче и напоре и ближайшей мощности изготовляемого отечественной электропромышленностью двигателя, паспортные данные которого соответствуют условиям работы насосного агрегата.

При определении мощности на валу насоса подачу насоса обычно принимают наибольшую из рассматриваемых режимов работы насосной станции.

Насосные станции I подъема, как правило, работают круглосуточно, в относительно постоянном режиме, и Q расчетное принимают:

$$Q = Q_с/n,$$

где $Q_с$ — среднесекундный расход в дни максимального водопотребления;

n — число рабочих насосных агрегатов.

Полный напор насосов определяют из условия минимального расчетного уровня воды в источнике водоснабжения, который может изменяться как по сезонам года, так и в отдельные годы.

В связи с этим на насосной станции I подъема необходимо проводить анализ изменения режима работы насосных агрегатов при сезонных колебаниях уровня воды в источнике. Повышение уровня воды в водоеме в паводки приводит к уменьшению требуемого статического напора и как следствие этого к увеличению подачи воды насосными агрегатами и, следовательно, к увеличению потребляемой мощности. Если электродвигатель не рассчитан на увеличение потребляемой мощности, то он будет работать с перегрузкой и весьма часто выключаться из работы защитной автоматикой. Однако, если мощность двигателя принять на подачу воды в пиковый момент паводка, который продолжается незначительное время и имеет небольшую повторяемость, двигатель в остальное время будет работать с недогрузкой, что вызовет понижение cosφ и КПД двигателя. Следовательно, электродвигатель нужно подбирать из расчета требуемой мощности при подаче среднесекундного расчетного расхода и предусматривать мероприятия по его защите от перегрузки. Окончательное решение о выборе мощности электродвигателя принимается на основании анализа конкретных местных условий (частота

повторяемости и продолжительность паводка, амплитуда колебаний уровня и т. д.).

На насосных станциях II подъема, работающих по ступенчатому режиму, Q принимают по режиму максимальной подачи насоса в систему. Обычно эту подачу принимают при одиночной работе насоса, так как известно, что $Q_I > Q_{I+II}/2 > Q_{I+II+III}/3$ (см. § 21).

Если хозяйственные насосы одновременно являются и противопожарными, необходимо учесть режим работы насосов при пожаротушении, так как при снижении требуемого напора при пожаротушении подача насосов увеличится, что приведет к повышению потребляемой мощности электродвигателя.

При выборе электродвигателя к насосам необходимо знать мощность, частоту вращения, напряжение в питающей сети, тип и исполнение двигателя.

Каждый двигатель независимо от его типа характеризуется номинальными данными. Номинальный режим двигателя соответствует максимальному КПД и удовлетворяет установленным нормам и требованиям в отношении нагрева, коэффициента мощности ($\cos\varphi$), электрической прочности и т. д. Поэтому при подборе электродвигателя необходимо стремиться подобрать мощность двигателя как можно ближе к номинальной.

ГЛАВА 10

ВОДОПРОВОДНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

§ 57. СПЕЦИФИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ВОДОПРОВОДНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Общие технологические требования к насосным станциям систем водоснабжения и канализации, а также принципиальные схемы компоновки, типы и конструкции сооружений были описаны ранее в главе 7. Здесь мы рассмотрим характерные особенности, которые присущи водопроводным насосным станциям и во многом определяют состав их основного и вспомогательного оборудования, схему коммуникаций всасывающих и напорных трубопроводов, конструкции подземной и наземной части, а следовательно, и стоимость строительства и эксплуатации станции.

Прежде всего по роду обслуживаемых объектов принято различать: а) насосные станции, подающие воду на хозяйственно-питьевые нужды, в частности насосные станции городских водопроводов; б) насосные станции, подающие воду для нужд производства (промышленные предприятия, тепловые и атомные электростанции, предприятия железнодорожного транспорта и т. д.). Следует отметить, что в ряде случаев возможно совмещение функций; так, на станциях, подающих воду для нужд производства, могут быть установлены и насосы, подающие хозяйственно-питьевую воду.

Кроме того, в зависимости от класса надежности действия устанавливается гарантийная степень бесперебойности работы насосной станции, что в первую очередь определяет необходимость резерва ее оборудования. Питание приводных электродвигателей насосных станций первого класса надежности действия необходимо осуществлять от двух независимых источников электроэнергии. Возможным решением является также и такое, при котором для ряда рабочих насосов дополнительно к электродвигателям устанавливают паровые турбины или двигатели внутреннего сгорания, автоматически включающиеся в работу в момент прекращения подачи электрического тока.

Для обеспечения бесперебойной подачи воды помимо установки резервных агрегатов зачастую оказывается необходимым дублирование водозаборных сооружений и водоводов насосных станций, а также устройство переключающих коллекторов, усложняющих коммуникации станции и, следовательно, удорожающих ее строительство и эксплуатацию.

В заключение следует отметить, что выбор типа и конструкции здания водопроводной насосной станции и решение схемы ее коммуникаций должны производиться с учетом необходимости обеспечения: наиболее эффективной работы энергетического оборудования; надежности и удобства эксплуатации; наименьших потерь напора; надежного действия противофильтрационных устройств, гидроизоляции, дренажей и т. д.; возможно коротких сроков строительства.

При составлении проектов насосных станций необходимо стремиться к максимальному использованию имеющихся типовых решений как всей станции в целом, так и отдельных ее узлов и сооружений.

§ 58. ВСАСЫВАЮЩИЕ ТРУБОПРОВОДЫ

Всасывающие трубопроводы, предназначенные для надежного, бесперебойного, с наименьшими потерями энергии подвода воды к насосам, являются одним из наиболее ответственных элементов насосной станции.

Основным требованием, предъявляемым к всасывающим трубопроводам центробежных насосов с точки зрения обеспечения ими надежного и бесперебойного подвода воды, является их *воздухонепроницаемость*, так как, по данным многочисленных опытов и наблюдений, попадание воздуха в межлопастные каналы рабочего колеса насоса весьма отрицательно сказывается на его характеристиках. Даже небольшое (до 1% в 1 м³ воды) наличие нерастворенного воздуха может уменьшить подачу насоса на 5—10%, а при увеличении содержания воздуха до 10—15% насос теряет всасывающую способность и происходит срыв его работы.

В связи с этим все стыки деталей трубопроводов выполняют герметичными. Наиболее предпочтительными являются сварные соединения. В случае применения болтовых соединений ко всем фланцам всасывающего трубопровода должен быть обеспечен доступ, с тем чтобы можно было контролировать их состояние и систематически подтягивать болты.

Во избежание попадания воздуха во всасывающий трубопровод через свободную поверхность воды в водоприемном сооружении входное отверстие трубопровода заглубляют на 0,5—1,5 м ниже самого низкого уровня. Если нельзя обеспечить необходимое заглубление, следует установить на концах всасывающих труб экраны, предотвращающие образование воронок вокруг труб и, следовательно, попадание в них воздуха.

Для предотвращения образования во всасывающем трубопроводе воздушных мешков трубопровод прокладывают с подъемом в сторону насоса (уклон не менее 0,005), чтобы воздух, выделившийся из воды в зонах с пониженным давлением, мог свободно двигаться вместе с водой к насосу. По этой же причине при переходе с одного диаметра на другой на горизонтальных участках трубопровода применяют только «косые» переходы с горизонтальной верхней образующей. На рис. 10.1 показаны примеры неправильного и правильного расположения всасывающего трубопровода и присоединения его к насосу.

Потери энергии во всасывающем трубопроводе не только приводят к необходимости увеличения напора [формула (2.6)] и мощности [формула (2.10)] насоса, но и вызывают уменьшение давления на входе в насос [формула (2.64)], способствуя тем самым возникновению и развитию кавитации.

Для уменьшения потерь энергии всасывающий трубопровод должен быть возможно меньшей длины и иметь минимальное число фасонных частей (колен, отводов, тройников и др.).

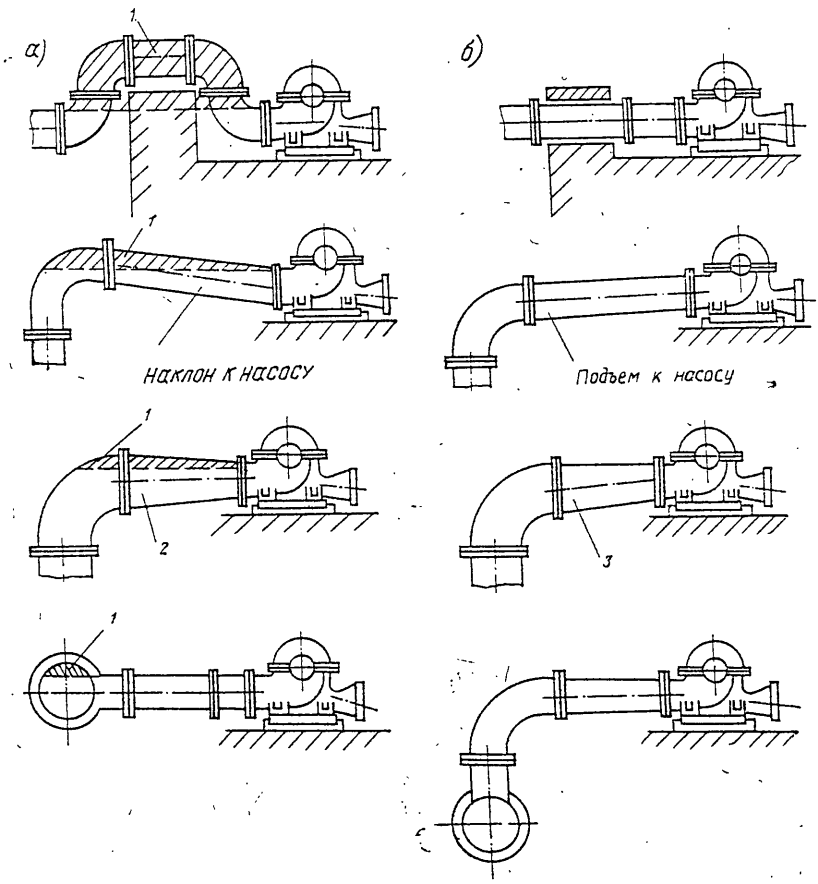


Рис. 10.1. Неправильное (*а*) и правильное (*б*) расположение всасывающих труб
1 — воздушный мешок; *2* — прямой переход; *3* — косой переход

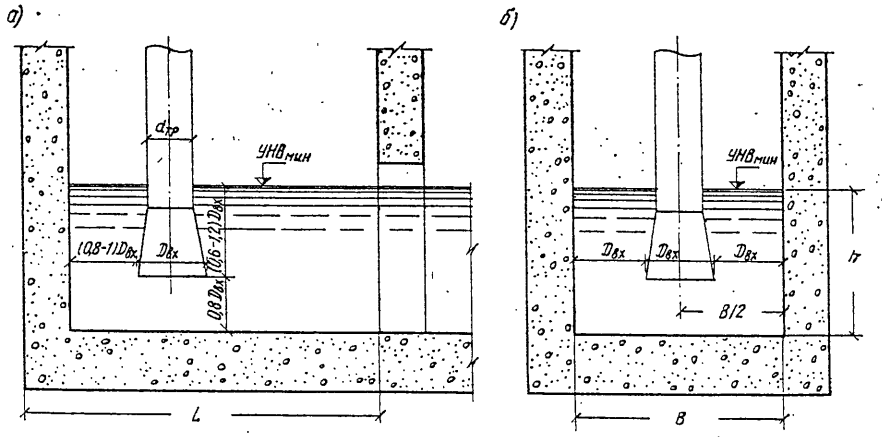


Рис. 10.2. Расположение всасывающей трубы в приемной камере

Диаметры всасывающих труб, фасонных частей и арматуры определяют расчетом. Для предварительного выбора можно руководствоваться значениями допустимых скоростей, м/с:

при диаметре всасывающих труб до 250 мм	0,7—1
» » » » 300—800 »	1—1,5
» » » » свыше 800 мм	1,5—2

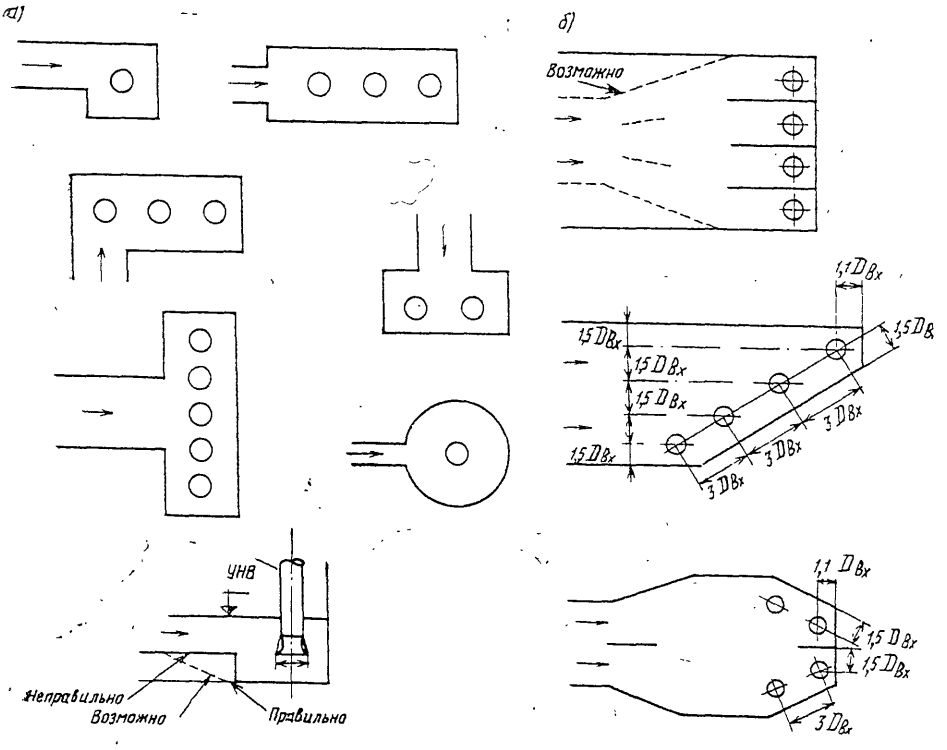


Рис. 10.3. Неправильное (*а*) и правильное (*б*) расположение всасывающих труб в при емной камере

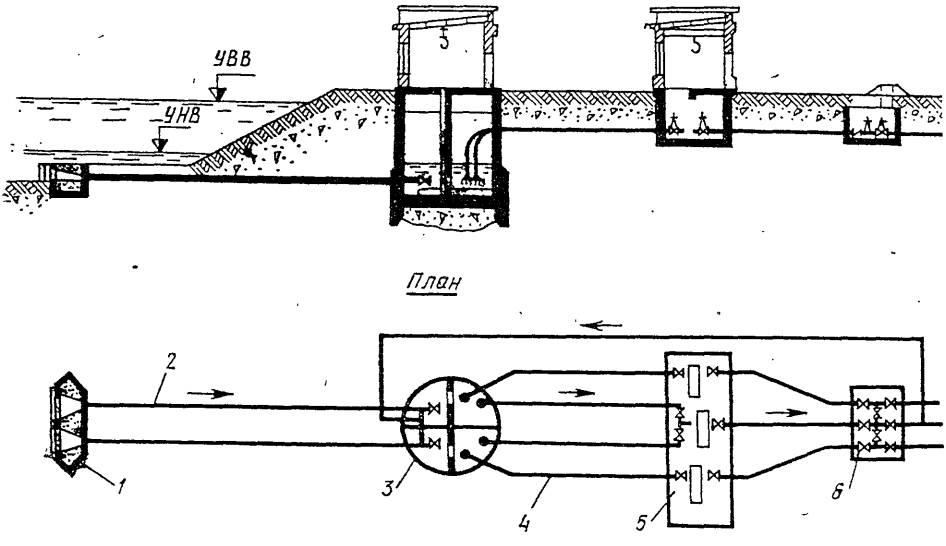


Рис. 10.4. Схема подводящих и всасывающих трубопроводов насосной станции I подъ ема раздельного типа

1 — оголовок; *2* — самотечная линия; *3* — водоприемник; *4* — всасывающие трубопроводы; *5* — стан ция; *6* — камера переключения

Для уменьшения местных потерь при входе потока во всасывающую трубу диаметр входного сечения $D_{вх}$ увеличивают по сравнению с диаметром трубы $d_{тр}$. Обычно принимают $D_{вх}=(1{,}25...1{,}5)d_{тр}$. При центральном угле конусности входной части 8—16° длина ее составляет $l_к=(3{,}5...7)\ (D_{вх}-d_{тр})$. Приемные клапаны из-за значительных гидравлических сопротивлений, создаваемых ими, устанавливают лишь на небольших и, как правило, временных насосных установках, имеющих диаметр всасывающей трубы не более 300 мм.

Бесперебойная работа насоса и минимум гидравлических потерь во всасывающей линии обеспечиваются также правильным расположением всасывающих труб в приемной камере насосной станции. Расстояние от входного сечения всасывающей трубы до дна и стен камеры или приямка следует принимать таким образом, чтобы скорости подхода воды к оголовку были не больше скорости течения во входном сечении. Получающиеся при этом размеры показаны на рис. 10.2, *а*.

Ширина водоприемной камеры обычно принимается $B=3D_{вх}$ (рис. 10.2,*б*). При необходимости уменьшения фронта водозабора можно принимать $B=(1{,}5...2{,}5)D_{вх}$. Минимальная длина камеры L определяется из условия, что отношение объема воды в приемной камере W к средней подаче насоса Q должно быть не менее $k=15...20$, т. е.

$$\frac{W}{Q}=k \text{ и } L=\frac{W}{Bh}=\frac{kQ}{Bh}.$$

При наличии в водоприемной камере двух и более всасывающих труб расстояние между ними должно быть не менее $(1{,}5...2)D_{вх}$. Взаимное расположение труб при этом должно исключать возможность влияния работающих насосов друг на друга. Некоторые примеры неправильного и правильного размещения всасывающих труб в приемной камере показаны на рис. 10.3.

Число всасывающих труб на насосных станциях I подъема, совмещенных с водозаборным сооружением, обычно принимают равным числу установленных насосов. При относительно большой длине всасывающих линий и при сложных дорогостоящих конструкциях водоприемных сооружений, что характерно для крупных насосных станций I подъема раздельного типа, а также для насосных станций II подъема, оборудованных большим числом рабочих и резервных агрегатов, допускается меньшее число всасывающих труб, чем число насосов. Число всасывающих линий при этом на насосных станциях первого и второго классов надежности действия независимо от числа групп насосов, включая пожарные, должно быть не менее двух.

При выключении одной линии остальные должны быть рассчитаны на пропуск полного расхода для насосных станций первого и второго классов надежности действия и 0,7 расчетного расхода для станций третьего класса.

Устройство одной всасывающей линии допускается на насосных станциях третьего класса надежности действия или на противопожарных насосных станциях при установке одного рабочего пожарного насоса.

В отдельных случаях при необходимом экономическом обосновании насосные станции систем водоснабжения могут иметь число всасывающих линий, превышающее число установленных насосов (рис. 10.4).

При числе всасывающих трубопроводов меньше числа установленных насосов для обеспечения забора воды любым насосом трубопроводы объединяют коллектором с переключающими задвижками.

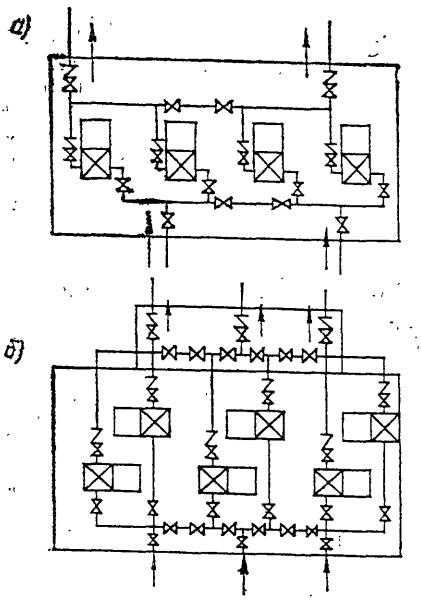


Рис. 10.5. Коллекторные переключения на всасывающих и напорных трубопроводах

На рис. 10.5, *а* показана схема подвода воды двумя всасывающими трубами к четырем насосам, при которой обеспечивается постоянная работа двух насосов во время ремонта любой трубы или задвижки, а на рис. 10.5, *б* — схема коллекторного переключения трех всасывающих трубопроводов шести насосов, обеспечивающая при любых условиях постоянную работу четырех насосов. Из приведенных примеров видно, что устройство всасывающего коллектора значительно усложняет коммуникации и увеличивает размеры здания станции.

Всасывающие трубопроводы как внутри здания насосной станции, так и вне его обычно выполняют из стальных труб на сварке с применением фланцевых соединений лишь для присоединения к арматуре и насосам.

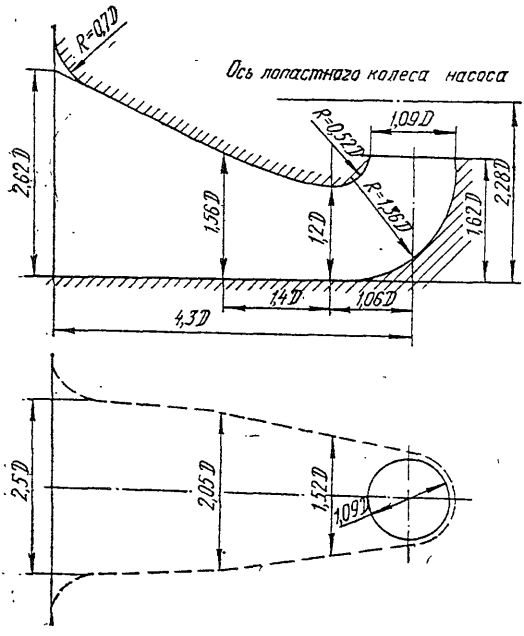


Рис. 10.6. Изогнутая всасывающая труба осевого насоса

Над поверхностью земли всасывающие трубопроводы укладывают на опоры, при установке которых необходимо учитывать толщину слоя нарушенной структуры грунта и глубину промерзания. Расстояние между опорами определяется статическим расчетом трубы как неразрезной многопролетной балки.

Всасывающие трубопроводы, проходящие в траншеях, укладывают на подготовку толщиной 5—10 см из крупнозернистого песка, щебня или мелкого гравия. Наружную поверхность трубопроводов покрывают битумной гидроизоляцией с обвертыванием строительной бумагой или мешковиной. Затем трубопроводы засыпают грунтом.

В сложных геологических условиях или при размещении всасывающего трубопровода в теле плотины из местных материалов всасывающие трубопроводы укладывают в специальной галерее.

При использовании на насосных станциях в качестве основных агрегатов мощных ($Q>2$ м^3/с) центробежных и осевых насосов (типов В, О и ОП) подвод воды к ним для уменьшения потерь напора осуществля-

ется с помощью изогнутых всасывающих труб относительно сложной формы, устраиваемых в бетонном блоке подводной части здания. Число всасывающих труб в этом случае равно числу установленных насосов. Форма и размеры труб (рис. 10.6) устанавливаются заводом — изготовителем насосов.

§ 59. НАПОРНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

Напорные трубопроводы представляют собой гидротехнические сооружения, которые транспортируют воду, находящуюся под давлением (напором), от насосов к очистным сооружениям, технологическим установкам или непосредственно к потребителю. В современной практике строительства водопроводных насосных станций применяют трубопроводы самых различных диаметров — от 0,1 до 8 м, рассчитанные на напор воды от нескольких метров до сотен метров. Схема компоновки, конструктивное решение и материал напорных трубопроводов помимо их назначения, размеров и протяженности в значительной степени зависят от расположения: внутри или вне здания насосной станции.

Внешние напорные трубопроводы, стоимость которых вследствие их большой протяженности (достигающей в ряде случаев 100 км и более), сложности прокладки трассы и обилия вспомогательных сооружений и оборудования может значительно превышать стоимость насосной станции, являются предметом специального изучения и в настоящем курсе не рассматриваются.

Внутристанционные напорные трубопроводы, как правило, оборудованные обратным клапаном, задвижкой и расходомером, предназначены для подачи воды от насосов к внешним напорным трубопроводам.

Обычно в системах водоснабжения устраивают два напорных трубопровода и только в редких случаях— три и более. Число устанавливаемых на станции насосов, таким образом, превышает число ниток трубопроводов, и поэтому возникает необходимость в устройстве сборного коллектора. Размещение задвижек на коллекторе и напорных трубопроводах (внутристанционных и внешних) должно обеспечивать возможность смены или ремонта любого из насосов, внешнего напорного трубопровода, обратных клапанов и основных задвижек при непрерывной подаче воды на хозяйственно-питьевые нужды в размере, предусмотренном классом надежности действия насосной станции.

На практике применяется много различных способов коллекторного переключения напорных трубопроводов внутри крупных водопроводных насосных станций. Так, схемы коммуникаций, приведенные на рис. 10.6, обеспечивают постоянную работу двух и четырех насосов соответственно из четырех и шести, устанавливаемых на станции. В зависимости от числа агрегатов, типа основных насосов и класса надежности действия станции возможно большое число вариантов.

Практически полной бесперебойности в подаче воды можно добиться установкой двух коллекторов или применением кольцевой системы соединения насосов, как это показано на рис. 10.7. В системах, показанных на схемах *а* и *б*, можно ремонтировать любую из задвижек при отключении всего лишь одного насоса независимо от общего их числа. Еще большую бесперебойность в работе насосной станции обеспечивает схема *в*.

Рассмотренные схемы внутристанционных коммуникаций напорных трубопроводов с коллекторами и большим числом задвижек требуют значительного увеличения размеров здания насосной станции и, следовательно, приводят к удорожанию его строительной стоимости. Существенного уменьшения ширины здания можно добиться размещением арматуры насоса на вертикальном участке напорного трубопровода, в резуль-

тате чего сборный коллектор оказывается расположенным значительно выше насосов (рис. 10.8). Неизбежное при этом увеличение высоты здания станции позволяет применять эту компоновку лишь для заглубленных насосных станций шахтного типа.

Для наземных и частично заглубленных насосных станций более приемлемым оказывается решение, при котором напорный коллектор с задвижками размещается в отдельном помещении, примыкающем к стене здания насосной станции (см. рис. 10.5,*б*).

Окончательный выбор схемы компоновки и размещения внутристанционных напорных трубопроводов должен производиться на основе технико-экономического сопоставления всех возможных вариантов.

Скорость движения воды в напорных внутристанционных трубопроводах принимают: 1—1,5 м/с для труб диаметром до 250 мм; 1,2—2 м/с для труб диаметром от 300 до 800 мм; 1,8—3 м/с для труб диаметром более 800 мм.

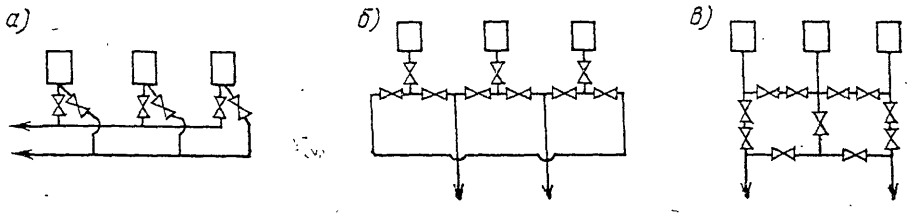


Рис. 10.7. Схемы внутристанционных коммуникаций напорных трубопроводов

Во избежание больших гидравлических потерь скорость движения в напорных трубопроводах должна быть, строго говоря, не более 1,5 м/с. Однако для уменьшения диаметра задвижек, что при их большом числе благоприятно сказывается на стоимости внутристанционных коммуникаций, диаметр трубопроводов уменьшают, увеличивая скорость до 3 м/с.

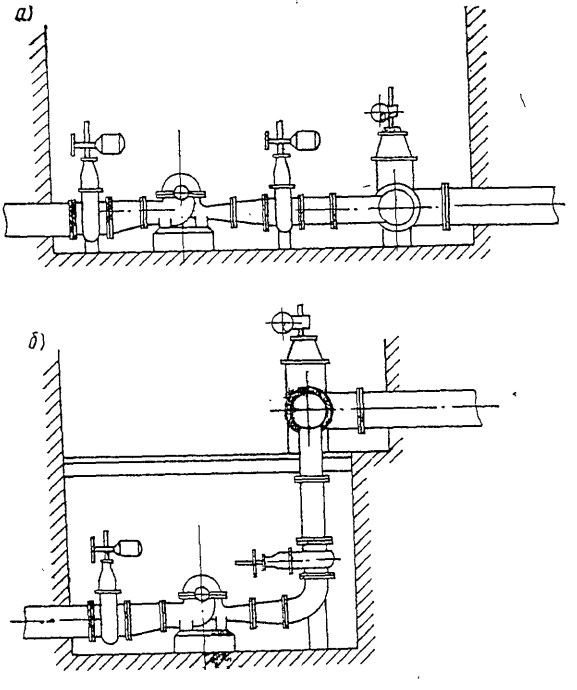


Рис. 10.8. Горизонтальная и вертикальная компоновки напорных внутристанционных трубопроводов

При выборе расчетных скоростей в рекомендуемом диапазоне необходимо учитывать, что в ряде случаев, например при содержании в воде взвешенных наносов, может оказаться экономически целесообразным увеличить диаметр трубопроводов. Общее правило, которое следует при этом соблюдать, заключается в плавном уменьшении скорости течения воды от напорного патрубка насоса до внешнего напорного трубопровода.

Трубопроводы внутри здания насосной станции обычно прокладывают из стандартных стальных труб с наваренными фланцами для соединения с фасонными частями и арматурой. Наружную поверхность труб после соответствующей подготовки окрашивают. Цвет краски для напорных и всасывающих линий должен быть различным.

§ 60. РАСПОЛОЖЕНИЕ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ЗДАНИЯ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Расположение насосных агрегатов и трубопроводов в здании насосной станции должно обеспечивать надежность действия основного и вспомогательного оборудования, а также удобство, простоту и безопасность его обслуживания. Оборудование обычно компонуют исходя из минимальной протяженности внутристанционных коммуникаций и с учетом возможности расширения станции в будущем.

Схема расположения агрегатов в здании насосной станции целиком и полностью определяется типом, размерами и числом основных насосов, а также формой машинного здания в плане.

Применительно к центробежным насосам с горизонтальным валом, устанавливаемым в машинном здании прямоугольной формы, наибольшее распространение получили следующие основные схемы расположения агрегатов (рис. 10.9):

а) однорядное расположение агрегатов параллельно продольной оси станции;

б) однорядное расположение агрегатов перпендикулярно продольной оси станции;

в) однорядное расположение агрегатов под углом к продольной оси станции;

г) двухрядное расположение агрегатов;

д) двухрядное расположение агрегатов в шахматном порядке.

Достоинствами однорядного расположения агрегатов параллельно продольной оси станции (см. рис. 10.9, *а*) являются компактность размещения оборудования и небольшая ширина машинного здания. Особенно выгодна эта схема при применении двусторонних насосов, у которых всасывающая и напорная линии располагаются в плоскости, перпендикулярной оси насоса. Недостатком является большая длина здания насосной станции, поэтому применение этой схемы целесообразно при небольшом числе агрегатов.

К достоинствам второй схемы однорядного расположения агрегатов (см. рис. 10.9, *б*) следует отнести: компактность размещения оборудования, как и в первой схеме, и значительно меньшую длину машинного здания. Особые преимущества имеет эта схема при применении насосов консольного типа, у которых всасывающая линия подходит к торцу насоса. Однако ширина машинного здания насосной станции при такой схеме расположения несколько увеличивается.

При однорядном расположении насосных агрегатов под углом к продольной оси здания станции (см. рис. 10.9, *в*), в известной мере, объединяются достоинства первых двух схем. За счет небольшого, по сравнению со второй схемой, увеличения длины здания можно существенно уменьшить его ширину.

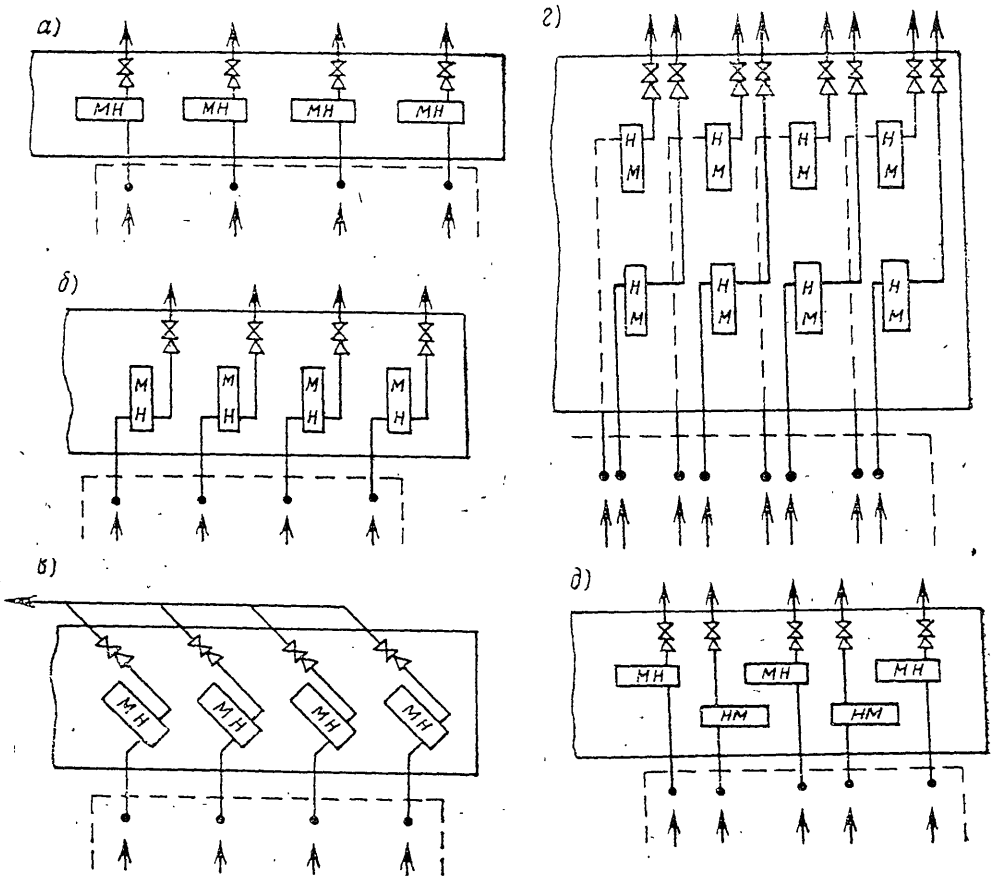


Рис. 10.9. Схемы расположения агрегатов с горизонтальными центробежными насосами

Схема двухрядного расположения агрегатов (см. рис. 10.9, *г*) находит применение при большом числе агрегатов различного назначения и, следовательно, разных размеров. При таком расположении агрегатов значительно увеличивается пролет здания и усложняется коммуникация трубопроводов.

Шахматное двухрядное расположение агрегатов (см. рис. 10.9, *д*) применяется при большом числе крупных агрегатов. Размещение внутристанционных трубопроводов по этой схеме более компактно, чем по предыдущей. Кроме того, значительно сокращается площадь машинного зала, если электродвигатели в одном ряду установить с одной стороны от насосов, а в другом — с другой стороны, что возможно лишь при разном направлении вращения насосов.

Для вертикальных центробежных насосов характерно однорядное расположение агрегатов вдоль продольной оси здания станции. При наличии на напорных трубопроводах большого числа арматуры можно несколько уменьшить ширину здания за счет косого присоединения их к сборному коллектору или к внешним напорным водоводам.

На рис. 10.10 показана мощная насосная станция, оборудованная вертикальными насосами большой подачи ($Q=5$ м^3/с), установленными в два ряда, что позволяет уменьшить длину здания станции; присоединение двух насосов к одной всасывающей линии значительно упрощает схему внутристанционных коммуникаций и конструкцию водоприемника. Подобное решение может оказаться экономически целесообразным при большом числе агрегатов.

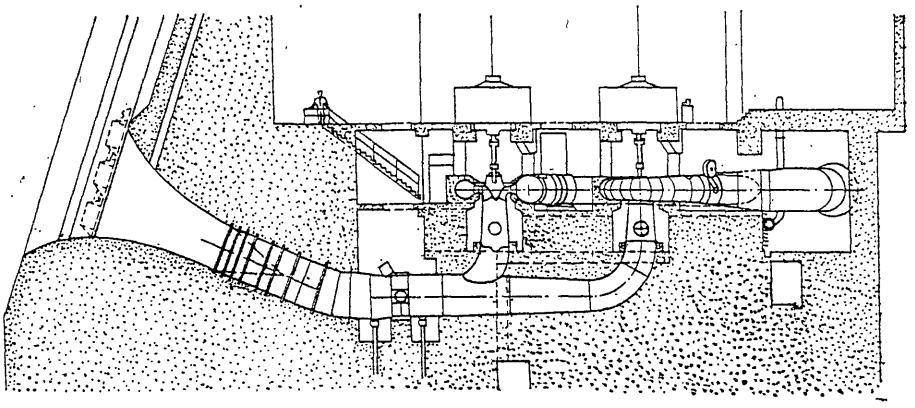


Рис. 10.10. Насосная станция I подъема Кашм-эль-Жирба (Судан)

В силу специфики конструкции и больших размеров проточной части осевых насосов их устанавливают независимо от расположения вала (горизонтального, наклонного или вертикального), как правило, в один ряд вдоль фронта водозабора.

Круглые в плане машинные здания типичны для заглубленных насосных станций. На таких станциях, совмещенных с водоприемником, наиболее целесообразным оказывается кольцевое расположение агрегатов. Особенности компоновки внутристанционных коммуникаций определяются схемой подвода воды к насосам (рис. 10.11): изнутри (схема *а*) или извне (схема *б*) здания. При раздельном расположении водозабора и здания станции насосные агрегаты могут быть расположены в один или несколько рядов (схема *в*), уступом (схема *г*) или радиально (схема *д*).

При любой схеме расположение насосных агрегатов в здании насосной станции должно обеспечивать полную их безопасность и удобство обслуживания, а также возможность монтажа и разборки насосов и электродвигателей.

Проход между агрегатами принимается не менее 1 м при установке электродвигателей напряжением до 1000 В и не менее 1,2 м при установке электродвигателей более высокого напряжения. Во всех случаях расстояние между неподвижными выступающими частями оборудования должно быть не менее 0,7 м. Расстояние от длинных сторон фундаментных плит насосных агрегатов до стен должно быть не менее 1 м. Насосы с неразъемным корпусом по горизонтальной плоскости, у которых вал с рабочим колесом при демонтаже выдвигается наружу по направлению оси насоса, следует устанавливать на расстоянии от стен или других агрегатов не менее чем длина вала насоса плюс 0,25 м (но не менее 0,8 м). Такое же расстояние должно быть оставлено и для удобства демонтажа электродвигателей с горизонтальным валом. Проход между агрегатами и электрораспределительным щитом должен быть не менее 2 м.

В зданиях насосных станций, оборудованных небольшими насосами с электродвигателями напряжением до 1000 В и диаметром напорного патрубка до 100 мм включительно, допускается установка агрегатов непосредственно у стен, а также установка двух агрегатов на одном фундаменте без прохода между ними, но с проходом вокруг них шириной не менее 0,7 м.

Некоторое (до 25—30%) уменьшение рекомендуемых размеров допускается при размещении оборудования в заглубленных насосных станциях с машинными зданиями шахтного типа.

Вспомогательные насосы (дренажные, осушительные, вакуум-насосы) обычно располагают в свободных местах машинного зала

таким образом, чтобы это не вызывало увеличения размеров здания. Для таких насосов проход может быть оставлен только с одной стороны. Вакуум-насосы ввиду их малых размеров и периодичности работы могут быть установлены даже на кронштейнах на стенах машинного зала.

Щиты и пульты управления насосными агрегатами и задвижками располагают, как правило, на балконах или на площадках вдоль стен.

Размеры машинного здания станции в плане определяются после выбора схемы расположения насосных агрегатов и компоновки внутристанционных трубопроводов с учетом рекомендуемых расстояний между стенами зданий и элементами оборудования.

Так, ширина машинного здания представляет собой сумму длин участков трубопроводов, фасонных частей и арматуры на всасывающей и напорной линиях насоса, а также поперечного размера самого насоса.

Длина прямоугольного машинного здания определяется проходами между торцовыми стенами и агрегатами, продольным размером самих агрегатов и расстояниями между ними.

При определении размеров машинного здания насосной станции, оборудованной вертикальными насосами, не следует забывать, что над насосным помещением находится зал электродвигателей, размеры которого определяются габаритами двигателей и расстоянием между ними, расположением люков в полу зала, размещением электрооборудования и габаритами крана. Поэтому линейные размеры подземной части необходимо увязывать с линейными размерами верхнего помещения.

В зданиях насосных станций, оборудованных крупными насосными агрегатами, должно быть предусмотрено место для так называемой монтажной площадки, на которой ремонтируют насосы и электродвигатели. Монтажную площадку обычно устраивают в торце здания на уровне поверхности земли. Размеры площадки в плане определяются габаритными размерами насосов, электромоторов и транспортных средств, а также расстоянием максимального приближения крюка грузоподъемного механизма к боковым и торцовой стенам здания. Вокруг оборудования и транспортных средств, находящихся на монтажной площадке, должен быть оставлен проход шириной не менее 0,7 м.

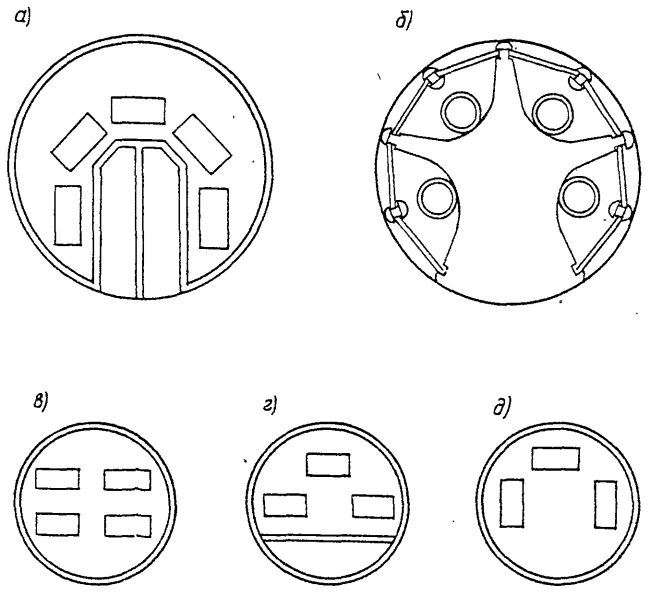


Рис. 10.11. Расположение насосных агрегатов в круглых машинных зданиях

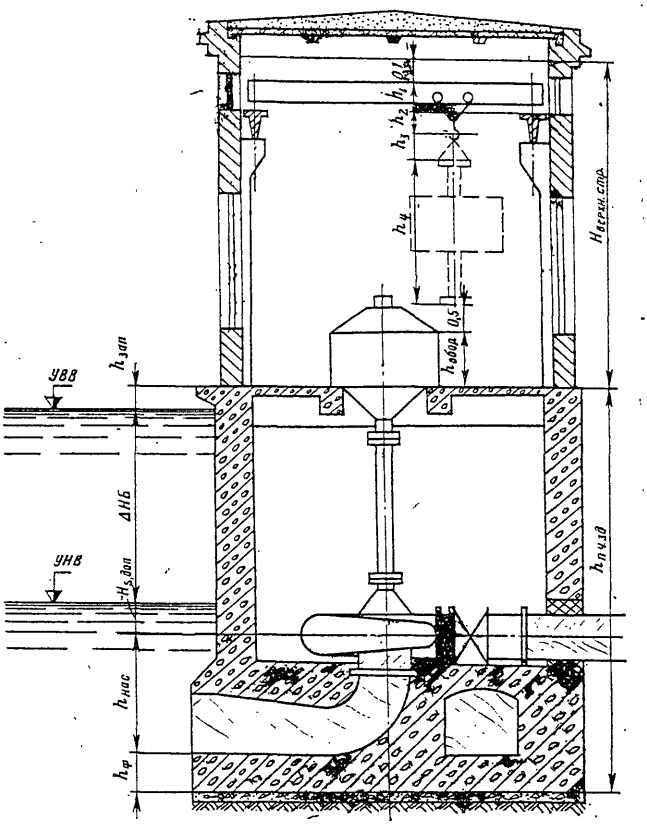


Рис. 10.12. К определению высоты здания насосной станции

Высота машинного здания насосной станции представляет собой сумму высот подземной части и верхнего строения.

Высота подземной части здания насосной станции заглубленного типа зависит главным образом от расположения рабочего колеса насоса по отношению к минимальному уровню воды в источнике или в водоприемной камере, определяемого, в свою очередь, допустимой геометрической высотой всасывания или требуемым подпором (см. § 55).

В общем случае (рис. 10.12) она может быть определена по формуле

$$h_{п.ч} \geqslant h_ф + h_{нас} \pm H_{S,\,доп} + \Delta H Б + h_{зап}, \qquad (10.1)$$

где $h_ф$ — толщина фундаментной плиты, определяемая статическим расчетом (обычно 0,8—1,5 м);

$h_{нас}$ — высота насоса от верха фундаментной плиты до оси рабочего колеса;

$H_{S,доп}$ — допустимая геометрическая высота всасывания (знак плюс принимается при установке насоса с подпором);

$\Delta HБ$ — максимальная амплитуда колебаний уровней воды в источнике (водоприемной камере);

$h_{зап}$ — необходимое превышение отметки пола верхнего строения над максимальным уровнем воды в источнике или в водоприемной камере.

Следует сказать, что мощные приводные электродвигатели вертикальных насосов серий В, О и ОП для предотвращения их затопления при авариях всегда устанавливаются выше максимального уровня воды в источнике или в водоприемной камере. Это обстоятельство зачастую

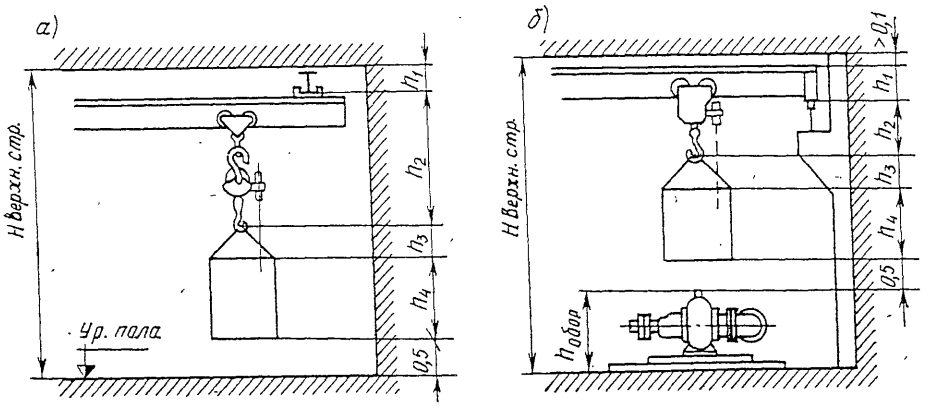


Рис. 10.13. К определению высоты верхнего строения зданий насосных станций

приводит к необходимости сооружения подводной части машинного здания большой высоты.

Высота верхнего строения, не оборудованного подъемными механизмами, в зданиях насосных станций незаглубленного типа должна быть не менее 3 м. В зданиях станций, оборудованных стационарными грузоподъемными механизмами, высоту верхнего строения определяют расчетом.

Помещение, оборудованное подвесной кран-балкой (рис. 10. 13,*а*), должно иметь высоту

$$H_{верхн.стр} \geqslant h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + 0{,}5, \qquad (10.2)$$

где h_1 — высота монорельса кран-балки с учетом конструкции крепления его к перекрытию;

h_2 — минимальная высота от крюка до низа монорельса;

h_3 — высота строповки груза (принимаемая равной 0,5—1 м);

h_4 — высота груза;

0,5 — минимальная высота от груза до пола или до установленного оборудования.

Если при транспортировании груза на монтажную площадку его необходимо проносить над установленным оборудованием (рис. 10.13,*б*), то в формулу (10.2) вводится дополнительно высота этого оборудования $h_{обор}$.

Верхнее строение насосной станции, оборудованной мостовым краном (см. рис. 10.12), должно иметь высоту

$$H_{верхн.стр} \geqslant h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + 0{,}5 + h_{обор} + 0{,}1, \qquad (10.3)$$

где h_1 — высота крана над головкой подкранового рельса;

h_2 — минимальная высота от крюка крана до головки рельса;

0,1 — минимальное расстояние по высоте от низа перекрытия до верха балки или грузовой тележки крана.

Остальные обозначения те же, что и ранее.

Если груз (насос, электродвигатель и т. д.) доставляется непосредственно на монтажную площадку насосной станции, то для возможности его погрузки и выгрузки высота верхнего строения, подсчитанная по формулам (10.2) и (10.3), должна быть увеличена на высоту $h_{трансп}$ от пола до грузовой платформы.

Окончательные размеры машинного здания насосной станции как в плане, так и по высоте устанавливаются технико-экономическими расчетами и обязательно увязываются с унифицированными размерами конструкций производственных помещений, предусмотренными СНиП.

§ 61. ПОДЗЕМНАЯ ЧАСТЬ ЗДАНИЯ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ. ФУНДАМЕНТЫ И ОПОРНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

Подземная часть здания насосной станции может иметь различную конструкцию в зависимости от типа станции, компоновки оборудования и величины заглубления. В подавляющем большинстве случаев подземная часть здания выполняется из монолитного бетона и железобетона, реже из сборных элементов, поскольку помимо трудности унификации отдельных элементов подземной части станции довольно сложно обеспечить водонепроницаемость сборной конструкции, имеющей большое число стыков.

Расчет подземной части ведут на прочность и общую устойчивость. Действующие силы и нагрузки, равно как и коэффициенты запаса, определяют в зависимости от класса капитальности сооружения, согласно действующим техническим условиям и нормам проектирования гидротехнических сооружений.

При небольшом заглублении и строительстве подземной части здания станции в открытом котловане обычно отдают предпочтение прямоугольной в плане форме здания, как обеспечивающей наиболее удобную с точки зрения эксплуатации компоновку трубопроводов и оборудования. Для облегчения напряженного состояния конструкции и уменьшения объема бетона вертикальные стены (при больших пролетах строения) усиливают внутренними поперечными балками, внешними пилястрами или контрфорсами.

При большом заглублении переходят на цилиндрическую конструкцию подземной части (рис. 10.14,*а*), которая при необходимости может быть усилена поперечной диафрагмой (рис. 10.14,*б*). При большом числе мощных агрегатов, определяющем значительную протяженность здания, находят применение сотовые (рис. 10.14,*в*), эллиптические (рис. 10.14,*г*) и ячеистые (рис. 10.14,*д*) конструкции. Такие формы подземной части позволяют вести строительство опускным способом с непрерывным бетонированием стен.

Подземная часть здания насосной станции должна иметь надежное основание. При грунтах, обладающих достаточной несущей способностью, под здание станции укладывают сначала подготовку из гравия или из щебня слоем 5—10 см, втрамбованного в грунт и выравнивающего поверхность основания, затем слой тощего бетона марки 40—60 толщиной 15—20 см и сверх бетона гидроизоляционный слой из асфальта толщиной 2—3 см, армированного сеткой из проволоки 5—6 мм с шагом 20—30 см, предохраняющей асфальт от выдавливания. При слабых грунтах применяют различные конструкции основания: свайные, опускные колодцы, столбчатые и др.

Для борьбы с фильтрацией воды наружную поверхность стен подземной части здания насосной станции на 0,5 м выше максимального горизонта воды покрывают битумной гидроизоляцией. Поверхности, не засыпаемые грунтом, покрывают двумя слоями торкрета с затиркой и железнением; стены, засыпаемые грунтом, покрывают двумя-тремя слоями нефтебитума, растворенного в бензине, а затем мешковиной или рулонным материалом. Внутренние поверхности подземной части здания насосной станции штукатурят с церрезитом и окрашивают влагоустойчивыми красками.

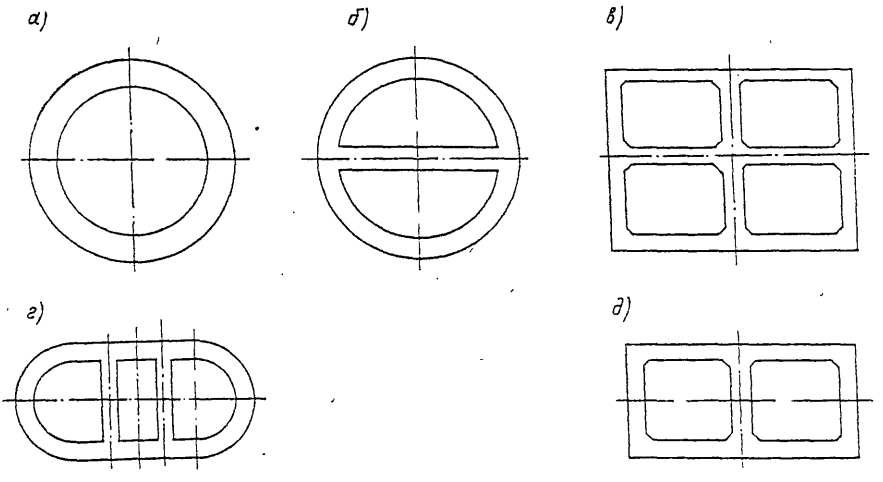


Рис. 10.14. Формы подземной части зданий насосных станций шахтного типа

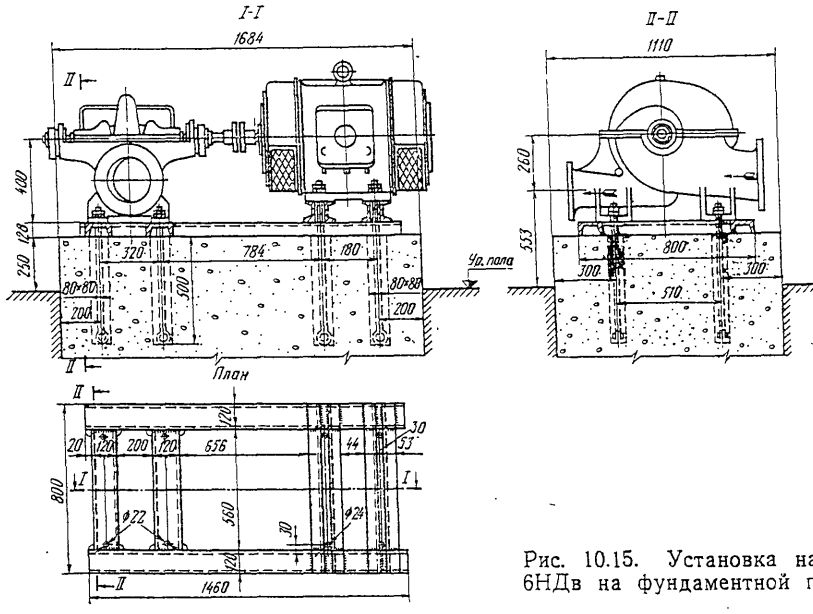


Рис. 10.15. Установка насоса 6НДв на фундаментной плите

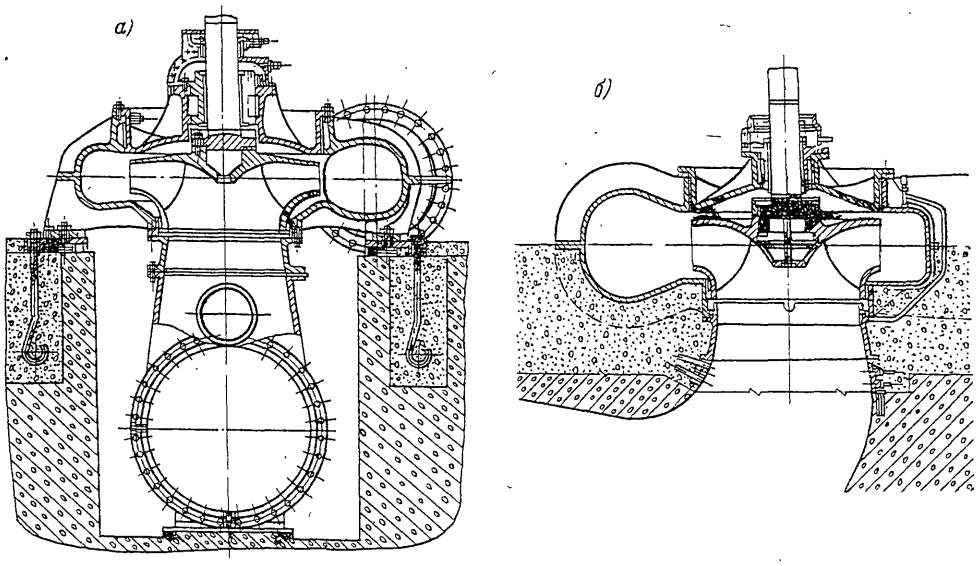


Рис. 10.16. Установка вертикальных центробежных насосов типа В

Фундаменты. Горизонтальные центробежные насосы типа К с электродвигателями обычно монтируют на общей чугунной плите заводского изготовления, более мощные насосы (типов Д, НД и многоступенчатые) — на рамах, изготовляемых из прокатной стали непосредственно на месте.

В наземных и частично заглубленных насосных станциях агрегаты устанавливают на специальных фундаментах (рис. 10.15). Ширину и длину фундамента принимают на 10—15 см больше ширины и длины плиты или рамы, на которой смонтированы насос и приводной электродвигатель.

Глубина заложения фундамента зависит от расположения всасывающих и напорных трубопроводов и определяется расчетом с учетом

структуры грунта в основании насосной станции. В любом случае она должна быть не менее 50—70 см, а также не менее глубины заложения фундаментов соседних агрегатов. Высоту фундамента над уровнем чистого пола машинного зала принимают не менее 10 см.

Между фундаментами отдельных агрегатов, стен и колонн внутри здания станции следует предусматривать разрывы; в местах сопряжения фундаментов с полом необходимо устраивать осадочные швы.

Опорные плиты или рамы скрепляют с фундаментами анкерными болтами, гнезда которых заделывают бетоном после тщательной проверки правильности установки агрегата. На верхней поверхности фундаментов предусматривают бортики, желобки и трубки для сбора и отвода воды, просочившейся через сальники насосов.

При установке агрегата на плите особое внимание должно быть обращено на точность совпадения осей валов насоса и электродвигателя, так как неправильная установка влечет за собой перегрузку двигателя и быстрый износ подшипников. Лапы корпусов насоса и электродвигателя крепят к плите или к раме короткими болтами, которые остаются незалитыми, что дает возможность легко демонтировать агрегат.

В заглубленных насосных станциях шахтного типа фундаменты под насосные агрегаты могут быть конструктивно выполнены заодно с монолитной бетонной плитой, образующей основание подземной части машинного здания.

Вертикальные центробежные насосы типа В устанавливают непосредственно на бетонной поверхности блока подводной части машинного здания или массивного железобетонного перекрытия, отделяющего насосные помещения от водоприемной камеры. У насосов 28В-12, 32В-12, 36В-22 и 40В-16 опорные лапы корпуса крепят к бетону анкерными бол-

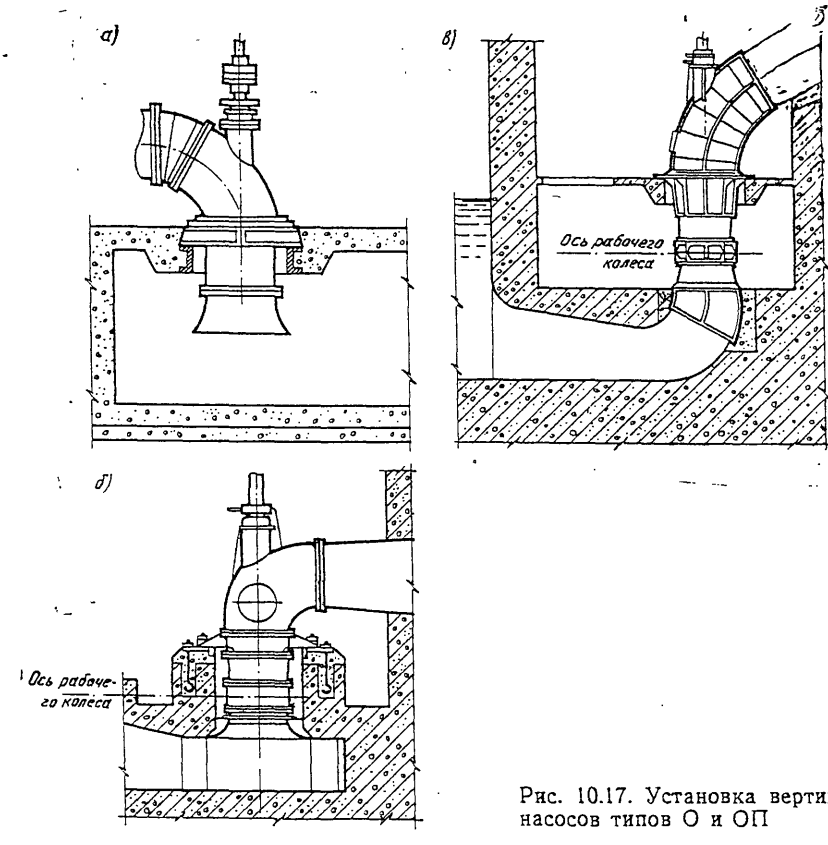


Рис. 10.17. Установка вертикальных осевых насосов типов О и ОП

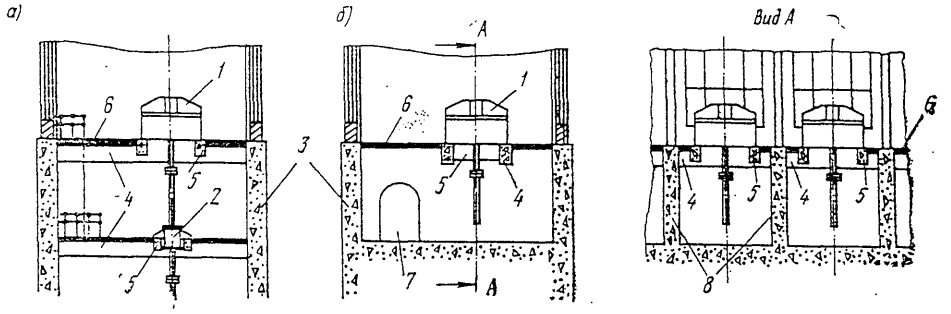


Рис. 10.18. Опорные конструкции электродвигателей вертикальных агрегатов

1 — приводные электродвигатели; *2* — промежуточный подшипник; *3* — продольные стены подземной части здания; *4* — главные балки; *5* — второстепенные балки; *6* — плиты междуэтажного перекрытия; *7* — проход в поперечной стене; *8* — поперечные стены подземной части здания

тами (рис. 10.16,*а*). Корпус более мощных насосов (52В-11, 52В-17, 56В-17, 72В-22 и 88В-22) устанавливают в специальном углублении и до половины заливают штрабным бетоном (рис. 10.16,*б*).

Установка осевых вертикальных насосов типов О и ОП определяется в основном их размерами. Опорный фланец малогабаритных насосов с рабочим колесом диаметром до 870 мм включительно замоноличивают в перекрытие, отделяющее водоприемную камеру от внутреннего помещения машинного здания станции (рис. 10.17,*а*). Корпус насосов с диаметром рабочего колеса 1100—1450 мм с помощью кронштейнов опирается на два массивных бетонных фундамента (рис. 10.17,*б*). Крупные осевые насосы с рабочими колесами диаметром 1850 и 2600 мм крепят к специальному промежуточному перекрытию, опирающемуся на балки или на вертикальные стены, идущие поперек здания станции (рис. 10.17,*в*).

О п о р н ы е к о н с т р у к ц и и. Приводные электродвигатели вертикальных центробежных насосов устанавливают обычно на междуэтажном перекрытии, отделяющем подземную часть машинного здания станции от его верхнего строения. При относительно небольшой мощности двигателей (до 800—1000 кВт) это перекрытие выполняется в виде монолитной ребристой конструкции (рис. 10.18,*а*). Главные железобетонные балки, на которые опираются электродвигатели, идут поперек здания насосной станции и защемляются в стенах подземной части; второстепенные балки идут вдоль здания как неразрезные по главным балкам.

Размеры балок определяются расчетом. Высота второстепенных балок зависит от их статической прочности и длины фундаментных болтов электродвигателя, которая указана в установочных чертежах. Толщина плиты перекрытия обычно равна 12—15 см.

При большой мощности, а следовательно, габаритных размерах и массе приводных электродвигателей междуэтажное перекрытие выполняют в виде рамной конструкции (рис. 10. 18,*б*). Мощные главные балки идут вдоль здания насосной станции и опираются на вертикальные железобетонные стены, устанавливаемые поперек подземной части здания на всю его высоту. Для очень крупных осевых агрегатов устанавливают опоры, представляющие собой пустотелые параллелепипеды с отверстиями для возможности обслуживания отдельных узлов насоса.

В глубоких подземных зданиях насосных станций шахтного типа на валу, соединяющем насосы с двигателем, устанавливают не реже чем через 3—3,5 м промежуточные радиальные подшипники, число которых определяется длиной вала. Опорами промежуточных подшипников являются железобетонные балки, идущие в поперечном направлении (см.

рис. 10.18,*а*). На этих же балках устраивают служебный мостик для обслуживания подшипников. Балки для промежуточных подшипников усиливают жесткость стен подземной части здания насосной станции и часто служат опорами напорного коллектора, располагаемого на некоторой высоте от пола насосного помещения.

§ 62. ВЕРХНЕЕ СТРОЕНИЕ ЗДАНИЯ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Схема компоновки сооружений насосной станции, тип основного оборудования, его размещение в машинном здании, размеры и конструкция верхнего строения тесно связаны между собой. В современной практике строительства водоприемных насосных станций применяют следующие конструкции верхнего строения машинного здания:

а) закрытые с размещением внутри машинного здания подъемно-транспортных средств, обеспечивающих все монтажные операции;

б) полуоткрытые с пониженным машинным залом, обслуживаемым козловым краном необходимой грузоподъемности. В перекрытии пониженного верхнего строения над агрегатами предусматриваются монтажные люки со съемными или раздвижными крышками (см. рис. 8.16).

В отдельных случаях при соответствующем обосновании допускается устанавливать насосные агрегаты без верхнего строения. В зданиях насосных станций шахтного типа с достаточным заглублением, где в подземной части можно разместить все основное и вспомогательное оборудование, надземное строение устраивают только над монтажной площадкой для разгрузки оборудования и сообщения с подземной частью здания.

Верхнее строение водопроводной насосной станции представляет собой, как правило, обычное промышленное здание, которое в зависимости от размеров и грузоподъемности подъемно-транспортных средств может быть бескаркасной или каркасной конструкции.

Бескаркасную конструкцию чаще всего выполняют из кирпичной кладки, а иногда из сборных бетонных или кирпичных монолитных блоков. При высоте стен до 6 м и массе самой тяжелой детали до 3000 кг толщина стен принимается в два кирпича. Монорельсы тельферов и продольные пути кран-балок подвешивают к балкам перекрытия.

Если в здании насосной станции устанавливается более тяжелое оборудование (масса монтажной единицы до 5000 кг), стены выполняют в два кирпича с выступающими внутрь здания на полтора кирпича пилястрами, которые служат опорами для подкрановых балок. На уровне основания подкрановых балок и выше стены выкладывают в полтора кирпича, с тем чтобы можно было разместить подкрановые балки.

Каркасную конструкцию верхнего строения применяют в зданиях крупных насосных станций, когда масса самой тяжелой детали превышает 5000 кг.

Несущий каркас здания (рис. 10.19) состоит из системы колонн, на которые опираются фермы перекрытия и подкрановые балки. Балки и колонны могут быть выполнены только из металла, монолитного или сборного железобетона или их различных сочетаний. Применение металлических колонн или колонн из сборного железобетона позволяет быстрее ввести в действие кран и начать монтажные работы внутри здания. Расстояние между колоннами зависит от размеров здания и грузоподъемности крана и выбирается с учетом требований СНиП. Во всех случаях, однако, небходимо, чтобы длина подкрановых балок была постоянной по всей длине здания. Обязательна также установка колонн в углах здания и сдвоенных колонн в местах разрезки здания деформационными швами.

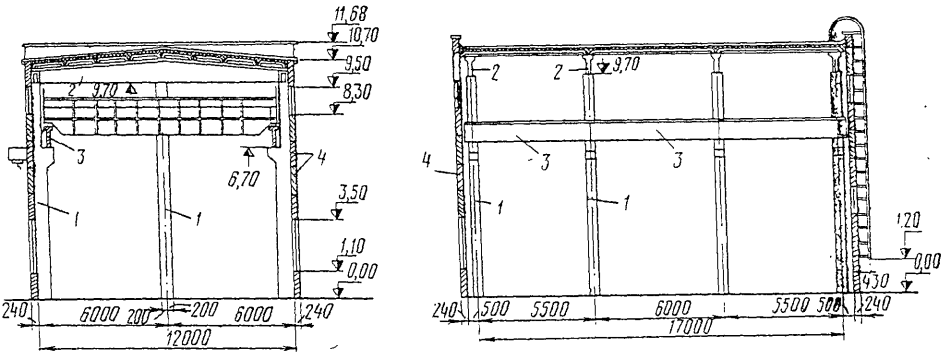


Рис. 10.19. Верхнее строение здания насосной станции каркасной конструкции
1 — колонны; *2* — фермы перекрытия; *3* — подкрановые балки; *4* — стеновые блоки

Пространство между колоннами заполняется более легкими материалами — кирпичом, блоками или специальными стеновыми панелями.

Каркас устанавливают таким образом, чтобы с наружной стороны он был защищен стенами толщиной не менее половины кирпича, для чего в некоторых случаях делают защитные наружные пилястры.

Кровлю верхнего строения выполняют, как правило, из сборных железобетонных плит толщиной до 300 мм с утеплением из шлака или из пенобетона. Верхнее рулонное покрытие укладывают на клебемассе по цементной корке толщиной 20—30 мм.

Полы устраивают с различным покрытием: в машинном зале — из метлахской плитки или асфальтовые, на монтажной площадке асфальтовые, в помещениях распределительных устройств цементные или ксилолитовые, в служебных помещениях деревянные.

Окна в стенах верхнего строения крупных насосных станций устраивают обычно в два ряда — выше и ниже подкрановых балок. Согласно действующим санитарным нормам проектирования промышленных предприятий общая площадь оконных проемов должна составлять не менее $^1/_8$ площади пола машинного здания.

Размер ворот для въезда на монтажную площадку назначают в зависимости от габаритов транспортных средств и транспортируемых деталей. Ворота должны быть утеплены.

Для прохода в здание насосной станции в воротах предусматривают дверь, так как ворота обычно закрыты. Других входов в здание насосной станции делать не рекомендуется, за исключением специальных входов в помещения электрического хозяйства.

В верхнем строении здания насосной станции для производства мелкого ремонта следует предусматривать мастерскую или место для установки верстака и необходимого механического оборудования. Необходимо также устраивать помещение для эксплуатационного персонала (дежурные, ремонтные бригады), шкафчики для хранения одежды и санитарный узел.

Здания водопроводных насосных станций первого и второго классов надежности действия должны удовлетворять требованиям соответственно I и II степени огнестойкости. Насосная станция, блокируемая с другими производственными помещениями, должна быть отделена от них несгораемыми ограждающими конструкциями.

§ 63. НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ I ПОДЪЕМА

Для обеспечения необходимой высоты всасывания насосов станции I подъема, использующие в качестве источника водоснабжения открытые водоемы, приходится обычно заглублять в землю. Расширение за-

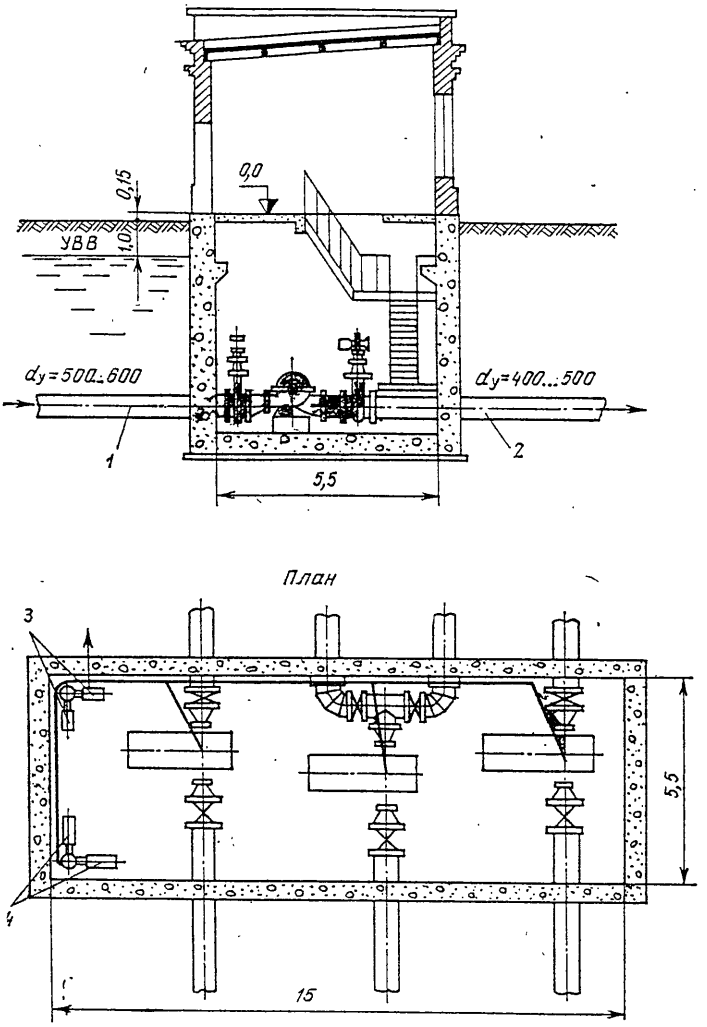


Рис. 10.20. Насосная станция I подъема раздельного типа

1 — всасывающий трубопровод; *2* — напорный трубопровод; *3* — дренажные насосы; *4* — вакуум-насосы КВН-8

глубленных насосных станций связано с большими трудностями. Поэтому их здания строят сразу таких размеров, чтобы в дальнейшем можно было разместить дополнительное оборудование.

На рис. 10.20 показана насосная станция раздельного типа, являющаяся станцией I подъема в схеме водоснабжения крупного населенного пункта. Станция оборудована тремя насосами 8НДс, из которых два являются рабочими и один является резервным. Фундаменты насосных агрегатов выполнены таким образом, что позволяют при необходимости заменить насосы на более мощные — 12НДс или даже 14НДс.

Вследствие значительных колебаний горизонтов воды в водоисточнике (до 6 м) здание станции заглублено под уровень земли таким образом, чтобы высота всасывания насосов (с учетом гидравлических потерь в подводящих водоводах) при минимальных отметках горизонтов воды в источнике не превышала допустимой величины. Для заливки насосов перед пуском установлены два вакуум-насоса КВН-8. Насосное помещение оборудовано кран-балкой грузоподъемностью 3 т с ручным управлением.

Водозаборное сооружение станции, расположенное в русле реки, состоит из двух изолированных друг от друга камер (см. рис. 10.4). Крайние насосы забирают воду из каждой камеры с помощью индивидуальных всасывающих трубопроводов, а к среднему (резервному) агрегату вода для повышения надежности действия подводится по двум трубопроводам из обеих камер.

Благодаря раздельной компоновке водозаборного сооружения и насосной станции конструкция машинного здания чрезвычайно проста.

Небольшое число агрегатов обусловливает минимальную длину внутристанционных коммуникаций.

На рис. 10.21 изображена насосная станция I подъема совмещенного типа, которая входит в состав сооружений крупного водозабора, предназначенного для производственного и хозяйственно-питьевого водоснабжения промышленных предприятий и населенных пунктов района.

В гидрологическом отношении река характеризуется обилием наносов и тяжелым шуголедовым режимом. В связи с этим водозабор принят

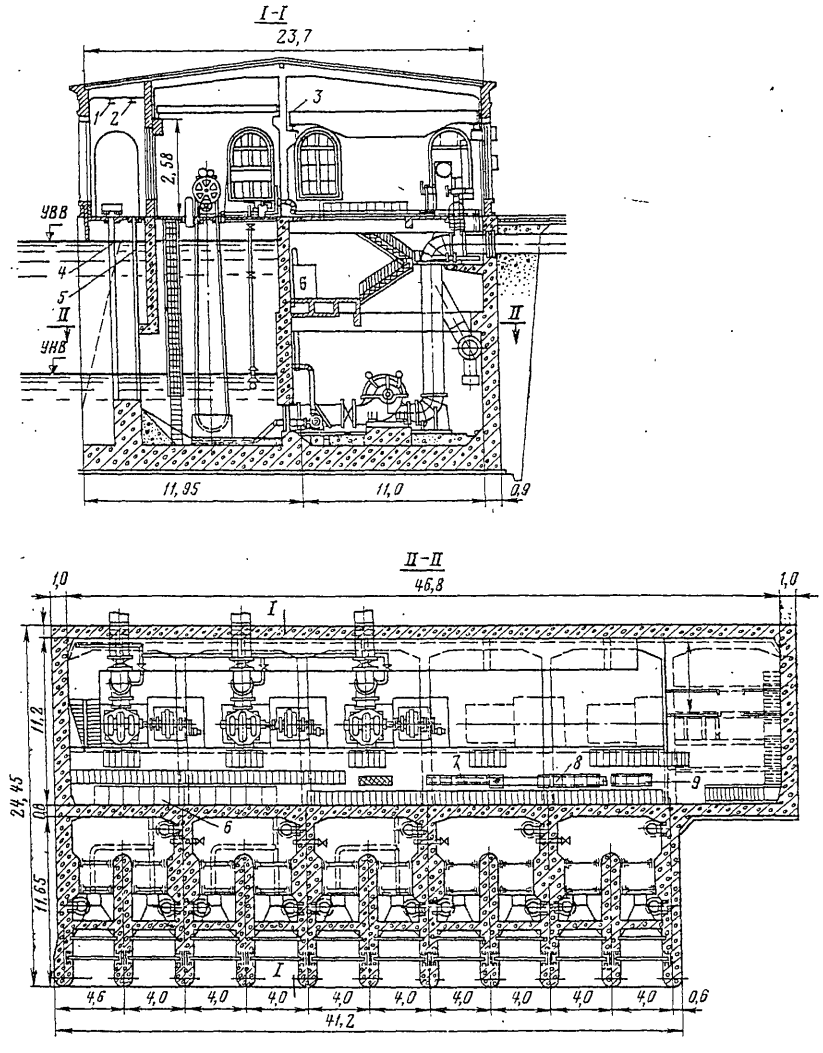


Рис. 10.21. Насосная станция I подъема для водоснабжения промышленного узла

1 — монорельс для кошки, G=3000 кг; *2* — монорельс для электротельфера; G=3000 кг; *3*—мостовой кран; *4* и *5* — пазы соответственно для шандоров и решетки; *6* — распределительное устройство; *7*— щит управления; *8* — распределительный щит 380/220 В; *9* — щит постоянного тока

ковшового типа с двусторонним (верховым и низовым) питанием и с устройством шлюзов-регуляторов на верховой и низовой ветвях.

Насосная станция запроектирована прямоугольной формы в плане размером 48,8×24,45 м. Машинный зал станции рассчитан на установку пяти насосов 48Д-22 подачей до 11 000 м³/ч каждый при напоре 26 м. В первоначальный период эксплуатации установлены три насоса, из которых один является резервным.

Из ковша вода через входные окна поступает в водоприемные камеры, на входе в которые установлены сороудерживающие решетки. В бычках водоприемных камер имеются пазы для ремонтного шандорного заграждения. Внутри камер перед всасывающими трубами насосов установлены вращающиеся сетки. Для очистки водоприемных камер от осевших наносов в машинном зале станции установлены специальные насосы.

Водоприемные камеры железобетонной стеной отделены от машинного зала, в котором размещены оборудование и арматура насосной станции. Насосы установлены ниже минимального уровня воды в реке, таким образом они постоянно находятся под заливом.

Электротехническое оборудование станции находится на промежуточном перекрытии.

Система переключения напорных водоводов, расходомеры и предохранительная аппаратура для сокращения габаритов подземной части насосной станции, имеющей большую высоту, вынесены в отдельное помещение, находящееся на некотором удалении от станции.

Верхнее строение насосной станции каркасной конструкции. В нем расположены: приводные механизмы вращающихся сеток, проем для лестницы в подземную часть здания, люк для спуска и подъема оборудования и контрольная аппаратура электрифицированных задвижек напорных трубопроводов.

Подъемно-транспортное оборудование станции состоит из одного электрического мостового крана, одной кран-балки и двух кошек грузоподъемностью по 3 т каждая.

Строительные конструкции, а также условия размещения оборудования насосных станций, совмещенных с водозаборным сооружением, гораздо сложнее, чем в станциях раздельного типа.

На рис. 10.22 показана насосная станция берегового типа, также совмещенная с водозабором.

Машинный зал насосной станции рассчитан на установку четырех центробежных насосов 24НДс подачей 6500 м³/ч каждый при напоре 80 м.

Вода забирается насосами из трех удлиненных водоприемных камер, в которых для очистки воды от плавающих предметов установлены сороудерживающие решетки и вращающиеся сетки. Входные окна водоприемных камер расположены в три яруса и оборудованы плоскими щитами. Удлиненная продолговатая форма водоприемной части, по сравнению с другими типами камер, увеличивает полезную площадь машинного зала примерно на 15%.

Подземная часть насосной станции представляет собой монолитный железобетонный опускной колодец внутренним диаметром 24,6 м и общей высотой 18,8 м. Строительство подземной части станции осуществлено опускным способом с применением грунтового водопонижения и выборкой грунта из-под ножа с помощью средств гидромеханизации.

Основное оборудование и часть вспомогательного размещены в машинном зале, расположенном в основании подземной части, подковообразно по отношению к водоприемным камерам. Для опорожнения водоприемных камер в машинном зале установлены два насоса 4ФВ и два самовсасывающих вихревых насоса ВКС-2/26, которые используются также и в качестве дренажных насосов.

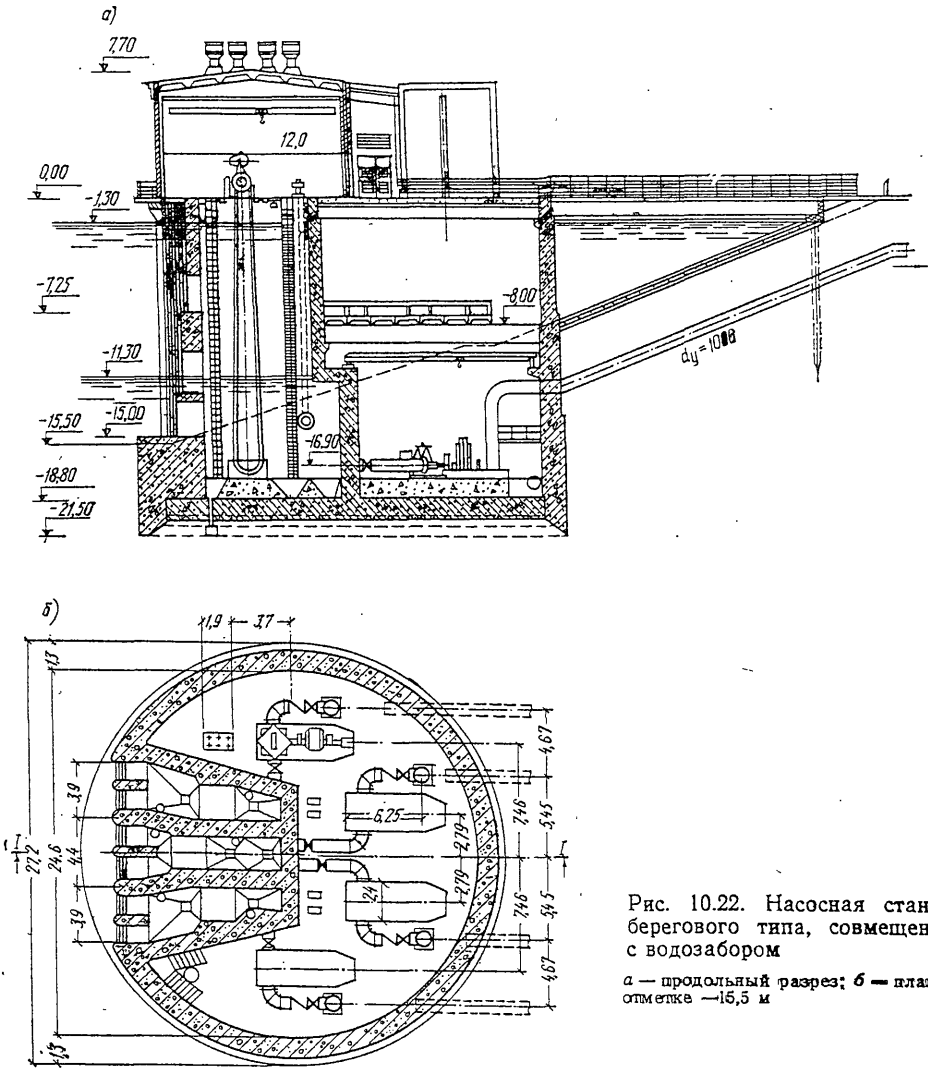


Рис. 10.22. Насосная станция берегового типа, совмещенная с водозабором

а — продольный разрез; *б* — план на отметке —15,5 м

Распределительное устройство из ячеек КСО-266 и щит управления размещены на промежуточном перекрытии, что в значительной степени уменьшает размеры верхнего строения.

Верхнее строение насосной станции одноэтажное, размером 12×18 м², расположено над камерами вращающихся сеток с входом в подземную часть станции и монтажным люком. Стены строения кирпичные, кровля рулонная утепленная.

Для производства монтажных работ в машинном зале имеется радиальная кран-балка грузоподъемностью 10 т, которая перемещается по кольцевым рельсам, а для спуска и подъема оборудования в наземной части здания находится подвесной 10-т кран.

Насосные станции подобной конструкции предназначены для водоснабжения промышленных предприятий и рекомендуются для строительства на равнинных реках с амплитудой колебания уровней воды до 10 м в средних и южных районах, исключая сейсмические районы и районы вечной мерзлоты.

На насосных станциях большой подачи целесообразно применение вертикальных центробежных или осевых насосов, так как помимо сок-

ращения числа установленных агрегатов за счет большой подачи насосов типов В, О и ОП вертикальная компоновка позволяет уменьшить площадь подземной части здания, а следовательно, объем земляных работ и строительную стоимость станции.

В качестве примера на рис. 10.23 показана мощная насосная станция I подъема системы водоснабжения Токио. Станция — раздельного типа, забирает воду из реки и подает ее на очистные сооружения, расположенные в 17 км от водоисточника.

Станция оборудована тремя вертикальными центробежными насосами подачей 15 000 м³/ч каждый при напоре 120 м. Суммарная подача в настоящее время составляет 1 млн. м³/сутки. В дальнейшем предусмотрена установка еще четырех насосов.

Приводные двигатели насосов мощностью по 6200 кВт — постоянного тока, что позволяет для регулирования подачи плавно уменьшать частоту вращения насосов в пределах до 20% максимальной.

Здание насосной станции — шахтного типа. Подземная часть здания выполнена в виде тонкостенной пространственной ячеистой конструкции. Необходимая прочность при относительно небольшой толщине стен

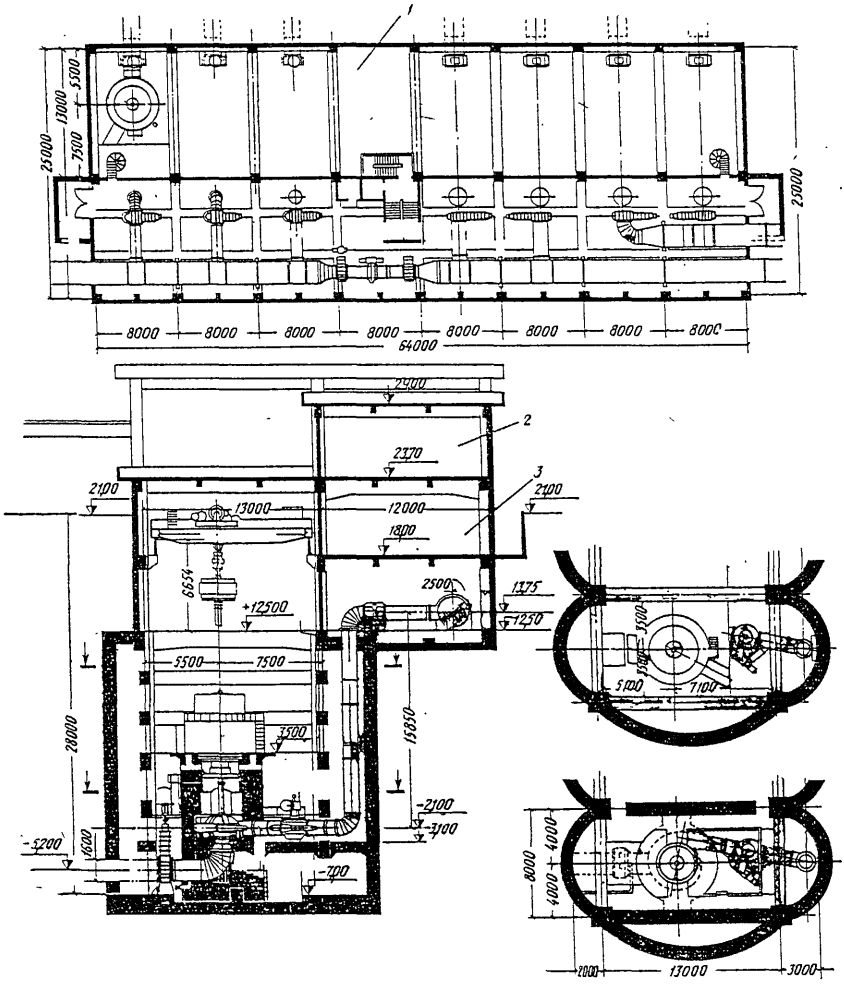


Рис. 10.23. Насосная станция I подъема, оборудованная вертикальными центробежными насосами

1 — монтажная площадка; *2* — помещение пульта управления; *3* — помещение РУ

достигается за счет устройства внутреннего каркаса, состоящего из балок и диафрагм.

Вода от водозаборного сооружения подводится к каждому насосу индивидуальным всасывающим трубопроводом диаметром 1600 мм. Поскольку насосы установлены с подпором, трубопроводы оборудованы плоскими задвижками. Напорная линия каждого насоса диаметром 1000 мм присоединена к сборному коллектору диаметром 2200 мм, который для уменьшения площади насосного помещения вынесен за его пределы и поднят вверх на 15,85 м от рабочих колес насосов. На гори-

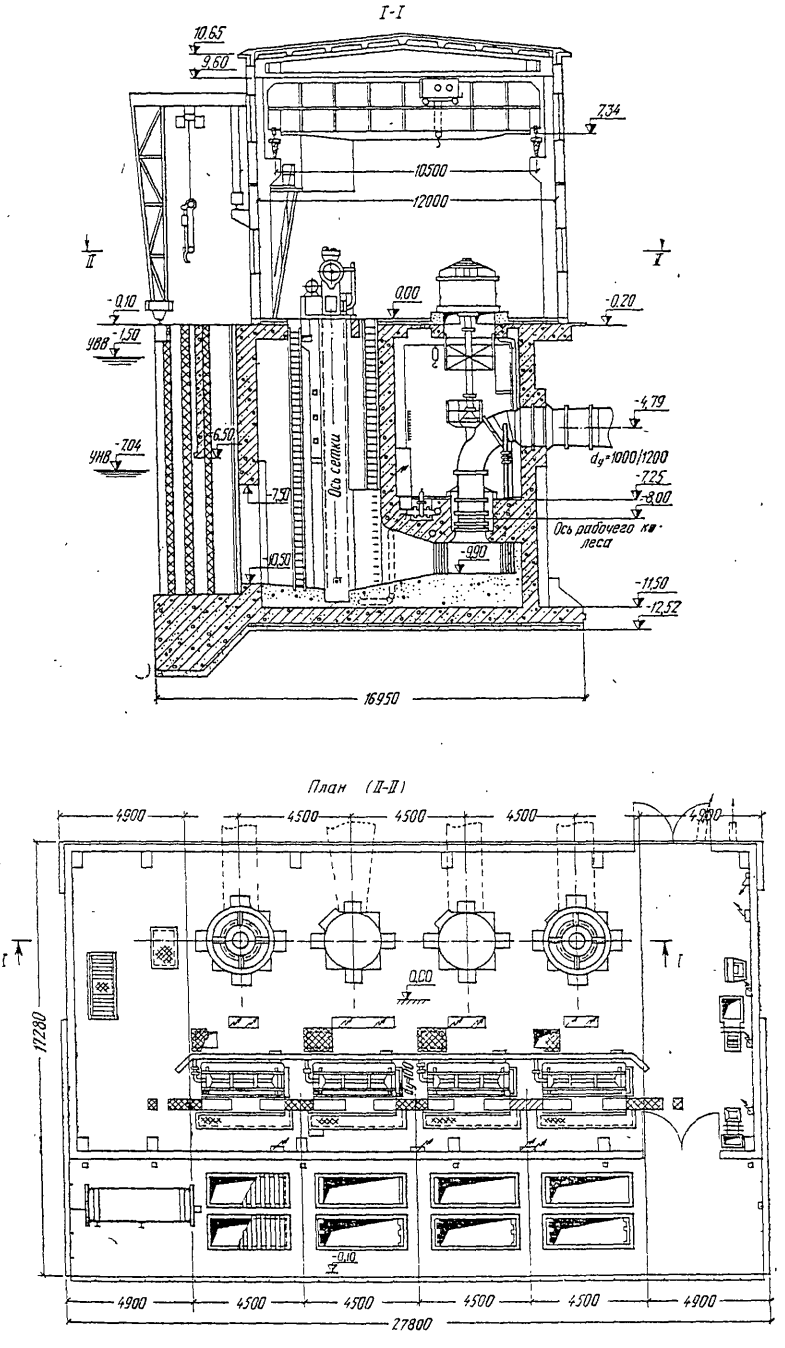


Рис. 10.24. Типовая насосная станция I подъема, оборудованная осевыми насосами

зонтальных участках напорных трубопроводов установлены два затвора: рабочий — шарового типа и аварийно-ремонтный — дисковый.

Здание станции оборудовано мостовым краном с крюками грузоподъемностью 40 и 10 т. Монтажная площадка расположена в центре здания на отметке +12,5 м. Для доставки оборудования на монтажную площадку с поверхности земли (отметка +21) проложен транспортный путь.

Типовая конструкция насосной станции I подъема совмещенного типа, оборудованной вертикальными осевыми поворотно-лопастными насосами (разработанная институтом Теплоэлектропроект), изображена на рис. 10.24.

В рассматриваемом варианте станция оборудована четырьмя насосами ОП2-87 подачей 9000 м³/ч каждый при напоре 16 м. При необходимости на станции без существенного изменения конструкций могут быть установлены более мощные насосы диаметром рабочего колеса 110 см. В качестве привода насосов используются асинхронные двухскоростные (600 и 500 мин$^{-1}$) электродвигатели с короткозамкнутым ротором мощностью 500/300 кВт, напряжением 6000 В.

Водоприемник станции разбит на отдельные самостоятельные секции соответственно числу насосов. Вода в водоприемные камеры поступает через прямоугольные окна, оборудованные решетками для грубой очистки. Внутри камер установлены вращающиеся сетки с лобовым подводом воды.

Подземная часть здания станции выполнена из железобетона с использованием сборных элементов. Опорные конструкции электродвигателей — ребристого типа.

Верхнее строение станции — каркасной конструкции. Машинное здание оборудовано электрическим мостовым краном грузоподъемностью 10 т. Водоприемник обслуживается полукозловым краном с устройством для очистки решеток.

§ 64. НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ II ПОДЪЕМА

В зависимости от топографических условий и высотного расположения резервуаров чистой воды насосные станции II подъема могут быть незаглубленными, когда пол машинного здания располагается на отметке планировки площадки, и частично заглубленными, когда пол машинного зала располагается ниже поверхности земли, если требуется, чтобы установленные в нем насосы находились под заливом.

При хозяйственно-питьевом водоснабжении насосные станции II подъема обычно устраивают в непосредственной близости к очистным сооружениям. Вода забирается насосами непосредственно из резервуаров чистой воды. Все это вместе взятое обусловливает значительно более простые, по сравнению с насосными станциями I подъема, строительные конструкции и, следовательно, меньшую стоимость станций II подъема.

На рис. 10.25 показана типовая водопроводная насосная станция II подъема, оборудованная моноблочными центробежными насосами типа КМ подачей до 360 м³/ч. Насосные станции такого типа характерны для схем водоснабжения небольших населенных пунктов и промышленных предприятий. Они могут быть использованы также в качестве станций подкачки.

Здание насосной станции представляет собой одноэтажное строение с частично заглубленным машинным залом. Стены верхнего строения кирпичные. Подземная часть может быть выполнена в двух вариантах: из бутобетона или из сборных фундаментных блоков. Покрытие здания — из железобетонных предварительно-напряженных крупнопанельных плит.

Подача насосной станции может быть различной в зависимости от марки установленных насосов без изменения размеров здания. На рис. 10.25 показан вариант с установкой пяти насосов 6КМ-8, из которых три являются рабочими, а два — пожарными.

Вода к насосам подводится двумя водоводами и подается в распределительную сеть двумя напорными трубопроводами. Схема переключения насосов коллекторная. Оба коллектора (и всасывающий и напорный) расположены внутри здания станции. Все насосные агрегаты взаимозаменяемы и могут работать в режиме подачи хозяйственно-питьевого и противопожарного расхода.

Для откачки дренажных вод установлен насос НЦС-3. Монтаж и демонтаж оборудования производится с помощью подвесной кран-балки. Вентиляция машинного зала естественная; отопление принято от внешних источников или электрическое.

Электроснабжение насосной станции предусмотрено от двух независимых источников питания напряжением 380/220 В.

Работа хозяйственно-питьевых и дренажных насосов автоматизирована. Управление пожарными насосами дистанционное из диспетчерского пункта.

На рис. 10.26 показана насосная станция II подъема, оборудованная четырьмя насосами 12НДс-60. Ширина машинного здания 12 м, длина заглубленной части 18 м, высота над поверхностью земли 5,4 м. Пол насосного помещения заглублен на 2,4 м.

Вода к насосам подводится индивидуальными всасывающими трубами. На напорной линии устроен сборный коллектор, от которого отходят два напорных трубопровода. Расходомеры типа сопла Вентури установлены на напорных трубопроводах в колодцах, расположенных на расстоянии 10 м от станции.

Для монтажа оборудования и ремонтных работ здание станции оснащено однобалочным мостовым краном с ручным управлением.

В торце здания станции размещаются помещения силовых трансформаторов, распределительных устройств, электрощитового хозяйства, подсобные помещения и санитарный узел.

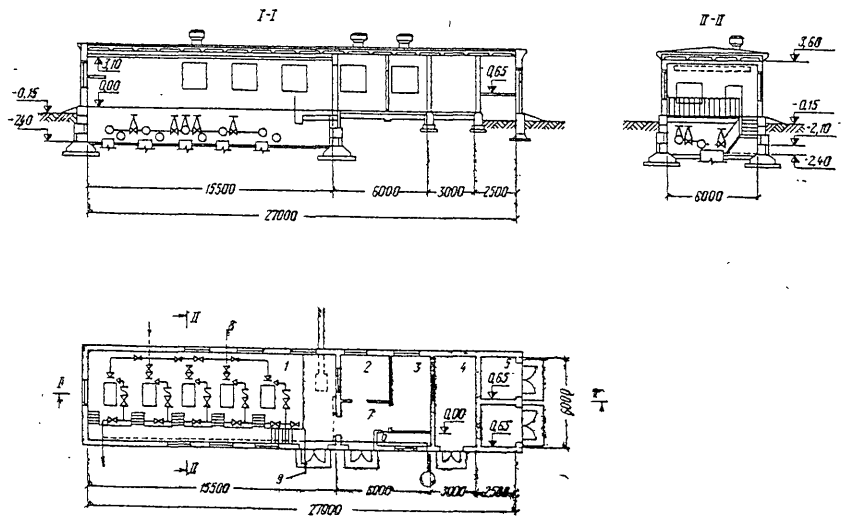


Рис. 10.25. Типовая водопроводная станция II подъема, оборудованная насосами типа КМ

1 — машинный зал; *2* — помещение обслуживающего персонала; *3* — мастерская; *4* — помещение РУ; *5* — камеры трансформаторов; *6* — санузел; *7* — коридор; *8*—всасывающие трубопроводы, d=200 мм; *9* — напорные трубопроводы, d=250 мм (в сеть)

Несмотря на относительную простоту строительных конструкций, мощные насосные станции II подъема, оснащенные большим числом агрегатов с насосами большой подачи, представляют собой сложный комплекс сооружений, трубопроводов и различного оборудования. В качестве примера на рис. 10.27 показана насосная станция, входящая в систему водоснабжения крупного промышленного центра Бразилии.

Станция оборудована 13 двусторонними насосами трех различных типоразмеров: шесть насосов подачей 50 м³/мин при напоре 40 м, по два насоса подачей 30 и 20 м³/мин при том же напоре и три насоса подачей 13 м³/мин при напоре 65 м. Суммарная подача насосов станции в нормальных условиях составляет 235 м³/мин и может быть при необходимости увеличена на 30%.

Вода забирается насосами из резервуаров чистой воды индивидуальными всасывающими трубопроводами диаметрами 600, 500, 400 и 300 мм. Насосы работают с переменной (положительной и отрицательной) высотой всасывания, поэтому на всасывающих трубопроводах в специальных колодцах за пределами здания станции установлены плоские задвижки. Заливка насосов перед их пуском осуществляется с помощью вакуум-насосов, установленных на кронштейнах в машинном здании станции.

Насосы группами в шесть, четыре и три насоса подсоединены к трем напорным коллекторам диаметром 1200 мм, два из которых работают на общие внешние напорные трубопроводы, а третий, питающий самостоятельного потребителя, может быть подключен к ним с помощью системы переключения, установленной в отдельном здании. На напорных трубопроводах насосов в пределах здания станции установлены обратные клапаны и плоские задвижки с электроприводом. Расходомеры установлены на каждом коллекторе в специальных колодцах за пределами здания насосной станции.

На станции принята двухрядная схема расположения агрегатов в шахматном порядке. Использование насосов с различным направлени-

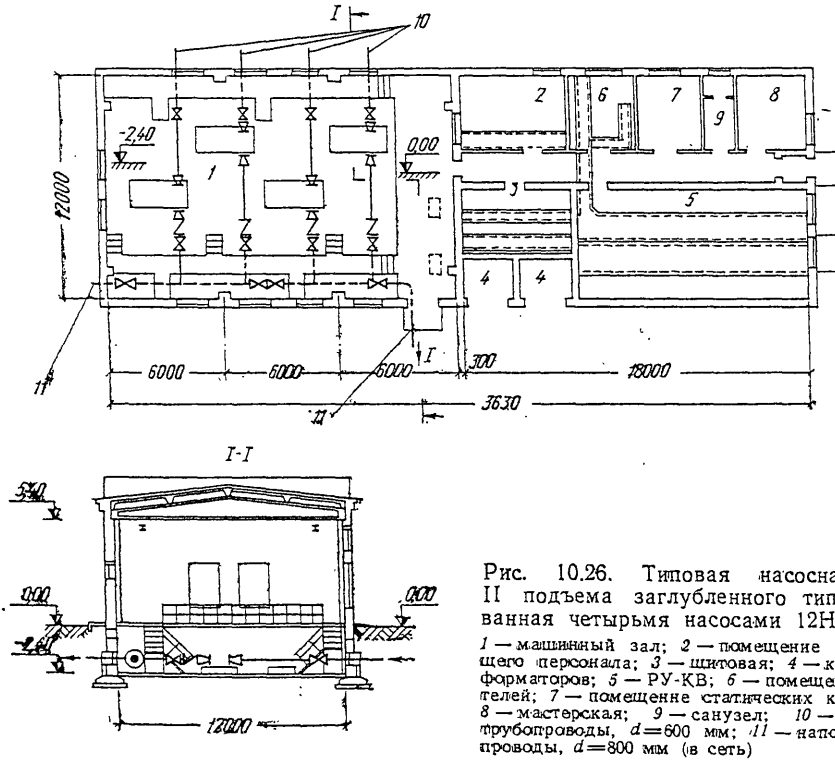


Рис. 10.26. Типовая насосная станция II подъема заглубленного типа, оборудованная четырьмя насосами 12НДс-60

1 — машинный зал; *2* — помещение обслуживающего персонала; *3* — щитовая; *4* — камеры трансформаторов; *5* — РУ-КВ; *6* — помещение выпрямителей; *7* — помещение статических конденсаторов; *8* — мастерская; *9* — санузел; *10* — всасывающие трубопроводы, d=600 мм; *11* — напорные трубопроводы, d=800 мм (в сеть)

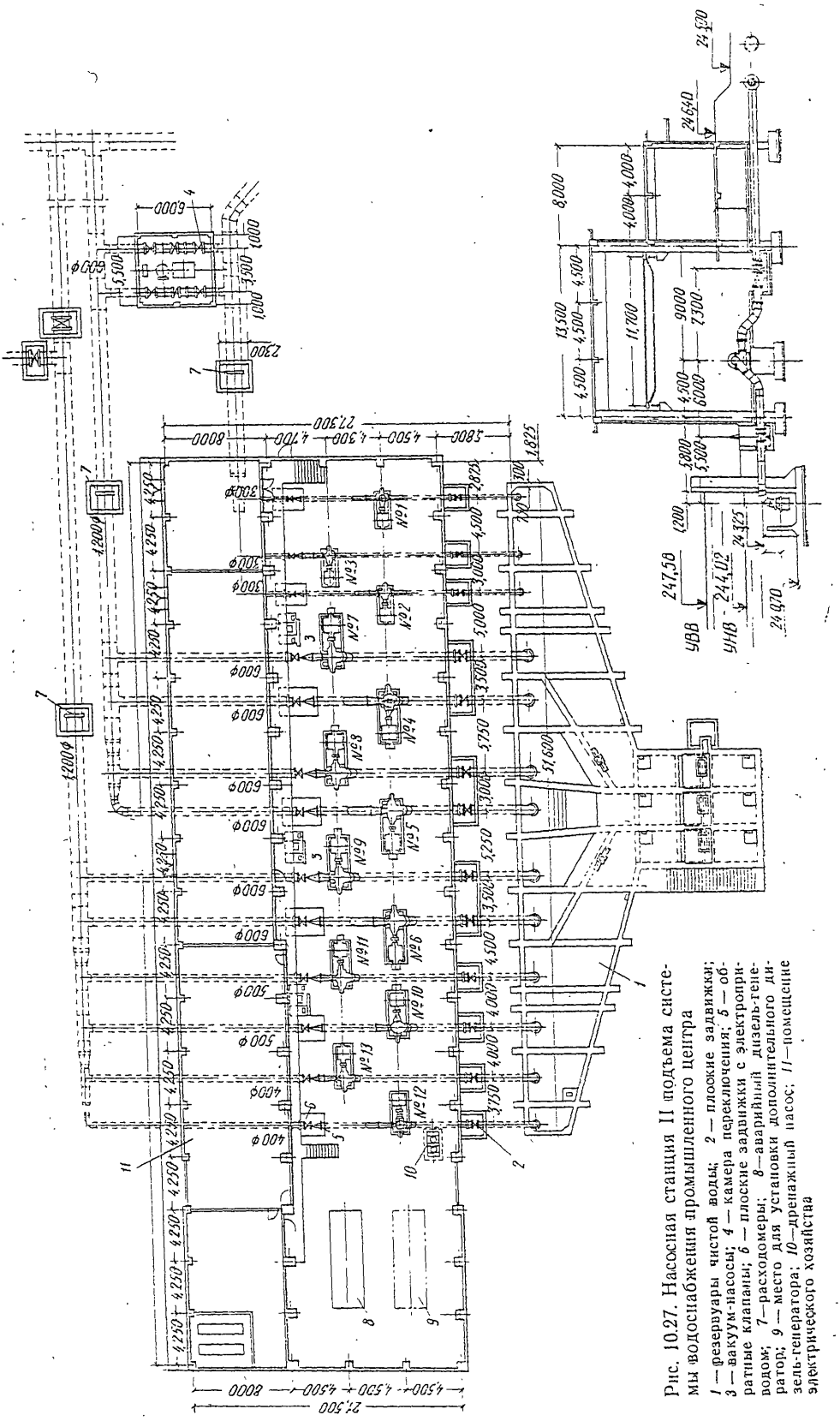


Рис. 10.27. Насосная станция II подъема системы водоснабжения промышленного центра

1 — резервуары чистой воды; *2* — плоские задвижки; *3* — вакуум-насосы; *4* — камера переключения; *5* — обратные клапаны; *6* — плоские задвижки с электроприводом; *7*—расходомеры; *8*—аварийный дизель-генератор; *9* — место для установки дополнительного дизель-генератора; *10*—дренажный насос; *11*—помещение электрического хозяйства

ем вращения рабочего колеса позволило расположить их в разных рядах навстречу друг другу, что сократило длину здания и в значительной мере упростило внутристанционные коммуникации.

Для обеспечения бесперебойной подачи воды при вынужденном перерыве в снабжении электроэнергией внутри здания станции установлен дизель-генератор мощностью, достаточной для работы одного насоса подачей 3000 м³/ч и одного подачей 1800 м³/ч. Дизель-генератор включается автоматически при отключении двигателей насосов от основного источника питания электроэнергии. В здании зарезервировано место для установки еще одного такого генератора.

Размеры насосного помещения станции в плане 12,5×72,25 м. Высота здания 13 м. Машинный зал оборудован электрическим мостовым краном грузоподъемностью 10 т. Фильтрационные воды из заглубленной части здания удаляются дренажным насосом.

Вдоль здания станции сооружена пристройка, в которой размещены электрическое хозяйство, вспомогательные, служебные и бытовые помещения.

§ 65. НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ И УСТАНОВКИ ДЛЯ ЗАБОРА ПОДЗЕМНЫХ ВОД

В водоносных пластах, залегающих на глубине более 10 м, водозабор грунтовых вод осуществляют, как правило, с помощью трубчатых колодцев. Трубчатые колодцы чаще всего оборудуют центробежными насосами с трансмиссионным валом и электродвигателем, установленным на поверхности земли, или погружными насосами с электродвигателями, расположенными непосредственно в глубине скважины. И в том и другом случае типовыми проектами насосных станций предусматривается установка насосов в наземных или подземных помещениях.

Работа насосных станций происходит обычно без постоянного обслуживающего персонала. Проектами предусматривается возможность (в зависимости от местных условий) применения местного, дистанционного автоматического и телемеханического управления.

На рис. 10.28 в качестве примера показан общий вид типовой наземной насосной станции с погружными насосами типа ЭЦВ. Вода от установленного в скважине насоса через сборный резервуар и станцию II подъема подается в систему водоснабжения. Напорный трубопровод оборудован вантузом, сливным краном, обратным клапаном и задвижкой. Устье скважины заделано в бетонный оголовок, в который вмонтировано устройство для замера уровня воды.

Подача насоса измеряется мерной диафрагмой, установленной в подземной камере. Перепад давления в диафрагме измеряется дифференциальным манометром.

В павильоне насосной станции помимо механического оборудования расположены: станция управления насосным агрегатом, релейный шкаф, осветительный щиток и электропечи отопления, включаемого автоматически при температуре ниже 5°С. Размеры павильона в плане не превышают 3×4,5 м. В зависимости от марки установленного насоса объем воды, подаваемый в сутки, составляет 140—3400 м³.

Строительные конструкции здания чрезвычайно просты: фундаменты ленточные из бутобетона или столбчатые из монолитного бетона; стены павильона кирпичные в полтора или два кирпича в зависимости от района строительства; покрытие железобетонное монолитное; кровля рубероидная; полы цементные по бетонной подготовке. Вентиляция помещения естественная через вытяжные трубы. Окна в павильоне не предусмотрены. Верхняя филенка двери застеклена.

Монтаж и демонтаж оборудования станции осуществляется через люк в перекрытии с помощью автокрана или талей, установленных на временных треногах непосредственно над люком.

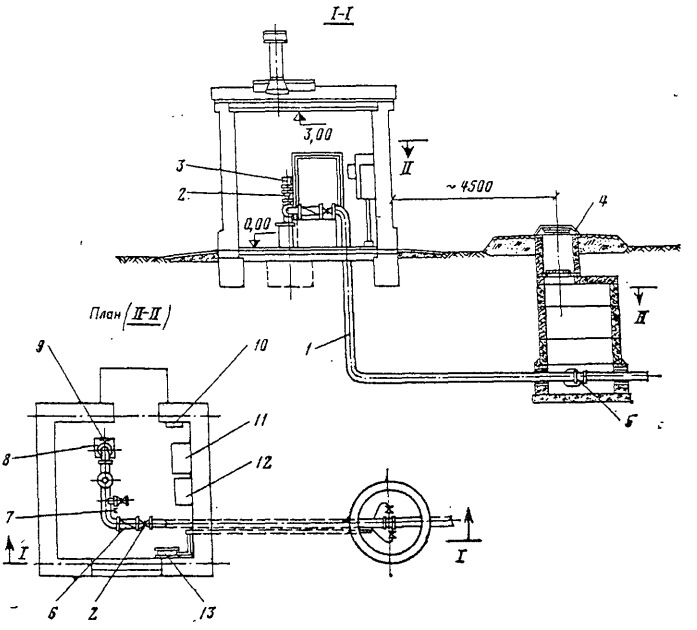


Рис. 10.28. Наземная насосная станция, оборудованная погружным насосом

1 — напорный трубопровод; *2* — задвижка; *3* — вантуз; *4* — подземная камера; *5* — диафрагма; *6* — обратный клапан; *7* — сливной кран; *8* — оголовок; *9* — устройство для замера уровня воды; *10* — осветительный щиток; *11* — станция управления насосным агрегатом; *12* — релейный шкаф; *13* — дифманометр

Питание электродвигателей насосов производится, как правило, от воздушных линий электропередач. При значительной мощности электродвигателя или при групповой установке насосов целесообразно размещать понижающий трансформатор в непосредственной близости от насосной станции, для чего к павильону может быть пристроено специальное помещение.

На рис. 10.29 показан общий вид подземной насосной станции с установленным в ней погружным насосом типа ЭЦВ. Основное и вспомогательное оборудование подземной станции такое же, как и наземной. Некоторым отличием в компоновке оборудования является лишь то, что обратный клапан и задвижка установлены на напорном трубопроводе в одной камере с мерной диафрагмой.

Стены подземных камер могут быть выполнены из унифицированных сборных железобетонных колец, из монолитного бетона марки 150 или из кирпича марки 100; днище и оголовок монолитные, бетонные; перекрытие — железобетонные плиты. Вентиляция камер естественная, отопление электрическое. Для откачки пролитой или просочившейся воды установлен самовсасывающий центробежно-вихревой насос 1СЦВ-1,5М, соединенный с дренажным приямком самотечным трубопроводом.

Монтаж и демонтаж насосного агрегата и водоподъемных труб производится автокраном.

Малые габариты насосного оборудования станций подземного водозабора позволяют в ряде случаев объединить насосные станции I и II подъема в одном здании, что уменьшает стоимость строительных конструкций, упрощает схему коммуникаций и позволяет до минимума снизить напор (за счет уменьшения числа ступеней) насосов, устанавливаемых в скважинах. На рис. 10.30 изображена такая объединенная насосная станция I и II подъема, входящая в узел головных водозаборных сооружений системы водоснабжения крупного населенного пункта.

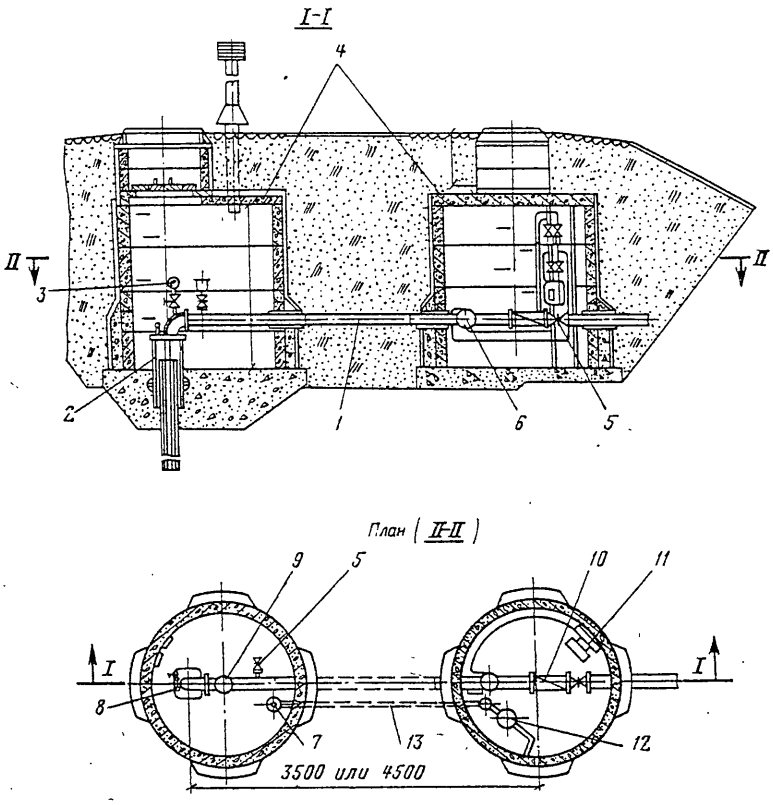


Рис. 10.29. Подземная насосная станция, оборудованная погружным насосом

1 — напорный трубопровод; *2* — оголовок; *3* — манометр; *4* — подземная камера; *5* — задвижка; *6* — диафрагма; *7* — дренажный приямок; *8* — устройство для замера уровня воды; *9* — вантуз; *10* — обратный клапан; *11* — дифманометр; *12* — дренажный насос; *13* — самотечный трубопровод

Два трубчатых колодца расположены непосредственно в пределах здания насосной станции. Установленные в них скважинные насосы I подъема подают воду в подземные железобетонные резервуары, откуда вода забирается насосами II подъема, установленными в том же здании станции. В качестве насосов II подъема приняты три (два рабочих и один резервный) двусторонних центробежных насоса. Резервуары по отношению к зданию станции расположены таким образом, что насосы II подъема находятся под заливом.

Использование трубчатых колодцев в качестве водозаборных сооружений подземных вод находит широкое применение при проектировании систем местного водоснабжения, обеспечивающих водой небольшие производственные или сельскохозяйственные объекты, жилые здания и такие отдельно стоящие общественные здания, как школы, больницы, санатории, пионерские лагеря, бани, прачечные и др., в которых водопровод является необходимым элементом благоустройства.

Потребность в воде в системах местного водоснабжения сравнительно невелика и составляет не более 200 м^3/сутки, но вместе с тем для них характерны значительные колебания расхода в течение суток (коэффициент неравномерности водопотребления колеблется в пределах 1,5—3).

Характер водопотребителя определяет некоторые особенности систем местного водоснабжения. Буровые скважины располагаются, как правило, в непосредственной близости от объекта. Разветвленная на-

ружная сеть и громоздкие сооружения по обработке и хранению запасов воды отсутствуют. Основным элементом систем местного водоснабжения является насосная установка, включающая в себя напорно-регулирующую емкость и контрольно-измерительную аппаратуру. К таким установкам предъявляется ряд специфических требований, основными из которых являются: простота и компактность конструкции; возможность серийного выпуска промышленностью; возможность размещения установки без строительства специальных помещений (в подземных колодцах или непосредственно в обслуживаемых зданиях); простота и надежность в эксплуатации; возможность автоматической работы без постоянного обслуживающего персонала; невысокая стоимость установки и ее монтажа; простота ремонта и замены отдельных узлов и деталей установок. Всем этим требованиям в значительной степени отвечают автоматические насосные установки с гидропневматическими

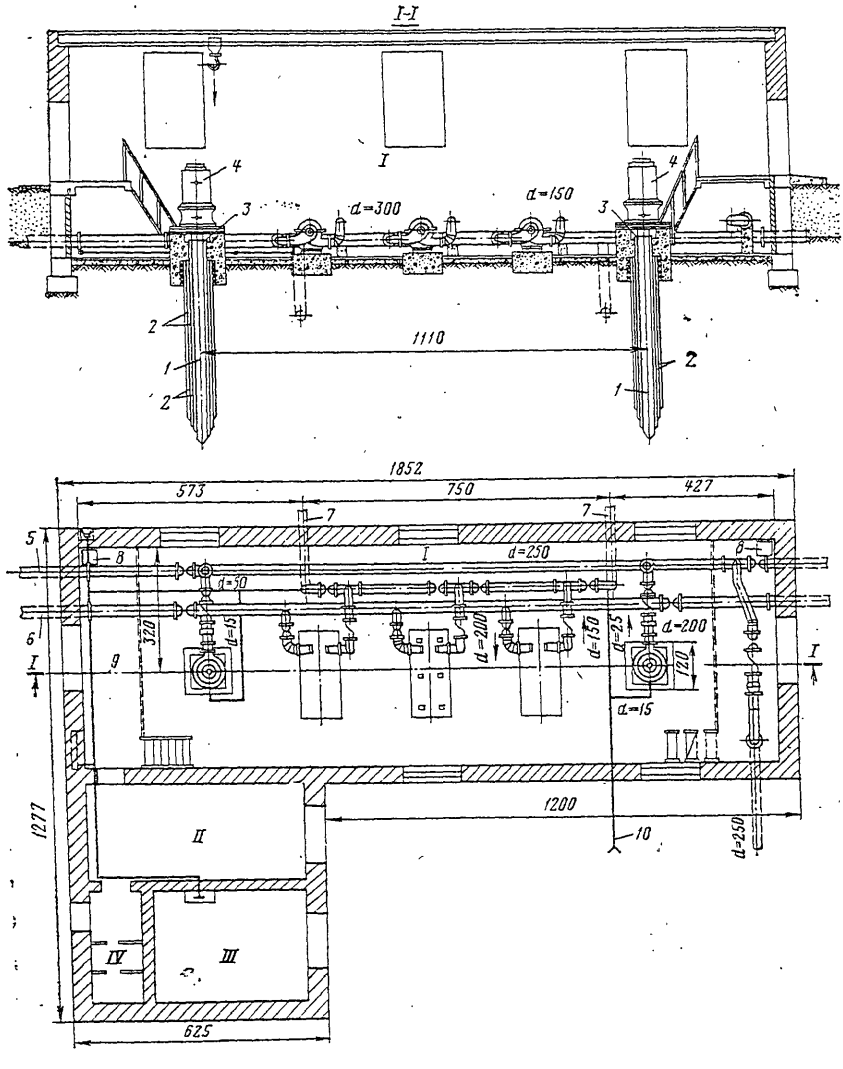


Рис. 10.30. Объединенная насосная станция I и II подъема с двумя скважинами

I — машинный зал; *II* — помещение распределительного устройства; *III* — помещение силового трансформатора; *IV* — вспомогательное помещение; *1* — напорные трубы; *2* — обсадные трубы; *3* — устье артезианской скважины; *4* — электродвигатели; *5* — трубопровод для подачи воды в резервуар; *6* — всасывающие трубопроводы из резервуара; *7* — напорные трубопроводы (в сеть); *8* — приямок для ручного насоса БКФ-2; *9* — ось монорельса; *10* — трубопровод для охлаждения водой подшипников

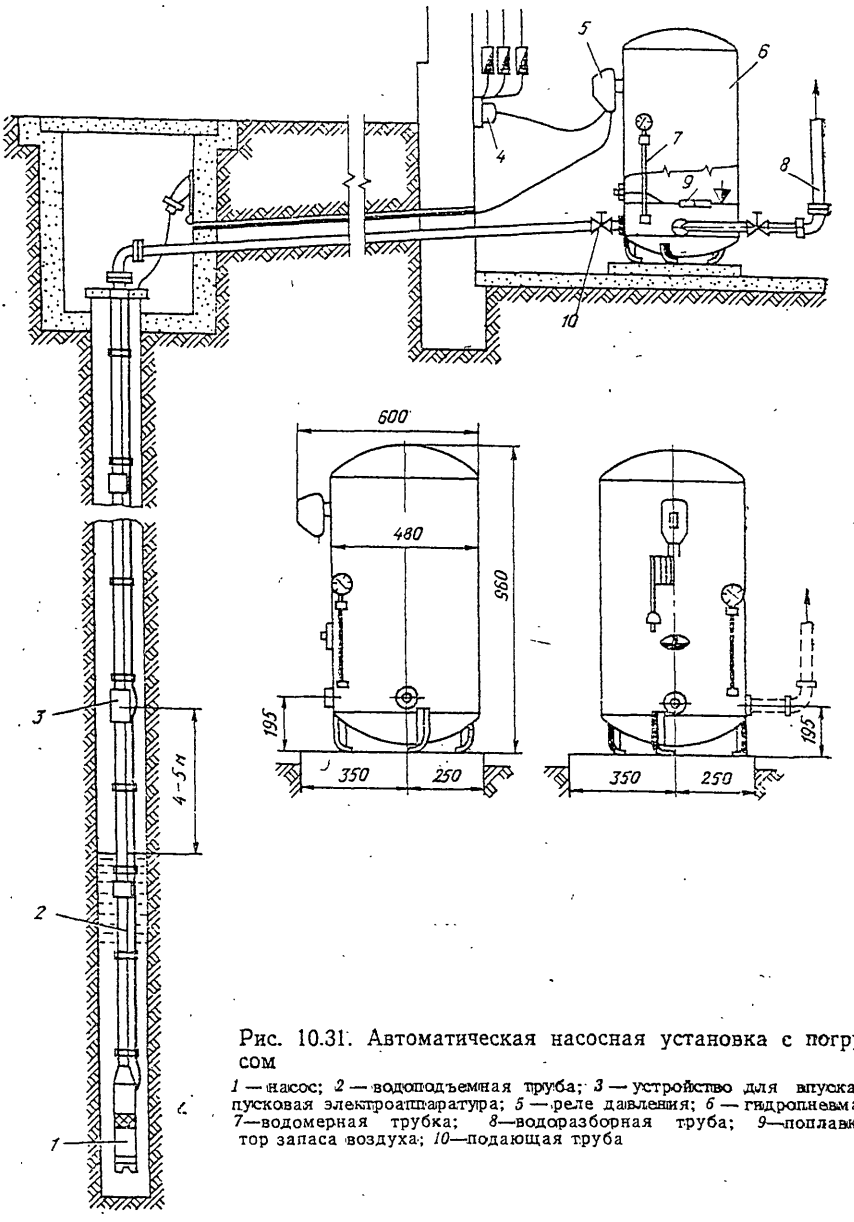


Рис. 10.31. Автоматическая насосная установка с погружным насосом

1 — насос; *2* — водоподъемная труба; *3* — устройство для впуска воздуха; *4* — пусковая электроаппаратура; *5* — реле давления; *6* — гидропневматический бак; *7* — водомерная трубка; *8* — водоразборная труба; *9* — поплавковый регулятор запаса воздуха; *10* — подающая труба

баками, которые находят все большее применение в отечественной и зарубежной практике водоснабжения.

Автоматические насосные установки могут быть оборудованы насосами различных типов. Однако в связи с переменным напором они должны иметь характеристику, позволяющую им при изменениях давления в баке в заданных пределах работать с высоким КПД. В этом отношении наиболее удобны многоступенчатые центробежные, вихревые и водоструйные насосы. Они удобны еще и потому, что не могут развить давление, значительно превышающее расчетное для гидропневматического бака и грозящее разрывом последнему, а также водопроводной сети.

Автоматическая насосная установка с погружным насосом производства чехословацкой фирмы «Сигма», предназначенная для подъема воды из скважин, изображена на рис. 10.31. Насос по водоподъемной

трубе подает воду в гидропневматический бак, конструктивно выполненный в виде стального цилиндра с эллиптическим днищем и крышкой. Бак установлен на фундаменте и имеет патрубки для присоединения реле давления, поплавкового регулятора запаса воздуха, водомерной трубки с манометром, подающей и водоразборной труб с задвижками.

Автоматическое включение и выключение насоса в зависимости от давления в гидропневматическом баке осуществляется по команде реле давления пусковой электроаппаратурой, обеспечивающей одновременно защиту электродвигателя от технологической перегрузки, токов короткого замыкания и токов, вызываемых потерей фазы. Пополнение и регулирование запаса воздуха в баке установки осуществляется с помощью устройства для впуска воздуха, срабатывающего от импульса, посылаемого регулятором запаса воздуха.

Подача установки до 90 м³/сутки; полный напор 20—37 м; максимальная высота подъема до 25 м. Мощность приводного электродвигателя насоса всего 1,1 кВт. Полный вес установки 130 кг.

Установки подобного типа размещаются, как правило, в небольших подвальных помещениях зданий. Компактность, надежность, экономичность, а также хорошие эксплуатационные и санитарно-гигиенические качества установок обеспечивают им все более широкое распространение.

НИИ санитарной техники ведет работу по созданию, освоению и внедрению в практику серии автоматических насосных установок с гидропневматическими баками, удовлетворяющих по своим техническим параметрам различным условиям местного водоснабжения. В настоящее время отечественная промышленность серийно выпускает установки ВУ-5-30 и ВУ-7-65 (разработанные НИИ санитарной техники), предназначенные для местного водоснабжения сельских населенных пунктов или отдельно расположенных объектов с суточным водопотреблением 50—100 м³. Подготовляются к серийному выпуску аналогичные установки ВУ-2-25, ВУ-4,5-170 и ВУ-7-115.

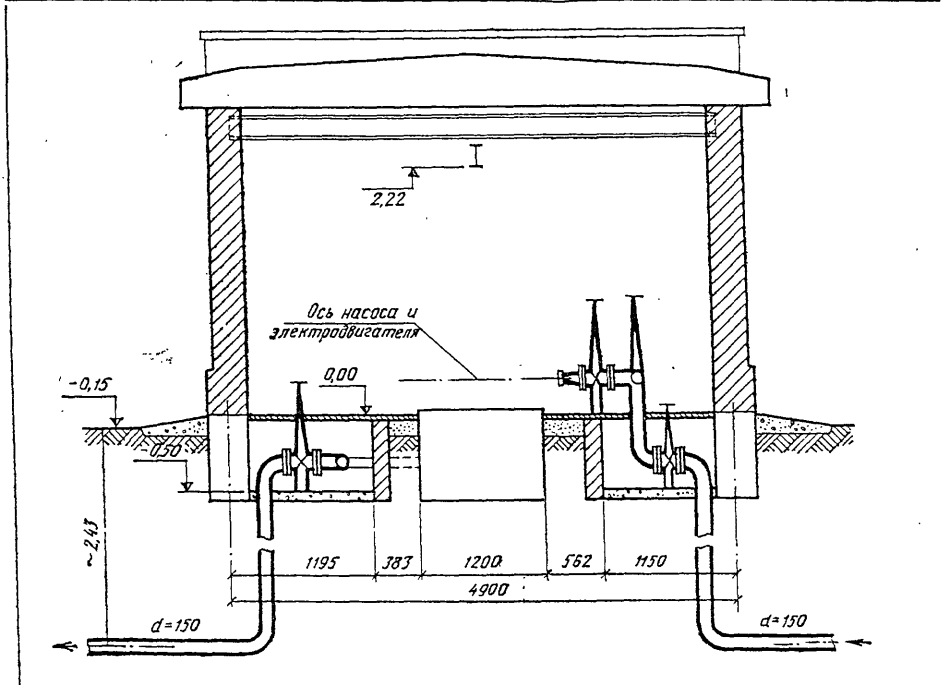


Рис. 10.32. Повысительная насосная станция городского микрорайона

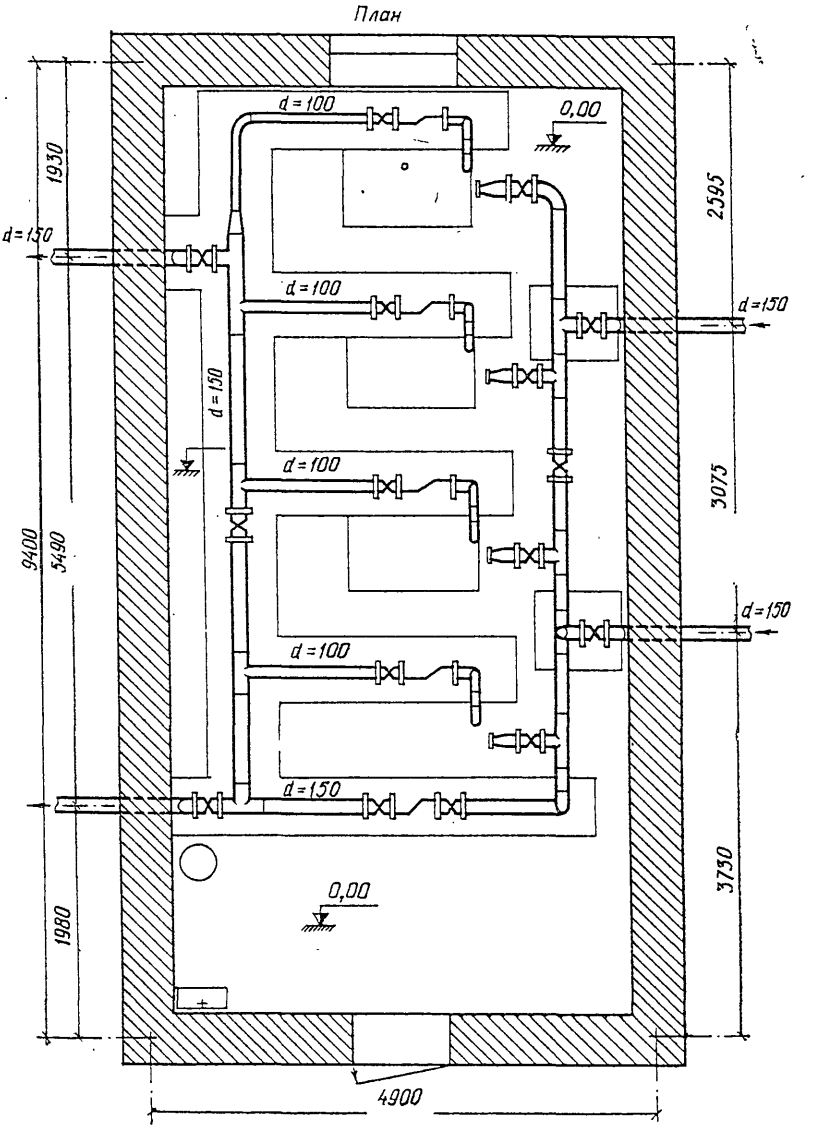
§ 66. ПОВЫСИТЕЛЬНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Конструкция, оборудование и схема компоновки повысительной насосной станции целиком и полностью зависят от типа водоводов, по которым вода подводится к станции и отводится от нее.

Повысительные насосные станции, используемые для повышения давления в системе напорных трубопроводов (станции подкачки), во всех отношениях очень похожи на небольшие водопроводные насосные станции II подъема. Насосы забирают воду из сети водопровода низкого напора и подают ее в сеть высокого напора.

На рис. 10.32 показана повысительная насосная станция, предназначенная для подачи воды на хозяйственно-питьевые и противопожарные нужды городского микрорайона со зданиями повышенной этажности.

В здании станции незаглубленного типа установлены четыре центробежных насоса консольного типа 3К-9 в комплекте с асинхронными электродвигателями серии АО2. Для хозяйственно-питьевых нужд обычно работают два насоса, два других — резервные. Работа насосных агрегатов автоматизирована.



Вода забирается из сети водопровода низкого напора и подается в сеть высокого напора двумя трубопроводами диаметром по 150 мм. Схема переключения коллекторная с размещением низконапорного и высоконапорного коллекторов в здании насосной станции. Все внутристанционные трубопроводы уложены в кирпичных каналах под уровнем пола.

На рис. 10.33 в качестве примера станции подкачки на открытом канале показан продольный разрез одной из двадцати двух насосных станций канала Иртыш — Караганда. В состав узла помимо подводящего и отводящего участков канала входят: здание насосной станции, внешние напорные трубопроводы, водовыпуск с сопрягающими устройствами и открытая понизительная подстанция.

Насосная станция рассчитана на установку четырех агрегатов, состоящих из вертикального осевого поворотно-лопастного насоса ОП10-185 или ОП11-185 и непосредственно соединенного с ним синхронного вертикального электродвигателя ВДС-325/44-18 мощностью 5000 кВт и напряжением 6000 В.

Для облегчения здания станции его конструкция решена в виде свободно стоящего в воде тонкостенного цилиндра диаметром 18 м и высотой 15 м, разделенного междуэтажными перекрытиями с несущим стояком в центре. Оригинальная конструкция станции разработана институтом Гидропроект, а всесторонняя проверка и обоснование строительных конструкций проведены в МИСИ им. В. В. Куйбышева.

Отверстия всасывающих труб насосов перекрываются съемными решетками. При осмотре и ремонте насоса решетки заменяются устанавливаемыми в тех же пазах плоскими скользящими металлическими затворами. Затворы и решетки обслуживаются тельфером грузоподъемностью 5 т, который передвигается по кольцевому рельсовому пути, закрепленному на консолях опорных колонн верхнего строения.

Верхнее строение здания насосной станции представляет собой закрытое помещение — машинный зал над электродвигателями насосов. Машинный зал оборудован мостовым полноповоротным электрическим краном грузоподъемностью 20/5 т специальной конструкции. Каркас верхнего строения железобетонный, жестко заделанный в конструкции подводной части. Покрытие здания вантовое, свободно опертое, что наиболее отвечает динамическим нагрузкам. Заполнение стен — керамзитобетонные панели и стеклоблоки.

Напорные трубопроводы, индивидуальные для каждого насоса, выполнены из металлических обечаек с усиленной антикоррозионной изоляцией. Диаметр трубопровода 2600 мм. Водовыпуск — сифонного типа с клапанами срыва вакуума. Число сифонов равно числу насосов.

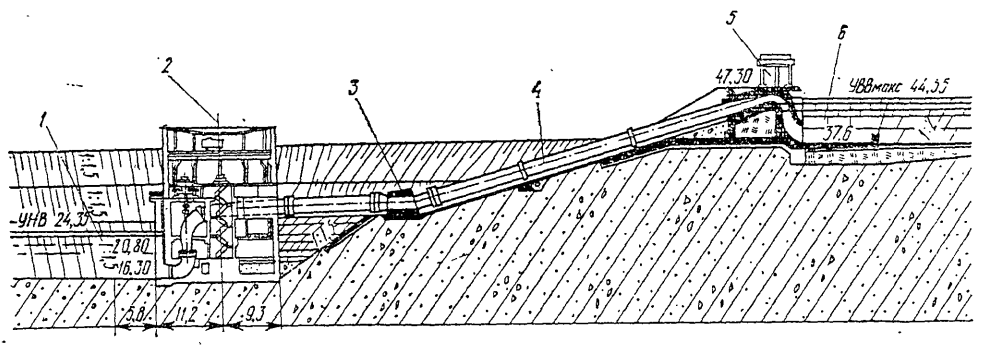


Рис. 10.33. Насосная станция канала Иртыш — Караганда

1 — аванкамера; *2* — здание насосной станции; *3* — анкерная опора; *4* — напорный трубопровод; *5* — водовыпускное сооружение; *6* — напорный бассейн

§ 67. ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Циркуляционные насосные станции схем водоснабжения промышленных предприятий предназначены главным образом для подачи воды в охлаждающие устройства различных технологических установок (конденсаторы паровых турбин, холодильники доменных и мартеновских печей, прокатных станов и т. п.). Тип и число насосов, компоновка трубопроводов циркуляционной насосной станции зависят в первую очередь от принятой системы водоснабжения (прямоточная или оборотная) и вида водоохладительных сооружений.

Все циркуляционные насосные станции, подающие воду на технологические нужды, относятся к станциям первого класса надежности действия. Перерывы в их работе, даже самые кратковременные, ни при каких обстоятельствах не могут быть допущены. Бесперебойная работа станций достигается соответствующим резервом оборудования, дублированием системы энергоснабжения, всасывающих и напорных коммуникаций, а также установкой насосов под заливом. В связи с послед-

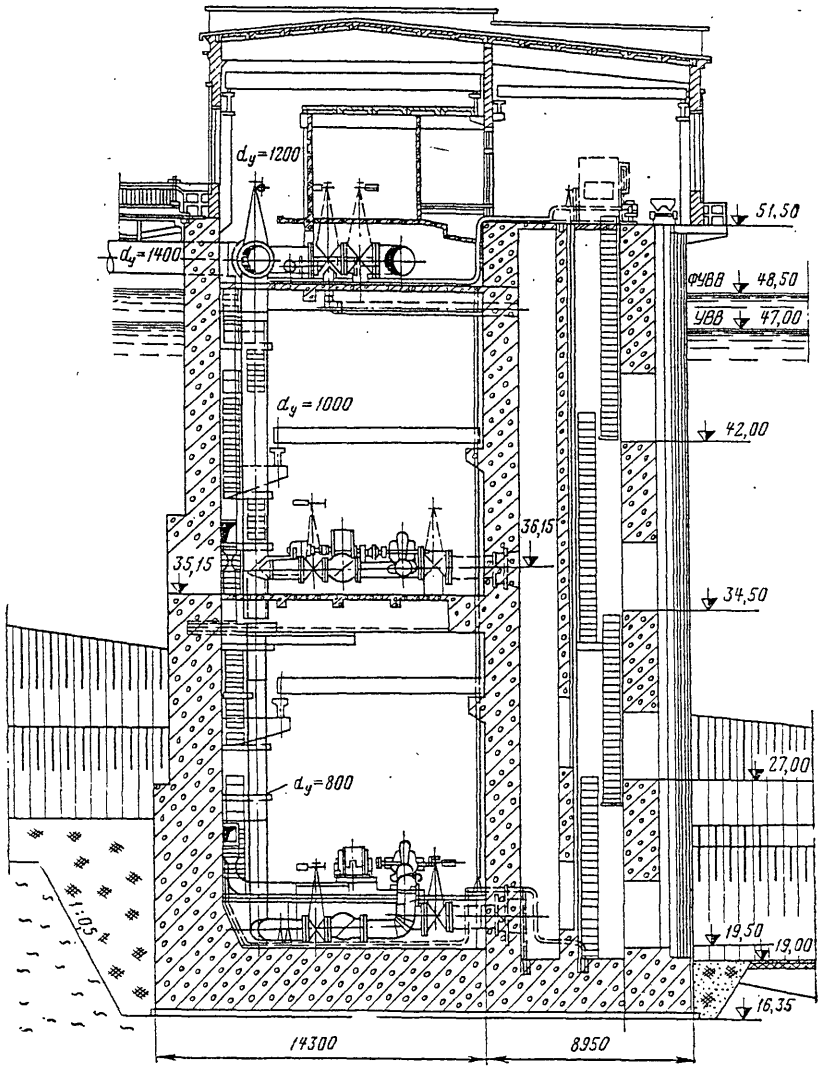


Рис. 10.34. Циркуляционная насосная станция системы оборотного водоснабжения горно-обогатительного комбината

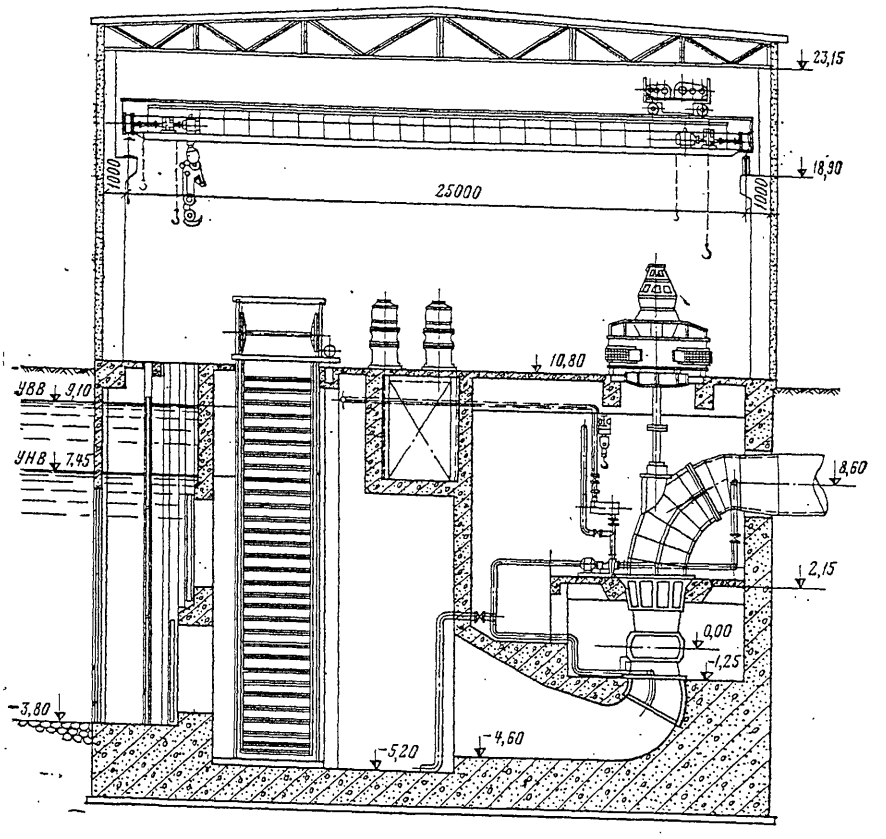


Рис. 10.35. Циркуляционная насосная станция системы прямоточного водоснабжения мощной ГРЭС

ним обстоятельством циркуляционные насосные станции в большинстве случаев строят заглубленными с подземным размещением насосного помещения.

Количество воды, необходимое для охлаждения технологического оборудования, находится в прямой зависимости от ее первоначальной температуры. Чем выше температура воды, тем больше ее нужно, и наоборот. Поэтому число агрегатов, их подачу, тип насосов и приводных электродвигателей следует выбирать с учетом изменения температуры воды в пределах годового цикла. При колебаниях температуры воды необходимо изменять суммарную подачу станции путем включения различного числа насосов и переходить на другую частоту вращения или на другой угол установки лопастей рабочего колеса (у осевых насосов).

На рис. 10.34 показана разработанная ГПИ Союзводоканалпроект циркуляционная насосная станция системы оборотного водоснабжения горно-обогатительного комбината, использующей в качестве охладителя водохранилище с большой (до 23 м) амплитудой колебания горизонтов воды.

Подводная часть здания насосной станции разбита по высоте на два яруса, на каждом из которых расположены насосные агрегаты. Такая компоновка оборудования позволяет забирать насосами необходимое количество охлаждающей воды с различных глубин в зависимости от температуры воздуха. Кроме того, двухъярусное размещение насосов сокращает размеры подводной части станции в плане на 40% (по сравнению с обычно применяемыми решениями одноярусного располо-

жения насосов) без увеличения размеров сооружения по высоте, значительно уменьшает строительный объем, а следовательно, и стоимость станции.

На рис. 10.35 изображена циркуляционная насосная станция системы прямоточного водоснабжения мощной ГРЭС, выполненной по блочной схеме. Электростанция оборудована турбогенераторами мощностью по 960 МВт, поэтому охлаждающая вода подается осевыми поворотно-лопастными насосами ОП2-185, имеющими большую подачу.

На станции установлено шесть насосов, приводимых во вращение двухскоростными (300 и 250 мин$^{-1}$) асинхронными электродвигателями мощностью 2500/1250 кВт.

Водопроводная камера имеет два яруса окон и помимо сороудерживающей решетки оборудована вращающейся сеткой с внешним подводом воды. Сетки промываются с помощью центробежного насоса 4КМ-8. Вода к рабочему колесу насоса подводится изогнутой всасывающей трубой, выполненной в массивном бетонном блоке основания станции.

Перекрытие подземной части здания железобетонное, ребристого типа.

Верхнее строение станции (каркасной конструкции) перекрывает подземную часть по всей ширине, включая водоприемник станции. В наземном помещении помимо электродвигателей основных насосов и приводных механизмов вращающихся сеток расположены электродвигатели артезианских насосов системы технического водоснабжения.

Машинное здание оборудовано мостовым электрическим краном пролетом 25 м и грузоподъемностью 30/5 т. Насосное помещение, кроме того, имеет передвижные электрические тали грузоподъемностью 5 т.

§ 68. ПЕРЕДВИЖНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Для водоснабжения временных сооружений, хозяйств и строительных площадок широко применяют передвижные насосные установки и станции небольшой подачи. Опыт строительства и эксплуатации систем водоснабжения указывает на явную экономическую целесообразность крупных насосных станций, у которых себестоимость подаваемой воды, как правило, в 2—4 (и более) раза ниже, чем у станций малой подачи. Тем не менее существование небольших насосных установок, и в частности передвижных, является вполне закономерным и оправданным, несмотря на их сравнительно малую экономичность. Следует иметь в виду, что серийное изготовление передвижных насосных станций на заводах снижает их стоимость, позволяет быстро вводить в действие и сводит до минимума потребность в строительных материалах.

В связи с особенностями работы передвижных насосных станций, заключающимися в значительном изменении действительных высот всасывания, частых перемещениях, монтажах и демонтажах, для установки на этих станциях наиболее пригодны центробежные насосы. В настоящее время почти все передвижные насосные станции оборудованы одноступенчатыми центробежными насосами консольного типа или двустороннего всасывания.

Существует достаточно много различных типов и конструкций передвижных насосных станций. В зависимости от системы привода и способа передвижения различают: сухопутные насосные станции с внешним приводом, сухопутные насосные станции с собственным двигателем и плавучие насосные станции.

Наиболее типичными для первой группы являются станции, приводимые в действие трактором через вал отбора мощности или непосредственно от вала двигателя. Насосы монтируют на раме, прикрепляемой сзади или спереди трактора (навесные насосные станции), или

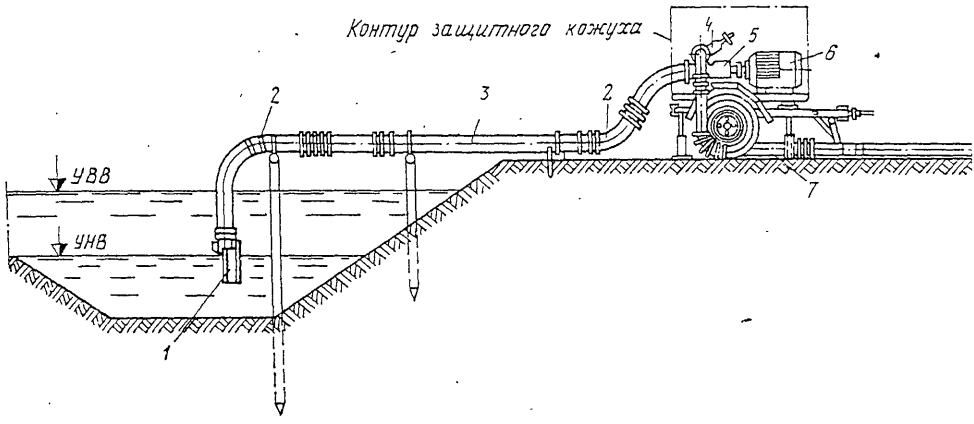


Рис. 10.36. Передвижная электрифицированная насосная станция с насосом 8К-18
1 — приемный клапан; *2* — гибкие соединения; *3* — секция всасывающего трубопровода; *4* — задвижка; *5* — насос; *6* — электродвигатель; *7* — секции напорного трубопровода

на салазках и тележках. Трактор же и передвигает станцию на место ее работы.

Передвижные насосные станции с собственным двигателем выполняют в виде прицепа. В качестве приводных двигателей используют двигатели внутреннего сгорания или электродвигатели. На рис. 10.36 изображена серийно выпускаемая промышленностью электрифицированная насосная станция со сборно-разборными трубопроводами. Станция оборудована насосом 8К-18. Всасывающий и напорный трубопроводы станции состоят из гибких резиновых шлангов и стандартных металлических труб. Все соединения трубопроводов фланцевые. Насос с задвижкой на напорном патрубке и приводной электродвигатель смонтированы на раме, которая установлена на автоприцепе. Управление агрегатом ручное. Трансформаторная подстанция устанавливается на самостоятельном шасси.

Плавучие насосные станции относятся к наиболее мощным передвижным станциям. Все оборудование плавучих насосных станций

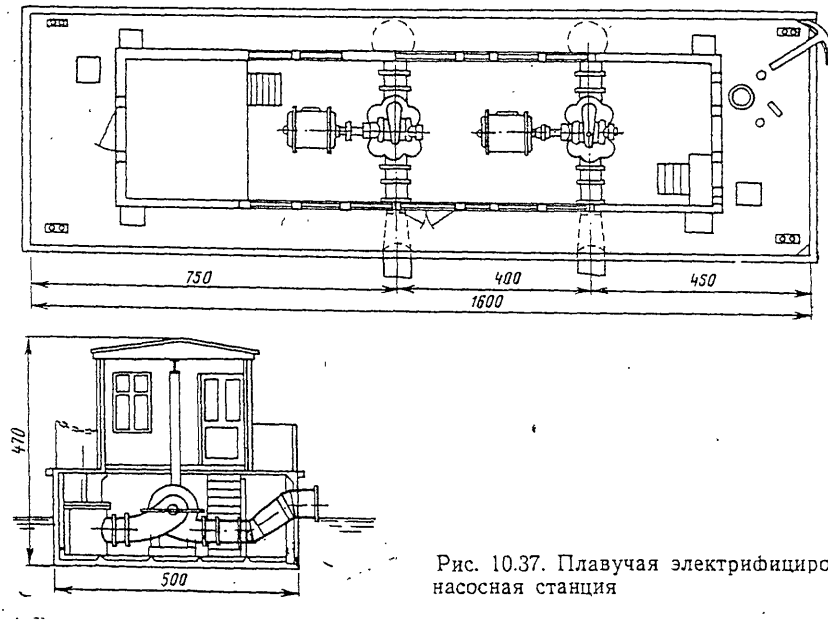


Рис. 10.37. Плавучая электрифицированная насосная станция

размещается на понтоне — металлическом или железобетонном. Для привода насосов используют двигатели внутреннего сгорания или электродвигатели.

На рис. 10.37 изображена плавучая электрифицированная насосная станция, оборудованная двумя центробежными насосами 12НДс. Агрегаты расположены в трюме железобетонного понтона сборной конструкции.

Вода забирается насосами через днище понтона с помощью приемных коробок, выполненных по типу кингстонов. На корме понтонов над перекрытой частью трюма расположено электротехническое оборудование станции. Никаких жилищно-бытовых помещений на понтоне не предусмотрено.

ГЛАВА 11

КАНАЛИЗАЦИОННЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

§ 69. НАЗНАЧЕНИЕ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ; ИХ ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Канализационные насосные станции сооружают в тех случаях, когда рельеф местности не позволяет отводить бытовые и производственные сточные воды, атмосферные воды и осадки (ил) самотеком к месту очистки.

Сравнение различных вариантов строительства канализационной сети показывает, что наибольшую глубину заложения самотечных коллекторов при производстве работ открытым способом рекомендуется принимать: в скальных грунтах до 4—5 м, в мокрых плывунных грунтах до 5—6 м, в сухих нескальных грунтах до 7—8 м. Если глубина заложения подводящего коллектора превышает рекомендуемые величины заглубления, то при соответствующем технико-экономическом обосновании необходимо предусматривать устройство канализационной насосной станции.

В городах, расположенных по берегам рек и защищенных от паводковых вод защитными дамбами, приходится сооружать насосные станции перекачки атмосферных вод, так как дамбы во время паводка препятствуют сбросу в водоем дождевых вод самотеком с обвалованной территории.

Место расположения и число насосных станций в общей схеме канализационной сети выбирают с учетом планировочных, санитарных, гидрологических и топографических условий местности на основании технико-экономического сравнения всех вариантов.

По гидрологическим условиям место расположения насосной станции должно быть наиболее благоприятным для производства строительных работ (плотные грунты, низкий уровень грунтовых вод и т. д.). Однако практически выполнить это требование трудно.

Наиболее целесообразно канализационные насосные станции размещать на свободных территориях вблизи промышленных предприятий (исключая пищевые), складских помещений или на зеленых массивах. На застроенной территории города станции следует располагать в глубине квартала и устраивать аварийные выпуски в ливневую сеть.

По санитарным условиям насосные станции располагают в отдельных зданиях на расстоянии не менее 20—30 м от жилых и общественных зданий. При отсутствии свободной территории это расстояние может быть уменьшено по согласованию с органами Государственного санитарного надзора. По периметру территории насосных станций необходимо устраивать защитную зеленую зону шириной не менее 10 м.

Насосные станции перекачки атмосферных вод желательно распо-

лагать у водоемов, которые можно использовать как регулирующие емкости.

В зоне затопления паводковыми водами насосные станции необходимо располагать так, чтобы отметка порога входа была не менее чем на 0,5 м выше расчетного максимального горизонта паводковых вод.

Выбор места расположения канализационной насосной станции должен быть согласован с местными органами Советов депутатов трудящихся, органами Государственного санитарного надзора и бассейновой инспекцией Министерства водного хозяйства РСФСР.

При определении числа насосных станций следует помнить о том, что многократная перекачка сточных вод крайне нежелательна, так как капитальные затраты на устройство насосной станции и эксплуатационные расходы по перекачке сточных вод очень велики.

Насосные станции рекомендуется располагать так, чтобы они размещались на пересечении минимум двух встречных самотечных коллекторов одинакового заложения. Этот прием значительно удешевляет стоимость строительства как коллекторов, так и насосных станций, но несколько увеличивает длину напорного трубопровода.

Место расположения насосной станции, перекачивающей сточные воды на очистные сооружения, выбирают на основании сравнения различных вариантов. При расположении насосной станции на очистных сооружениях отпадает необходимость в строительстве отдельных вспомогательно-производственных помещений. Станцию можно использовать и для перекачки уплотненного активного ила, дренажных вод иловых площадок, осадка из первичных отстойников. Приемный резервуар можно использовать для опорожнения отстойников. Во многих случаях отпадает необходимость в строительстве служебных и некоторых бытовых помещений. Однако в этом случае увеличивается длина и заглубление главного коллектора и главной канализационной насосной станции. При расположении насосной станции у канализуемого объекта строительная стоимость напорных водоводов увеличивается, возрастает расход электроэнергии и, следовательно, возрастают эксплуатационные расходы, но отпадает необходимость в строительстве дорогостоящего самотечного коллектора.

§ 70. КЛАССИФИКАЦИЯ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ. СХЕМЫ УСТРОЙСТВА

По роду перекачиваемой жидкости канализационные насосные станции делятся на четыре группы:

1) для перекачивания бытовых сточных вод;
2) для перекачивания промышленных сточных вод;
3) для перекачивания атмосферных вод;
4) для перекачивания осадков.

Насосные станции первой группы находятся на канализационной сети. В зависимости от места расположения в общей схеме канализации города и выполняемых функций сооружают станции:

а) местные, перекачивающие сточные воды от отдельных объектов канализования;

б) районные, перекачивающие сточные воды от отдельных районов канализуемой территории из нижележащих коллекторов в вышележащие;

в) главные, перекачивающие сточную жидкость, отводимую со всей канализуемой территории на очистные сооружения.

К устройству насосных станций второй группы предъявляется целый ряд специфических требований в зависимости от рода перекачиваемой сточной жидкости. Например, агрессивность сточной жидкости по от-

ношению к бетону, чугуну, стали требует защиты резервуаров от разрушения, применения специальных насосов и устройств для периодической промывки установок чистой водой.

Станции третьей группы сооружают на сети ливневой канализации в тех случаях, когда нельзя отвести атмосферные воды самотеком к месту сброса.

Насосные станции четвертой группы находятся в составе сооружений очистки сточной жидкости и обработки осадка. Такие станции служат для перекачивания осадка из первичных отстойников в метантенки, сброженного осадка из метантенков на сооружения по обработке осадка, уплотненного активного ила в метантенки, активного ила из вторичных отстойников в регенератор активного ила или в аэротенки, песка из песколовок. Кроме того, их сооружают для повышения напора в осадкопроводах большой протяженности (транзитные насосные станции).

Наличие перечисленных насосных станций не обязательно во всех технологических схемах очистки сточных вод. Их устройство зависит от рельефа площадки и пропускной способности станций очистки сточных вод.

На станциях очистки сточных вод небольшой пропускной способности (до 30 000 м³/сутки) насосные станции размещают в камерах управления первичных отстойников (для перекачки сброженного осадка).

Насосные агрегаты для перекачивания активного и избыточного активного ила, как правило, устанавливают в одном машинном зале и объединяют с воздуходувной станцией. Только на очень крупных очистных станциях насосные станции для перекачивания активного ила сооружают отдельно.

Если взаимное расположение отдельных сооружений станции очистки сточных вод и рельеф местности благоприятствуют объединению насосных агрегатов различного назначения, то в одном машинном зале могут быть установлены насосы для перекачивания сырого осадка, сброженного осадка, уплотненного и активного ила. В каждом случае объединение насосных агрегатов в одном здании решается на основании технико-экономического расчета рассматриваемых вариантов.

Рассмотренные виды насосных станций классифицируют следующим образом:

по расположению приемного резервуара и помещения решеток относительно машинного зала — станции с раздельным расположением резервуара (рис. 11.1,*а*) и совмещенные (рис. 11.1,*б,в*);

по расположению насосных агрегатов относительно поверхности земли — станции незаглубленные (до 4 м), полузаглубленные (до 7 м) и шахтного типа (свыше 8 м) (рис. 11.1,*г*);

в соответствии с формой здания в плане — станции круглой и прямоугольной формы;

в зависимости от типа установленных насосных агрегатов — станции с горизонтальными, вертикальными или осевыми насосами;

по системе управления агрегатами — станции с ручным управлением, полуавтоматизированные, автоматизированные с местным диспетчерским пунктом и автоматизированные с телеуправлением (управление насосными агрегатами осуществляется с помощью средств телемеханики).

Канализационные насосные станции, как правило, сооружают в самых низких точках территории канализуемого объекта, вблизи водоемов, иногда на заболоченной пойме реки, т. е. на участках, для которых характерно высокое стояние грунтовых вод, наличие плывунов и слабых грунтов. В этих условиях целесообразно строить станции опускным способом; наиболее удобная форма здания — железобетонный стакан. Для станций шахтного типа даже при благоприятных гидрогеологиче-

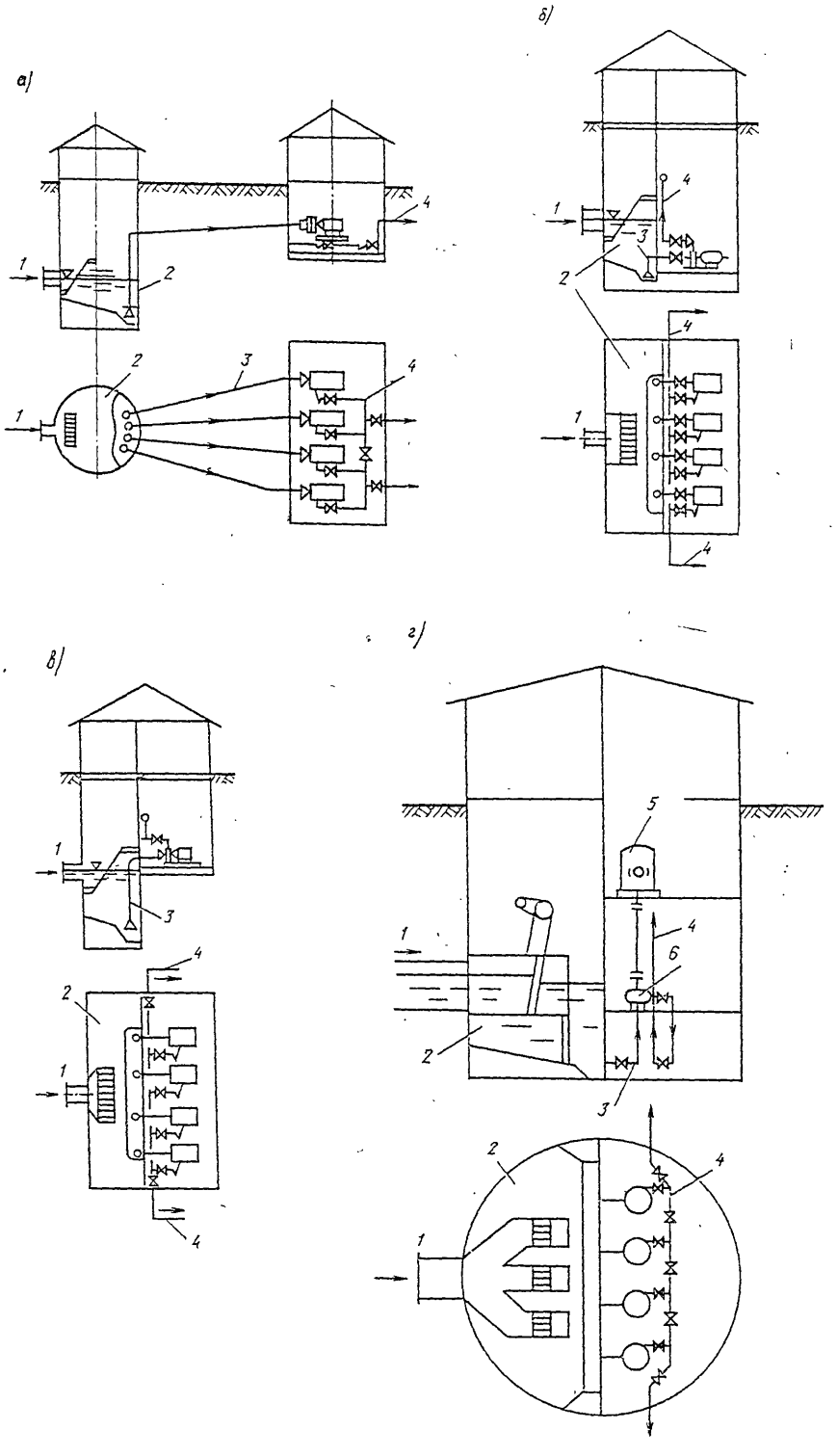


Рис. 11.1. Схемы канализационных насосных станций

а — раздельная; *б* — совмещенная; *в* — совмещенная на окальных грунтах; *г* — шахтная; *1* — подводящий коллектор; *2* — приемный резервуар; *3* — всасывающие трубы; *4* — напорные трубы; *5* — электродвигатель; *6* — насос

ских условиях такая форма здания станции оказывается наиболее выгодной и по конструктивным соображениям. В настоящее время для всех станций подачей до 50—160 тыс. м³/сутки принимают круглую форму здания в плане (диаметр шахты может достигать 15—25 м). Опыт строительства канализационных насосных станций в Ленинграде показывает, что станции большой подачи (0,5—1,5 млн. м³/сутки) шахтного типа при неблагоприятных гидрогеологических условиях также экономически целесообразно строить опускным способом. Строительство подобных станций прямоугольной формы в открытом котловане требует устройства весьма сложного и дорогостоящего крепления его стен, что чрезвычайно стесняет производство работ и ведет к увеличению сроков строительства.

Преимущества опускного способа строительства насосных станций еще больше возросли в связи с освоением устройства тиксотропной рубашки, состоящей из глинистого раствора, нагнетаемого в пространство между грунтом и стенкой опускного колодца. Применение тиксотропной рубашки позволяет уменьшить толщину монолитных или сборных стен опускного колодца.

Незаглубленные здания насосных станций сооружают обычно прямоугольной формы, позволяющей более удобно расположить насосные агрегаты и способствующей лучшей компоновке производственно-вспомогательных и бытовых помещений. Кроме того, прямоугольная форма здания позволяет использовать при строительстве станции типовые строительные детали. Поэтому даже для станций, имеющих подземную часть круглой формы, наземную часть, как правило, выполняют прямоугольной.

Раздельная схема насосной станции наиболее благоприятна в санитарном отношении, так как приемный резервуар и помещение решеток полностью изолированы от машинного зала и производственно-вспомогательных помещений, где постоянно находится обслуживающий персонал. К недостаткам этой схемы следует отнести увеличение эксплуатационных расходов и строительной стоимости, большую длину всасывающих труб и, следовательно, усложнение эксплуатации. Поэтому такая схема применяется сравнительно редко.

На автоматизированных насосных станциях рекомендуется устанавливать насосы под самозаливом, так как это значительно упрощает схему автоматизации управления насосными агрегатами.

Схему насосной станции, приведенную на рис. 11.1,*в*, рекомендуется применять при строительстве на скальных грунтах. Для уменьшения заглубления резервуара решетки располагают в отдельном помещении. Приемный резервуар выполняют в виде канала для размещения всасывающих труб. В слабых грунтах эту схему применять нельзя, так как расположение плит пола машинного зала на нарушенном грунте может привести к неравномерной осадке, появлению трещин и нарушению гидроизоляции.

На рис. 11.1 рассмотрены наиболее распространенные схемы компоновки насосных станций. Применяются и другие схемы: например, для крупных шахтных станций можно применить схему с расположением машинного зала в середине приемного резервуара (рис. 11.2). Установка насосных агрегатов по концентрической кривой позволяет увеличить число насосов при том же диаметре шахты насосной станции.

Особенностью схемы насосных станций для перекачивания осадков и илов является отсутствие помещения решеток (так как они не нужны при перекачивании осадков), производственных и бытовых помещений (за исключением санузла), которые объединяются в общий комплекс для всей очистной станции. Поскольку помещения решеток отсутствуют, приемные резервуары строят закрытого подземного типа отдельно стоя-

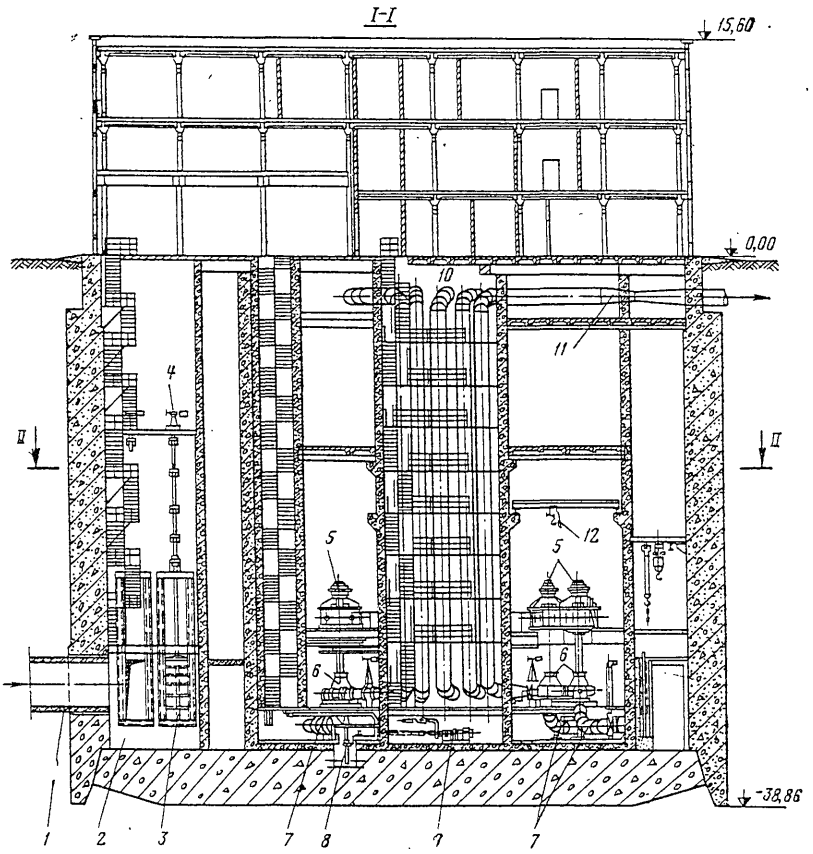


Рис. 11.2. Шахтная канализационная насосная станция

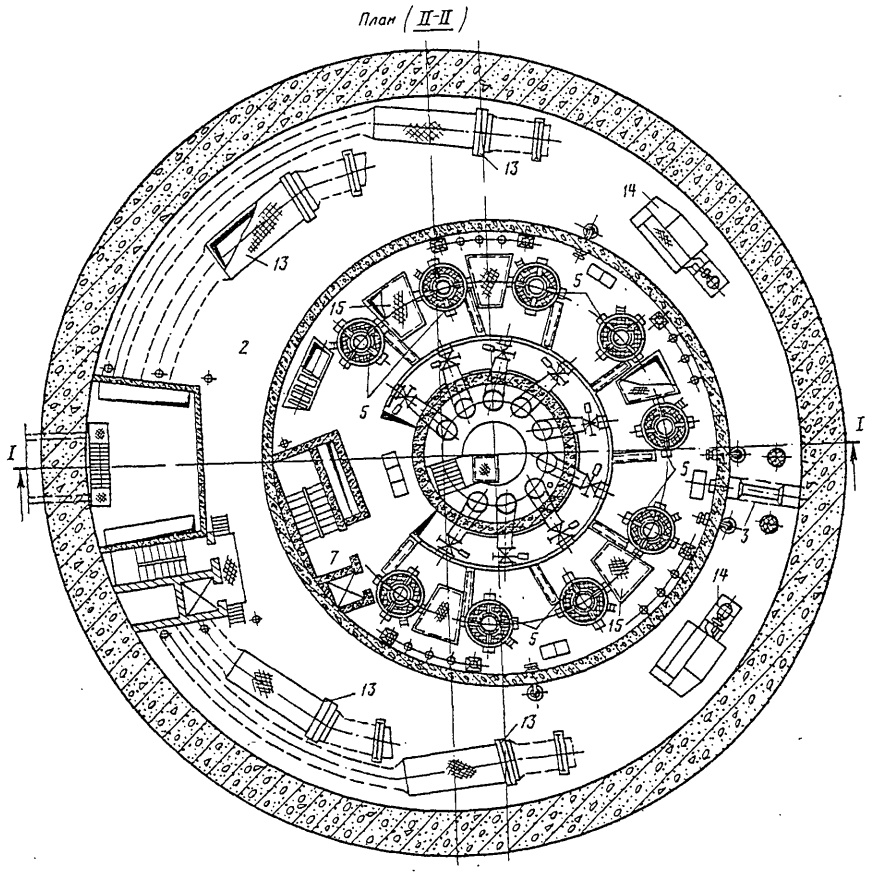
1 — подводящий коллектор; *2* — приемный резервуар; *3* — шибер; *4* — электропривод шибера; *5* — *9* — аварийный насос; *10* — напорные трубопроводы; *11* — расходомер Вентури; *12* — кольцевой мосто

щими (рис. 11.3,*а*) или совмещенными (рис. 11.3,*б*). На всех станциях по перекачиванию осадка насосы следует устанавливать под самозаливом. Кроме того, необходимо предусмотреть подачу чистой воды (очищенной сточной) для периодической промывки резервуара, насосной установки и трубопроводов.

На насосных станциях для перекачивания активного ила рекомендуется устанавливать осевые насосы (рис. 11.3,*в*), так как высота подъема ила обычно небольшая (6—8 м), а количество его достигает 50% объема сточной жидкости. Кроме того, габариты осевых насосных агрегатов меньше центробежных, что позволяет уменьшить площадь станции. Ввиду того что осевые насосы работают с подпором, станции следует заглублять.

Транзитные насосные станции аналогичны насосным станциям для перекачивания осадков. Если по условиям транспортирования осадка не требуется устройства резервуара для опорожнения трубопровода, то схема станции упрощается — станция имеет лишь одно помещение машинного зала.

При проектировании и строительстве насосных станций следует обращать особое внимание на гидроизоляцию подземной части, которая должна быть водонепроницаемой. Гидроизоляцию выполняют в соответствии со специальными указаниями по проектированию и устройству гидроизоляции подземных частей промышленных и гражданских зданий и сооружений. Стены зданий должны быть покрыты гидроизоляцией не



электродвигатель насоса; *6* — вертикальный насос; *7* — всасывающие трубы; *8* — дренажный насос; вой кран; *13* — решетки; *14* — дробилки; *15* — монтажные люки

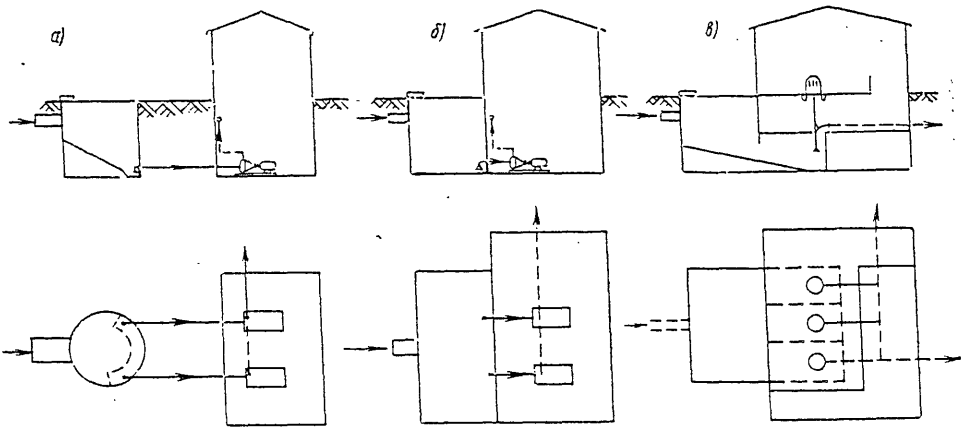


Рис. 11.3. Схемы насосных станций для перекачивания осадков и илов

менее чем на 0,5 м выше уровня грунтовых вод. В правильно спроектированной и построенной насосной станции не должно быть ни подтеканий воды в колодец, ни вытеканий ее из него.

§ 71. ПРИЕМНЫЕ РЕЗЕРВУАРЫ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Приток сточных вод к насосной станции по часам суток, как правило, неравномерный. Для обеспечения максимально возможного оптимального режима работы насосов необходимо установить в зависимости от их подачи требуемую регулирующую вместимость приемного резервуара, определяемую по совмещенному графику притока бытовых сточных вод (с учетом режима поступления сточных вод от промышленных предприятий) и откачки сточной жидкости.

График притока бытовых сточных вод в резервуар по часам суток принимают по данным СНиП II-32-74 в зависимости от общего коэффициента неравномерности, который определяют в соответствии с расчетным расходом воды на последнем участке подводящего коллектора перед насосной станцией.

Приток промышленных сточных вод принимают по данным технологического процесса на промышленном предприятии.

График режима работы насосов стремятся максимально приблизить к графику притока сточной жидкости, с тем чтобы получить минимальную вместимость резервуара. Большая вместимость резервуара канализационной насосной станции неприемлема вследствие того, что поступающие сточные воды содержат значительное количество загрязнений, которые могут осаждаться в резервуаре, в результате чего сточные воды будут загнивать. Для определения подачи насосов можно воспользоваться ступенчатым или интегральным графиком, нанося на него кривые притока и откачки.

При проектировании насосных станций подачу насосов обычно принимают равной максимальному часовому притоку. Однако и в этом случае СНиП предусматривают создание минимальной приемной емкости на 5-минутный приток в час максимального притока.

На малых и средних насосных станциях для обеспечения оптимального режима работы насосов в часы минимального и среднего притока необходима установка регулирующей емкости.

В часы минимального и среднего притока подача насосов превышает приток жидкости и их приходится часто выключать и включать. Математически доказано, что для станций с однотипными насосами наибольшее число включений насоса будет наблюдаться в период, когда приток будет равен (или близок) половине подачи.

Большое число включений позволяет сократить вместимость приемного резервуара, но значительно усложняет эксплуатацию насосной станции и оказывает неблагоприятное влияние на электроаппаратуру управления насосами и на систему энергоснабжения. Поэтому частота включения насосных агрегатов в течение 1 ч допускается до трех при ручном управлении и до пяти при автоматическом управлении. Опыт эксплуатации насосных станций показывает, что при мощности электродвигателя выше 50 кВт с автоматическим управлением рекомендуется принимать не более трех включений в 1 ч. Крупные агрегаты обычно работают несколько часов без перерыва.

Анализ режима работы насосных агрегатов при ограниченном числе включений проще всего произвести графически (рис. 11.4). На оси ординат откладывают значения притока сточной жидкости и подачи насосов в процентах от суточного притока, а на оси абсцисс — время в минутах. Подачу насосов принимают равной максимальному часовому притоку — 7,5%, поэтому на графике линии притока и откачки в час максимального притока совпадают (линия *1*).

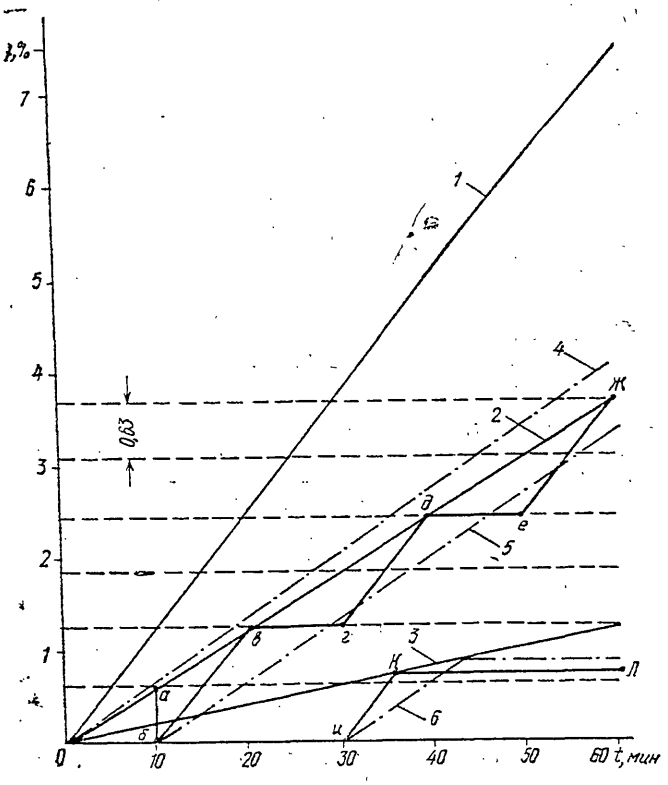


Рис. 11.4. Часовой режим работы насосных агрегатов

Для построения графика подачи насосов в часы 50%-ного (линия *2*) и минимального (линия *3*) притока определяют минимально допустимую вместимость резервуара в процентах от максимально часового притока. Например, при $K_{общ}=1{,}8$ $q_ч^{макс}=7{,}5\%$, тогда $W_{мин}=7{,}5:(60:5)=0{,}63\%$. Полученное значение $W_{мин}$ откладывают на оси ординат и проводят пунктирные линии, параллельные оси абсцисс. Точки пересечения пунктирных линий с линиями притока соответствуют моменту наполнения резервуара и необходимости включения в работу насосов. Из точки пересечения пунктирной линии с линией притока (точки *а*) опускают перпендикуляр на ось абсцисс и из полученной точки *б* проводят линию *бв*, параллельную линии подачи насосов *1*, до пересечения с линией притока *2*. Точка пересечения линий притока и откачки *в* соответствует моменту опорожнения резервуара и выключения насосов из работы.

Горизонтальный участок *вг* соответствует времени наполнения резервуара и интервалу времени между выключением и включением насосов. При достижении разности ординат линии *2* и горизонтального участка *вг*, равной принятой вместимости, насосы включаются в работу — линия *гд*. Ломаные линии *бвгдеж* и *икл* являются графиками режима работы насосов в часы 50%-ного и минимального притока.

Из графика рис. 11.4 видно, что принятая вместимость резервуара обеспечивает допускаемую частоту включения насосных агрегатов. Принятую вместимость резервуара уточняют по требованиям СНиП к установке насосных агрегатов и трубопроводов.

Если предполагается, что в час максимального притока будут работать два насоса, то в час 50%-ного и минимального притока может работать один насос. Тогда при его подаче, равной $(7{,}5:2)1{,}1=4{,}13\%$ (линия *4*), насос при 50%-ном притоке будет работать постоянно в

течение 1 ч (линия 5), а при минимальном притоке потребуется одно выключение в 1 ч (линия 6).

Минимальная регулирующая вместимость приемного резервуара, м³, при заданном числе включений насосов в час минимального притока может быть определена и аналитически:

$$W_{\text{мин}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{n}\left(1 - \frac{Q_{\text{пр}}}{Q_{\text{н.с}}}\right),$$

где $Q_{\text{пр}}$ — минимальный часовой приток, м³;

n — число включений в 1 ч;

$Q_{\text{н.с}}$ — подача насосной станции, м³.

На насосных станциях большой подачи приемным резервуарам придают форму распределительного канала, имеющего достаточную длину и глубину для размещения в нем всасывающих труб всех насосных агрегатов и минимального заглубления входных воронок.

Приемный резервуар, имеющий достаточную вместимость для накопления сточной жидкости, позволяет вести откачку более равномерно, используя полную подачу насоса, несмотря на неравномерность притока сточной жидкости в течение суток. Правильно определенная вместимость приемного резервуара позволяет максимально использовать установленные насосные агрегаты и повысить КПД насосной станции.

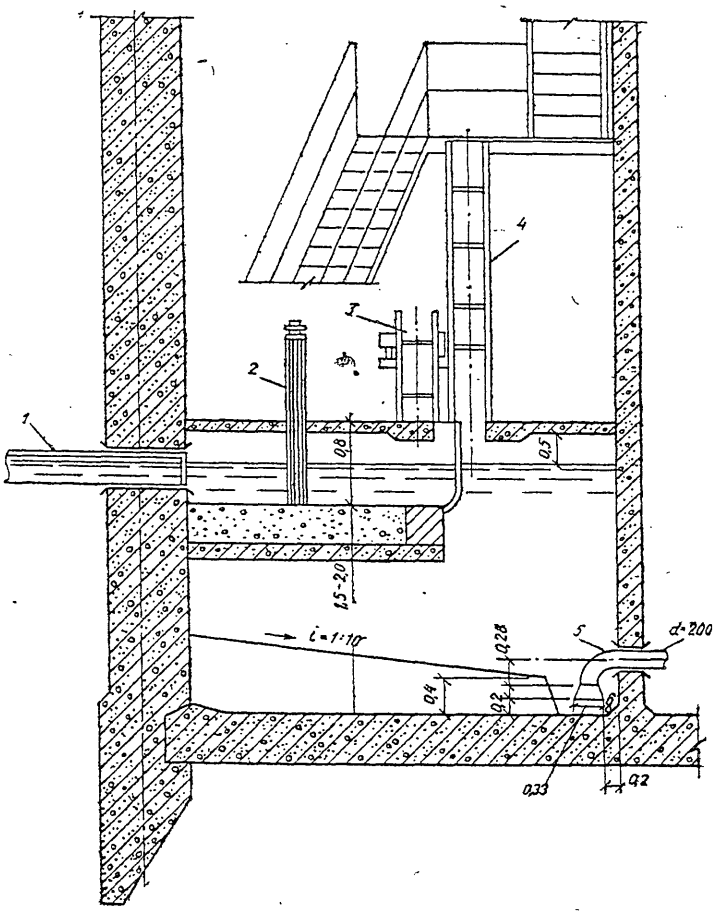


Рис. 11.5. Приемный резервуар

1—подводящий коллектор; *2*—шибер; *3*—дробилка; *4*—решетка РМВ-600/800; *5*—всасывающий трубопровод; *6* — трубопровод взмучивания осадка

В помещении приемного резервуара насосной станции сточная жидкость освобождается от отбросов с помощью решеток, устанавливаемых в подводящих каналах. Отбросы, задержанные на решетках, снимаются вручную или механическими граблями, измельчаются в дробилках и спускаются в подводящий канал до места установки решеток.

Резервуар, совмещенный с насосной станцией, должен быть отделен от машинного зала глухой воздухо- и водонепроницаемой стеной с тщательно выполненной гидроизоляцией торкретбетоном. В местах прохода трубопроводов через стенки резервуара устанавливают сальниковые устройства.

Глубину рабочей части приемного резервуара (рис. 11.5) следует принимать не менее 1,5—2 м для малых и средних станций и 2,5 м для крупных. Дну приемного резервуара придают уклон от наружных стен к приямку не менее 0,05—0,1. Опыт эксплуатации насосных станций Москвы и Ленинграда показывает, что для лучшего подвода осадка к всасывающим трубам уклон дна следует принимать бо́льшим — не менее 0,15—0,2.

Взмучивание осадка, выпадающего в резервуаре, производят с помощью различных систем. Перфорированные трубы укладывают по периметру резервуара, а открытые выпуски труб — у входных воронок всасывающих трубопроводов. В системы взмучивания подают воду из напорного трубопровода сточной жидкости. Минимальный диаметр трубопроводов взмучивания принимают не менее 50 мм в зависимости от ширины прозоров прутьев решетки, так как при больших прозорах решетки будут пропускать крупные взвешенные вещества, которые могут вызвать засорение труб. Система перфорированных труб быстро выходит из строя ввиду частых засорений, поэтому она применяется весьма редко. Более эффективно работает система открытых выпусков труб.

Для периодического смыва осадка из мертвых зон резервуара используют шланг с брандспойтом. Эту операцию производят во время профилактического ремонта резервуара или в часы минимального притока, позволяющего полностью откачать жидкость из резервуара.

На средних и крупных насосных станциях резервуары рекомендуется разделять на две части для улучшения условий очистки, осмотра и ремонта. На станциях подачей 150 тыс. м^3/сутки и более разделение резервуара обязательно.

Наивысший уровень воды в приемном резервуаре принимается равным отметке лотка подводящего коллектора во избежание подпора воды и отложения осадка в коллекторе. Практика показала, что осадок, выпавший в коллекторе в период его подтопления, не отмывается полностью, если даже в дальнейшем откачка будет превышать приток. Смыв осадка возможен лишь при условии, если скорость движения воды в коллекторе будет значительно превышать самоочищающую скорость.

Перекрытие резервуара устанавливают на 0,5 м выше наивысшего расчетного уровня сточной жидкости в резервуаре. В перекрытии резервуара устраивают два люка (диаметром 0,7 м). Для спуска в резервуар в стену заделывают ходовые скобы.

Марка насоса	Ф16/27; Ф81/18	Ф144/46; Ф216/24	Ф234/63; Ф540/95	Ф800/33; Ф1440/17,5	Ф2400/75,5; Ф2700/26,5	Ф4000/28; Ф9000/45
Ширина прозоров в решетке, мм	20	40	60	90	100	До 120

Для предохранения насосов от засорения перед ними устанавливают решетки с шириной прозоров, принимаемых в зависимости от марки насоса.

Изменение ширины прозоров решетки резко сказывается на количестве отбросов, задерживаемых ею. Так, например, при увеличении прозоров с 20 до 40 мм количество задержанных отбросов уменьшается примерно в 2—2,5 раза. Если насосная станция перекачивает сточную жидкость непосредственно на очистные сооружения, то независимо от марки насосов принимают решетку с шириной прозоров 16 мм, а на очистных сооружениях решетки не устанавливают.

У нас в стране применяют три типа неподвижных решеток с очисткой их механическими граблями и выгрузкой задержанных отбросов на сортировочный стол или на транспортирующее устройство.

В зависимости от схемы очистки решетки, направления движения грабель и места расположения ее по отношению направления потока решетки подразделяют:

1) московского типа — устанавливают под углом 60—80° к горизонту и очищают граблями, которые движутся перед решеткой по направлению движения сточной жидкости (рис. 11.6);

2) ленинградского типа — устанавливают под углом 60° к горизонту и очищают граблями, которые движутся за решеткой по направлению движения сточной жидкости;

3) вертикальная — очищаются граблями, которые движутся за решеткой по направлению потока (рис. 11.7).

Решетка московского типа, разработанная Гипрокоммунводоканалом, состоит из неподвижной решетки, грабель и приводной станции. Электродвигатель через редуктор и приводную цепь приводит во вращение две ведущие звездочки и соответственно две тяговые бесконечные цепи, между которыми закреплены грабли. Ведомые (направляющие) звездочки находятся в нижней части корпуса решетки и погружены в сточную жидкость.

Число грабель устанавливают в зависимости от количества задерживаемых отбросов, но не более 4. Если в процессе эксплуатации

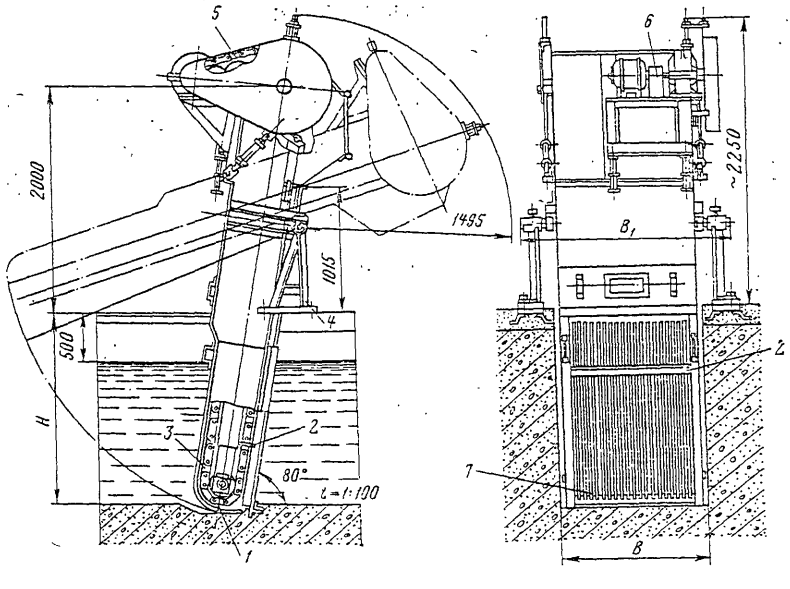
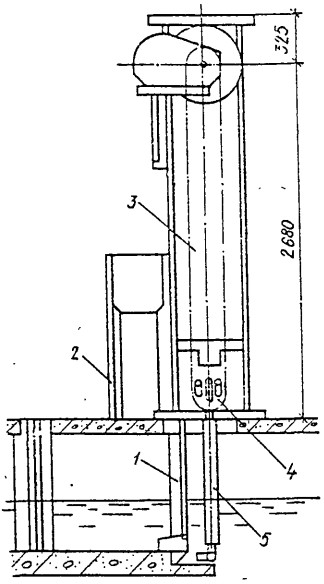


Рис. 11.6. Механизированная решетка типа МГТ

1 — ведомые звездочки; *2* — грабли; *3* — тяговые цепи; *4* — шарнирная опора; *5* — приводная цепь; *6* — приводная станция; *7* — неподвижная решетка



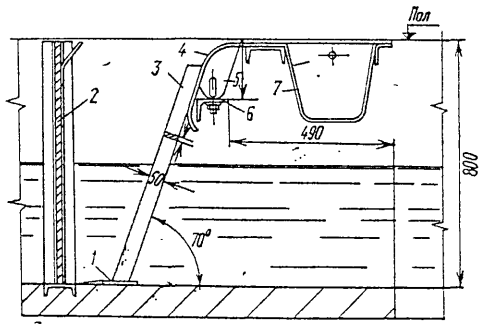


Рис. 11.8. Решетка с ручной очисткой

1 — нижняя опора; *2* — шиберный затвор; *3* — решетка; *4* — козырек; *5* — ребро жесткости; *6* — верхняя опора; *7* — дырчатое корыто

Рис. 11.7. Вертикальная решетка типа РМВ

1—решетка; *2*—дробилка; *3*—тяговые цепи; *4*—катки; *5*—грабли

выяснится, что количество загрязнений невелико, то число граблей может быть уменьшено до 1. Грабли, двигаясь снизу вверх, своими зубьями входят в прозоры решетки и извлекают задержанные ею загрязнения. В верхней части корпуса решетки грабли очищают скребковым сбрасывателем, который сгребает с них отбросы на сортировочный стол или на транспортирующие устройства.

Корпус решетки закрепляется над подводящим каналом на шарнирной опоре, и в случае необходимости осмотра и ремонта нижней части решетки она легко может быть повернута в шарнире опоры.

К недостаткам этого типа решеток следует отнести возможность защемления грабель в момент входа их зубьев в прозоры решеток и возможность продавливания отбросов в прозоры решеток зубьями грабель.

Решетки московского типа работают надежно и хорошо зарекомендовали себя за период многолетней эксплуатации. Завод «Водмашоборудования» изготовляет решетки этого типа девяти марок (табл. 11.1).

ТАБЛИЦА 11.1

Марка решетки	Размеры канала перед решеткой, мм		Площадь проходов решетки, м²	Пропускная способность по воде, тыс. м³/сутки	Размеры решетки, мм		Вес, кг
	ширина B	высота H			ширина B_1	радиус (от оси шарнира до низа решетки)	
РММВ-1000	1000	1000	0,3	26	—	—	1690
МГ9Т-1000	1000	1200	0,38	33	1425	2050	1320
МГ7Т	800	1400	0,39	35	1338	2100	1000
МГ11Т	1000	1600	0,57	50	1520	2425	1500
МГ10Т	1000	2000	0,74	65	1580	2850	1800
МГ8Т	1400	2000	1,25	110	1955	2850	1657
МГ12Т	1600	2000	1,5	130	2175	2850	1870
МГ6Т	2000	2000	1,9	165	2675	2850	1961
МГ5Т	2000	3000	2,1	185	2675	3810	2690

Примечания: 1. Площадь прохода для наклонных решеток соответствует проекции фактического свободного прохода рабочей части решеток на вертикальную плоскость.

2. Пропускная способность по воде соответствует пропускной способности при скорости движения жидкости в прозорах незасоренной решетки, равной 1 м/с, и при максимальном наполнении канала (500 мм от уровня пола).

Решетки ленинградского типа применяют в основном на ленинградской системе канализации. Эти решетки имеют те же узлы, что и решетки московского типа.

К достоинствам этого типа решеток следует отнести расположение очищающих грабель за решеткой, которое предохраняет их от случайных повреждений и защемлений, исключает продавливание задержанных отбросов при очистке решетки и допускает большое накопление отбросов перед решеткой без опасения перегрузки очищающего механизма.

К недостаткам можно отнести следующее: прутья решетки шарнирно закреплены в нижней части, находящейся в сточной жидкости; шарнирная опора решетки расположена в верхней части; до 15—20% задержанных отбросов, захватываемых граблями, сваливается обратно в канал.

Решетка механическая вертикальная РМВ (см. рис. 11.7) устанавливается в подводящем канале вертикально. Очищается она механическими граблями, которые присоединены к двум тяговым бесконечным втулочно-роликовым цепям. Траектория движения грабель обеспечивается соответствующей системой направляющих уголков, укрепленных в корпусе решетки, и четырьмя катками, смонтированными на подвесках грабель. Поднятые отбросы выгружаются на сортировочный столик дробилки.

К достоинству этого типа решеток следует отнести то, что привод исполнительного механизма (цепи, звездочки, валики) не соприкасается со сточной жидкостью. Однако они имеют тот же недостаток, что и решетки ленинградского типа, т. е. отбросы, захватываемые зубьями грабель, сваливаются обратно в канал. В настоящее время разработан типовой проект решетки РМВ 600/800 для канала шириной 600 мм и высотой 800 мм, пропускной способностью (по воде) 17—23 тыс. м^3/сутки; ширина прозоров 16, 40 и 60 мм; площадь прохода 0,2; 0,25 и 0,27 м^2.

При количестве отбросов 0,1 м^3/сутки и более устанавливают решетки с механизированной очисткой. При количестве отбросов менее 0,1 м^3/сутки допускается установка решеток с ручной очисткой. Решетки с ручной очисткой (рис. 11.8) не выпускают серийно; их изготовляют непосредственно на строительной площадке. Прутья решетки изготовляют из полосовой стали. Сечение прута выбирают из условия обеспечения его жесткости. При изготовлении решетки особое внимание следует обращать на форму верхней части. Этот узел должен быть выполнен так, чтобы зубья ручных грабель свободно проходили между прутьями, не цепляясь за верхнюю обвязку.

Очистка решеток ручными граблями производится один-два раза в смену — работа тяжелая и протекает в антисанитарных условиях. Поэтому на всех станциях, даже при небольшой их подаче, рекомендуется устанавливать решетки с механизированной очисткой.

Для выбора типа решетки необходимо установить требуемую площадь живого сечения прохода рабочей части решеток, м^2, которую можно определить из выражения

$$\Sigma F_{\text{р}} = Q_{\text{макс}}/v,$$

где $Q_{\text{макс}}$ — максимальный расход жидкости, м^3/с;

v — скорость движения жидкости в прозорах, м/с; СНиП рекомендуют принимать ее равной 0,8—1 м/с.

Задаваясь числом рабочих решеток n, можно определить необходимую площадь живого сечения прохода рабочей части одной решетки, м^2:

$$F_{\text{р}} = \Sigma F_{\text{р}}/n.$$

Затем по табл. 11.1 подбирают тип решетки.

Число рабочих решеток следует принимать минимальным. Однако нужно иметь в виду, что из работы могут быть выключены две решетки одновременно (одна — в капитальном ремонте, а на другой — авария). Поэтому для избежания перегрузки оставшейся решетки необходимо принимать меньшую скорость движения жидкости в прозорах по сравнению с рекомендуемой СНиП. На основании опыта эксплуатации решеток рекомендуется принимать скорость 0,6—0,8 м/с.

Число резервных решеток принимают: при одной механизированной рабочей решетке — одна механизированная или ручная (лучше механизированная); при двух и более механизированных рабочих решетках — одна механизированная; при двух и более механизированных рабочих решетках с прозорами 16—20 мм — две механизированные.

Для обеспечения удобного и безопасного обслуживания решеток следует оставлять проходы: между фронтом решеток и стеной — не менее 1,5 м; между решетками — не менее 1,2 м.

Решетки устанавливают в специальных каналах у устья подводящего коллектора на расстоянии не менее 0,5 м от лотка коллектора. Размеры канала принимают в зависимости от типа решетки по табл. 11.1. Скорость движения жидкости в канале перед решеткой должна быть самоочищающей. Уменьшение скорости движения потока приводит к выпадению осадка в камере решеток, повышение тоже нежелательно, так как это приводит к продавливанию загрязнений через решетки.

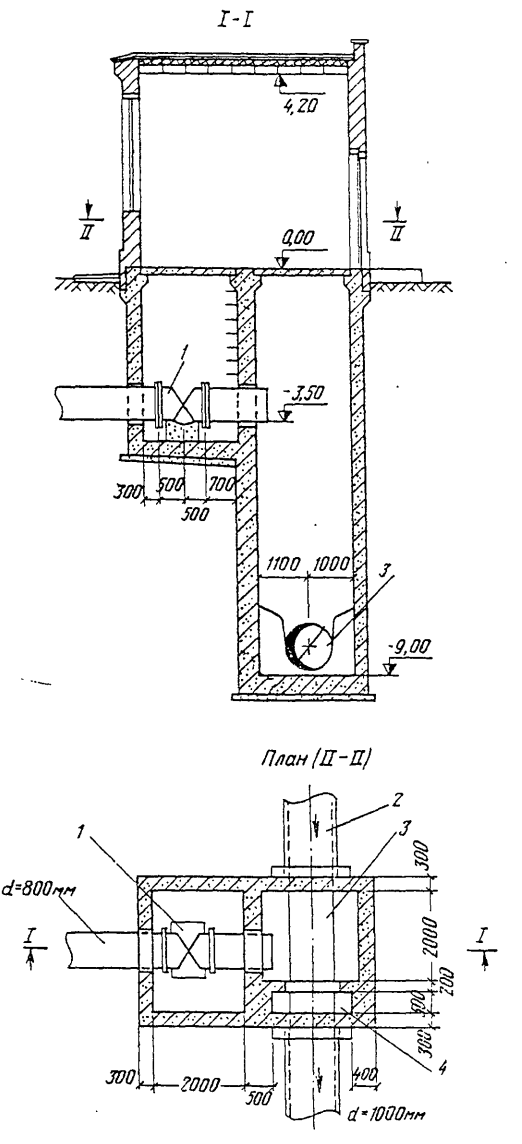


Рис. 11.9. Аварийный затвор

1 — задвижка аварийного выпуска; *2* — коллектор; *3* — стальная труба; *4* — шиберный затвор

В подводящем канале перед решеткой устанавливают шиберный затвор, позволяющий быстро перекрыть поток и выключить решетку из работы в случае повреждения грабель. Устройство постоянного затвора за решеткой затрудняет ее обслуживание. Поэтому за решеткой допускается только устройство пазов в стенках канала.

На крупных насосных станциях, где устанавливают несколько решеток в ряд, подводить сточную жидкость к распределительному каналу лучше всего с торца канала — это повышает равномерность загрузки решеток. При вводе подводящего коллектора в середине канала устанавливать решетку против устья коллектора не следует.

Для защиты помещения решеток от затопления при аварийном выключении насосных агрегатов на подводящем коллекторе должен быть установлен аварийный затвор (задвижка) с механизированным приводом, управляемым с поверхности земли (рис. 11.9) и имеющим дистанционное управление с диспетчерского пункта. Если аварийный затвор имеет электрифицированный привод, то двигатель должен быть подключен к сети аварийного питания и иметь параллельный ручной привод.

Затвор устанавливают в отдельной или пристроенной к помещению решеток камере. Для предупреждения образования подпора в сети и излива сточной жидкости через люки смотровых колодцев (при длительной остановке насосов) устраивают аварийный выпуск в ближайший водоем (в отдельных случаях в ливневую сеть). Для уменьшения сброса сточной жидкости в водоем необходимо предусмотреть устройства для подключения насосов аварийных машин.

Задвижка аварийного выпуска должна быть опломбирована; открывать ее можно только с разрешения органов Государственного санитарного надзора. Выбор места для устройства аварийного выпуска также согласовывается с этими органами.

Наилучшим способом удаления отбросов, снятых с решеток, является их измельчение в машинах-дробилках и сброс обратно в подводящий канал перед решеткой для транспортирования и дальнейшей обработки вместе со сточной жидкостью.

На крупных насосных станциях предпочтение следует отдать схеме транспортирования отбросов, снятых с решеток, непосредственно в метантенки. Такое удаление отбросов повышает эффективность работы песколовок, отстойников и других сооружений.

За последнее время за рубежом распространяется мнение, что для повышения экономической эффективности работы очистных сооружений отбросы, снятые с решеток, наиболее целесообразно обрабатывать на фабриках по переработке городского мусора, находящихся рядом с канализационными очистными сооружениями. Однако это, по-видимому, рационально только для крупных насосных станций, расположенных на очистных сооружениях.

Для дробления отбросов применяют молотковые дробилки, опыт эксплуатации которых показал, что они надежны в эксплуатации и хорошо измельчают отбросы.

На насосных станциях применяют три типа дробилок с различным конструктивным решением отдельных узлов, но с одинаковым принципом дробления отбросов:

а) конструкции Мосводоканалниипроекта Д-3 (производительность 300—600 кг/ч);

б) конструкции завода «Водоприбор» (производительность 1000 кг/ч);

в) конструкции Гидропроекта (производительность 2000 кг/ч).

Дробилки конструкции завода «Водоприбор» и Гидропроекта устанавливают на крупных и средних насосных станциях, оборудованных решетками с прозорами 16 мм. На мелких станциях устанавливают дробилки Д-3 (рис. 11.10).

Молотковые дробилки работают по следующему принципу. Отбросы, загружаемые в горловину дробилки, попадают на вращающийся ротор, состоящий из ряда параллельно установленных дисков, по окружности которых на горизонтальных пальцах свободно подвешены молотки, выполненные в виде стальных пластин прямоугольной формы. Ротор устанавливают в чугунном корпусе дробилки и заключают в полуцилиндрическую решетку (стальной лист с отверстиями), часть которой состоит из сменных зубчатых сегментов. При вращении ротора отбросы получают вращательное движение и, попадая между молотками и зубчатым сегментом, раздробляются (разрываются) на мелкие части до состояния кашеобразной массы. Подаваемая в корпус дро-

билки вода (6—8 л на 1 кг отбросов) смывает размельченные отбросы и вместе с ними сбрасывается через отверстия решетки в нижнюю часть корпуса, а затем в канал.

Вода для удаления раздробленных отбросов подается из системы технического водопровода. На крупных канализационных насосных станциях можно подавать воду из напорного трубопровода сточной жидкости. Это допустимо только в том случае, если на станции установлены решетки с прозорами не более 40 мм. В противном случае трубопровод, подающий воду к дробилкам, будет часто засоряться, При подаче воды из напорного трубопровода рекомендуется запроектировать устройство для периодической промывки трубопровода, подводящего воду к дробилкам.

В дробилке Д-3 предусмотрено устройство для улавливания недробимых отбросов. Неподдающиеся дроблению отбросы под действием центробежной силы выбрасываются вверх и, отскакивая от наклонного свободно подвешенного щитка-отражателя, попадают в ящик-накопитель, откуда периодически удаляются обслуживающим персоналом. Чаще применяют дробилки без устройства улавливателей недробимых отбросов. В этом случае их удаляют вручную с сортировочного стола (на мелких станциях) или с ленты транспортера (на крупных станциях) до подачи в дробилку.

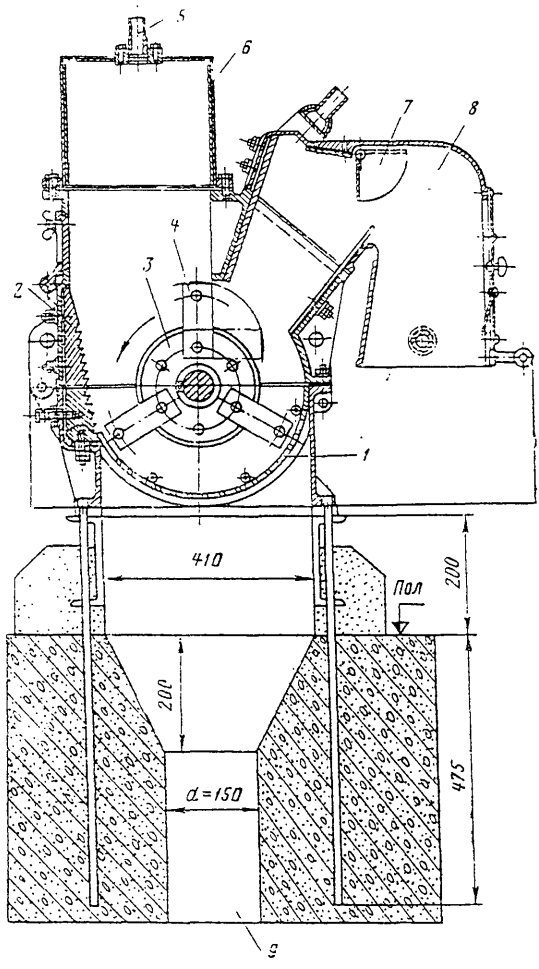


Рис. 11.10. Дробилка молоткового типа

1—полуцилиндрическая решетка; *2*—зубчатые сегменты; *3* — ротор; *4* — молотки; *5* — подвод воды; *6* — горловина дробилки; *7* — щиток-отражатель; *8* — устройство для улавливания отбросов; *9* — канал

Мосводоканалниипроектом разработана модернизированная дробилка ДМ-600, в которой повышена надежность улавливания недробимых отбросов и увеличены эффект дробления и производительность дробилки при сохранении габаритов дробилки Д-3.

На малых и средних насосных станциях дробилки работают периодически, перерабатывая суточное количество отбросов за 1—3 ч. Поэтому в установке резервной дробилки нет необходимости, достаточно иметь запасную дробилку в собранном виде на складе. На крупных насосных станциях при непрерывном дроблении отбросов необходимо устанавливать резервную дробилку.

На станциях, оборудованных одной-двумя решетками типа РМВ 600/800, отбросы, снятые с решеток, сбрасываются в дырчатое корыто-накопитель, а затем обслуживающим персоналом сдвигаются в загру-

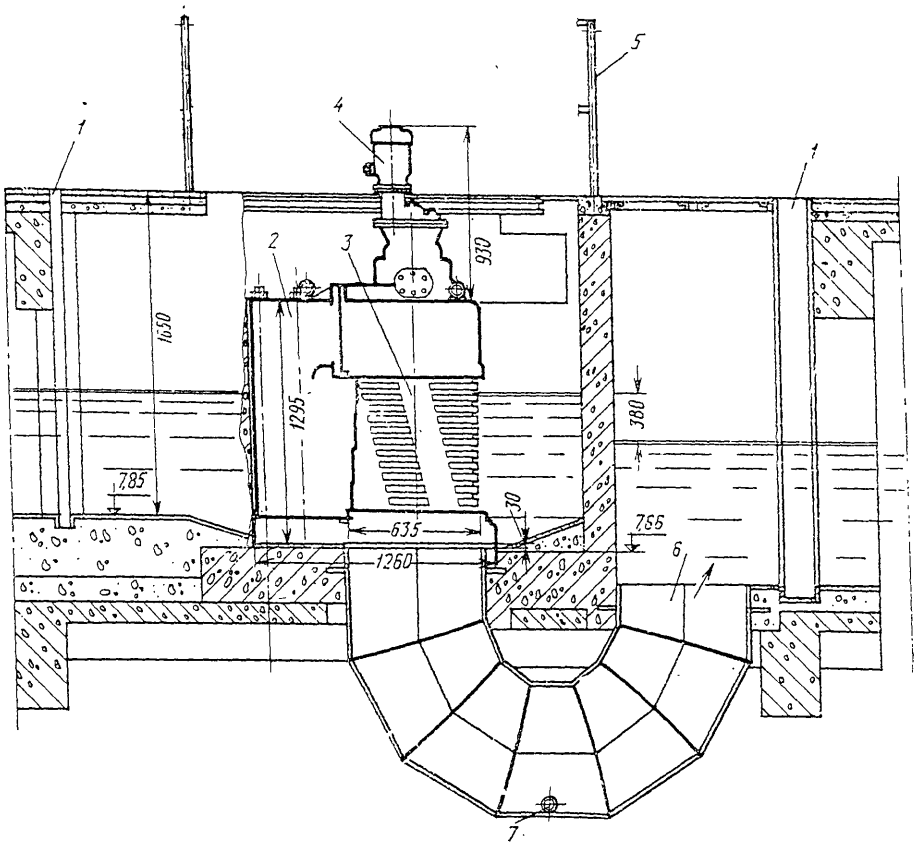


Рис. 11.11. Решетка-дробилка РД-600

1 — пазы для шиберного затвора; *2* — неподвижный корпус; *3* — вращающийся барабан; *4* — электродвигатель с редуктором; *5* — ограждение; *6* — дюкер; *7* — отверстие для опорожнения дюкера

зочную воронку дробилки. На станциях, оборудованных двумя решетками типа МГ, рекомендуется сортировочные площадки-накопители устанавливать под корпусы решеток. Снятые с решеток отбросы сбрасывают на сортировочные площадки, а затем перегружают в воронку дробилки. На крупных насосных станциях, где установлено несколько решеток, расположенных в ряд, для транспортирования отбросов применяют ленточные конвейеры.

Во всех схемах транспортирования отбросов от решетки к дробилке (и в тех случаях, когда дробилки не установлены) необходимо предусматривать удаление отбросов, не поддающихся дроблению. С этой целью у сортировочной площадки-накопителя устанавливают контейнер, а в перекрытии помещения решеток предусматривают люк, через который контейнер может быть поднят на поверхность земли.

Наиболее эффективным способом механической очистки сточной жидкости перед поступлением ее в насос является применение решеток-дробилок (РД), которые задерживают и дробят отбросы под водой, чем обеспечивается высокая степень санитарных условий и отпадают процессы сбрасывания отбросов с решетки и транспортирования их к дробилке.

Решетка-дробилка работает по следующему принципу (рис. 11.11). Сточная жидкость поступает на вращающийся барабан, проходит через щелевые отверстия внутрь барабана и далее на выход из решетки-дробилки. Крупные фракции загрязнений, содержащихся в сточной жидкости, задерживаются на перемычках между щелевыми отверстиями и

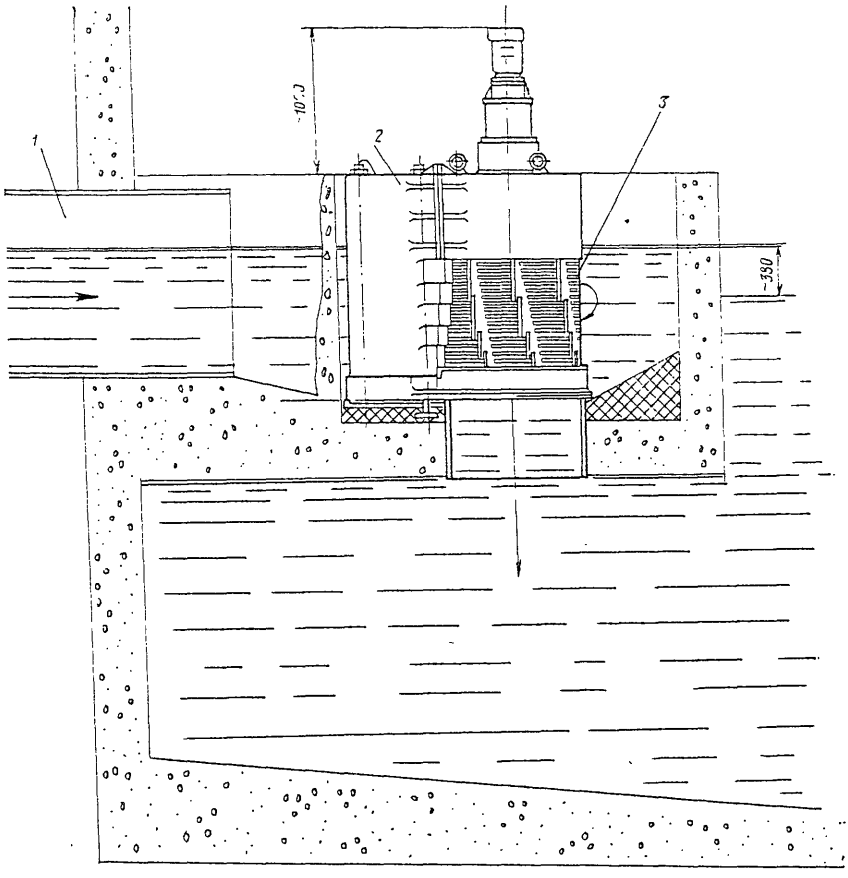


Рис. 11.12. Решетка-дробилка РД-900 с изливом в резервуар
1 — подводящий коллектор; *2* — неподвижный корпус; *3* — вращающийся барабан

при вращении барабана перемещаются к трепальным гребням, которые закреплены на неподвижном корпусе решетки-дробилки. При взаимодействии режущих пластин и резцов, закрепленных на барабане, с соответствующими режущими кромками трепальных гребней происходит дробление (разрезание) отбросов. Раздробленные отбросы вместе с потоком жидкости проходят внутрь барабана и затем выходят из решетки-дробилки.

Решетки-дробилки устанавливают по двум схемам: с изливом через дюкер (см. рис. 11.11) или с изливом в резервуар (рис. 11.12).

Отечественная промышленность выпускает решетки-дробилки марок РД-200 и РД-600

К достоинствам решеток-дробилок следует отнести следующее: а) в одной установке совмещены функции механизированной решетки и дробилки; б) не нужны устройства для транспортирования и сортировки отбросов; в) установка компактна и проста в обслуживании; г) малая ширина щелей барабана позволяет применять водопроводные насосы, которые имеют КПД на 10—15% больше, чем у фекальных; д) мощность установки невелика (например, при схеме удаления отбросов «решетка МГ7Т — дробилка Д-3» суммарная установленная мощность электродвигателей равна 21 кВт, а у соответствующей по производительности решетки-дробилки РД-600 — 1 кВт).

Отопление заглубленных приемных резервуаров не требуется, так как теплопотери через их стены незначительны, а температура сточной жид-

кости обычно не ниже 10—12°С. Если в помещении решеток постоянно находится обслуживающий персонал, то температура воздуха в отопительный период не должна быть ниже 16°С.

Основными вредностями в помещении решеток являются газовые выделения, проникающие из подводящего канала и приемного резервуара. Для борьбы с газовыми выделениями устраивают приточную вентиляцию с подогревом воздуха (в отопительный период) и вытяжную вентиляцию с отсосами от канала решеток и от дробилок. Для предупреждения поступления воздуха из канала решеток воздухораспределитель приточной вентиляции устанавливают в рабочей зоне помещения на высоте 2 м от пола, а отсос воздуха — в канале решеток, кроме того, поступает воздуха несколько больше, чем отсасывается.

§ 72. РАСПОЛОЖЕНИЕ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

На канализационных насосных станциях можно применять те же схемы расположения агрегатов, которые применяют при проектировании водопроводных насосных станций. Наиболее рационально применять однорядную схему с параллельным расположением агрегатов в ряду и с расположением насосов перпендикулярно стене, отделяющей приемный резервуар от машинного зала. Так как горизонтальные фекальные насосы консольного типа, то при однорядном расположении насосных агрегатов можно прокладывать всасывающие трубопроводы прямолинейно. Такая схема расположения насосных агрегатов имеет следующие преимущества:

1) прямолинейная трассировка всасывающего трубопровода уменьшает число фасонных частей и, следовательно, гидравлическое сопротивление во всасывающем трубопроводе;

2) наименьшая требуемая ширина здания облегчает и упрощает строительные конструкции и конструкции подъемных механизмов;

3) создаются более равномерные гидравлические условия работы насосных агрегатов.

Однорядная схема расположения насосных агрегатов получила преимущественное распространение как на малых, так и на больших насосных станциях с горизонтальными и вертикальными насосами. В зависимости от подачи станции и глубины заложения возможно и другое расположение насосов, например в один ряд по концентрической кривой (см. рис. 11.2) в середине приемного резервуара.

Для определения необходимой площади машинного зала нужно знать число и типоразмер насосов, намечаемых к установке на насосной станции. Необходимую подачу насосов устанавливают по максимальному часовому притоку и графику откачки (см. § 7.1).

Для выбора насоса по каталогу необходимо знать второй параметр насоса — напор, определяемый по формуле

$$H = H_{ст} + h_{w,\,вс} + h_{w,\,н} + h_з\,,$$

где $H_{ст} = z_п - z_р$ — геометрическая высота подъема жидкости, м (рис. 11.13);

$h_{w,\,вс}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе, м;

$h_{w,\,н}$ — потери напора в напорном трубопроводе, м;

$h_з$ — запас на излив жидкости из трубопровода; принимается равным 1 м.

При вычислении геометрической высоты подъема жидкости за отметку подъема сточных вод $z_п$ принимают:

1) при присоединении напорного трубопровода к приемному колодцу или отводящему самотечному каналу выше горизонта сточных вод в них — отметку верха напорного трубопровода;

2) при присоединении напорного трубопровода ниже уровня сточных

вод в приемном колодце или канале — отметку наивысшего расчетного уровня сточных вод в них;

3) при пересечении напорным трубопроводом возвышенности, имеющей отметку выше уровня сточной жидкости в приемном колодце или в отводящем канале, — отметку верха трубопровода в точке максимальной возвышенности.

За расчетную отметку забора сточных вод $z_р$ принимают:

1) для станций с регулирующими резервуарами — отметку среднего уровня сточных вод в них, который принимают на 1 м ниже лотка подводящего коллектора;

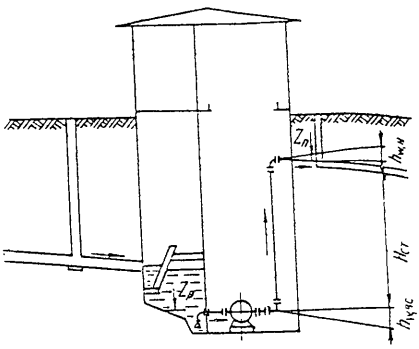


Рис. 11.13. Схема подачи воды из заглубленного коллектора в верхний

2) для станций, не имеющих регулирующих резервуаров, — отметку уровня воды в подводящем коллекторе при минимальном притоке сточных вод на насосную станцию.

Насосы на канализационных насосных станциях рекомендуется устанавливать под залив. Если насосы устанавливают не под залив, следует проверить возможность работы насоса при понижении уровня воды в регулирующем резервуаре ниже среднего принятого уровня. При попадании режимной точки работы насоса в зону кавитации за расчетный уровень принимают наинизший допустимый уровень воды в приемном резервуаре.

На насосных станциях следует устанавливать по возможности однотипные насосы. Применение разнотипных насосов затрудняет их монтаж, эксплуатацию и ремонт. На станциях шахтного типа лучше всего устанавливать вертикальные насосы, так как насос и электродвигатель находятся в разных помещениях, расположенных одно над другим, и, следовательно, требуется меньшая площадь для их установки.

Выбирая насос на заданную подачу, необходимо стремиться к тому, чтобы требуемая высота подъема сточной воды возможно точнее соответствовала напору, развиваемому насосом. Особенно это важно для работы насосов с пологой характеристикой в рабочей части, когда незначительное изменение напора, развиваемого насосом, приводит к резкому изменению подачи. На насосной станции следует устанавливать резервные насосы: при числе рабочих насосов до двух — один насос; при числе рабочих насосов более двух — два насоса. Если на станции установлены разнотипные насосы, то резервный агрегат принимают такого же типа, как насос, имеющий наибольшую подачу.

При размещении насосных агрегатов в машинном зале необходимо учитывать следующие основные требования:

1) насосные агрегаты и вспомогательное оборудование должны размещаться таким образом, чтобы были обеспечены свободный доступ к ним, а также удобство и безопасность обслуживания их;

2) профилактический ремонт насосного агрегата должен производиться на месте при работающих соседних агрегатах;

3) должно быть обеспечено визуальное наблюдение за работающими агрегатами, по возможности с одного пункта (лучшее решение — от щита управления).

4) на средних и крупных насосных станциях должно быть выделено место для монтажной площадки (см. § 60).

Для обеспечения свободного доступа к агрегатам и для безопасного

их обслуживания предусматривают проходы. Расстояние между неподвижными выступающими частями трубопроводов и арматуры принимается не менее 0,7 м; между электродвигателями низкого напряжения (до 1000 В) — не менее 1 м, высокого напряжения — не менее 1,2 м; от стены до торца электродвигателя низкого напряжения — 1,5 м, высокого напряжения — 2 м. Ширина прохода между электрощитами и оборудованием должна быть не менее 1,5 м. На канализационных насосных станциях шахтного типа, оборудованных насосами Ф16/27—Ф450/8 с низковольтными электродвигателями, допускается устанавливать насосные агрегаты (продольной стороной) вдоль стены здания на расстоянии от стены не менее 0,25 м (лучше 0,3 м) при сохранении указанных выше проходов между трубопроводами и оборудованием. Кроме того, допускается установка двух указанных насосов на общей фундаментной плите без прохода между ними, но с проходом вокруг них не менее 1 м. Вспомогательные насосы можно устанавливать на расстоянии от стены не менее 0,25 м без кругового прохода к оборудованию.

На станциях, где устанавливают вертикальные насосы, машинный зал состоит из двух отделений — нижнего насосного и верхнего — моторного (двигательного). Поскольку в нижнем отделении нельзя установить подъемно-транспортные механизмы, в нем устраивают площадку, на которую можно перенести снятый с фундамента насос. Над площадкой в перекрытии устраивают люк (см. рис. 11.2) для подъема насосов и оборудования в верхний зал и транспортирования на монтажную площадку.

При установке на станции крупных вертикальных насосов по однорядной схеме площадки располагают вне ряда агрегатов и таким образом, чтобы на одной площадке можно было обслуживать два соседних агрегата.

Для подъема и транспортирования насосов и другого оборудования применяют неподвижные балки с кошками и электроталями (при весе перемещаемого груза до 2 т) и мостовые или однобалочные краны (при весе груза более 2 т).

Насосные агрегаты устанавливают на фундаменты, размеры которых определяют по заводским установочным чертежам. Как правило, основание станции представляет собой монолитную железобетонную плиту. Насосные агрегаты устанавливают на бетонные подушки высотой 100—300 мм. Минимальная высота подушки определяется возможностью присоединения к насосу трубопроводов и арматуры. Конструкция фундамента под вертикальные насосы зависит от расположения всасывающего патрубка насоса. Обычно фундамент под эти насосы выполняют в виде двух железобетонных стенок, установленных на плите основания.

Высоту машинного зала, не оборудованного подъемно-транспортными механизмами, следует принимать не менее 3 м. В зданиях насосных станций, оборудованных подъемными механизмами, высоту машинного зала принимают по расчету (см. § 60).

Полу машинного зала придается уклон 0,03—0,05 к сборному лотку для удаления воды от мытья полов и аварийных разливов. Вода собирается в приямке, откуда ее удаляют дренажными насосами или отсасывают рабочими насосами.

В помещении машинного зала устраивают приточно-вытяжную вентиляцию. При избыточном выделении тепла от двигателей количество подаваемого воздуха определяется расчетом. При отсутствии избытков тепла принимают однократный обмен воздуха в час.

Вентиляционные воздухопроводы для машинного зала и приемного резервуара выполняются раздельно.

§ 73. ОСОБЕННОСТИ УСТРОЙСТВА ВСАСЫВАЮЩИХ И НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Всасывающие и напорные трубопроводы, находящиеся в помещении машинного зала, могут быть выполнены из чугунных фланцевых или стальных труб. В настоящее время применяют только стальные трубы (ГОСТ 10704—63, ГОСТ 8696—62 и ГОСТ 8732—70), так как по сравнению с чугунными они обладают значительно большей прочностью, меньшим весом, лучшей свариваемостью и хорошей сопротивляемостью динамическим нагрузкам.

При монтаже всасывающих и напорных коммуникаций в машинном зале стальные трубы соединяют на сварке. Сварные стыковые соединения обеспечивают весьма высокую степень герметичности и надежности стыков. Фланцевые соединения при применении стальных труб делают только в местах установки задвижек, обратных клапанов и монтажных патрубков.

Применение стальных труб значительно упрощает монтаж коммуникаций, так как трубы легко подгоняются по месту путем их подрезания с помощью газорезки или бензорезки.

На канализационных насосных станциях всасывающие трубопроводы, как правило, подводят отдельно к каждому насосу даже при раздельном расположении приемного резервуара и машинного зала. Устройство самостоятельной всасывающей линии для каждого насоса улучшает гидравлические условия работы насоса на всасывании, исключает влияние соседних насосов и значительно упрощает систему коммуникаций.

Всасывающие трубы, во избежание образования газовых мешков, укладывают с подъемом 0,03—0,05 от входной воронки к корпусу насоса.

При раздельном расположении приемного резервуара и здания машинного зала всасывающие трубы при больших глубинах заложения (более 5 м) прокладывают в туннелях или в футлярах из железобетонных труб большего диаметра.

Диаметр всасывающих трубопроводов назначают по экономической скорости движения жидкости, которую рекомендуется принимать 0,7—1,5 м/с. Для уменьшения гидравлического сопротивления при входе жидкости в трубопровод на конце всасывающей трубы устанавливают воронкообразное расширение (входную воронку). Диаметр входа $D_{вх}$ принимают равным (1,3...1,5) D_0, где D_0 — диаметр всасывающего трубопровода, высоту воронки — равной (1,3...1,7)D_0.

Обратные клапаны на всасывающих трубах не устанавливают, так как в результате налипания на клапан загрязнений, содержащихся в сточной жидкости, засоряется входное отверстие. Подставлять в приемном резервуаре подставку под входную воронку запрещается. Выход всасывающего трубопровода в резервуар должен быть минимальным, и расстояние от кромки входной воронки до стены резервуара не должно превышать допустимого. В этом случае длина трубопровода небольшая, и он удерживается закреплением в стене его горизонтального участка. В случаях, когда всасывающий трубопровод выходит далеко в резервуар, трубы укрепляют подвеской к перекрытию резервуара.

Всасывающий трубопровод соединяется со всасывающим патрубком насоса с помощью косого перехода (угол конусности $\alpha=20...30°$).

При диаметре всасывающего трубопровода более 500 мм входное отверстие воронки рекомендуется располагать вертикально в плоскости поверхности разделительной стены (рис. 11.14). Такое расположение позволяет довольно просто перекрыть отверстие шиберным щитом или шандором при ремонте задвижки на всасывающем трубопроводе.

Для опуска сточной жидкости (при ремонте или осмотре) из корпу-

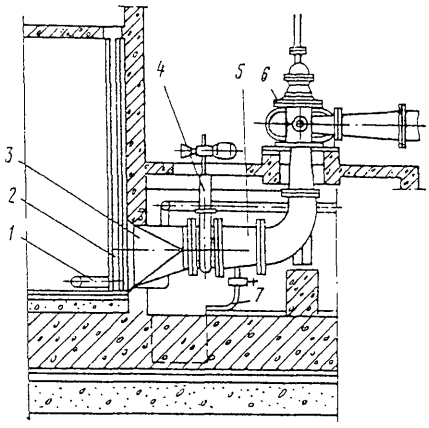


Рис. 11.14. Устройство всасывающего трубопровода большого диаметра

1 — трубопровод взмучивания осадка; *2* — пазы для шиберного затвора; *3* — входная воронка; *4* — задвижка; *5* — переходный конус; *6* — насос; *7* — выпуск

са насоса и участка трубопровода, расположенного между задвижками, в нижней части патрубка у всасывающей задвижки приваривают выпускной патрубок диаметром 50—100 мм.

Диаметр напорных трубопроводов в пределах насосной станции назначают в зависимости от рекомендуемых скоростей движения сточной жидкости в них; обычно скорость движения принимают 1,2—2 м/с, на коротких участках при крупных насосных агрегатах — до 3 м/с.

При напоре в трубопроводе более 30 м на отводящем трубопроводе каждого насоса между напорным патрубком насоса и задвижкой устанавливают обратный клапан. Необходимость установки обратного клапана на автоматизированной насосной станции следует выявлять в каждом отдельном случае независимо от напора. Установка многотарельчатых клапанов не допускается.

Для облегчения демонтажа трубопроводов рекомендуется устанавливать монтажные патрубки (рис. 11.15), а на трубопроводах больших диаметров — монтажные муфты.

При расположении напорного коллектора над насосами стояки присоединяют сбоку по оси трубопровода или по верхней образующей, так

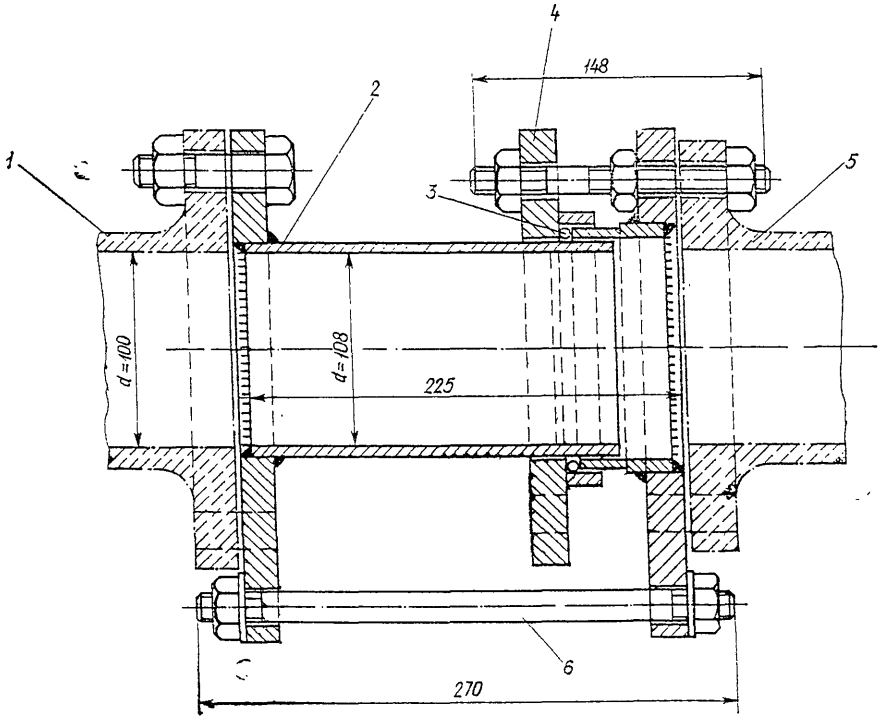


Рис. 11.15. Монтажный патрубок

1 — всасывающий трубопровод; *2* — монтажный патрубок; *3* — резиновое кольцо; *4* — подвижной фланец; *5* — патрубок насоса; *6* — стяжной болт

как при соединении снизу в напорном стояке неработающего насоса выпадает осадок и стояк становится своеобразной ловушкой для тяжелых взвешенных веществ, а при длительной остановке образуется весьма плотная пробка, которую не может пробить струя воды при включении насоса в работу.

Всасывающие и напорные трубопроводы в помещении насосной станции рекомендуется укладывать открыто на полу и по стенам машинного зала, что значительно упрощает эксплуатацию трубопроводов и создает лучшие санитарные условия. Во избежание передачи нагрузки на корпус насоса от трубопровода и арматуры, температурных напряжений, гидростатических и гидродинамических усилий, возникающих в напорных трубопроводах, следует устанавливать под трубопроводы специальные опоры, компенсаторы и упоры.

При укладке трубопровода на полу машинного зала устанавливают бетонные опоры (под арматуру) высотой 150—200 мм. Расстояние между опорами на прямых участках трубопровода определяют расчетом и принимают не более 3 м.

Если трубопровод проходит по стенам зданий, его укладывают на железобетонные консоли, на них же укладывают и ходовой мостик для обслуживания трубопровода.

На всасывающих и напорных трубопроводах канализационных насосных станций устанавливают водопроводные задвижки с ручным, гидравлическим или электрическим приводом. На автоматизированных насосных станциях устанавливают задвижки с механизированным приводом.

Контролирование вакуума и напора, развиваемого насосом, осуществляется обычными пружинными вакуумметрами и манометрами. Однако при установке манометров обычным способом импульсная трубка ($d_0=10$ мм) быстро засоряется, и манометр дает неправильные показания или выходит из строя, поэтому следует устанавливать предохранительные приспособления. Вакуумметру предохранительные приспособления не нужны, так как его импульсая трубка заполнена воздухом и не засоряется.

Для более полного контроля за работой насосов необходимо устанавливать расходомеры на каждом напорном водоводе, отходящем от насосной станции. В зависимости от характера перекачиваемой жидкости на канализационных насосных станциях применяют трубу Вентури, сопло Вентури, колено-расходомер и индукционный расходомер.

Трубу Вентури и сопло Вентури устанавливают на прямолинейных участках трубопровода, не имеющих фасонных частей. Длину участков принимают (15...20) D_0 до места установки расходомера и не менее 5 D_0 за расходомером (D_0 — диаметр напорного трубопровода). Следовательно, расходомеры, как правило, невозможно разместить в помещении машинного зала без увеличения его габаритов. Поэтому для их установки устраивают камеры за пределами здания насосной станции. Размеры камер для труб Вентури и сопла Вентури почти одинаковы. Принимая во внимание, что потери напора в сопле больше, чем в трубе Вентури, следует отдать предпочтение трубе Вентури.

В последнее время на канализационных насосных станциях начинают широко применять индукцион-

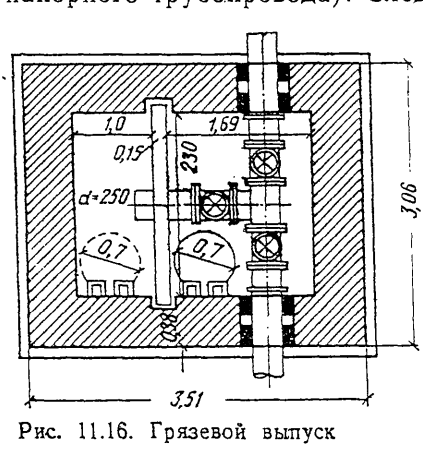


Рис. 11.16. Грязевой выпуск

ные расходомеры. Длина прямолинейного участка для их установки значительно меньше, чем для установки расходомера Вентури, поэтому их можно устанавливать в помещении машинного зала без увеличения габаритов здания.

Число напорных водоводов от насосной станции с учетом перспективного развития рекомендуется принимать не менее двух. Напорные водоводы оборудуют переключениями, число которых принимается из расчета возможности пропуска 70%-ной расчетной подачи насосной станции при аварии на одном из водоводов.

В наиболее высоких точках перегиба трассы водовода устанавливают вантузы, а в наиболее низких точках — грязевые выпуски (рис. 11.16). Всю арматуру напорных трубопроводов размещают в колодцах или в камерах, размеры которых определяют на основании норм и правил установки арматуры. При повороте трубопровода в вертикальной или горизонтальной плоскости более чем на 10° нужно устраивать упоры, конструкция которых определяется на основании расчета.

§ 74. ВОДОСНАБЖЕНИЕ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Помещения канализационных насосных станций оборудуют двумя системами холодного водоснабжения: системой хозяйственно-питьевого водопровода и системой производственного водопровода. Вода для хозяйственно-питьевых и производственных нужд подается по одному вводу (на крупных станциях — по двум вводам).

Канализационные насосные станции, как правило, снабжаются водой от водопроводной сети ближайшего населенного пункта или предприятия, что наиболее просто и экономически целесообразно. В отдельных случаях, при надлежащем технико-экономическом обосновании, насосные станции, удаленные на значительное расстояние от территории населенного пункта, получают воду из местного источника — артезианской скважины.

На средних и крупных насосных станциях с постоянным пребыванием обслуживающего персонала устраивают системы горячего водоснабжения с централизованным приготовлением воды на тепловом пункте, расположенном в помещении насосной станции, или с получением горячей воды от центрального теплового пункта микрорайона. На небольших насосных станциях устанавливают индивидуальные водонагреватели (водоводяные, пароводяные или электронагреватели НА-1А).

Расход воды на хозяйственно-питьевые нужды определяют в соответствии с санитарными нормами для цехов, работа в которых связана с большими загрязнениями, и принимают 45 л в смену на одного работающего (с учетом работы ремонтной бригады). Расход на одну душевую сетку составляет 500 л/ч; на мойку полов в помещении решеток и машинного зала — 0,5—1 л/м^2. Требуемый напор в системе хозяйственно-питьевого водопровода определяется по наиболее удаленному и высоко расположенному санитарному прибору (СНиП II-Г.1-70).

В системе производственного водопровода расход воды определяется по паспортам технологического оборудования и складывается из расхода: на охлаждение и гидроуплотнение сальников основных насосов — 0,3—0,5 л/с; на питание дробилок для смыва раздробленного осадка — 6—8 л на 1 кг отбросов; на питание вакуум-насосов (циркуляционная вода) — 0,085 л/с; на периодическую промывку уплотнительных колец рабочего колеса насосов ФВ-8 — 12 л/с, на периодическую промывку импульсных трубок дифманометров.

Требуемый напор в сети производственного водоснабжения, как правило, диктуется требуемым напором для гидроуплотнения сальников и устанавливается по техническому паспорту фекальных насосов, обычно он принимается на 2—3 м выше напора, развиваемого насосом. Для насосов Ф4000/28 напор в сети определяется по требуемому

напору для промывки уплотнения рабочего колеса, который превышает напор насоса на 10—20 м.

В системе производственного водопровода (рис. 11.17) вода от ввода из городской сети поступает в бак «разрыва струи», который устанавливают в высоко расположенном помещении в здании станции, с тем чтобы максимально использовать свободный напор, имеющийся в питающей сети. Из бака вода подается в сеть производственного водопровода непрерывно работающими насосами. Обычно работа фекальных насосов сблокирована с работой насосов системы производственного водопровода (для бесперебойной подачи чистой воды на уплотнение сальников). В системе производственного водопровода устанавливают два насоса: один рабочий, один резервный.

Напор насоса, м, определяют по выражению

$$H = H_{\text{р}} - (z_{\text{д.б}} - z_{\text{о.н}}),$$

где $H_{\text{р}}$ — напор в напорном трубопроводе плюс рекомендуемый запас, м;

$z_{\text{д.б}}$ — отметка дна бака разрыва струи, м;

$z_{\text{о.н}}$ — отметка оси насоса производственного водопровода, м.

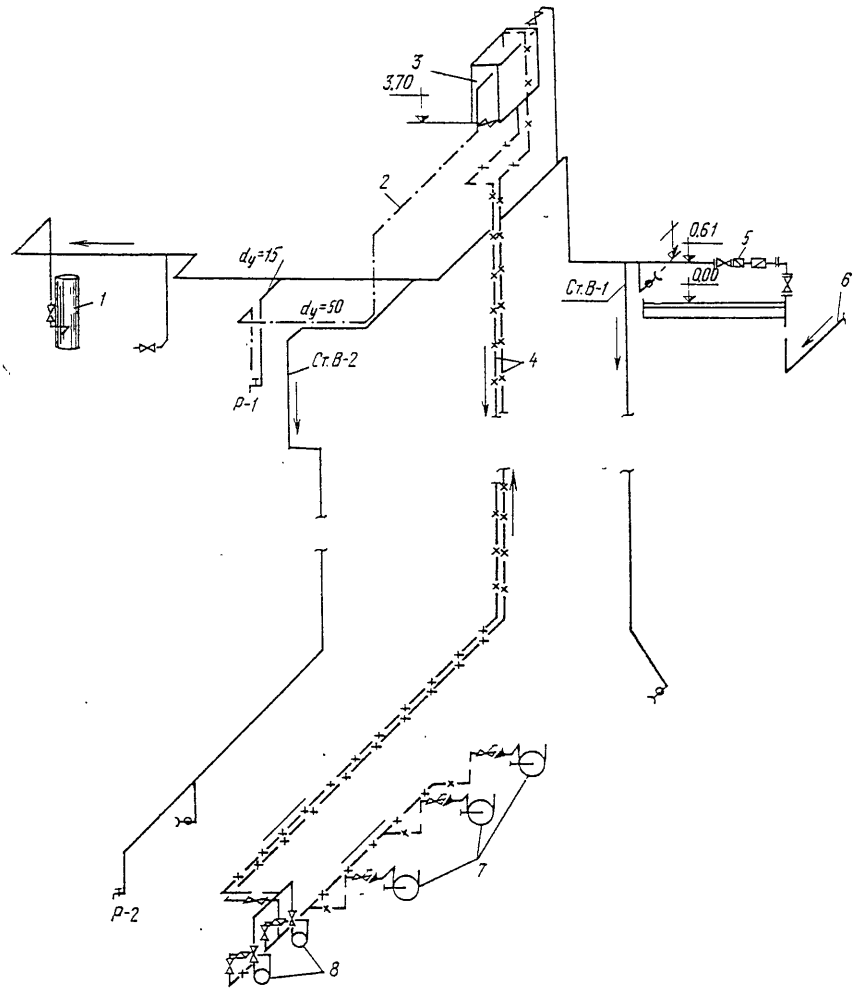


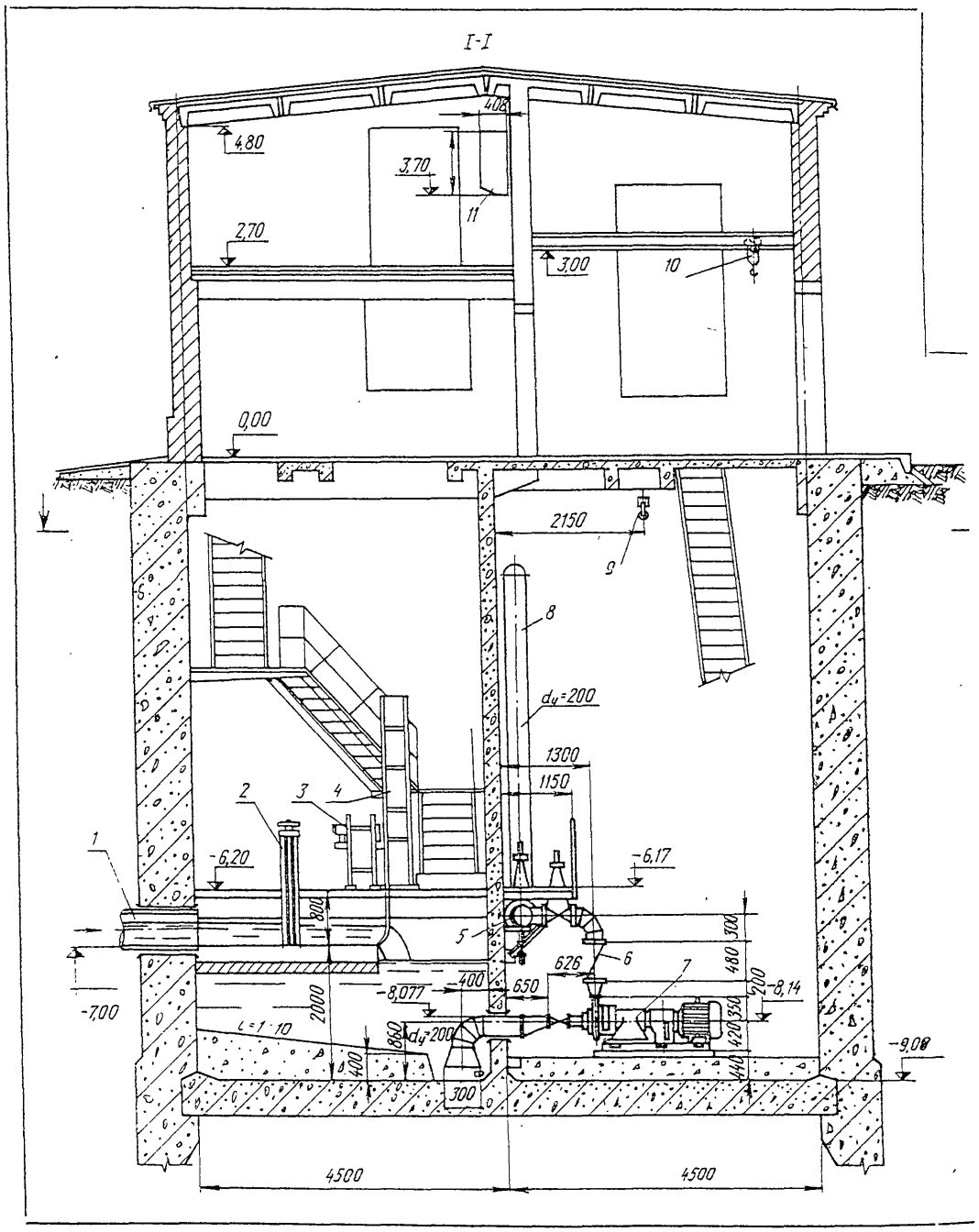
Рис. 11.17. Схема технического водоснабжения

1 — водяной подогреватель; *2* — переливной трубопровод; *3* — бак «разрыва струи»; *4* — трубопроводы к насосам—повысителям напора; *5*—водомерный узел; *6*—ввод водопровода; *7*—основные насосы; *8* — насосы-повысители

Вместимость бака для небольших насосных станций, оборудованных насосами Ф16/27 — Ф144/46, принимают 0,5 м³, для средних — 1—1,5 м³ и для крупных — 4—6 м³.

Перекрытие помещения, где устанавливают бак «разрыва струи», должно быть рассчитано на соответствующую нагрузку при полном заполнении бака. Недостатком рассмотренной системы является необходимость непрерывной работы насоса производственного водопровода даже при расходах, в несколько раз меньших расчетного, вследствие чего возрастают эксплуатационные расходы.

На крупных насосных станциях применяют пневматические установки с резервуаром-гидроаккумулятором для «разрыва струи» и с ав-



томатизированным компрессором, который включается в работу при понижении давления в гидроаккумуляторе ниже требуемого в системе производственного водопровода. Стоимость пневматической системы с гидроаккумулятором выше, чем системы с постоянно работающими насосами. Но так как компрессор работает периодически, только на пополнение потерь сжатого воздуха, значительно сокращаются эксплуатационные затраты и стоимость установки экономически оправдывается. Экономические показатели пневматической системы возрастают, если на насосной станции установлены задвижки с гидроприводом, питаемым от гидроаккумуляторов. В этом случае вместимость гидроаккумуляторов рассчитывают из условия достаточного запаса воды и напора для закрывания задвижек всех работающих насосов одновременно при выключенном компрессоре.

§ 75. КОНСТРУКЦИИ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Канализационная насосная станция (ТП-902-1-19) заглубленного типа (рис. 11.18) рассчитана на три агрегата Ф144/46 или Ф144/10,5 (два рабочих и один резервный).

Сточная жидкость подводится по коллектору. В подводящем канале установлены затворы. Подземная часть здания круглой формы в плане выполнена из монолитного железобетона и сооружается способом опускного колодца; надземная часть прямоугольной формы в плане — из кирпича. Вместимость приемного резервуара около 45 м^3, что соответствует

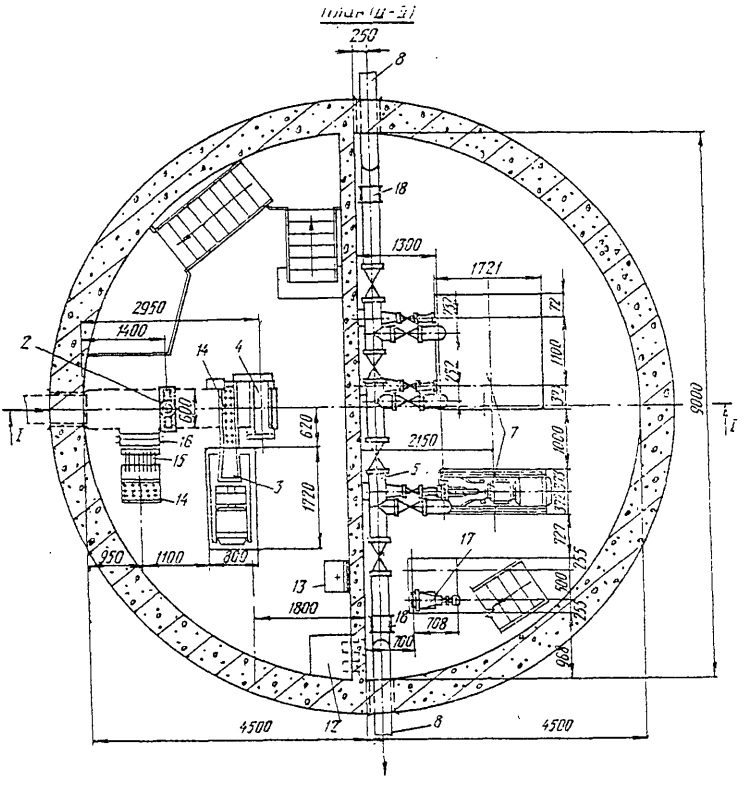


Рис. 11.18. Канализационная насосная станция на три агрегата

1 — подводящий коллектор; *2*, *16* — затворы; *3* — дробилка; *4* — механизированная решетка; *5* — напорный коллектор; *6* — обратный клапан; *7* — насосный агрегат; *8* — напорный трубопровод; *9*, *10* — тали; *11* — бак; *12* — люк; *13* — раковина; *14* — корыто; *15* — решетка с ручной очисткой; *17* — вихревой насос; *18* — расходомер

12-минутной подаче насоса Ф144/46 или 8-минутной подаче насоса Ф144/10,5. Дно приемного резервуара имеет уклон 0,1 к приямку, в котором расположены всасывающие трубы.

Крупные плавающие и взвешенные загрязнения задерживаются на решетке РМВ 600/800. Ширину прозоров решетки принимают: для насосов Ф144/46—40 мм, для насосов Ф144/10,5—60 мм. На насосных станциях, предназначенных для перекачивания сточной жидкости на очистные сооружения, устанавливают решетку с прозорами 16 мм. Пуск и остановка механизированных грабель автоматизированы по времени. В качестве резервной принята решетка с ручной очисткой.

Отбросы, задержанные на решетках, сбрасывают в дырчатое корыто, а затем 1—3 раза в сутки сортируют на лотке и подают в загрузочную воронку дробилки Д-3. Измельченные отбросы разбавляются перекачиваемой сточной водой (которую подают к дробилке по трубе диаметром 25 мм) и через отверстие в перекрытии под дробилкой сбрасываются в приемный резервуар перед решеткой.

В машинном зале размещают три насосных агрегата, установленных под залив. Два агрегата устанавливают на общую фундаментную подушку. Насос и электродвигатель каждого агрегата монтируют на литой чугунной плите, входящей в комплект поставки насоса.

Напорные трубопроводы оборудованы обратными клапанами для того, чтобы сточная жидкость не попадала из напорного трубопровода в приемный резервуар.

Для уменьшения износа валов основных насосов предусмотрено гидравлическое уплотнение сальников водой, подаваемой из системы производственного водопровода под напором 20—60 м (для насосов Ф144/46) и 14—34 м (для насосов Ф144/10,5); расход воды 3—5 л/с для насосов Ф144/46 и 0,3—1 л/с для насосов Ф144/10,5. Бак «разрыва струи» вместимостью 0,5 м^3 установлен на втором этаже в надземной части насосной станции. Для подачи воды в систему производственного водопровода в машинном зале установлены два вихревых насоса 2,5В-18М (или 1В-0,9М).

Воду, собираемую с пола машинного зала в приямок, откачивают основными насосами по трубе диаметром 25 мм, присоединяемой к всасывающим линиям насосов. На конце трубы установлен пробковый кран с поплавком. При заполнении приямка водой поплавок поднимается, открывает кран и любой из работающих основных насосов откачивает воду.

Подачу насосной станции измеряют индукционными расходомерами, устанавливаемыми на каждом выпуске напорных трубопроводов (D=300 мм).

Для подъема и транспортирования насосов, электродвигателей и арматуры трубопроводов при их монтаже и ремонте в помещении решеток и в машинном зале предусмотрено устройство монорельса с подвесной передвижной ручной червячной талью грузоподъемностью 1 т.

Насосная станция оборудована системами хозяйственно-питьевого и производственного водопровода, а также приточно-вытяжной вентиляцией — раздельной для приемного резервуара и машинного зала.

В надземной части здания над помещением решеток находятся комната отдыха обслуживающего персонала, санузел и душевая установка; выше — помещение для установки вентиляторов и бака «разрыва струи»; над машинным залом — щитовое помещение и монтажное отделение.

Представляет интерес типовой проект автоматизированной канализационной насосной станции, разработанный Гипрокоммунводоканалом на основании предложений кафедры гидравлики и водоснабжения Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта (рис. 11.19).

Насосная станция типа ТашИИЖТ отличается от общепринятых решений отсутствием в составе станции помещения решеток. Станция состоит из приемной камеры и шахты, в которой размещены приемный резервуар и машинное отделение. В напорном

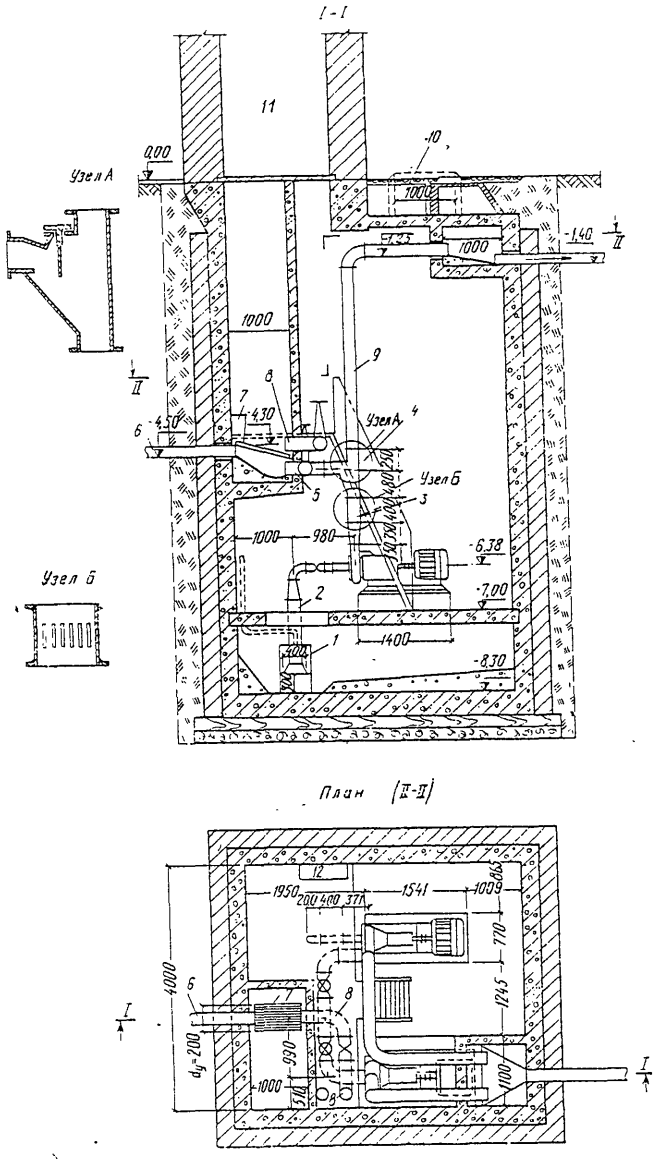


Рис. 11.19. Экспериментальная насосная станция типа ТашИИЖТ

1—датчик давления; *2*—всасывающая линия; *3*—самоочищающаяся решетка; *4*—обратный клапан; *5*—подводящая труба; *6*—подводящий коллектор; *7*—переливная решетка; *8*—переливная труба; *9*—напорный трубопровод; *10*—монтажный люк; *11*—павильон; *12*—электрощит

трубопроводе каждого насоса установлена особого типа внутритрубная самоочищающаяся решетка.

Сточная жидкость из подводящего коллектора по лотку смотрового колодца поступает в одну из подводящих труб, через обратный клапан поступает на внутритрубную решетку, где освобождается от крупных загрязнений, и, протекая через корпус насоса и всасывающую линию, сливается в приемный резервуар. Насос включается автоматически при достижении расчетного уровня воды в резервуаре. При включении насоса обратный клапан закрывается под напором, и сточная жидкость смывает отбросы, задержанные на решетке, в напорный трубопровод. Насос откачивает воду до полного опорожнения резервуара. При работе одного из насосов сточная жидкость из подводящего коллектора продолжает поступать в резервуар по подводящей трубе другого насоса. Во время остановки обоих насосов сточная жидкость поступает в резервуар по подающим трубам установленных насосов.

При аварийном режиме сточная жидкость поступает в резервуар по переливной трубе. Если произошло засорение внутритрубной решетки, то уровень жидкости в смотровом колодце повышается и жидкость поступает снизу у переливной решетки к устью переливной трубы. Крупные отбросы задерживаются на нижней стороне решетки, и при восстановлении нормального режима они под напором жидкости, находящейся над решеткой, смываются в подающую трубу.

Автоматизированный пуск насосов осуществляется с помощью сильфонного датчика давления или электроконтактного манометра.

Канализационную насосную станцию типа ТашИИЖТ рекомендуется применять в качестве районной канализационной насосной станции небольшой подачи. Работа станции полностью автоматизирована, присутствия обслуживающего персонала не требуется и поэтому станции такого типа можно сооружать подземными.

На рис. 11.20 представлен типовой проект (902-1-10/70) крупной канализационной насосной станции, оборудованной пятью насосами ФВ2700/26,5 (три рабочих и два резервных). Станция предназначена для перекачивания хозяйственно-бытовых и близких к ним по составу производственных сточных вод, имеющих нейтральную или слабощелочную реакцию. Подача насосной станции 100—160 тыс. м^3/сутки при напоре 19,5—32,7 м. Насосы включаются автоматически при достижении определенного уровня воды в приемном резервуаре.

Насосная станция шахтного типа, круглой формы в плане, с внутренним диаметром железобетонного стакана шахты 24 м; надземная часть прямоугольной формы в плане размером 18×24 м выполняется из сбор-

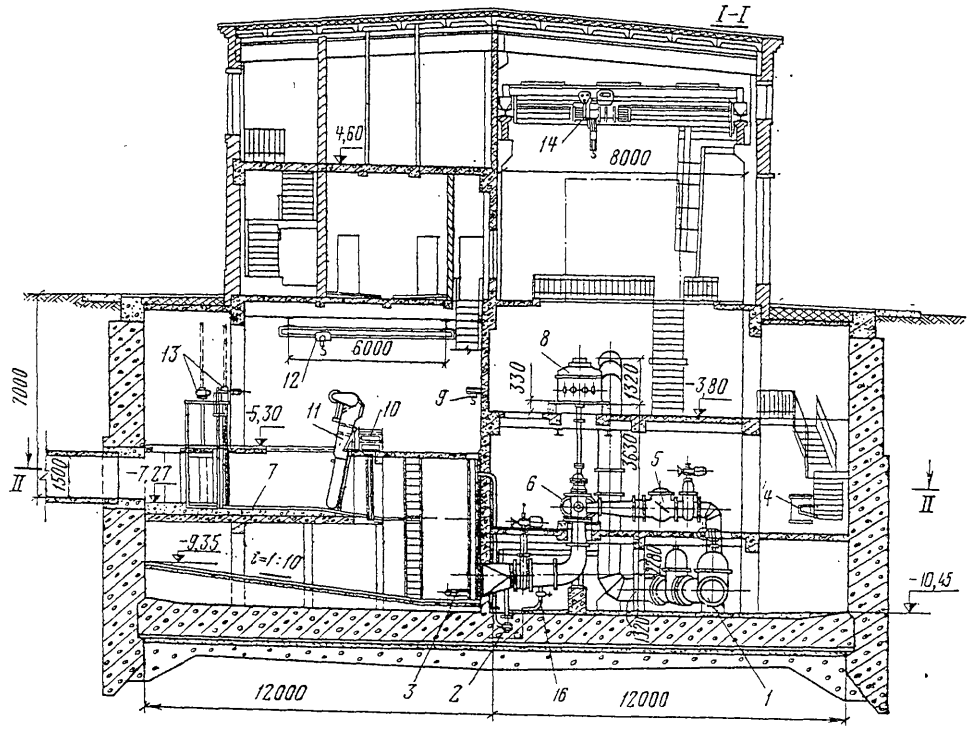


Рис. 11.20. Канализационная насосная станция, оборудованная насосами ФВ2700/26,5

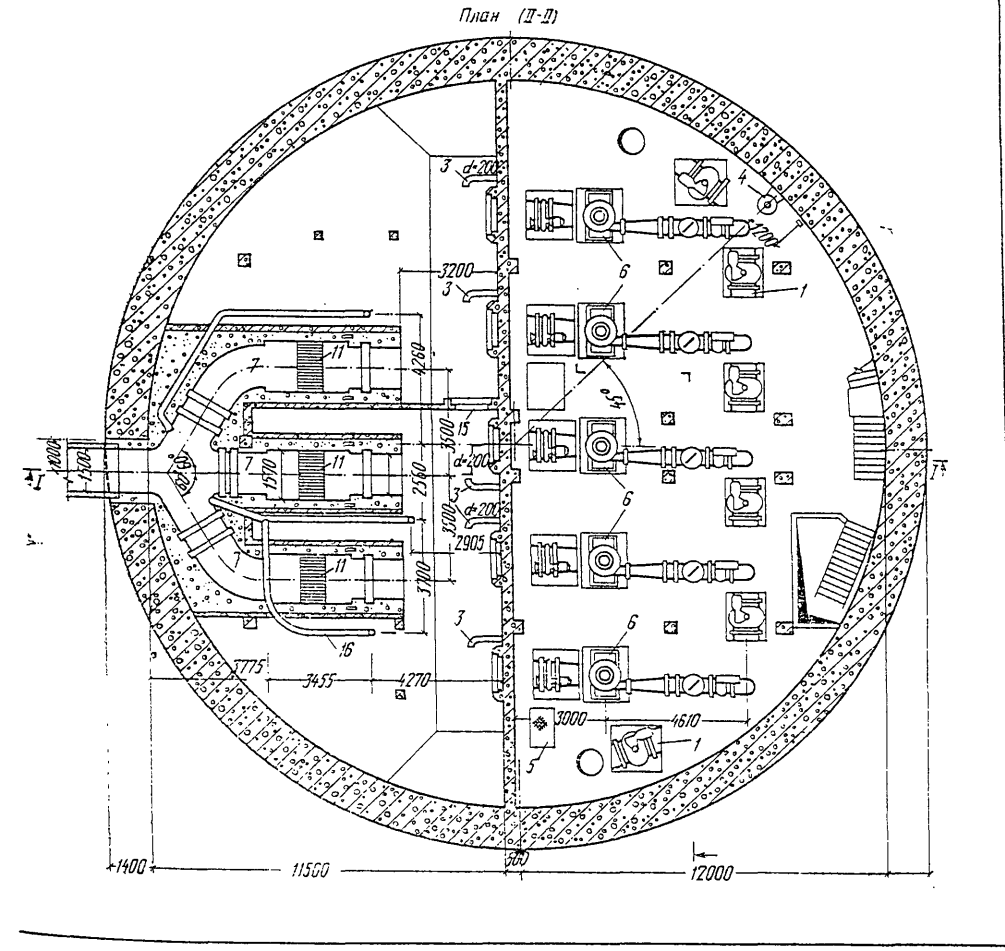
1 — напорный коллектор; *2* — дренажный насос; *3* — труба для взмучивания осадка; *4* — бак отработанного масла; *5* — насос производственного водопровода; *6* — насосы ФВ2700/26,5; *7* — подводящие каналы; *8* — электродвигатель; *9* — кронштейн для подвешивания талей; *10* — транспортер; *11* — решетка; *12* — кран-балка; *13* — шиберные затворы; *14* — мостовой кран; *15* — щитовой затвор; *16* — сбросная труба

ных железобетонных панелей или из кирпича. В подземной части станции располагаются приемный резервуар, решетки с механизированными граблями, дробилки, помещение трубопроводов, насосный зал, зал электродвигателей.

Проект канализационной насосной станции может быть использован при глубине заложения лотка подводящего коллектора 4; 5,5 и 7 м.

Полезная приемно-регулирующая вместимость резервуара составляет 450 м^3, что соответствует 7,5—15-минутной откачке одного насоса. Резервуар разделен стенкой на две части с устройством щитового затвора, который закрывают при ремонте или при очистке резервуара. Дно приемного резервуара имеет уклон 0,1 к входным воронкам. Для промывания резервуара в его перекрытии устроены четыре люка (по два на каждой половине; $D=700$ мм) и установлены два поливочных крана со шлангами и брандспойтами. Взмучивание осадка производится с помощью выпусков труб.

В трех каналах (1400×2000 мм) приемного резервуара установлены три решетки с механическими граблями (две рабочие и одна резервная) и шиберные затворы. Задержанные отбросы транспортером подаются к дробилкам, установленным на перекрытии резервуара. Раздробленные отбросы разбавляются технической водой и сбрасываются в канал перед



решеткой. Если насосная станция расположена на площадке очистных сооружений, то устанавливают решетки с прозорами 16 мм. Отбросы, задержанные на решетках, подают к дробилкам, а затем пульпу от дробилок направляют в резервуар сырого осадка, откуда насосами перекачивают на метантенки.

В дренажных приямках установлены фекальные вертикальные насосы ФВ1/18 (один рабочий и один резервный). Приямки соединены между собой трубопроводом диаметром 150 мм. Дренажные насосы включаются автоматически в зависимости от уровня воды в приямке. В помещении трубопроводов находятся насосы производственного (технического) водопровода 4К-8 (один рабочий и один резервный).

Вода для хозяйственно-питьевых и производственных нужд подается из городской водопроводной станции по двум вводам диаметром 100 мм. Система хозяйственно-питьевого водопровода обеспечивает подачу воды ко всем санитарным приборам. Система производственного водопровода подает воду для охлаждения масляных ванн электродвигателей, смазки лигнофолевых вкладышей подшипников насосов Ф2700/26,5, уплотнения и охлаждения сальников, смазки подшипников решеток. Бак разрыва струи установлен в помещении трубопроводов.

Масло в ваннах электродвигателей периодически заменяется. Для улучшения условий эксплуатации предусмотрена система маслопроводов: для подачи чистого масла и слива отработанного масла. Система подачи масла включает баки свежего и отработавшего масла и два насоса БКФ-2.

Для транспортирования и монтажа оборудования, арматуры и трубопроводов устанавливают подъемно-транспортное оборудование:

а) в зале электродвигателей — мостовой кран грузоподъемностью 5 т;

б) в насосном зале — два монорельса с электроталями типа ТЭ грузоподъемностью 3 т;

в) в помещении решеток — кран-балку подвесную электрическую грузоподъемностью 2 т;

г) для удаления решеток и дробилок из помещения решеток устроен люк с установкой над ним электротали типа ТЭ грузоподъемностью 3 т;

е) над проемами для установки щитовых затворов и магистральных задвижек предусмотрены кронштейны для подвешивания талей.

Для обеспечения требуемых санитарных условий устроена приточно-вытяжная вентиляция: для помещения приемного резервуара и решеток — пятикратный обмен воздуха в час; для помещения трубопроводов насосного зала и зала электродвигателей — однократный обмен воздуха в час. В помещении насосной станции должно быть запроектировано отопление в соответствии с местными условиями.

§ 76. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТИПЫ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Насосные станции для перекачивания атмосферных вод

Атмосферные воды по водосточной сети поступают в водоем, как правило, самотеком. Однако в некоторых случаях приходится прибегать к их перекачке.

При перекачке дождевых вод большое значение имеет правильное определение регулирующей вместимости уравнительных резервуаров или прудов. Сток атмосферных вод регулируется временным сбросом пиковых расходов в резервуары или в пруды-накопители, опорожняемые во время и после прекращения дождя. Регулирующие резервуары (пруды) позволяют уменьшить диаметры напорных труб, подачу насосной станции, а следовательно, и мощность устанавливаемых насосов. Резервуары могут быть закрытыми или открытыми — в виде прудов-накопителей.

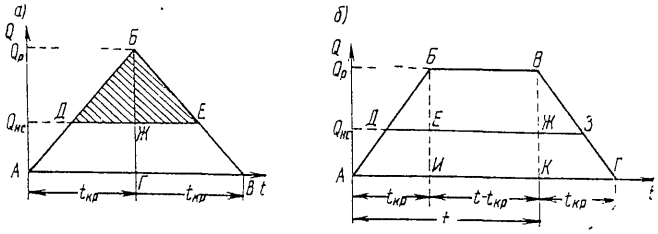


Рис. 11.21. К расчету регулирующего резервуара

По возможности следует использовать естественные пруды, не являющиеся источниками водоснабжения и не используемые для массового купания.

Определение вместимости и расположения регулирующего резервуара на канализационной дождевой сети производится на основании технико-экономического сравнения вариантов (сравнивают стоимости регулирующего резервуара, напорного трубопровода, насосной станции, эксплуатационные расходы).

В соответствии с требованиями СНиП регулирующую вместимость резервуара (пруда), м³, определяют по формуле

$$W = k Q_р t_р,$$

где k — коэффициент, зависящий от значения α (отношение расхода, пропускаемого без сброса в пруд, к расчетному расходу; $\alpha = Q_{кол}/Q_р$) и принимаемый по СНиП;

$Q_р$ — расчетный расход атмосферных вод в точке присоединения сборного коллектора к резервуару, определяемый по данным гидравлического расчета дождевой канализационной сети, м³/с;

$t_р$ — расчетное время стока атмосферных вод со всего бассейна до места присоединения к резервуару, определяемое по данным гидравлического расчета сети, с.

Выбор регулирующей вместимости резервуара и подачу насосной станции удобно производить по треугольному графику (рис. 11.21,*а*). Графически расчетный расход $Q_р$ можно выразить так: точка $А$ — момент начала дождя при $t_р=0$ и $Q_р=0$, затем расход $Q_р$ нарастает и при $t_р=t_{кр}$ достигает своего максимального значения — ордината $БГ$. К этому времени к расчетному сечению (к насосной станции) притекает вода со всего бассейна. Наклонная линия $АБ$ представляет собой нарастание расходов. По окончании дождя вода будет стекать по подводящему коллектору до тех пор, пока не стечет от самой удаленной точки бассейна канализования до насосной станции, т. е. в течение времени $t_{кр}$. Наклонная линия $БВ$ представляет собой убывание расходов.

Полный объем воды, поступающей за время дождя на насосную станцию, равен площади треугольника $АБВ$. Если $t_{кр}$ выражено в мин, а $Q_р$ — в л/с, то полный объем воды, м³, притекающей к насосной станции,

$$Q_{полн.прит} = \frac{2 t_{кр} \cdot 60 Q_р}{2 \cdot 1000},$$

где $Q_р = q_р F$;

$q_р$ — средняя интенсивность дождя, л/(с·га)*;

F — территория бассейна канализования, га.

Если в момент притока атмосферных вод в регулирующий резервуар будут работать насосы с подачей $Q_{н.с}$, равной ординате $ГЖ$, то необходимую вместимость резервуара можно определить из следующего выражения:

---

* Яковлев С. В., Карелин Я. А. и др. «Канализация». М., Стройиздат, 1975.

$$W = \frac{ДЕ\,(БГ - ГЖ)}{2}.$$

По графику притока и откачки атмосферных вод можно записать:

$$\frac{ДЕ}{АВ} = \frac{БЖ}{БГ},$$

или

$$ДЕ = \frac{АВ \cdot БЖ}{БГ} = \frac{АВ\,(БГ - ГЖ)}{БГ}.$$

Подставляя в это выражение соответствующие значения линий, получаем:

$$W = \frac{t_{кр}\,(Q_р - Q_{н.с})}{Q_р}.$$

Из этой формулы следует, что с увеличением $Q_{н.с}$ вместимость регулирующего приемного резервуара уменьшается, но с увеличением $Q_{н.с}$ возрастает мощность устанавливаемых насосов и, следовательно, необходимо увеличивать диаметры напорных трубопроводов.

Насосные станции, перекачивающие атмосферные воды, работают непродолжительный период времени и, если принять большое $Q_{н.с}$, то установленное мощное оборудование и проложенные трубопроводы больших диаметров будут использоваться непроизводительно. На основании технико-экономического расчета необходимо найти оптимальное решение.

Если продолжительность дождя t больше, чем $t_{кр}$, то регулирующую вместимость приемного пруда можно определить по трапециевидному графику (рис. 11.21,б). Площадь трапеции $АБВГ$ — общий объем воды, поступающей к насосной станции. Площадь трапеции $ДБВЗ$ — вместимость регулирующего пруда (резервуара).

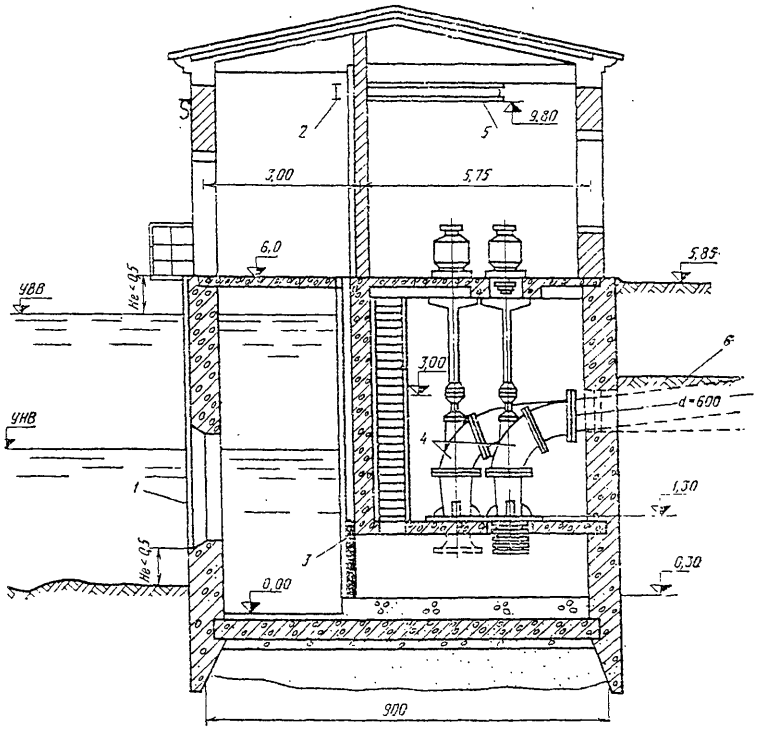


Рис. 11.22. Насосная станция для перекачивания атмосферных вод

1 — решетка; *2* — мочорельс; *3* — щитовой затвор; *4* — осевой насос; *5* — кран-балка; *6* — напорный трубопровод

Из треугольников *АБИ* и *ДБЕ* имеем $\frac{ДЕ}{АИ} = \frac{БЕ}{БИ}$,

или

$$ДЕ = \frac{АИ \cdot БЕ}{БИ} = \frac{t_{кр}(Q_р - Q_{нас})}{Q_р} = t_{кр}\left(1 - \frac{Q_{нас}}{Q_р}\right).$$

Регулирующая вместимость приемного пруда, м^3,

$$W = \frac{2t_{кр}(1 - Q_{нас}/Q_р) + 2(t - t_{кр})}{2} \cdot \frac{(Q_р - Q_{нас})\,60}{1000},$$

или

$$W = 0{,}06\,Q_р\,t_{кр}\left(1 - \frac{Q_{нас}}{Q_р}\right)\left(\frac{t}{t_{кр}} - \frac{Q_{нас}}{Q_р}\right).$$

К устройству зданий насосных станций, перекачивающих атмосферные воды (рис. 11.22), предъявляют те же требования, что и к устройству зданий канализационных насосных станций.

Так как регулирующим приемным резервуаром является пруд или другой резервуар, то в помещении насосной станции предусматривается устройство только машинного зала и аванкамеры для размещения всасывающих воронок насосов. Для защиты насосных агрегатов от крупных загрязнений, поступающих в дождевую канализационную сеть с потоками дождевых или талых вод, рекомендуется на входных окнах аванкамер устанавливать решетки[1] с прозорами 50 мм, которые применяют для перекрытия входных окон водоприемника.

Принимая во внимание, что насосные станции, перекачивающие атмосферные воды, работают незначительное время в течение года, их следует, как правило, проектировать автоматизированными с телеуправлением с диспетчерского пункта канализационного участка.

При выборе насосного оборудования следует стремиться к установке минимального числа рабочих насосов. Обычно приток дождевых вод к насосной станции весьма значителен, а требуемый напор небольшой. В силу этих обстоятельств на насосных станциях рекомендуется устанавливать осевые или крупные водопроводные насосы (типа Д) и только под залив. Резервные насосы на таких станциях не устанавливают, за исключением отдельных случаев при соответствующем технико-экономическом обосновании. Ремонт и профилактический осмотр насосов производят в зимний период или в сухой сезон.

Насосные станции для перекачивания осадка из первичных отстойников и уплотненного активного ила

Насосные станции, перекачивающие свежий осадок из первичных отстойников в метантенки или на другие сооружения обработки осадка, устраивают в виде насосных установок, а также отдельных насосных станций. Установки располагают в общем технологическом помещении цеха, например в камере управления первичными отстойниками. В этом случае приемные резервуары не устраивают. Осадок из отстойника по выпускному трубопроводу поступает непосредственно во всасывающий трубопровод насосов. При сооружении станций очистки сточных вод насосные станции для перекачивания сырого осадка из первичных отстойников в метантенки часто проектируют отдельно. Здание насосной станции в этом случае состоит из двух отделений — резервуара и машинного зала.

В зависимости от схемы расположения отдельных сооружений очистки сточных вод и их взаимного высотного расположения насосная станция для перекачивания свежего осадка из первичных отстойников может

[1] Конструкцию решеток см. Маквитин А. С. и др. Справочник по специальным работам. М., Стройиздат, 1970.

быть объединена с насосной станцией (или насосной установкой) для перекачивания уплотненного активного ила. В зависимости от требуемой подачи уплотненный активный ил можно перекачивать насосами, перекачивающими сырой осадок, или установить дополнительные насосы. Приемный резервуар сырого осадка можно использовать для приема уплотненного активного ила. При таком решении значительно сокращаются эксплуатационные расходы и капитальные вложения.

Объем осадка, осаждаемого в первичных отстойниках, и объем избыточного активного ила принимают по проекту очистной станции.

При отсутствии этих данных для ориентировочного расчета насосной станции определяют:

объем осадка в первичных отстойниках — по эффекту осветления сточной жидкости (от 30 до 60%) и норме сухого вещества на одного жителя в сутки (65 г/чел·сутки); влажность осадка 94—96% (в среднем расчетную влажность осадка можно принять 95%);

объем избыточного активного ила — в зависимости от степени очистки сточной жидкости и его влажности; влажность избыточного активного ила, выпускаемого из вторичных отстойников, составляет 99,2—99,5%, а на сооружения обработки осадка он должен быть подан с влажностью не более 95% (для уменьшения влажности ил уплотняет в илоуплотнителях).

На станциях очистки сточных вод пропускной способностью по воде до 50 тыс·м³/сутки рекомендуется выгружать осадок из первичных отстойников один раз в смену, поочередно из каждого отстойника. В отдельных случаях, на очень малых станциях очистки сточных вод, осадок следует выгружать один раз в двое суток.

Вместимость приемного резервуара насосной станции, перекачивающей свежий осадок, определяют по объему осадка, выходящего из первичных отстойников за один выпуск. Кроме того, следует учитывать возможность использования резервуара как дозирующего устройства для загрузки метантенков и накопителя воды для промывания напорных трубопроводов (или илопроводов). Минимальную вместимость приемного резервуара принимают из расчета 15-минутной непрерывной работы наибольшего насоса, установленного на насосной станции. Вместимость регулирующей емкости может быть уменьшена при непрерывной выгрузке осадка из первичных отстойников и откачивании его насосами. При этом неравномерность поступления осадка в приемный резервуар насосной станции принимают аналогично неравномерности притока сточных вод с коэффициентом неравномерности 1,5.

Рассмотрим пример определения объема свежего осадка, образующегося в первичных отстойниках, и избыточного уплотненного активного ила, а также расчет необходимого насосного оборудования для станции, перекачивающей осадок и ил в метантенки. Насосная станция сооружается на станции биологической очистки сточных вод пропускной способностью (по воде) 26 000 м³/сутки.

Насосная станция перекачивает осадок первичных отстойников и уплотненный активный ил вторичных отстойников очистных сооружений городской канализации.

Осадок из первичных отстойников выпускают один раз в смену, всего 4·3=12 раз в сутки, т. е. через каждые 2 ч, а уплотненный избыточный ил — два раза в смену из каждого илоуплотнителя, всего 2·2·3=12 раз в сутки, т. е. также через каждые 2 ч.

Полагая норму водоотведения равной 300 л на одного жителя в сутки, находим число жителей в городе:

$$N = 26\,000 : 0{,}3 \approx 86\,670 \text{ чел.}$$

Принимаем эффект осветления 60%, тогда объем осадка на одного жителя составит 0,8 л.

Общий объем осадка в сутки

$$W_{oc} = 86\,670 \cdot 0{,}8 : 1000 = 69{,}34 \text{ м}^3\text{/сутки.}$$

При 12 выпусках осадка в сутки получаем объем осадка за один выпуск:

$$W_{oc,\,1} = 69{,}34 : 12 = 5{,}78 \text{ м}^3.$$

Общий объем избыточного активного ила из расчета 4 л на одного жителя в сутки

$$W_{\text{ил.изб}} = 86\,670 \cdot 0{,}004 = 346{,}68 \text{ м}^3/\text{сутки}.$$

Избыточный активный ил имеет влажность 99,2%. Из илоуплотнителя ил поступает на насосную станцию с влажностью 95%, т. е.

$$W_{\text{ил.упл}} = W_{\text{ил.изб}} \frac{100 - 99{,}2}{100 - 95} = 346{,}68 \frac{0{,}8}{5} = 346{,}68 \cdot 0{,}16 = 55{,}47 \text{ м}^3/\text{сутки}.$$

Получаем объем уплотненного избыточного активного ила за один выпуск:

$$W_{\text{ил.упл, 1}} = 55{,}47 : 12 = 4{,}62 \text{ м}^3.$$

Осадок из отстойника поступает в резервуар насосной станции по трубе диаметром 150 мм со скоростью 1,13 л/с при напоре 1,75 м (на 100 м длины трубы); при этом осадок с влажностью 95% имеет расход 20 л/с*. Осадок поступает на насосную станцию в течение (5,78·1000) : 20 = 289 с (~5 мин).

Устанавливаем насос Ф57,5/9,5 с $H = 11$ м при $Q = 12{,}5$ л/с и КПД = 58%. Поступающий осадок откачивают насосом за (5,78·1000) : 12,5 = 462,4 с (~8 мин). Кроме того, устанавливаем один резервный насос той же марки и того же размера.

Таким образом, вместимость резервуара 12,5 (462,4—289) = 12,5·173,4 = 2167,5 л.

В течение следующего часа на станцию притекает уплотненный избыточный активный ил из илоуплотнителя с влажностью 95% за время, равное (4,62·1000) : 20 = 231 с (~4 мин). Откачивает поступивший ил тот же насос Ф57,5/9,5 с $Q = 12{,}5$ л/с за (4,62·1000) : 12,5 = 369,6 с (~6 мин). Поэтому необходимая вместимость резервуара будет 12,5 (369,6—231) = 12,5·138,6 = 1672,5 л.

Для лучшего обеспечения работы насосной станции на случай простоя насоса необходимо иметь резервуар на полный объем осадка и дополнительный объем ила, т. е. всего 5,78 + 1,67 = 7,45 ≈ 8 м³.

Резервуар должен состоять из двух отделений вместимостью по 4 м³.

Иловые приемные резервуары устраивают как отдельно стоящими, так и совмещенными с помещением машинного зала. На насосной станции совмещенного типа приемный резервуар должен быть отделен от машинного зала глухой водонепроницаемой стеной.

По технологии перекачивания осадков и илов не требуется их механическая очистка перед поступлением в насос, поэтому отпадает необходимость в устройстве помещения решеток и дробилок. В связи с этим приемный резервуар может быть выполнен подземного типа. Для спуска в резервуар устраивают люк, а в стенку резервуара устанавливают ходовые скобы.

Приемный резервуар, запроектированный как дозирующая емкость, состоит из двух отделений, соединенных перепускной трубой с установленными на ней задвижкой или шиберным затвором (рис. 11.23). Уклон дна резервуара к приямку принимают не менее 0,15—0,20.

Для предотвращения осаждения осадка в резервуаре не-

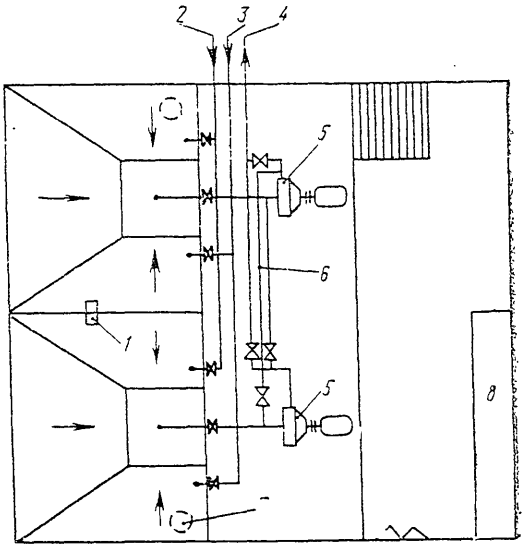


Рис. 11.23. Схема насосной станции для перекачивания осадка и уплотненного активного ила

1 — перепускная труба; *2* — подводящий трубопровод; *3* — трубопровод промывной воды; *4* — напорный трубопровод; *5* — насосы; *6* — трубопровод для подачи осадка при последовательной работе насосов; *7* — лаз; *8* — электрощит

* См. Евилевич А. З. Осадки сточных вод. Л.—М., Стройиздат, 1965, с. 64, рис. 1.21.

обходимо предусмотреть перемешивание осадка, а также запроектировать подводящую сеть для промывания резервуара и трубопроводов. Трубопроводы промывают осветленной сточной жидкостью или водой из поверхностного водоема. Трубопровод промывной воды и подводящий трубопровод от отстойников к приемному резервуару желательно прокладывать в машинном зале. Такое размещение труб улучшает эксплуатацию насосной станции, а также позволяет обслуживающему персоналу регулировать наполнение резервуара и подачу промывной воды.

Иловый резервуар должен быть оборудован вытяжной вентиляцией с однократным обменом воздуха в час.

Насосы в машинном зале размещают по однорядной схеме с параллельным расположением осей агрегатов в ряду и устанавливают их только под залив. Установка насосов на допустимой геометрической высоте всасывания разрешается только при соответствующем технико-экономическом обосновании. При проектировании всасывающих и напорных трубопроводов следует предусмотреть возможность последовательного включения двух насосов для увеличения создаваемого ими напора при промывании трубопроводов и пуска насосов. При размещении насосов необходимо соблюдать те же требования, что и при проектировании канализационных насосных станций, перекачивающих сточные воды.

При транспортировании осадка на большие расстояния сооружаются промежуточные насосные станции. На промежуточных насосных станциях приемные резервуары можно не устраивать. Но если насосная станция расположена в пониженной точке трассы напорного трубопровода, устройство их может оказаться целесообразным. В этом случае очень удобно опорожнять трубопровод от осадка во время ремонта или прочистки на участке от задвижки до насосной станции.

ГЛАВА 12

ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 77. ОБОРУДОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ХОЗЯЙСТВА НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Для пуска, регулирования и остановки приводных электродвигателей насосов, а также для управления электрифицированным вспомогательным оборудованием насосные станции имеют электрическое хозяйство, основными элементами которого являются силовые трансформаторы, масляные выключатели, разъединители, изоляторы, токоведущие части, силовые кабели, измерительные трансформаторы и предохранители.

Силовые трансформаторы. Трансформатор представляет собой электромагнитный аппарат, в котором переменный ток одного напряжения преобразуется в переменный ток другого напряжения. Трансформаторы, питающие энергией электродвигатели силовых установок, называются силовыми в отличие от трансформаторов тока и напряжения, применяемых для питания измерительных приборов и вспомогательных цепей пониженного напряжения.

Конструктивной и механической основой силового трансформатора (рис. 12.1,*а*) является его магнитная система, называемая сердечником. Магнитная система вместе со всеми конструкциями и деталями, скрепляющими ее отдельные части, представляет собой остов трансформатора. На остове устанавливают обмотки и крепят проводники (отводы), соединяющие обмотки с вводами — проходными фарфоровыми изоляторами или другими устройствами для присоединения внешней сети к обмоткам.

С целью повышения уровня изоляции и улучшения охлаждения силовых трансформаторов сердечники помещают в бак с трансформаторным

маслом. Для заполнения бака маслом до самой крышки при всех возможных в процессе эксплуатации колебаниях температуры и объема масла над крышкой устанавливают расширитель — стальной бачок, сообщающийся с основным баком трубопроводом. Объем расширителя обычно составляет 8—10% объема масла, находящегося в баке. На крышке бака устанавливают вводы и выводы для присоединения обмоток трансформатора к внешней сети, а также различные устройства для контроля за состоянием масла и для защиты трансформатора от аварийных и атмосферных электрических разрядов.

Во время работы трансформатора в его сердечнике наблюдаются электрические и магнитные потери энергии, выделяющиеся в виде тепла. При длительной нагрузке все выделяющееся тепло должно полностью отводиться в окружающую среду. Гладкие стенки масляного бака имеют относительно малую площадь обдуваемой воздухом поверхности, достаточной для отвода тепла от трансформаторов мощностью лишь до 25—40 кВ·А. Ребра, трубы, навесные охладители, значительно увеличивающие площадь обдуваемой поверхности, обеспечивают отвод тепла от трансформаторов мощностью до 10—16 тыс. кВ·А. При еще большей мощности трансформаторов для отвода выделяющегося тепла обычно усиливают охлаждение, применяя искусственное форсирование движения воздуха у внешних поверхностей охладителей с помощью вентиляторов или движения масла у внутренних поверхностей с помощью специальных насосов.

В связи с необходимостью перемещения для периодического осмотра и ремонта на монтажную площадку здания насосной станции или в специально оборудованное помещение крупные силовые трансформаторы имеют колесные каретки и устанавливаются на рельсы. Рельсовые пути укладывают как в продольном, так и в поперечном направлении, а колесные каретки выполняют поворотными.

Для ревизии обмоток остов трансформатора с обмотками, отводами и всеми конструктивными элементами вынимают из бака; поэтому остов получил название выемной части. Вынимается эта часть трансформаторов мощностью до 10 тыс. кВ·А через верх бака, что должно быть учтено при определении высоты верхнего строения здания станции (см. § 60). Баки трансформаторов большей мощности выполняются заводами с разъемом по высоте, что позволяет производить ревизию без подъема выемной части.

В зависимости от типа трансформатора, числа фаз и способа охлаждения силовые трансформаторы имеют различную маркировку: ТМ, ТД, ТЦГ, ОДГ и др. Первая буква обозначения указывает число фаз трансформатора: «Т» — трехфазный; «О» — однофазный. Вторая буква — способ охлаждения: «М» — естественное масляное; «Д» — масляное с дутьем — обдув охладителей вентиляторами; «Ц» — принудительная циркуляция масла через охладитель. Буквой «Г» обозначают грузоупорные трансформаторы.

Номинальные мощности силовых трансформаторов определяются соответствующими стандартами. При выборе числа трансформаторов учитывают класс надежности действия насосной станции и степень ответственности нагрузок, разделяемых на категории в соответствии с Правилами устройства электроустановок. Если на станции установлено несколько трансформаторов, то при выходе из работы одного из них допускается перегрузка оставшихся в работе трансформаторов. Величина допустимой аварийной перегрузки зависит от длительности перегрузки, конструкции трансформатора, способа его охлаждения и ряда других факторов. Обычно она не превышает 20—40% номинальной мощности трансформатора.

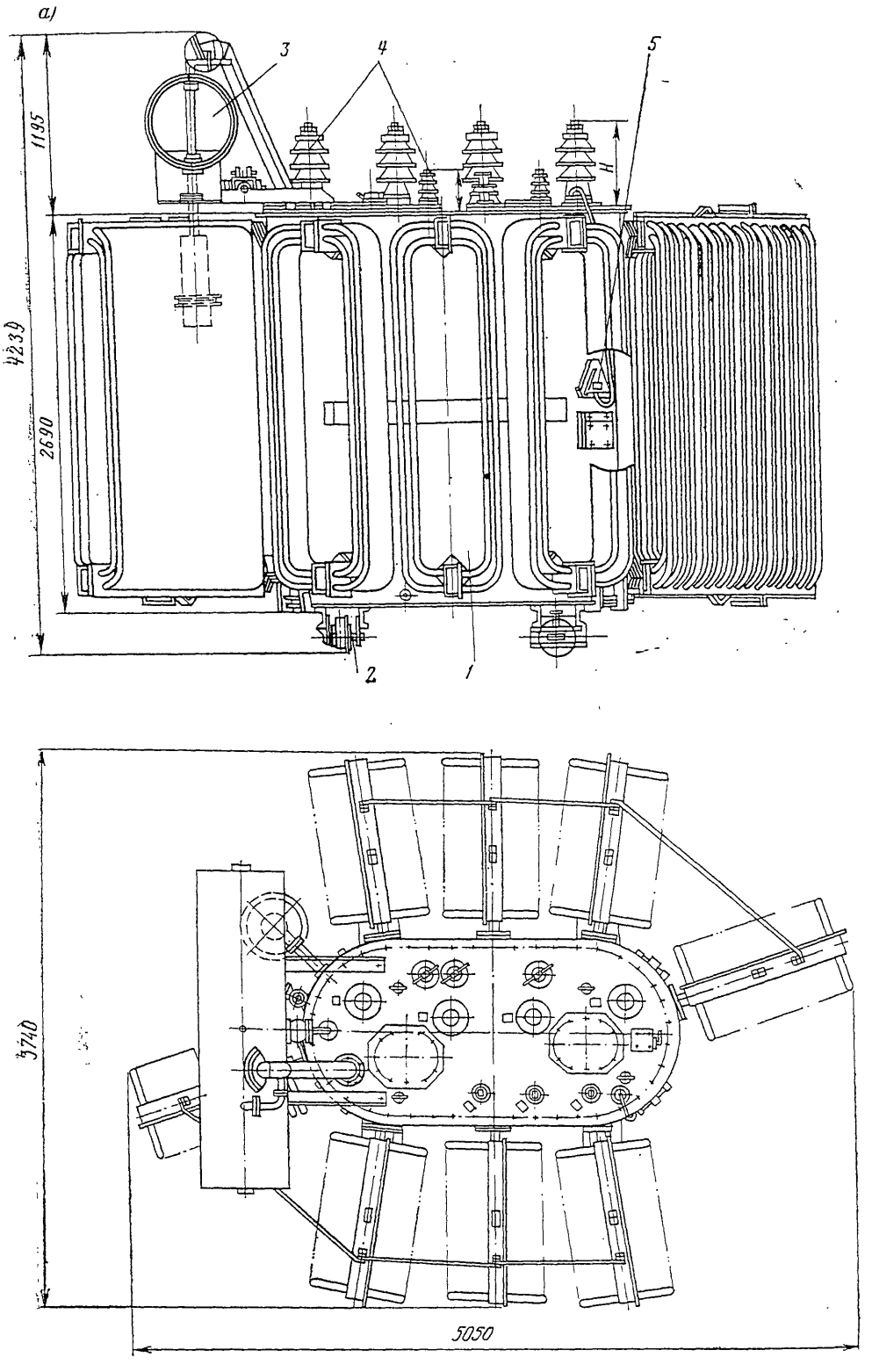
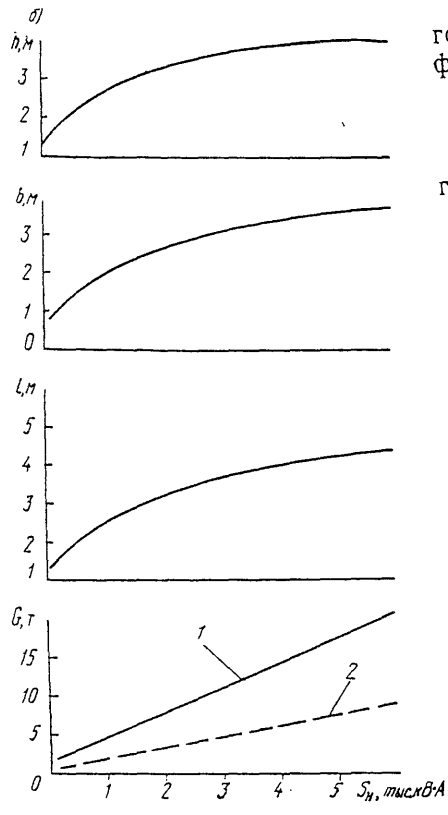


Рис. 12.1. Силовой трехфазный трансформатор переменного тока

а — общий вид трансформатора ТМ-7500/35: *1* — бак; *2* — колесные каретки; *3* — расширитель; *4* — вводы и выводы; *5* — охладители; *б* — конструктивные параметры: *l* — полный вес; *2* — вес выемной части; *h* — высота; *b* — ширина; *l* — длина



Расчетная мощность, кВ·А, силового трансформатора определяется по формуле

$$S = k_с \Sigma \frac{N_н}{\eta_{дв} \cos \varphi},$$

где $k_с$ — коэффициент спроса, величина которого берется в пределах 0,60—0,95 в зависимости от числа рабочих агрегатов станции, ее назначения и режима работы;

$N_н$ — номинальная мощность приводного электродвигателя насоса или вспомогательного механизма, присоединенного к трансформатору, кВт (при подсчете суммарной мощности электродвигатели резервных агрегатов не учитываются);

$\eta_{дв}$ — КПД соответствующего электродвигателя;

$\cos \varphi$ — коэффициент мощности, значение которого в зависимости от типоразмера электродвигателя меняется от 0,80 до 0,92.

Если осветительная сеть питается от силового трансформатора (что может допускаться лишь в случае небольших насосных станций), то к мощности S необходимо прибавить суммарную мощность осветительной нагрузки.

Силовые трансформаторы устанавливают в отдельных помещениях, пристроенных к зданию насосной станции, или на открытых площадках, располагаемых в непосредственной близости от него. Размеры помещений и площадок определяются размерами трансформаторов и проходов, необходимых для осмотра, монтажа и демонтажа трансформаторов. На рис. 12.1,*б* даны ориентировочные размеры и вес трехфазных силовых трансформаторов мощностью до 6 тыс. кВ·А.

Масляные выключатели. В качестве основных агрегатов, включающих и отключающих трехфазные асинхронные электродвигатели переменного тока мощностью до 75 кВт и напряжением до 500 В в нормальном режиме их работы, используют магнитные пускатели серий ПА и ПМЕ. При более высоких напряжениях разрыв цепи под током вызывает интенсивную электродугу, обжигающую контакты пускателя и опасную для обслуживающего персонала. Поэтому для включения и выключения электрических цепей в сетях высокого напряжения применяют масляные выключатели.

При напряжении 3—10 кВ и силе тока до 400 А применяют масляные выключатели многообъемного типа, характерной особенностью которых является наличие металлического бака довольно больших размеров, заполненного маслом, выполняющим роль дугогасящей и изолирующей среды (рис. 12.2,*а*). При напряжении 10—35 кВ и силе тока от 600 до 1500 А применяют масляные выключатели с дугогасящей камерой, малым объемом масла и раздельным включением фаз (рис. 12.2,*б*).

Привод подвижных контактов масляных выключателей обоих типов может быть ручным, механическим (пружинным, пневматическим или пневмогидравлическим) и электромагнитным. Выключатели выпускают

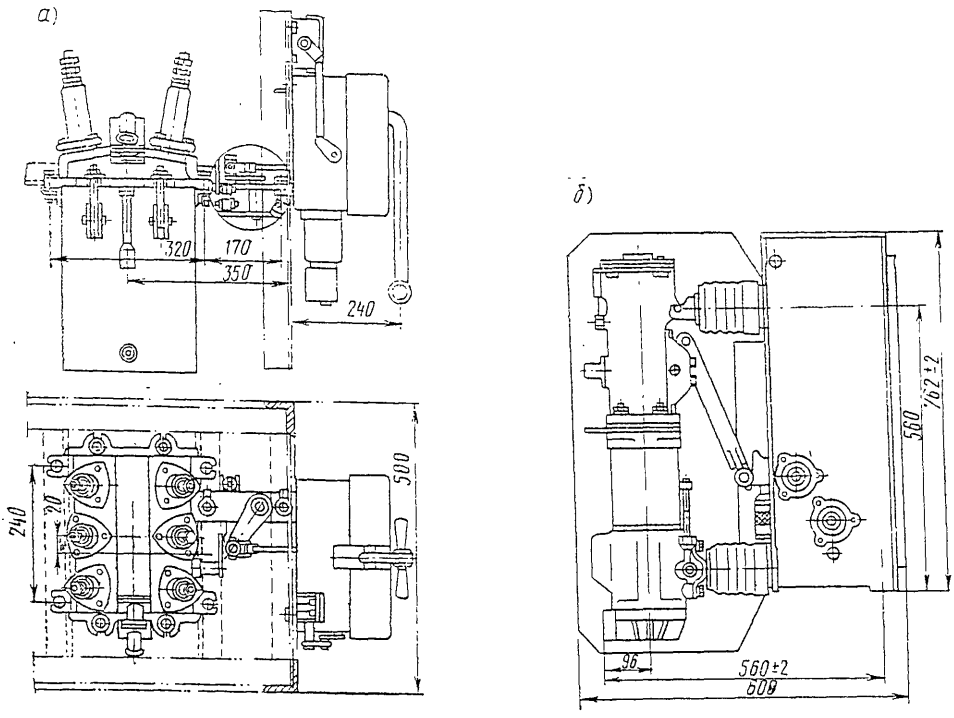


Рис. 12.2. Масляные выключатели
а — многообъемный ВМЭ-6; *б* — малообъемный ВМП-10

подвесными и крепят непосредственно к ограждающей стене здания или к рамным конструкциям.

Разъединители. Для отключения от сети высокого напряжения различных аппаратов, приборов или отдельных участков цепи применяют разъединители (в частности, до и после каждого масляного выключателя обязательно должны быть установлены разъединители, чтобы можно было отключать масляный выключатель от сети на время осмотра и ремонта).

Правила технической эксплуатации допускают пользование разъединителями только при снятой нагрузке, т. е. после отключения силового трансформатора или электродвигателя масляным выключателем.

Промышленностью выпускаются разъединители различных типов для внутренней и наружной установки. Разъединители внутренней установки для номинальных токов до 1000 А обычно бывают трехфазными. Более мощные разъединители изготовляются в полюсном исполнении; отдельные полюсы соединяют в трехполюсный разъединитель непосредственно на месте установки с помощью опорных конструкций и муфт.

Привод разъединителей, применяемых в электрических схемах насосных станций, как правило, ручной.

Изоляторы. В установках высокого напряжения изоляторы служат для электрической изоляции и поддержания токоведущих частей различных устройств и аппаратов.

Токоведущие части (шины). Необходимой принадлежностью каждой электрической цепи являются сборные шины, к которым энергия подводится от понизительного силового трансформатора или фидера распределительной сети и от которых она распределяется между приемниками и контрольно-измерительными приборами.

Сборные шины изготовляют из меди, алюминия или из стали. Для лучшего охлаждения шины изготовляют прямоугольного сечения в виде

полос, укрепленных шинодержателями на ребро или плашмя на опорных изоляторах.

Силовые кабели. Для соединения различных элементов электрического хозяйства насосной станции применяют силовые кабели.

Измерительные трансформаторы. Измерительные трансформаторы (тока и напряжения) служат для преобразования энергии, питающей измерительные приборы (вольтметры, амперметры и др.), реле и вспомогательные цепи.

Трансформатор напряжения устанавливают при напряжении в сети 380 В и выше. Работа измерительных трансформаторов основана на том же принципе, что и работа силовых трансформаторов. В цепях высокого напряжения подключение вольтметра, счетчиков, реле и т. п. возможно только через трансформатор напряжения. С высоковольтной стороны обмотка такого трансформатора рассчитывается на напряжение сети, с низковольтной стороны обмотка имеет напряжение 110 и 220 В.

Амперметры и последовательные обмотки ваттметров и счетчиков энергии подключают к силовой сети высокого напряжения через трансформаторы тока, уменьшающие силу тока в обмотках указанных приборов.

Предохранители. Для защиты электрической цепи от токов чрезмерной силы в цепь включают предохранители, которые при превышении допустимой максимальной величины тока прерывают цепь. Плавкие вставки этих предохранителей подбирают так, чтобы они беспрепятственно пропускали ток нормальной силы, а при перегрузках расплавлялись и разрывали цепь раньше, чем ток перегрузки сможет повредить приборы или электродвигатель.

§ 78. СХЕМЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

Соединение электрических двигателей насосной станции с линией электропередачи осуществляется с помощью оборудования, рассмотренного нами в предыдущем параграфе, по схеме, обеспечивающей электроэнергией все основные и вспомогательные агрегаты станции. Принятая схема электрических соединений во многом определяет компоновку сооружений и оборудования насосной станции, стоимость строительства, а также надежность, долговечность, удобство и экономичность ее эксплуатации.

В зависимости от назначения и режима работы станции, типа и числа установленных на ней насосов применяют различные схемы электрических соединений, которые выбирают из соображений надежности и безопасности. Надежность определяется в зависимости от класса насосной станции. Если насосная станция относится к первому классу надежности действия, то число независимых источников питания должно быть не менее двух и перерыв в электроснабжении может быть допущен только на время автоматического ввода резервного питания. Насосные станции второго и третьего класса надежности действия могут иметь один, два и более источника питания. Этот вопрос решается в каждом конкретном случае с учетом убытков (ущерба) потребителя при прекращении подачи воды, вызванном аварийным отключением электроэнергии.

Принципиальное значение при выборе схемы электрических соединений и определении состава ее оборудования имеет напряжение приводных электродвигателей основных насосов. Двигатели высокого напряжения допускают непосредственное присоединение к линии электропередачи (без устройства понизительной трансформаторной подстанции). При напряжении электродвигателей насосной станции, меньшем напряжении линии электропередачи, существенную роль при рациональном построении схемы электрических соединений играет правильный,

технически и экономически обоснованный выбор числа и мощности силовых трансформаторов.

При выборе трансформаторов в соответствии со схемой электрических соединений намечают несколько технически наиболее целесообразных вариантов числа, мощности и типа трансформаторов, а затем для них производят технико-экономические сравнения. При этом в капитальные затраты включают стоимость не только трансформаторов, но и ячеек электрических распределительных устройств всех напряжений.

Как правило, применяют трехфазные трансформаторы, затраты материалов, стоимость и потери энергии в которых меньше, чем в группе из трех однофазных трансформаторов одинаковой номинальной мощности.

При необходимости установки нескольких силовых трансформаторов следует стремиться к применению не более двух-трех стандартных мощностей. Это облегчает замену поврежденных трансформаторов и ведет к сокращению складского резерва. Весьма желательна установка трансформаторов одинаковой мощности. Однако такое решение не всегда выполнимо.

Выбор схемы электрических соединений производится с учетом типа (асинхронный, синхронный) приводных электродвигателей основных насосов, их мощности и принятого способа пуска (асинхронный пуск от полного или пониженного напряжения, пуск разворотным асинхронным двигателем или синхронный частотный пуск от пускового агрегата меньшей мощности). Существенную роль в выборе схемы электрических соединений играет режим работы станции — круглый год или только определенный период, полное время суток или только несколько часов в сутки. Режим работы определяет возможность проведения капитальных и плановых профилактических ремонтов, осмотра и чистки электрического оборудования.

При наличии вблизи насосной станции населенных пунктов или промышленных предприятий схему электрических соединений выбирают с учетом комплексного электроснабжения всех потребителей энергии. При этом учитывают категорию потребителей, требуемую надежность питания и необходимые резервы. С учетом всего вышеизложенного при разработке схем электрических соединений насосных станций наиболее часто применяют ряд типовых решений (рис. 12.3).

Схема соединений, при которой приводной электродвигатель каждого основного насоса непосредственно соединен со своим понижающим трансформатором и линией электропередачи (схема *I*, получившая название одиночного блока), применяется на станциях с одним агрегатом или с агрегатами большой единичной мощности.

Электрическую схему со спаренными блоками, при которой к каждой ЛЭП через свой понижающий трансформатор подключено по два агрегата (схема *II*), применяют на насосных станциях с большим числом агрегатов большой и средней мощности. Характерной особенностью этой схемы является наличие системы шин высокого напряжения, обеспечивающей подсоединение к ЛЭП любого из силовых трансформаторов.

Схема соединений с укрупненными блоками (схема *III*) применяется на насосных станциях с большим числом сравнительно небольших по мощности агрегатов. Электродвигатели в этом случае подсоединяются к силовому трансформатору с помощью системы шин низкого напряжения.

Схемы *I*—*III* предусматривают электроснабжение насосной станции от одного источника питания. При двух и более независимых источниках питания также возможно устройство схем электрического соединения с одиночными (схема *IV*) и укрупненными (схема *V*) блоками.

В качестве примера на рис. 12.4 приведена упрощенная схема элек-

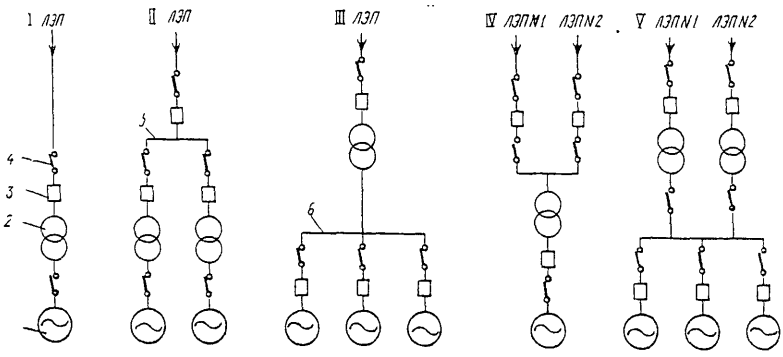
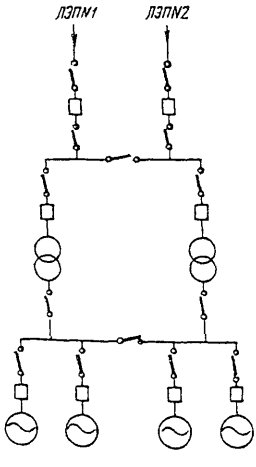


Рис. 12.3. Принципиальные схемы электрических соединений насосных станций
1 — электродвигатель; *2* — силовой трансформатор; *3* — масляный выключатель; *4* — разъединитель; *5* — шины высокого напряжения; *6* — шины низкого напряжения

трических соединений водопроводной насосной станции первого класса надежности действия с приводными электродвигателями низкого напряжения. Как видно из этой схемы, электрическая энергия подводится через разъединитель к шинам высокого напряжения от двух независимых источников питания. От шин высокого напряжения электрический ток через разъединители и масляные выключатели подается к силовым трансформаторам, а от них — к шинам низкого напряжения, к которым, в свою очередь, присоединены укрупненные блоки групп электродвигателей.

Шины высокого и низкого напряжения с помощью разъединителей разделены на секции, что позволяет производить осмотр и ремонт электрического оборудования схемы и обеспечивает питание каждого электродвигателя от любого силового трансформатора и источника электроэнергии. При необходимости дальнейшее повышение надежности электропитания насосной станции может быть достигнуто дублированием одинарной системы шин.

На рис. 12.5 приведена схема электрических соединений аналогичной насосной станции, оборудованной электродвигателями высокого напряжения. Электрическая энергия от ЛЭП через разъединители и масляные выключатели подается на шины высокого напряжения, к которым надлежащим образом присоединены электродвигатели насосов. Отсутствие промежуточной трансформации энергии значительно упрощает схему и удешевляет строительство станции. При этом следует, однако, иметь в виду, что стоимость электродвигателей и их масса возрастают с увели-



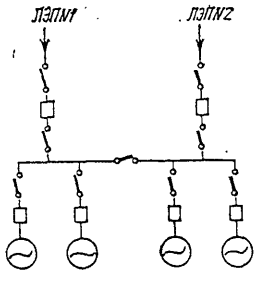


Рис. 12.5. Схема электрических соединений насосной станции с двигателями высокого напряжения

◀

Рис. 12.4. Схема электрических соединений насосной станции с двигателями низкого напряжения

чением напряжения. Ремонт электродвигателей высокого напряжения из-за большого количества изоляции также является более сложным и дорогим.

Для простоты изображения схемы электрических соединений на рис. 12.3—12.5 приведены в однолинейном начертании. Фактически же каждая линия соединений, установленный на ней масляный выключатель и все остальные элементы утрачиваются по числу фаз.

§ 79. ТРАНСФОРМАТОРНЫЕ ПОДСТАНЦИИ И РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Силовые трансформаторы со всей аппаратурой, обеспечивающей их нормальную эксплуатацию, образуют трансформаторную подстанцию (ТП), а оборудование, предназначенное для приема и распределения

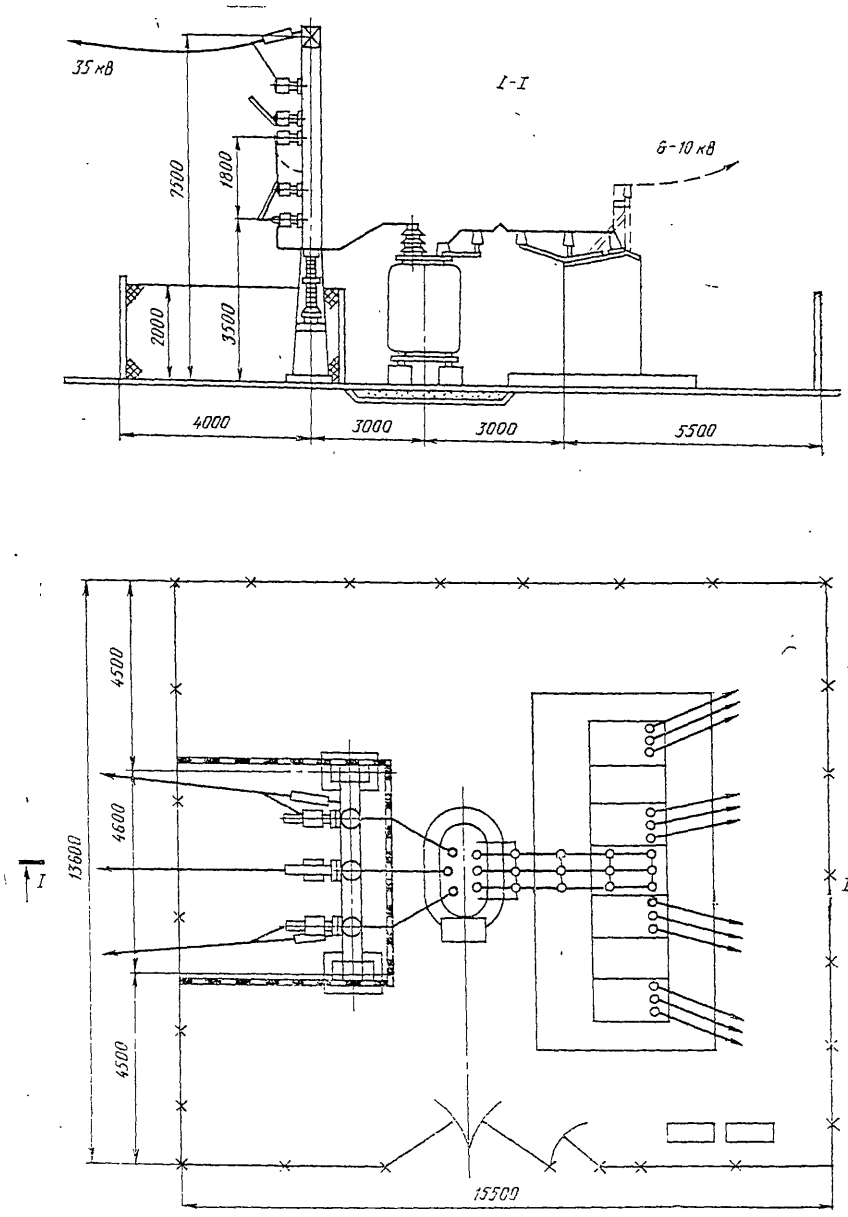


Рис. 12.6. Понизительная трансформаторная подстанция открытого типа

электрической энергии, входит в состав распределительных устройств (РУ).

В зависимости от напряжения линии электропередачи (ЛЭП), мощности и назначения насосной станции по своему конструктивному выполнению трансформаторные подстанции могут быть:

открытые отдельно стоящие или примыкающие к зданию насосной станции;

закрытые отдельно стоящие, пристроенные к зданию насосной станции или же встроенные в него;

столбовые, все оборудование которых устанавливается открыто на специальных конструкциях или на опорах ЛЭП.

Открытые отдельно стоящие ТП характерны для крупных насосных станций с большой суммарной мощностью электродвигателей и питанием от ЛЭП напряжением 35 кВ и выше. Такие трансформаторные подстанции представляют собой сложные сооружения, проектирование и строительство которых является предметом ряда самостоятельных дисциплин. В качестве примера на рис. 12.6 показано типовое решение понизительной ТП напряжением 35 кВ с одним трансформатором, питаемым ответвлением от одной линии. Для защиты трансформатора со стороны высокого напряжения установлены разъединители и плавкие предохранители. Питание РУ низкого напряжения осуществляется через масляные выключатели.

Открытые ТП, примыкающие к зданию насосной станции, принципиально не отличаются от отдельно стоящих, но обладают по сравнению с ними преимуществами, заключающимися главным образом в экономии производственных площадей и в некотором уменьшении стоимости строительной части.

Закрытое размещение силовых трансформаторов насосных станций экономически оправдано при напряжении ЛЭП до 10 кВ включительно. На рис. 12.7 даны примеры выполнения отдельно стоящих типовых ТП напряжением 6—10 кВ, разработанных ГПИ Тяжпромэлектропроект. Трансформаторы установлены в отдельных камерах с выходом наружу. Помещение вспомогательной электроаппаратуры отделено несгораемой стеной и имеет самостоятельный вход. Трансформаторы выкатывают из камер широкой (рис. 12.7, *а*) или узкой (рис. 12.7, *б*) стороной в зависимости от общей компоновки подстанции. Строительные конструкции здания ТП определяются местными условиями.

Закрытые типовые подстанции мо-

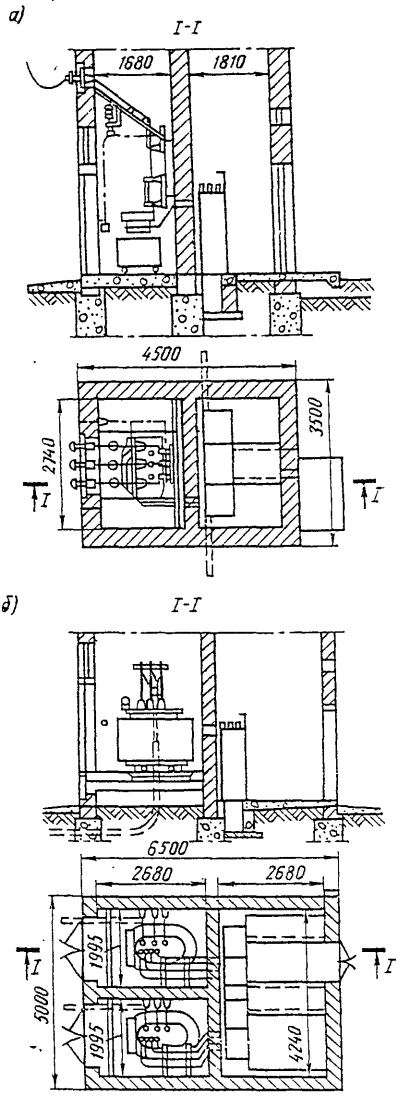


Рис. 12.7. Отдельно стоящие закрытые трансформаторные станции

а — однотрансформаторная подстанция 6—10 кВ, 100 кВ·А с воздушным вводом; *б* — двухтрансформаторная подстанция 6—10 кВ, 2(180—320) кВ·А с самостоятельными кабельными вводами

гут быть пристроенными (см. рис. 10.30) и встроенными (см. рис.10.26). Трансформаторные камеры в этом случае должны быть отделены от других производственных помещений капитальными несгораемыми ограждающими конструкциями и иметь непосредственный выход наружу.

В отдельных случаях понижающие трансформаторы устанавливают вдоль машинного здания насосной станции и закрывают с боков металлической сеткой, а сверху тонкой листовой сталью. Такое решение является дешевым, простым и позволяет использовать перегрузочную способность трансформаторов. Трансформатор в этом случае должен быть выбран в исполнении, предусмотренном для наружной установки.

На столбовых подстанциях допускается устанавливать один трансформатор мощностью не выше 400 кВ·А. Таким образом, эти подстанции находят применение лишь в сочетании с относительно небольшими изолированными насосными установками.

Распределительные устройства водопроводных и канализационных насосных станций, у которых напряжение приводных электродвигателей основных насосов не превышает 10 кВ, устраивают закрытыми в помещениях, пристраиваемых к зданию насосной станции или выгораживаемых внутри его.

Электрическое оборудование РУ размещается двумя способами:

в кирпичных или железобетонных камерах со сборкой непосредственно на месте;

в комплектных устройствах заводского изготовления.

Применение комплектных устройств упрощает и ускоряет проектирование и сооружение РУ, уменьшает объем помещений, упрощает строительные и монтажные работы, облегчает расширение и реконструкцию. Кроме того, повышается качество установки, надежность ее работы удобство и безопасность обслуживания. Общие годовые расходы по эксплуатации комплектных РУ меньше, чем при установках с камерами сборного типа.

Комплектные распределительные устройства начали широко применять в последнее время, а большинство действующих станций выполнено с РУ сборной конструкции в отдельных камерах.

Компоновка сборного устройства с одной системой шин разделяется на две группы: а) с отдельно стоящими конструкциями и двумя коридорами обслуживания; б) с конструкциями прислонного типа и одним коридором обслуживания.

Сборная отдельно стоящая конструкция (рис. 12.8) предназначается для ответственных подстанций и позволяет подключать РУ к линиям электропередачи с помощью подземных кабелей или воздушных линий. Шинные разъединители отделяются от шин полкой с проходными изоляторами, что повышает надежность РУ, защищая шины от оплавления дугой при ошибочных операциях с шинными разъединителями. Линейные разъединители находятся в нижней или верхней части камеры в зависимости от типа ввода — кабельного или воздушного. Масляные выключатели, как правило, малообъемные, устанавливают в центре камеры. Трансформаторы тока устанавливают вертикально или горизонтально иногда их используют в качестве проходных изоляторов. Силовые кабели линий выводят из камер наружу с помощью труб — керамических стальных или асбестоцементных. Контрольные кабели прокладывают в кабельных каналах, перекрываемых съемными плитами из несгораемых материалов. Если в помещении РУ установлено электротехническое оборудование с фарфоровой изоляцией, специального отопления не требуется.

В РУ прислонного типа (рис. 12.9) все электрооборудование обслуживается из одного центрального коридора, что существенно ухудшает условия монтажа и эксплуатации по сравнению с компоновкой с двум

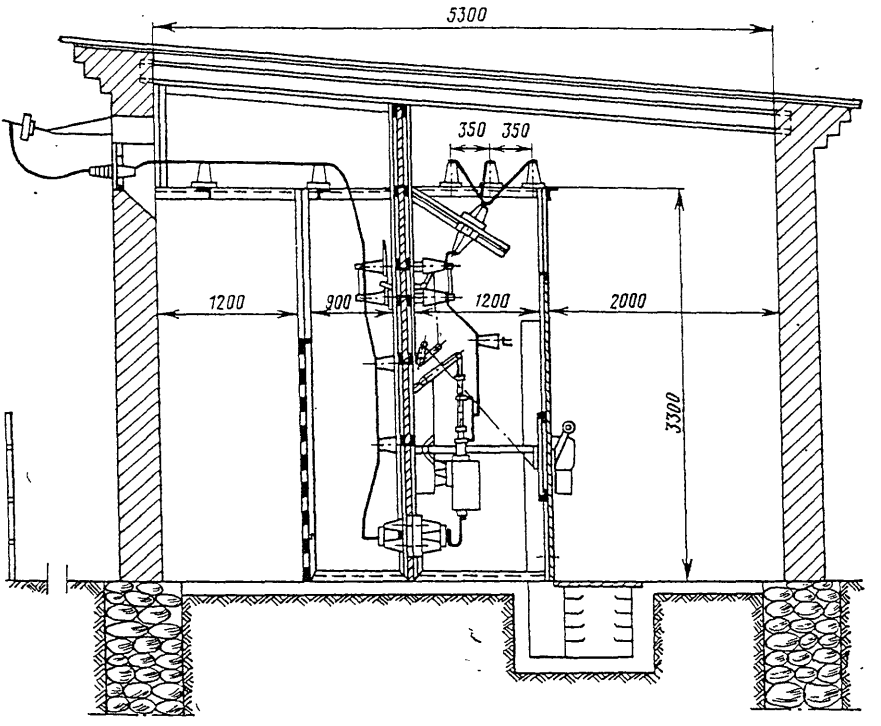


Рис. 12.8. Сборное распределительное устройство 6—10 кВ с одной системой шин

коридорами обслуживания, но позволяет уменьшить размеры помещения РУ.

При компоновке сборного устройства с двумя системами шин здание выполняется (при применении малообъемных выключателей) одно- или двухэтажным в зависимости от типа вводов: кабельных или воздушных. Для кабельных вводов целесообразно сооружать одноэтажное здание; при необходимости присоединения к РУ воздушных линий должна быть выполнена кабельная вставка с переходом кабеля на воздушную линию на столбе вблизи здания РУ. При размещении оборудования в два этажа возможно присоединение воздушных выводов без кабельной вставки. Однако переход на двухэтажную компоновку резко усложняет строительную часть и в большинстве случаев оказывается нецелесообразным.

Комплектные распределительные устройства (КРУ) представляют собой набор металлических шкафов со встроенными в них электрическими аппаратами, приборами измерения, защиты, автоматики, сигнализации и управления, а также вспомогательными устройствами. Шкафы КРУ изготовляют из листовой стали толщиной 2—3 мм и из стальных гнутых и прокатных профилей. КРУ выполняют со стационарной установкой оборудования или с выкатной тележкой. В зависимости от схемы аппаратура одного электрического присоединения может быть размещена в одном или в нескольких соединенных между собой шкафах.

Шкафы КРУ, серийно выпускаемые отечественной промышленностью, имеют одну систему шин, рассчитаны для установки над уровнем моря не выше 1000 м и предназначены в основном для одностороннего обслуживания.

В качестве примера на рис. 12.10 показан шкаф КРУ 10 кВ с выдвижным выключателем ВМП-10. Шкаф разделен на четыре отсека: *I* — отсек сборных шин; *II* — отсек выключателя; *III* — отсек с трансформаторами тока и концевыми кабельными разделками; *IV* — отсек с при-

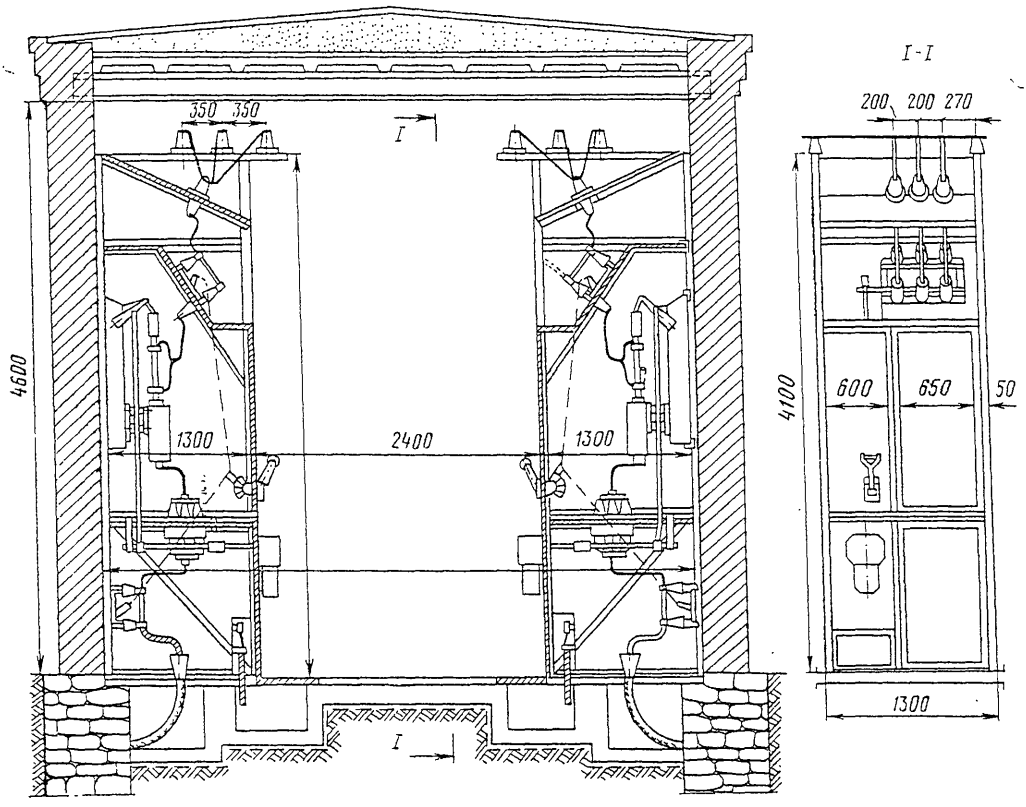


Рис. 12.9. Сборное распределительное устройство 6—10 кВ с одной системой шин прислонного типа

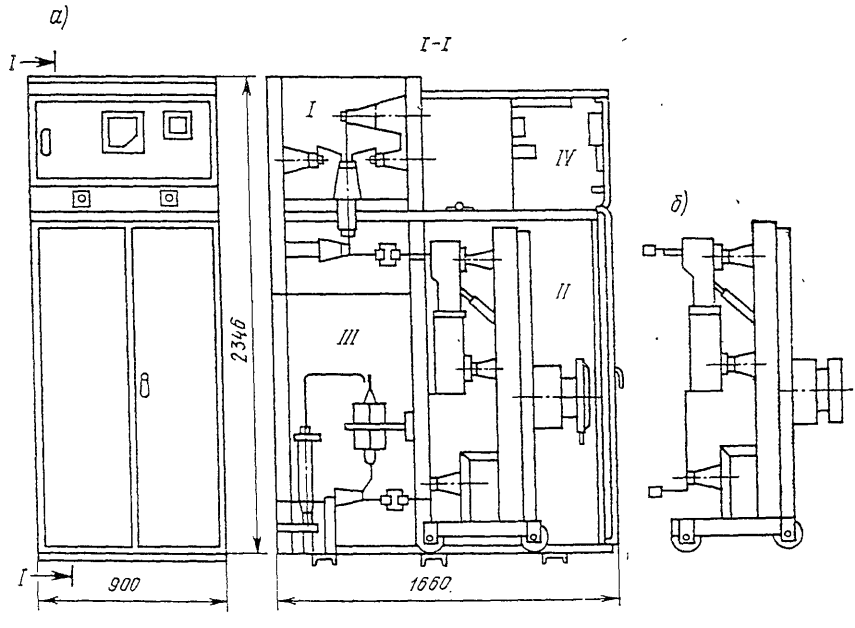


Рис. 12.10. Шкаф комплектного распределительного устройства (*а*) с выдвижным выключателем (*б*)

борами релейной защиты и измерения. Выключатель ВМП-10 с пружинным приводом ППМ-10 (или с электромагнитным приводом ПЭ-11) установлен на тележке и может быть выдвинут из шкафа для осмотра, ремонта и испытания.

При низком напряжении 380 и 220 В применяют простейшие закрытые распределительные устройства — распределительные щиты. В качестве отключающих аппаратов на них устанавливают магнитные пускатели, рубильники, плавкие предохранители, автоматы и контакторы.

Щиты комплектуют из необходимого числа панелей, представляющих собой металлический корпус со смонтированными на нем электрическими аппаратами и приборами, шинами на изоляторах и проводами вторичных цепей. Панели соединяют между собой в щиты болтами.

Размеры помещений РУ определяются габаритами оборудования, числом ячеек, устанавливаемым схемой электрических соединений, и наименьшими допустимыми расстояниями между аппаратурой и элементами здания, обеспечивающими удобство монтажа и безопасность обслуживания (табл. 12.1).

ТАБЛИЦА 12.1

Показатели	Размер, см, в свету при напряжении, кВ		
	1—3	6	10
Расстояние между проводами разных фаз, а также от токоведущих частей до заземленных конструкций здания	7—5	10	12,5
Расстояние от токоведущих частей до сплошных ограждений	10,5	13	15,5
То же, до сетчатых ограждений	17,5	20	22,5
Высота расположения голых токоведущих частей, при которой не требуется ограничений		250	
Расстояние между огражденными токоведущими частями, расположенными с двух сторон коридора		200	
Ширина коридора одностороннего обслуживания	120	150	200
Высота прохода		190	
Расстояние от наинизшей точки провода воздушных вводов в РУ до земли		450	

Помещение РУ надлежит проектировать, как правило, на уровне монтажной площадки и преимущественно без устройства подвалов. Допускается устройство входа в помещение РУ из машинного зала. Все помещения РУ и ТП (за исключением помещений, в которых постоянно присутствует обслуживающий персонал) можно сооружать без окон, с искусственным освещением.

На небольших насосных станциях ячейки КРУ и распределительные щиты допускается устанавливать непосредственно в машинном зале.

ГЛАВА 13

АВТОМАТИЗАЦИЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 80. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ АВТОМАТИКИ

В качестве импульса, управляющего работой насосов I подъема, следует принимать уровень воды на первом из очистных сооружений на станциях с поверхностным источником водоснабжения (обычно смеситель) или уровень в водосборном резервуаре чистой воды при подземных источниках водоснабжения. В качестве импульсов для управления насосами II подъема принимают: давление в заданной точке распредели-

тельной сети; уровень воды в баке водонапорной башни; давление на напорном коллекторе в насосной станции; программное устройство, настроенное в соответствии с режимом потребления воды.

На канализационных насосных станциях импульсом управления работой насосной станции является допустимый уровень воды в приемном резервуаре.

Контролируют эти неэлектрические параметры с помощью измерительной аппаратуры (датчиков и реле), у которой чувствительный измерительный элемент, воспринимая изменения контролируемого параметра, изменяет свои свойства или размеры.

Датчиком называется элемент автоматического устройства, контролирующего колебания той или иной физической величины и преобразующий эти колебания в изменения другой величины, удобной для передачи на расстояние и воздействия на последующие элементы автоматических устройств.

Реле называют устройства, которые состоят из трех основных органов: воспринимающего, промежуточного и исполнительного. Воспринимающий орган принимает управляющий импульс и преобразует его в физическую величину, воздействующую на промежуточный орган. Промежуточный орган, принимая сигнал, воздействует на исполнительный орган, который скачкообразно изменяет выходной сигнал и передает его электрическим цепям управления.

В автоматизированных системах управления насосными агрегатами применяют следующие типы датчиков и реле:

1) датчики уровня — для подачи импульсов на включение и остановку насосов при изменении уровней воды в баках и резервуарах;

2) датчики давления, или электроконтактные манометры — для управления цепями автоматики при изменении давления в трубопроводе;

3) струйные реле — для управления цепями автоматики в зависимости от направления движения воды в контролируемом трубопроводе;

4) реле времени — для отсчета времени, необходимого для протекания определенных процессов при работе агрегатов;

5) термические реле — для контроля за температурой подшипников и сальников, а в некоторых случаях за выдержкой времени;

6) вакуум-реле — для поддержания определенного разрежения в насосе или во всасывающем трубопроводе;

7) промежуточные реле — для переключения отдельных цепей в установленной последовательности;

8) реле напряжения — для обеспечения работы агрегатов на определенном напряжении;

9) аварийные реле — для отключения агрегатов при нарушении установленного режима работы.

Электродный датчик уровня. Основными элементами электродного датчика уровня (рис. 13.1) являются блок сигнализации и электроды, устанавливаемые на высоте контролируемого уровня. При достижении уровнем того или иного электрода вследствие электрической проводимости воды замыкаются соответствующие цепи в электрической схеме сигнализации и управления насосными агрегатами.

Датчики давления. В качестве датчика давления используются электроконтактные манометры (рис. 13.2), для которых, так же как и для обычных манометров, применяют трубчатую пружину. Электроконтактные манометры имеют два подвижных контакта — левый, замыкающийся при давлении ниже величины, на которую он установлен, и правый, замыкающийся при давлении, превышающем установленную для него величину. Кроме подвижных манометр имеет один контакт, жестко укрепленный на стрелке. Контактная система и изоляция манометров позволяют включать их в цепи управления напряжением до 380 В переменного тока или 220 В постоянного тока.

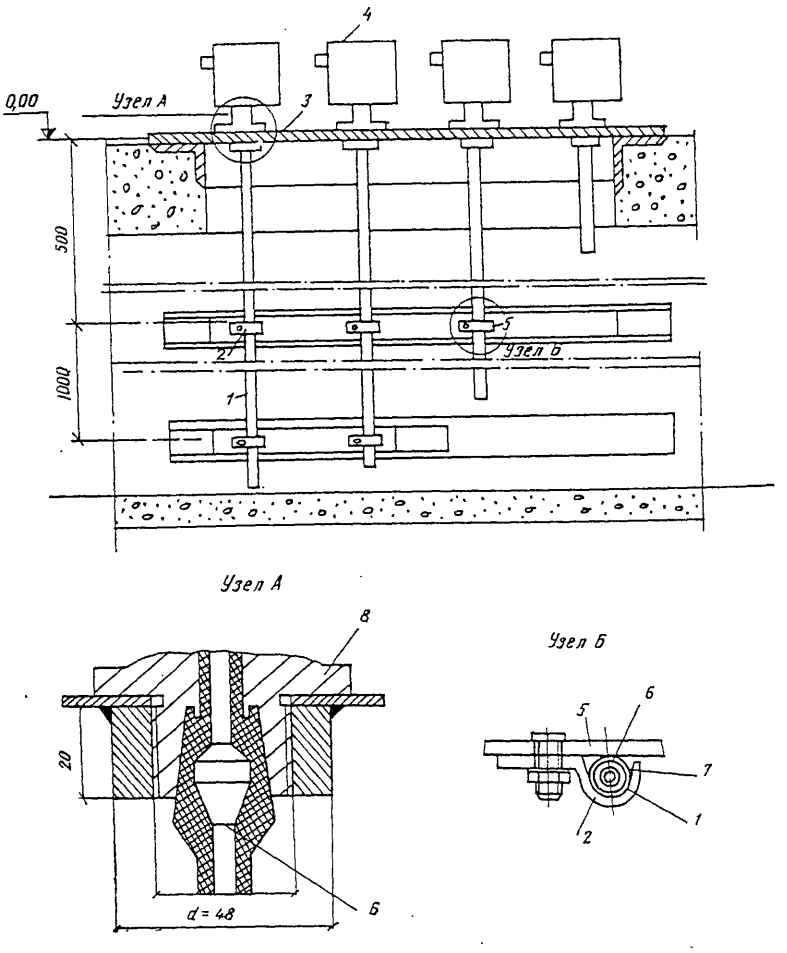
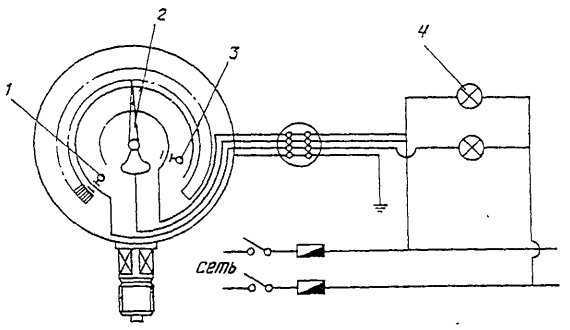


Рис. 13.1. Установка датчиков ЭРСУ-2 в приемном резервуаре

1 — полиэтиленовая труба; *2* — скоба крепления датчика; *3* — металлическая плита; *4* — блок сигнализации; *5* — скоба установки датчика; *6* — электрод; *7* — резиновая прокладка; *8* — штуцер датчика



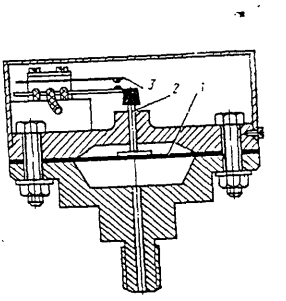


Рис. 13.2. Электроконтактный манометр

1, 3 — левый и правый контакты; *2* — стрелка; *4* — устройство регулирования или сигнализации

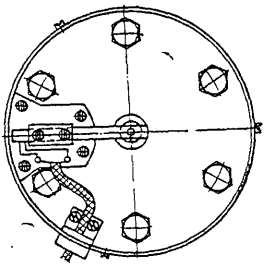
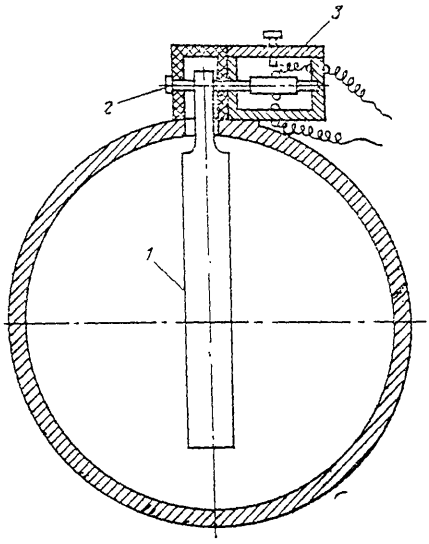


Рис. 13.3. Датчик контроля за заливкой насоса

1—мембрана; *2*—шток; *3*—контакты



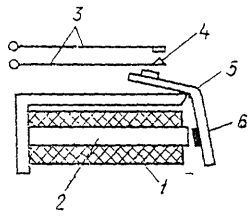


Рис. 13.5. Электромагнитное реле

1—катушка; *2*—сердечник; *3*—контактные пластинки; *4*—контакты; *5*—ребро; *6*—якорь

Рис. 13.4. Струйное реле

1 — маятник; *2* — ось; *3* — контакты

Датчик контроля за заливкой насоса. На рис. 13.3 изображен датчик мембранного типа для контроля за заливкой насоса с помощью вакуум-насоса. При заполнении насоса водой мембрана датчика прогибается, поднимает шток и замыкает контакты. После снижения давления мембрана возвращается в исходное положение пружиной (на рис. 13.3 не показана). Особенностями датчиков мембранного типа являются их большая чувствительность и способность выдерживать высокие давления.

Струйное реле. Принцип действия струйного реле основан на использовании кинетической энергии жидкости. Движущаяся жидкость отклоняет вращающийся на шарнире маятник, выполненный в виде тонкой пластинки, подвешенной к оси (рис. 13.4). Маятник поворачивается в направлении движения воды и включает контакты реле.

Реле времени. Для обеспечения выдержки времени между отдельными операциями при автоматическом управлении служат реле времени. Для получения значительных выдержек времени (от нескольких секунд до нескольких минут) применяют термические реле времени (термогруппы). Реле состоит из двух неподвижных контактных пружин и двух биметаллических пластинок, на одной из которых намотана нагревательная обмотка. Биметаллические пластинки состоят из двух частей, выполненных из различных металлов, с разным коэффициентом расширения при нагревании. Обе части пластинки наложены одна на другую и плотно соединены. От тока, проходящего через обмотку, пластинка нагревается и, изгибаясь, замыкает или разрывает контакты в цепи управления. Подобные реле, но несколько измененной конструкции применяют в качестве реле тепловой защиты.

Электромагнитное реле. Это реле наиболее широко используют в схемах автоматизированного управления работой насосных агрегатов и в системах телемеханики. По своему устройству и принципу действия электромагнитные реле (рис. 13.5) очень похожи на магнитный пускатель, только значительно меньше его по размерам и рассчитаны на более слабый ток.

На небольшом стальном стержне круглого сечения (сердечнике) надета катушка с обмоткой из медного изолированного провода. От тока, проходящего через обмотку катушки, сердечник намагничивается и притягивает якорь, укрепленный на корпусе реле и поворачивающийся на ребре. Притягиваясь к сердечнику, якорь поднимает и замыкает электрические контакты, вклепанные в эластичные (контактные) металличе-

ские пластинки, соединенные с внешней (исполнительной) электрической цепью. Если ток выключить, сердечник размагнитится, якорь под действием пружинящих контактных пластинок возвратится в исходное положение и контакты разомкнутся.

Электромагнитное реле срабатывает от сравнительно слабого тока, но оно может включать электрические цепи, по которым проходит ток значительно большей силы. Таким образом, реле выполняет роль усилителя, являясь промежуточным звеном между цепью слабого тока и исполнительной (внешней) цепью значительно большей мощности.

§ 81. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

Структурная схема автоматизированного управления насосных агрегатов, являясь замкнутой цепью воздействия отдельных элементов, должна включать:

1) измерительные датчики и реле, реагирующие на изменение неэлектрических величин;

2) преобразователи импульса изменения неэлектрической величины в электрическую;

3) усилители, увеличивающие мощность преобразованной величины для приведения в действие исполнительного механизма;

4) исполнительный механизм, выполняющий необходимые операции для поддержания в заданном режиме параметра, на который настроено автоматизированное управление.

Все указанные элементы независимо от места их установки связаны одной общей схемой, которая составляется в соответствии с технологическим заданием и должна обеспечить определенную последовательность выполнения операций рабочими механизмами, а также необходимые блокировки.

Для автоматического управления работой насосных агрегатов широко применяют электрические релейно-контактные схемы, состоящие из электрических контактов, соединенных в определенной последовательности, и регулирующих устройств, на которые эти контакты воздействуют.

Основным принципом работы релейно-контактной схемы является последовательность действия отдельных ее элементов. Все элементы, входящие в релейно-контактную схему, можно разделить на три основные группы: приемные, промежуточные и исполнительные. Каждая релейно-контактная схема состоит из схемы цепи главного тока и схемы цепи управления. Кроме того, релейно-контактные схемы подразделяют на принципиально свернутые и принципиально развернутые. В принципиально свернутых схемах каждый аппарат показан как единое целое (при этом сохраняется конструктивное единство каждого аппарата). В принципиально развернутых схемах каждый аппарат условно разделяется на составные части (обмотки, контакты), которые размещаются в разных местах схемы по признаку включения в отдельные электрические цепи. При составлении схем автоматизации производственных процессов необходимо соблюдать требования ГОСТ 3925—59.

На рис. 13.6 приведена принципиальная развернутая схема автоматического управления электродвигателя насоса дренажных вод. При заполнении дренажными водами сборного приямка до установленного уровня замыкаются контакты первого электродного датчика уровня *1РУ*, в результате чего катушка магнитного пускателя *К* получает питание по следующей цепи: «фаза *А* — катушка магнитного пускателя *К-1*, *К-2* — размыкающий контакт теплового реле *1РТ-1* — размыкающий контакт теплового реле *2РТ-1* — замыкающий контакт универсального переключателя *УП* — замыкающий контакт реле *1РУ* — фаза *В*». Магнитный пускатель *К* срабатывает и подает питание в статор дви-

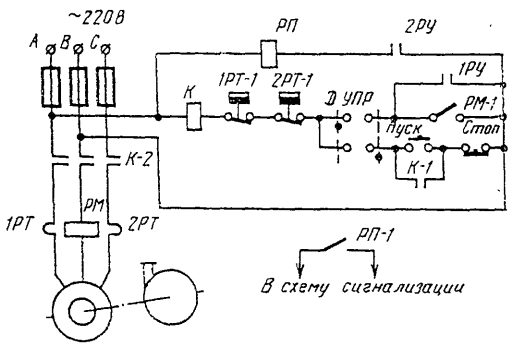


Рис. 13.6. Принципиальная схема автоматического управления двигателем насоса

гателя насоса откачки дренажных вод. В момент работы двигателя, срабатывает реле максимального тока и своим замыкающим контактом *РМ-1* шунтирует размыкающий контакт электродного датчика уровня *1РУ*, который размыкается при убывании воды в колодце.

Когда вода из колодца будет полностью откачана, двигатель насоса начнет работать на холостом ходу, при этом максимальное реле *РМ* разомкнет свой замыкающий контакт, так как уставка максимального реле рассчитывается на номинальный ток двигателя. Если насос не успеет откачать дренажные воды и уровень воды в колодце достигнет аварийного, то второй электродный датчик уровня *2РУ* замкнет свой замыкающий контакт в цепи катушки промежуточного реле *РП*, которое контактом *РП-1* замкнет цепь сигнализации и даст диспетчеру сигнал о затоплении помещения насосной станции.

§ 82. ПРИМЕРЫ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК И НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Основными процессами, которые могут выполняться на насосных станциях приборами автоматики, являются:

1) прием и передача управляющего импульса на пуск и остановку насосных агрегатов;

2) выдержка времени как перед пуском после получения командного импульса, так и между отдельными процессами;

3) включение одного или нескольких насосных агрегатов в установленной последовательности;

4) создание и поддержание необходимого вакуума во всасывающем трубопроводе и корпусе насоса перед его пуском;

5) открывание и закрывание задвижек на трубопроводах в заданные моменты при пуске и остановке агрегата;

6) контроль за установленным режимом работы при пуске, работе и остановке;

7) отключение насоса при нарушении установленного режима и включение резервного агрегата;

8) передача параметра режима работы насоса на диспетчерский пункт;

9) защита агрегата от электрических, тепловых и механических повреждений;

10) контроль за отоплением и вентиляцией в помещении насосной станции;

11) охрана от проникания на станцию посторонних лиц;

12) включение и отключение дренажных насосов и насосов, подающих воду на охлаждение и уплотнение сальников фекальных насосов;

13) включение механизированных грабель.

Комплексная схема автоматизированного управления насосной станции обычно состоит из следующих отдельных частей: схемы автоматизации залива насоса; схемы автоматизации задвижки на напорном трубопроводе; схемы автоматизации электропривода насоса; схемы вза-

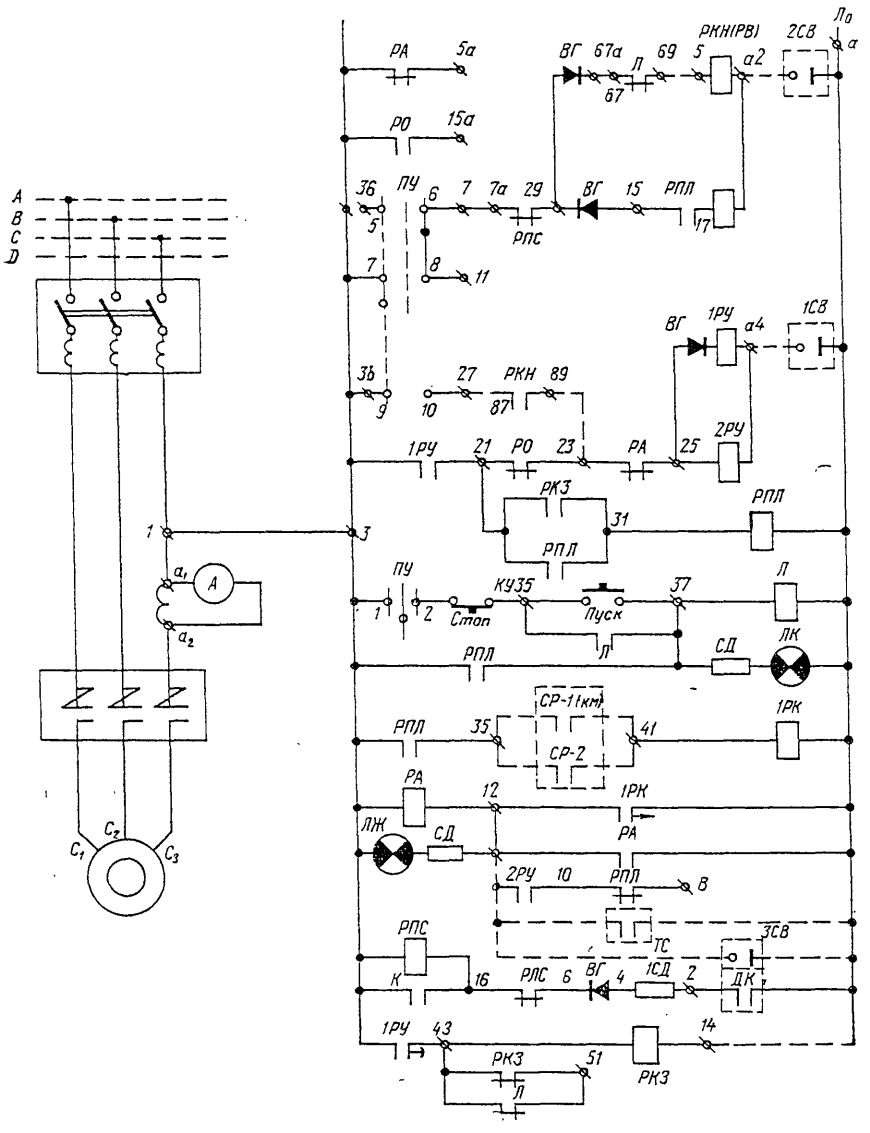


Рис. 13.7. Принципиальная схема станции управления насосами СУНО-2

имосвязи, обеспечивающей последовательность действия системы в целом и осуществляющей необходимые блокировки, а также автоматическую защиту агрегата и сигнализацию.

Серийный выпуск типовых станций автоматического управления насосными агрегатами в значительной мере облегчает проектирование, получение необходимого оборудования, монтаж и эксплуатацию автоматических устройств насосных станций. Харьковский электромеханический завод выпускает около 20 типов унифицированных станций управления ПЭХ. Орловский завод приборов разработал и приступил к серийному выпуску станций автоматического управления СУНО-1, СУНО-2 и СУНО-3, пригодных для автоматического управления глубинными насосами любого типа. Станция СУНО-1 применяется для управления электродвигателями мощностью до 55 кВт, СУНО-2 — до 125 кВт, СУНО-3 — от 125 до 250 кВт.

Станцию СУНО-2 можно применять и для управления горизонталь-

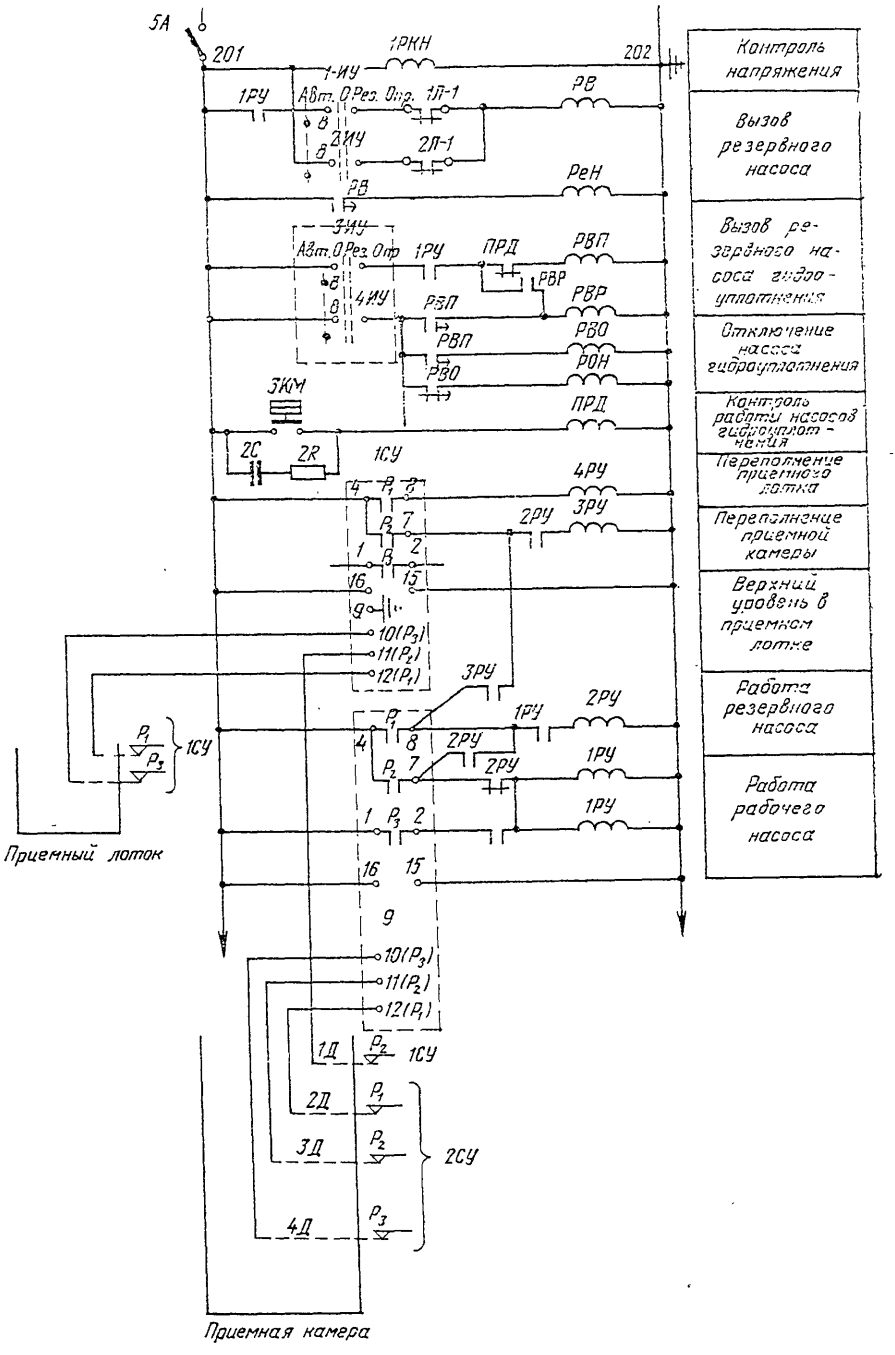


Рис. 13.8. Общеагрегатная схема управления канализационными насосами

ными насосами, для чего в схему введено реле РКЗ, контролирующе заливку водой насоса перед его пуском.

Схема станций автоматического управления обеспечивает:

1) местное, автоматическое и телемеханическое управление насо ным агрегатом;

2) контроль за работой насоса с помощью контактного манометр или струйного реле;

3) блокировку, предотвращающую пуск электродвигателя при отсутствии воды в бачке для смачивания подшипников насоса АТН перед его пуском; для этого устанавливают сигнализатор наличия воды 1СВ (для насосов других типов вместо сигнализатора устанавливают перемычку);

4) отключение электродвигателя при нарушении нормального режима работы насосного агрегата, при затоплении водой павильона насосной станции или при перегреве подшипников;

5) сигнализацию при аварийной остановке насосного агрегата и открывании дверей павильона насосной станции.

При местном управлении переключатель *ПУ* ставят в положение «Местное». При этом замыкаются контакты переключателя *1—2*. Агрегат управляется кнопками «Пуск» и «Стоп» (рис. 13.7). При местном управлении схема контроля за работой насоса отключается. При автоматическом управлении переключатель *ПУ* ставят в положение «Автоматическое». При этом замыкаются контакты переключателя *7—8* и размыкаются контакты *1—2*, отключая местное управление. При телемеханическом управлении переключатель *ПУ* ставят в положение «Телемеханическое». При этом замыкаются контакты переключателя *5—6, 9—10* и размыкаются контакты *1—2* местного управления. Для автоматического управления на клеммной панели станции управления между клеммами *5—5а, 15—15а* ставят перемычки. Размыкающий контакт датчика автоматического управления включают на клеммы *11* и *15*, а замыкающий — на клеммы *11* и *23*.

При телемеханическом управлении после подачи командного импульса «Включить» по цепи: «клемма *3b* — контакты *ПУ 5—6* — перемычка *7—7а* — размыкающий контакт *РПЛ* — перемычка *89—5*» срабатывает реле включения *РКН*. Своим замыкающим контактом реле *РКН* включает реле управления *РУ*, которое самоблокируется своим замыкающим контактом через размыкающий контакт *РО*. Другой замыкающий контакт *РУ* включает катушку пускателя и подготавливает цепь реле контроля за работой насоса *РК*.

Реле управления *РУ* работает с выдержкой времени 5 с. Этим достигается восстановление работы насосного агрегата при кратковременном исчезновении напряжения. Одновременно с включением пускателя *Л* начинает работать реле контроля *1РК*. Если насос подает воду, контакты струйного реле *СР-1* разомкнутся и реле *1РК* возвратится в исходное положение. Если во время работы насоса подача воды снизится, замкнутся контакты реле *СР-1*, реле *РК* сработает и его размыкающий контакт включит реле аварии *РА*. Для деблокирования необходимо выключить автомат и выяснить причину отключения агрегата. Аналогично происходит отключение агрегата при перегреве подшипников, затоплении павильона или при открывании двери павильона.

На рис. 13.8 приведена схема автоматизированного управления насосными агрегатами на канализационной насосной станции.

Главная цепь автоматического управления насосными агрегатами канализационных насосных станций — не допустить переполнения приемного резервуара выше заданного уровня. Уровень жидкости контролируется электродным сигнализатором ЭРСУ-2. Датчики-электроды устанавливают на специальной металлической конструкции в приемном резервуаре, а сигнальные блоки — на стене помещения решеток (см. рис. 13.1).

Пуск насосов производится при открытой задвижке. При достижении уровня сточной жидкости P_3 электрод включения *4Д* через промежуточное реле *1РУ* и магнитный пускатель *Л-1* включит в работу первый рабочий насос. Кроме того, промежуточное реле *1РУ* через магнитный пускатель *Л-2* включит в работу насос гидроуплотнения сальников и при-

бор *КЭП-1* автоматизированного управления механизированными граблями. Если уровень жидкости продолжает повышаться, то при уровне P_2 электрод включения *3Д* через реле *2РУ* и магнитный пускатель *Л-3* включит в работу второй рабочий насос и второй прибор *КЭП-2*. Если второй насос не сработает, то при дальнейшем повышении уровня жидкости в приемном резервуаре до P_2 электрод включения *2Д* включит в работу резервный насосный агрегат.

Электрод *1Д* сигнализирует о достижении аварийного уровня жидкости в резервуаре и через реле *3РУ* подает импульс на закрывание задвижки в приемно-аварийной камере.

Промежуточное реле *РУ* электродного датчика включает магнитный пускатель насоса, кроме того, реле *РУ* блокируется во включенном состоянии через соответствующий электрод отключения (*3Д* для второго насоса и *4Д* для первого насоса). Такая блокировка обеспечивает последовательность отключения работающих насосов.

При уменьшении уровня сточной жидкости в резервуаре и выходе из жидкости электрода *2Д* через заданную выдержку времени реле *РВП* выключается из работы резервный насосный агрегат. При понижении уровня до P_2 выключается из работы второй насос и через контакт реле *2РУ* выключается прибор *КЭП-2*. При понижении уровня до P_3 из жидкости выходит электрод *4Д* и выключает из работы первый рабочий насос. Одновременно обесточивается реле *1РУ*, которое через свои контакты в цепях управления насосами гидроуплотнения сальников и прибора *КЭП-1* выключает их из работы.

Для механизированных грабель решетки предусмотрено местное и автоматизированное управление по программе времени, получаемой с помощью командного электропневматического прибора КЭП-12У. Время работы и пауз механизированных грабель устанавливают по опыту эксплуатации канализационной насосной станции. Прибор КЭП-12У позволяет изменять время включения и отключения от 3 мин до 18 ч.

При защемлении грабель в прозорах решетки срабатывает муфта предельного момента, электродвигатель отключается и включается звуковой сигнал, одновременно лампочка сигнализации подает сигнал на пульт диспетчерского управления.

ГЛАВА 14

ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 83. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРАВИЛ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

К обслуживанию насосных агрегатов допускаются лица, прошедшие медицинское обследование, имеющие удостоверение машиниста по обслуживанию насосных агрегатов с электроприводом и сдавшие экзамен по технике безопасности.

Дежурный машинист должен каждый час заносить в журнал работы агрегата показания амперметра, вольтметра, счетчиков расхода электроэнергии, манометров и расходомеров. Перед пуском насоса в работу он должен проверить, залиты ли водой корпус насоса и всасывающий трубопровод: если насос установлен под залив — по показаниям манометра, установленного на всасывающем трубопроводе, или открыванием трехходового крана у манометра; если насос заливают с помощью вакуум-насосов — откачивают воздух до тех пор, пока по отсасывающему трубопроводу не начнет поступать вода.

При пуске насоса после включения двигателя следует открыть кран у манометра. Когда насос разовьет полную частоту вращения и манометр покажет соответствующее давление, надо открыть кран у вакуум-

метра и постепенно открывать задвижку на напорном трубопроводе до полного открытия. Во избежание нагревания жидкости работа насоса при закрытой задвижке не должна продолжаться более 2—3 мин. При необходимости охлаждения подшипников следует пустить воду, открыв вентили на подводящих трубах.

В настоящее время производят пуск насосных агрегатов на открытую задвижку при обязательной установке обратных клапанов. В этом случае пуск насосных агрегатов упрощается. Для остановки насоса необходимо медленно закрыть задвижку на напорном трубопроводе, закрыть кран у вакуумметра, выключить двигатель и закрыть краны у манометра и на трубах, подводящих воду для охлаждения подшипников.

В помещениях насосных и воздуходувных станций должны быть вывешены инструкции о порядке эксплуатации насосного и электросилового оборудования, а также плакаты по безопасному обслуживанию агрегатов и коммуникаций. Должны быть вывешены инструкции с краткими и точными указаниями о необходимых действиях дежурного персонала при поражении рабочих электрическим током, возникновении пожара и отравлении газом.

ТАБЛИЦА 14.1

Неисправность	Причина неисправности	Способ определения	Способ устранения
1. Уменьшается подача воды насосом	Просачивание воздуха в корпус насоса через сальник или во всасывающую линию	Осмотром	Проверить всасывающий трубопровод, подтянуть или сменить сальник
	Износ уплотняющих колец	По уменьшению давления	Разобрать насос и сменить уплотняющее кольцо
	Засорение всасывающей трубы	По повышению вакуума	Прочистить
	Засорение обратного клапана	По повышению давления	»
2. Насос после пуска в работу не подает воду	Заливка насоса была произведена недостаточно тщательно, в насосе остался воздух	По выходу воздуха из напорной части насоса во время его работы при открывании воздушного клапана	Остановить насос, залить его водой и снова пустить в работу
3. Сильно увеличиваются показания амперметра у электронасоса	Насос перекачивает воду, содержащую большое количество песка или ила	По шуму и треску	Проверить содержание песка и установить причину его появления в воде резервуара
4. Насос не развивает полного напора	Значительный износ лопастных колес и уплотнительных колец	Промером после разборки насоса	Отремонтировать насос, сменить кольца
5. Насос при работе дрожит, слышатся шум и треск	Ослабление болтов, прикрепляющих насос к плите	Проверкой ключом гаек и болтов	Затянуть болты, проверить горизонтальность валов
	Износ подшипников	Визуальным осмотром	Отремонтировать подшипники
	Кавитация	По повышению вакуума	Уменьшить высоту всасывания
	Ослабление стыков труб	Осмотром проверкой	Затянуть болты
6. Насос во время работы дребезжит	Износ резиновых колец в соединительной муфте	Осмотром муфты после остановки насоса	Отремонтировать муфту
7. Перегружен двигатель	Подача насоса выше допустимой	Замером подачи насоса	Прикрыть задвижку на напорном трубопроводе

ТАБЛИЦА 14.2

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения
1. Электродвигатель при работе гудит	Обрыв в одном из проводов сети	Соединить провода
2. Электродвигатель во время работы нагревается	Замыкание витков катушки статора	Отремонтировать электродвигатель
3. Частые поломки трансмиссионного вала или разрывы водонапорных труб	Трение рабочих колес в направляющих аппаратах	Перерегулировать осевой зазор регулировочной гайкой
4. Повышается потребление электроэнергии	Понижение динамического уровня	Заглубить насос путем добавления секций
	Износ лопаток рабочих колес	Демонтировать насос и заменить рабочие колеса
5. Уменьшается подача насоса	Утечка воды через стыки водоподъемных труб	Демонтировать насос и устранить повреждение в сборке водонапорных труб
6. Прекратилась подача воды	Обрыв трансмиссионного вала	Демонтировать насос и заменить вал
7. Насос при работе сильно вибрирует	Погнулись приводные валы	То же
	Плохое закрепление насоса на фундаменте	Прикрепить насос к фундаменту анкерными болтами
8. Насос работает, но вода не подается	Вращение мотора в противоположную сторону	Переменить фазы на клеммах
	Разрыв напорных труб	Заменить напорную трубу
	Уровень воды в скважине ниже всасывающей трубы	Заглубить насос путем добавления напорных труб, если позволяет напор насоса
9. Занижаются показания амперметра	Малая подача воды	Открыть больше задвижку
10. Увеличиваются показания амперметра	Повреждение вкладышей подпятников насоса	Демонтировать насос и заменить вкладыши подпятников

Дежурный машинист обязан знать, какие могут быть неполадки в центробежных насосах (табл. 14.1) и в скважинных насосах (табл. 14.2). В процессе работы агрегата дежурный должен: 1) заносить в журнал сведения о замеченных неисправностях и отмечать часы пуска и остановки насоса; 2) следить, чтобы температура в подшипниках не превышала температуру в машинном зале более чем на 40—50°; 3) поддерживать уровень масла в подшипниках на требуемой высоте по маслоуказателю; 4) подтягивать сальники так, чтобы вода из них просачивалась непрерывно редкими каплями.

При эксплуатации насосных станций следует обращать особое внимание на экономное расходование электроэнергии, для чего необходимо установить график работы насосов (с учетом их работы в оптимальном режиме), не допускать работы насосных агрегатов с прикрытыми задвижками и организовать тщательный учет расхода электроэнергии и подачи воды насосами.

§ 84. ПАРАМЕТРЫ НАДЕЖНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ И МЕРОПРИЯТИЯ ПО ИХ ПОВЫШЕНИЮ

Бесперебойность подачи и обеспечение необходимых уровней давления в критических точках системы водоснабжения в значительной мере определяются надежностью работы насосной станции. Нарушение нормальной работы станции вызывается различными случайными событиями, в результате которых выходят из работы отдельные элементы ее схемы (сооружения, механизмы, насосы, приводные двигатели, участки

трубопроводов и др.). Анализ и изучение вероятностных характеристик таких событий, а также оценка надежности действия технических систем относятся к теории надежности.

Обычно под надежностью понимается способность изделия (элемента, сооружения, системы) выполнять в определенных условиях эксплуатации все заданные функции, сохраняя рабочие параметры в пределах установленных допусков, в течение требуемого интервала времени. Применительно к таким сложным гидротехническим сооружениям, как насосная станция, надежность является показателем качества в самом широком смысле этого понятия. Она определяется качеством проектирования, строительства и эксплуатации.

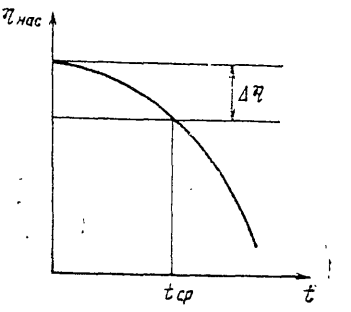


Рис. 14.1. Уменьшение КПД агрегата во времени в результате износа проточной части насоса

В процессе эксплуатации выявляются ошибки и просчеты, допущенные при разработке проекта станции, а также качество изготовления строительных конструкций и монтажа оборудования. Поэтому на персонале насосной станции лежит большая ответственность, заключающаяся не только в правильной эксплуатации сооружений, механизмов и машин, но и в своевременном выявлении и устранении возможных строительных, заводских и монтажных дефектов.

При вводе насосной станции в эксплуатацию необходимо количественно оценить ее надежность, определить продолжительность работы оборудования до вывода в ремонт, продолжительность сохранения оптимальных параметров и др. Особенно острой является проблема обеспечения надежности после ремонтных работ, проводимых, как правило, в трудных условиях на месте.

Термины и понятия теории надежности, используемые на практике, определены ГОСТ 13377—67. Основные из них в приложении к сооружениям и оборудованию насосной станции могут быть сформулированы следующим образом.

Работоспособность насосной станции—это состояние, при котором станция способна выполнять заданные функции с параметрами (подача, напор, КПД), установленными техническими требованиями.

Неисправность—состояние насосной станции, при котором она не соответствует хотя бы одному из требований. Обычно различают неисправности, не приводящие к отказам, и неисправности (и их сочетания), вызывающие отказы.

Отказ—событие (повреждение, авария), заключающееся в нарушении работоспособности насосной станции.

Отказы могут быть постепенными и внезапными. Постепенные отказы обычно вызываются износом отдельных элементов или деталей. Например, износ наносами и кавитацией рабочих органов насоса (см. § 85), износ подшипников в результате трения и др. В результате постепенного износа, как правило, наблюдается снижение КПД $\eta_{нас}$ насоса с течением времени t (рис. 14.1). В некоторой мере такие отказы закономерны, их можно предвидеть, т. е. с какой-то точностью предсказать. Внезапные отказы являются случайными. Их появление характеризуется скачкообразным и внезапным изменением одного или нескольких из контролируемых параметров.

Следует также иметь в виду, что отказы, вызывающие нарушение работоспособности насосной станции, могут быть не только в результате различных повреждений и аварий отдельных элементов самой станции (внутренние отказы), но и в результате внешних причин (внешние отказы), как, например, прекращение подачи электроэнергии в результа-

те аварий в энергосистеме, непредвиденное повышение или снижение уровней воды и расходов водоисточника, резкое ухудшение качества воды, ледовые помехи и т. п.

Наработка представляет собой продолжительность или объем работы насосной станции. В процессе эксплуатации обычно различают суточную наработку, месячную или годовую наработку, наработку до первого отказа, наработку между отказами и др.

Безотказность — свойство насосной станции сохранять работоспособность в течение некоторой наработки без вынужденных перерывов.

Среднее время восстановления представляет собой среднее время вынужденного нерегламентированного простоя, вызванного нахождением и устранением одного отказа.

Долговечность — свойство сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонта. Предельное состояние определяется невозможностью эксплуатации сооружения, агрегата, станции либо обусловленным снижением эффективности, либо требованиями безопасности и оговаривается в технической документации.

Срок службы — календарная продолжительность эксплуатации до момента возникновения предельного состояния. Различают срок службы до первого капитального ремонта, срок службы между капитальными ремонтами и др.

Совокупность приведенных выше определений характеризует надежность станций в целом. В свою очередь, используя некоторые положения математической статистики и теории вероятностей, каждое определение можно выразить количественными показателями. Основными показателями надежности для насосных станций систем водоснабжения и канализации являются: вероятность безотказной работы, частота и интенсивность отказов, средняя наработка на отказ и коэффициент готовности.

Вероятность безотказной работы $P(t_р)$ есть вероятность того, что при эксплуатации насосной станции за определенный заданный промежуток времени $t_р$ не произойдет ни одного отказа. При практических расчетах вероятность безотказной работы может быть определена по формуле

$$P(t_р) \approx \frac{N_0 - n(t_р)}{N_0},$$

где N_0 — число узлов (агрегатов) насосной станции в начале эксплуатации;

$n(t_р)$ — число узлов (агрегатов), отказавших в течение времени $t_р$.

Функция $P(t_р)$ является убывающей функцией (рис. 14.2). При $t_р = 0$ $P(0) = 1$, а при времени работы $t = \infty$ $P(\infty) = 0$. Таким образом, $P(t_р)$ изменяется в пределах $0 \leqslant P(t_р) \leqslant 1$.

Частота отказов $f(t)$ есть отношение числа отказавших узлов (агрегатов) в единицу времени (месяц, год и т. д.) к первоначальному числу эксплуатируемых узлов (агрегатов) при условии, что отказавшие узлы не заменяются новыми и не восстанавливаются.

Приближенная формула

$$f(t) \approx \frac{\Delta n(t)}{N_0 \Delta t},$$

где $\Delta n(t)$ — число узлов (агрегатов), отказавших в интервале от $\left(t - \frac{\Delta t}{2}\right)$ до $\left(t + \frac{\Delta t}{2}\right)$ (где Δt — рассматриваемый интервал времени).

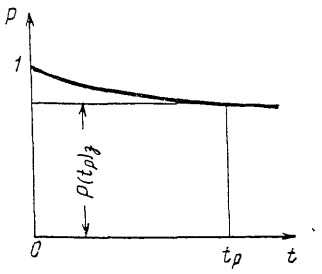


Рис. 14.2. Характер изменения вероятности $P(t_р)$ безотказной работы и определение технического ресурса $t_р$ по заданному ее значению

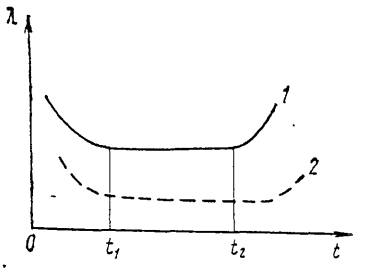


Рис. 14.3. Характер изменения интенсивности отказов $\lambda(t)$

Частота отказов характеризует надежность узлов (агрегатов) станции до их первого отказа. В применении к насосным агрегатам частота отказов характеризует надежность их действия до первого выхода агрегата из строя.

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ есть отношение числа отказавших узлов (агрегатов) в единицу времени к среднему числу узлов, продолжающих исправно работать.

Приближенная формула

$$\lambda(t) \approx \frac{\Delta n(t)}{N(t)\,\Delta t};$$

здесь $N(t) = \frac{N_{i-1} + N_i}{2}$, где N_{i-1} число исправно работающих узлов (агрегатов) в начале интервала времени Δt_i; N_i — число исправно работающих узлов в конце интервала времени Δt_i.

Обычный вид зависимости $\lambda(t)$ показан на рис. 14.3 (кривая *1*). Обращают на себя внимание три характерных участка кривой.

Первый участок — от пуска агрегата (станции) до t_1 называется приработочным периодом. Он отражает временную эксплуатацию агрегатов. Интенсивность отказов в этот период уменьшается.

Второй участок относится к нормальной эксплуатации (от t_1 до t_2) и начинается после приемки агрегатов в промышленную эксплуатацию. Характерен он относительным постоянством интенсивности отказов. В этот период производятся восстановительные плановые ремонты сооружений и оборудования, замена вышедших из строя деталей новыми.

Третий участок начинается от t_2 и характеризуется резким увеличением интенсивности отказов в основном из-за износа и старения деталей узлов или агрегатов.

Абсолютные значения интенсивности отказов зависят от режимов эксплуатации агрегатов. При работе насосов в наиболее благоприятных режимах в отношении кавитационных явлений, вибрации и динамических усилий кривая интенсивности (кривая *2*) будет отличаться от кривой *1*, снизится интенсивность отказов и повысится надежность действия оборудования.

Средняя наработка на отказ представляет собой среднеарифметическое время безотказной работы узла (агрегата) станции между соседними отказами:

$$t_0 = \frac{t_1 + t_2 + \ldots + t_n}{n} = \frac{\sum_{i=1}^{n} t_i}{n},$$

где t_1 — время безотказной работы до первого отказа;

t_2 — время работы между первым и вторым отказом;

t_n — время работы между $n-1$ и n отказом;

n — число отказов за время эксплуатации;

t_i — время безотказной работы до i-го отказа.

Средняя наработка на отказ характеризует повторяемость отказов узла (агрегата) при условии, что он восстанавливается (ремонтируется). Поэтому первоначальное число узлов (агрегатов) остается постоянным.

Коэффициент готовности $k_г$ представляет вероятность того, что в произвольно взятый момент времени агрегат (насосная станция) находится в работоспособном состоянии. В установившемся режиме эксплуатации он равен:

для агрегатов

$$k_г = \frac{t_0}{t_0 + t_{рем}} ;$$

для станции в целом

$$k_г^{ст} = \frac{\sum_{i=1}^{N_0} t_{0,\,i}}{\sum_{i=1}^{N_0} (t_0 + t_{рем})_i},$$

где $t_{рем}$ — средняя продолжительность ремонта.

С помощью показателей надежности можно решить ряд задач, представляющих практический интерес с точки зрения эксплуатации насосной станции. Так, на рис. 14.2 показано, как по заданному значению вероятности безотказной работы $P(t_р)_{зад}$ определяется технический ресурс или срок службы оборудования. В течение времени $t_р$ надежность агрегата (станции) будет не менее заданной.

Аналогичным образом можно обосновать необходимые сроки ревизий и ремонтов сооружений и периодичность поступления необходимых запасных деталей и частей. По количественным показателям надежности можно также сравнивать различные схемы компоновки насосной станции, решать задачи резервирования, находить оптимальные варианты обслуживания сооружений станций ремонтными бригадами и др.

Оценка надежности работы узлов, агрегатов и эксплуатации насосной станции в целом требует длительного и разностороннего наблюдения за работой оборудования. Персоналу станции необходимо с момента пуска первых агрегатов станции начинать систематическое накопление статистического материала. При этом особое внимание следует обращать на причины дефектов узлов и деталей и причины отказов, на снижение КПД подачи и напора насосов в процессе эксплуатации, на изменение во времени вибрации опорных узлов агрегатов и других параметров, на степень износа отдельных частей оборудования.

На основе этих данных подсчитываются показатели надежности эксплуатации агрегатов и станции в целом, разрабатываются мероприятия по повышению надежности эксплуатации и производится оценка эффективности этих мероприятий.

Требуемая надежность эксплуатации насосных станций систем водоснабжения и канализации может и должна обеспечиваться:

1) в процессе их проектирования:

резервированием насосного оборудования;

использованием агрегатов различной мощности;

наличием независимых источников энергоснабжения и нескольких линий водоводов;

установкой переключающих коллекторов и запорно-предохранительной арматуры в необходимом числе;

созданием запасных и резервных емкостей;

2) в процессе их строительства:

использованием высококачественных материалов и оборудования;

обеспечением требуемого качества работ и тщательного контроля при приемке готовых сооружений;

3) в процессе эксплуатации:

натурными (контрольно-сдаточными) испытаниями вновь вводимого оборудования; объем, своевременность и правильность проведения испытаний позволяют получить действительные параметры агрегатов, выявить наиболее экономичные и спокойные режимы и уточнить эксплуатационные характеристики; кроме того, эти испытания позволяют установить те ограничения параметров (по условиям, например, кавитации, вибрации и др.), соблюдение которых продлит срок агрегата;

выполнением правил технической эксплуатации и инструкций поставщиков оборудования; четкое знание их персоналом насосной станции и выполнение всех рекомендаций и предписаний предупреждает повреждения и аварии оборудования;

постоянным контролем за состоянием сооружений и оборудования; это позволяет своевременно выявить начало появления многих дефектов и ненормальностей в работе отдельных узлов и механизмов и предусмотреть мероприятия, обеспечивающие устранение этих дефектов;

организацией ремонтов и качественным их проведением; от правильной организации и своевременности ремонта или замены отдельных частей, состояние которых уже не отвечает надежной эксплуатации, зависит, сколько еще проработает насосный агрегат до следующего ремонта и с какими параметрами;

реконструкцией узлов сооружений и оборудования, переходом на более надежные схемы, заменой устаревших конструкций;

обучением и подготовкой эксплуатационного персонала, поднимающей технический уровень обслуживающего персонала;

рационализаторской и изобретательской работой на насосной станции.

§ 85. ИЗНОС ОБОРУДОВАНИЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Наличие развитых кавитационных явлений в тех или иных элементах проточной части насоса приводит к кавитационному разрушению поверхности его деталей. Интенсивность кавитационной эрозии зависит от формы кавитации, степени ее развития и продолжительности работы насоса в кавитационном режиме. Содержание взвешенных наносов в воде, перекачиваемой насосом, вызывает абразивное разрушение его рабочих органов. Интенсивность этого вида разрушения определяется концентрацией наносов, их гранулометрическим и минералогическим составом, формой частиц, длительностью воздействия взвесенесущего потока на детали насоса и материалом, из которого эти детали изготовлены. При одновременном воздействии кавитации и наносов общий износ насосов, как правило, увеличивается.

Технико-экономические последствия износа насосов вследствие кавитации и истирания взвешенными наносами проявляются двояко. Во-первых, это ухудшение энергетических характеристик насосов (снижение напора и КПД) и связанное с этим увеличение потребляемой электроэнергии. Если при этом принять во внимание, что стомость электроэнергии для насосных станций достигает 90% общих эксплуатационных расходов, то становится понятным, что поддержание высокого КПД оборудования имеет решающее значение для экономичности работы насосных станций. Во-вторых, это значительные затраты труда и материалов на ремонтные работы по устранению последствий износа деталей

проточной части насосов. Общие дополнительные затраты средств получаются столь большими, что приобретают самостоятельное технико-экономическое значение.

Ряд экспериментальных исследований и опыт эксплуатации насосов различных типов позволяет с определенной степенью точности установить наиболее характерные элементы проточной части насосов, подверженные кавитационной эрозии, абразивному разрушению и совместному кавитационно-абразивному износу.

Рабочим органом центробежных насосов, подверженным наиболее сильному износу, является лопастное колесо. Турбулентное перемешивание потока, вызываемое конструктивными особенностями колеса, а также содержание в воде нерастворенного воздуха и газов являются причинами возникновения и развития кавитации при давлениях в потоке, превышающих давление паров воды при данной температуре. Развитые кавитационные явления приводят к эрозионным разрушениям элементов колес. Интенсивность этих разрушений резко возрастает при содержании в воде взвешенных наносов.

На рис. 14.4, *а* показаны разрушения лопастей и наружного диска рабочего колеса центробежного насоса консольного типа, вызванные взаимодействием кавитационной эрозии и абразивного воздействия взвешенных частиц. На рис. 14.4, *б, в* показаны разрушения элементов центробежных насосов с рабочими колесами открытого типа и двустороннего входа.

Отводы центробежных насосов подвержены лишь абразивному износу, при этом максимальная интенсивность износа наблюдается в зоне так называемого расчетного сечения (в местах сопряжения спиральной части и напорного патрубка). Особую группу составляют детали, изнашивающиеся в результате движения взвесенесущей воды из напорной полости в область с меньшим давлением, — уплотнения, сальниковые устройства, подшипники и т. д.

Характерные места износа рабочих органов осевых насосов показаны на рис. 14.5. Наиболее сильному разрушению подвержены внутренние поверхности камер рабочих колес. Вследствие отрыва потока, вызванного несоответствием угла набегания потока и угла установки лопаток, возможно в отдельных случаях усиленное разрушение лопаток выправляющего аппарата.

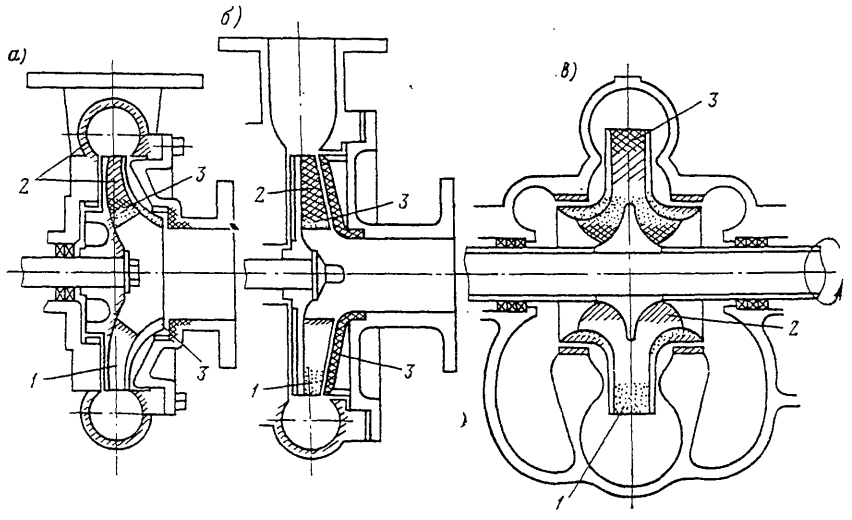


Рис. 14.4. Карта износа рабочих органов центробежных насосов

1—область кавитационной эрозии; *2*—области абразивного износа; *3*—области совместного воздействия кавитации и наносов

Интенсивность износа элементов проточной части насосов вследствие кавитации и истирания взвешенными наносами находится в прямой зависимости от режимов работы. Выбор режимов работы агрегатов с учетом экономичности их эксплуатации и создания оптимальных условий для защиты от кавитационно-абразивного износа оборудования в большинстве случаев является сложной задачей, для обоснованного решения которой в начальный период эксплуатации насосной станции на основе анализа конкретных условий должны быть проведены следующие мероприятия:

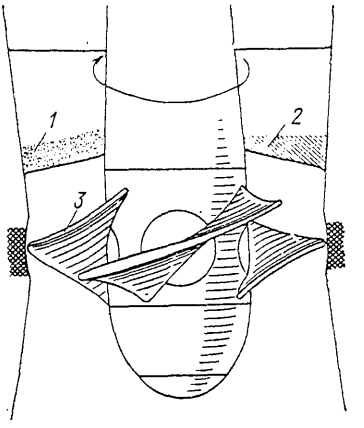


Рис. 14.5. Карта износа рабочих органов осевого насоса (см. экспликацию к рис. 14.4)

1) найдены режимы работы насосов, удовлетворяющие максимальной экономичности работы станции в целом и исключающие вообще или ослабляющие интенсивность кавитационно-абразивного разрушения деталей;

2) выявлены режимы работы, наиболее опасные с точки зрения кавитационно-абразивного разрушения оборудования;

3) определена экономически оправданная продолжительность межремонтного периода эксплуатации с учетом изменения энергетических характеристик оборудования вследствие износа (см. рис. 14.1) и стоимости капитально-восстановительного ремонта.

Поскольку интенсивность кавитационного и абразивного разрушения, как это установлено многочисленными исследованиями, находится в прямой степенной зависимости от скорости потока, то уменьшение подачи насоса ниже расчетного значения может в какой-то мере продлить межремонтный период эксплуатации. Однако при соблюдении требований водопотребителя это приводит к увеличению числа агрегатов на станции и может быть рекомендовано лишь после всестороннего рассмотрения и экономического сравнения возможных вариантов.

Знание механизма кавитационно-абразивного разрушения в сочетании с анализом характера и особенностей движения потока через рабочие органы позволяет в отдельных случаях повысить износостойкость и продлить межремонтный период эксплуатации насосов за счет изменений в конструкции их проточной части[1].

Многочисленные научно-исследовательские работы, проведенные в лабораторных и натурных условиях, а также обширный опыт отечественного и зарубежного гидромашиностроения указывают на возможность существенного повышения износостойкости насосов путем изготовления их деталей из материалов, способных противостоять кавитации и абразивному воздействию наносов.

В силу своей экономичности наибольшее распространение в насосостроении получили чугун и углеродистые нелегированные стали. Однако их износостойкость невелика.

В условиях кавитационной эрозии хорошо зарекомендовали себя алюминиевая и марганцевая бронза. Благодаря этому, а также из-за своей высокой антикоррозионности они находят довольно широкое применение при изготовлении деталей центробежных насосов, особенно рабочих колес. Однако из-за относительно низких прочностных показателей из бронзы изготовляют только детали небольших размеров. Детали крупных центробежных и осевых насосов, работающих в условиях кавитации, изготовляют из железоуглеродистых сплавов.

При слабой интенсивности кавитационного воздействия применяют низколегированные стали 20ГСЛ; при средней интенсивности кавитационной эрозии хорошо зарекомен-

[1] Карелин В. Я. Износ лопастных гидравлических машин от кавитации и наносов. М., «Машиностроение», 1970.

довали себя нержавеющая сталь 20Х13 НЛ и стали мартенситного класса 1Х13 и 2Х13. В жестких кавитационных условиях высокую сопротивляемость эрозии показала нестабильная хромомарганцевая аустенитная сталь 30Г10Х10, самоупрочняющаяся при пластических деформациях.

Наблюдения, проведенные в условиях гидроабразивного изнашивания, показывают, что легированные стали обладают большей сопротивляемостью к воздействию взвешенных наносов, чем углеродистые. В этом отношении они являются предпочтительными, как и при выборе материала для деталей, подверженных кавитационной эрозии. Весьма незначительна абразивная износостойкость бронзы, что, несомненно, объясняется ее сравнительно невысокой твердостью.

Абразивная износостойкость чугуна, по данным ВНИИГидромаша, может изменяться в широких пределах в зависимости от его химического состава и способа обработки. Если износостойкость серого чугуна сравнительно невелика, то сплавы белого мартенситового чугуна и термически обработанный высокохромистый чугун по своей сопротивляемости абразивному износу лучше углеродистых сталей.

Сложность состава, высокая стоимость высоколегированных сталей и цветных сплавов делают нерациональным их применение в массивных деталях, работающих в условиях кавитационно-абразивного воздействия. Поэтому используют обычный чугун, литую бронзу и толстолистовую сталь, которые имеют низкую кавитационно-абразивную стойкость. При изготовлении деталей насосов из этих материалов довольно широко применяют метод покрытия их рабочих поверхностей более стойкими к кавитационно-абразивному износу материалами — нержавеющими сталями и алюминиевой бронзой, а также специальными сплавами, наносимыми на поверхность основного металла электродной наплавкой. Все большее распространение получают такие материалы, как нейлон, резина и пластмассы. Поверхность изнашиваемой детали защищается покрытием из этих материалов, периодически восстанавливаемым по мере износа. Основной материал детали при этом не изнашивается.

§ 86. ПРОФИЛАКТИЧЕСКИЙ И КАПИТАЛЬНЫЙ РЕМОНТ ОБОРУДОВАНИЯ

Планово-профилактический и капитальный ремонт оборудования насосных станций проводится в соответствии с положением о проведении ремонтов, утвержденным Госстроем СССР, а также с «Правилами технической эксплуатации водопроводов и канализации», утвержденными приказом по Министерству коммунального хозяйства РСФСР.

Наблюдение за состоянием насосного и электрического оборудования, арматурой, аппаратурой и электродвигателями проводится обслуживающим персоналом. Дежурный персонал и руководители эксплуатационных бригад обязаны записывать все замеченные недостатки в сменные журналы.

Текущий ремонт проводят для предохранения оборудования насосных станций от преждевременного износа и от аварий; заключается этот ремонт в устранении мелких повреждений и неисправностей. Все работы по текущему ремонту подразделяются на две группы:

а) профилактический ремонт, заранее планируемый по объему и времени его исполнения;

б) непредвиденный ремонт, выполняемый в срочном порядке.

Текущий ремонт осуществляется силами эксплуатационного персонала насосной станции или силами ремонтных бригад под руководством главного инженера или начальника насосной станции.

В соответствии с «Правилами технической эксплуатации водопроводов и канализации» осмотр технического состояния насосов, электродвигателей, контрольно-измерительной аппаратуры должен производиться ежемесячно.

Перечень работ, относящихся к текущему ремонту, приведен в «Положении о проведении планово-предупредительного ремонта водопроводно-канализационных сооружений». На основании этого документа на насосной станции составляют календарный план профилактического

осмотра оборудования, который утверждает главный инженер управления водопровода или канализации.

При проведении профилактического осмотра и ремонта оборудования составляют подробную дефектную ведомость замеченных неисправностей и журнал осмотра и ремонта оборудования.

Вывод насосного агрегата на профилактический осмотр и ремонт предварительно согласуется с диспетчером. После отключения агрегата снимают оперативный ток и проводят все необходимые мероприятия, предусмотренные правилами технической эксплуатации и правилами техники безопасности обслуживания электроустановок промышленных предприятий, в соответствии с планом проведения работ.

При профилактическом ежемесячном осмотре необходимо обращать особое внимание на вращающиеся винтовые соединения (гайки соединительных фланцев вала и т. д.), а также на болтовые соединения по разъему корпуса насоса, фланцевые соединения всасывающих линий, буксы сальника и на другие детали насоса.

Во время осмотра электродвигателя необходимо следить, чтобы двигатель был чистым и в него не попадали вода и масло. Продувать машину сухим сжатым воздухом следует не реже одного раза в месяц. Особо тщательно нужно следить за чистотой подшипников, обмоток, масляных ванн, контактных колец, коллектора, щеток, токоподводов и вентиляционных каналов.

Чистоту масла проверяют при профилактическом осмотре не реже одного раза в месяц — показателем для его замены является потемнение, накопление воды и грязи или повышенный нагрев подшипников. Заменять масло следует не реже одного раза в полгода у электродвигателей и не реже одного раза в квартал у насосов. Текущий ремонт производится за счет эксплуатационных расходов и включается в промфинплан насосной станции.

План капитального ремонта оборудования составляют на основе данных профилактического осмотра и контроля энергетических характеристик насосного агрегата и утверждают в вышестоящей организации.

В процессе капитального ремонта заменяют изношенные конструкции, узлы и детали. По экономическим соображениям иногда целесообразно вместо капитального ремонта установить новые насосные агрегаты, имеющие более высокий КПД. За счет средств капитального ремонта можно производить наладочные работы по автоматизации управления насосными агрегатами, а также наладочные работы по интенсификации и установлению оптимального режима работы насосной станции.

При остановленном насосе проверяют и при необходимости заменяют: а) рабочее колесо; б) подшипники (у крупных вертикальных насосов проверяют состояние подшипника и зазора между вкладышем подшипника и шейкой вала); в) торцовое резиновое уплотнение; г) вкладыш резинового подшипника; д) шейку вала, покрытую нержавеющей сталью (у крупных вертикальных насосов). Защитная пленка вала (в зоне подшипника и торцового уплотнения) из нержавеющей стали весьма быстро выходит из строя. Во время капитального ремонта насоса защитную пленку наносят вновь методом электросварки под слоем углекислого газа с последующей проточкой на токарном станке и шлифовкой.

Если во время эксплуатации насосного агрегата замечено попадание воды в масляные ванны, то при проведении капитального ремонта необходимо произвести испытание маслоохладителя на отсутствие течи.

Маслоохладители сначала испытывают до установки в крестовины двигателя. Вторично их испытывают после установки (совместно с собранным в пределах двигателя водопроводом) гидравлическим давлением 0,3 МПа в течение 5 мин.

Пуск агрегата после ремонта производится в следующем порядке:

а) хлорируют и промывают корпус насоса и участки всасывающих и напорных линий до задвижек отключения;

б) при получении заключения химической лаборатории о допуске агрегата к эксплуатации дежурный в присутствии производителя работ тщательно осматривает оборудование агрегата, оформляет акт на окончание работ и закрывает наряд;

в) восстанавливают гидравлическую схему агрегата;

г) собирают электрическую схему.

После выполнения указанных работ и получения разрешения приступают к испытанию агрегата на холостом ходу по утвержденной программе. По окончании предварительных испытаний по согласованию с диспетчером насосный агрегат включают под нагрузку. Через 72 ч агрегат останавливают, и производитель работ совместно с начальником насосной станции или начальником подъема вторично осматривают насосный агрегат и при отсутствии дефектов составляют акт о вводе агрегата в эксплуатацию.

Ассигнования на капитальный ремонт выделяются за счет амортизационных отчислений с основных фондов.

§ 87. НАТУРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ АГРЕГАТОВ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Сложный характер движения жидкости в насосах, невозможность выдержать одновременно все критерии подобия при моделировании кавитационных явлений, меняющиеся физические свойства и состояние перекачиваемой жидкости в значительной мере затрудняют пересчет результатов модельных испытаний и уменьшают его точность. В результате этого, а также вследствие возможных незначительных отклонений при изготовлении и монтаже отдельных элементов проточного тракта энергетические и кавитационные показатели различны не только у натурных и модельных насосов, но, в известных пределах, и у натурных насосов одной серии. Поэтому окончательный, технически обоснованный вывод об индивидуальных особенностях рассматриваемого насоса можно сделать лишь на основании его натурных испытаний. В процессе испытаний определяют оптимальные режимы эксплуатации и пределы бескавитационной работы, а также накапливают данные для совершенствования конструкций проектируемых насосов.

Измерение подачи. Объемную подачу Q измеряют на выходе из насоса после мест отбора жидкости на собственные нужды насоса (охлаждение, промывку, смазку). Для измерения подачи небольших насосов в натурных условиях можно пользоваться различными стандартными расходомерами и устройствами (сопло, диафрагма). Если система, в состав которой входит испытываемый насос, не имеет постоянного расходомера, то он может быть установлен временно. Приемный резервуар любой правильной формы, который может быть отделен от водоисточника, уравнительный резервуар, бак водонапорной башни, отстойники и даже фильтры некоторых конструкций могут быть использованы в качестве емкости для замера подачи объемным способом. В большинстве случаев возможна временная установка специальных тарированных емкостей.

Измерение подачи мощных центробежных и особенно осевых насосов в натурных условиях может оказаться весьма затруднительным. Точность устанавливаемых на насосных станциях эксплуатационных расходомеров бывает, как правило, недостаточной, особенно для кавитационных испытаний. Кроме того, предпочтительно не пользоваться этими расходомерами, так как в натурные испытания входит проверка правильности их тарировки и надежности работы. Высокие подачи насосов, большие габаритные размеры их проточной части и конструктивные

особенности крупных насосных станций исключают возможность применения объемного или весового способов.

Основным способом определения подачи крупных насосов при натурных испытаниях в настоящее время является вертушечный, при котором расход подсчитывается по полям скоростей, построенным с помощью гидрометрических вертушек. Поток воды в створе замера скоростей должен быть без завихрений и с возможно малой пульсацией. В мерном створе не должно быть обратных течений при всех испытываемых режимах работы насоса. Применительно к водопроводным насосным станциям лучшими створами для замера расхода вертушками являются внешние напорные трубопроводы, водовыпускные сооружения, отводящие каналы или лотки при обеспечении в них достаточной по величине и равномерной по сечению скорости.

Измерение напора. Напор насоса H определяют по формуле (2.3), пользуясь показаниями манометра на выходном патрубке и вакуумметра (или манометра, если насос установлен с подпором) на входном патрубке.

Эта формула может быть преобразована следующим образом:

для фланцевых насосов

$$H = 0{,}102\frac{p_{\text{м.к}} \pm p_{\text{м.н}}}{\rho} + 0{,}0827\,Q^2\left(\frac{1}{d_{\text{к}}^4} - \frac{1}{d_{\text{н}}^4}\right) + (z_{\text{м.к}} - z_{\text{м.н}}); \qquad (14.1)$$

для погружных насосов или насосов, имеющих всасывающую трубу,

$$H = 0{,}102\frac{p_{\text{м.к}}}{\rho} + 0{,}0827\,\frac{Q^2}{d_{\text{к}}^4} \pm z_{\text{м.к}}, \qquad (14.2)$$

где $p_{\text{м.н}}$ и $p_{\text{м.к}}$ — показания приборов давления, соединенных соответственно с входом и выходом, Па;

$d_{\text{н}}$ и $d_{\text{к}}$ — внутренние диаметры всасывающего и напорного патрубков в местах измерения, м;

$z_{\text{м.н}}$ и $z_{\text{м.к}}$ — вертикальные отметки положения приборов, соединенных с входом и выходом, м.

Знак «минус» в формуле (14.1) соответствует положительному избыточному давлению, знак «плюс» — разрежению.

Знак «плюс» в формуле (14.2) соответствует расположению манометра над свободной поверхностью, знак «минус» — под свободной поверхностью жидкости в приемном резервуаре.

Для измерения давлений (разрежений) при натурных испытаниях насосов применяют жидкостные манометры, вакуумметры и мановакуумметры класса точности не ниже 1. При измерении давления в трубопроводах или в других напорных водоводах давление отбирают из трех-четырех закольцованных точек, для чего измерительную аппаратуру присоединяют к трубопроводу с помощью коллектора.

Измерение мощности. Поскольку в рабочих условиях, как правило, нельзя отделить насос от привода, то его мощность N определяют путем измерения мощности, потребляемой приводным двигателем, с учетом его КПД, значения которого либо известны, либо могут быть установлены опытным путем непосредственно на месте.

При использовании в качестве привода электродвигателей трехфазного тока основными методами измерения потребляемой ими мощности, в зависимости от схемы присоединения нейтрали двигателя к сети или заземлению, являются способы двух и трех ваттметров, при которых учитывается активная мощность независимо от равномерности нагрузки фаз.

Ввиду повышенных требований к точности электроизмерительных

приборов, а также к точности их трансформаторов обычные контрольно-измерительные приборы, устанавливаемые на щитах управления, не применимы для натурных кавитационных испытаний. Применяемые для этой цели ваттметры, счетчики и трансформаторы питания приборов должны иметь класс точности не ниже 0,2.

Мощность насоса N при известной электрической мощности на зажимах двигателя $N_{дв}$ определяется по формуле

$$N = \eta_{дв} N_{дв},$$

где $\eta_{дв}$ — КПД двигателя при данном режиме работы.

Измерение частоты вращения. В процессе снятия характеристик насоса измерение частоты вращения является обязательным не только потому, что эксплуатационная частота вращения может отличаться от той, при которой насос испытывался в заводской лаборатории, но и потому, что она может несколько изменяться с нагрузкой, т. е. зависеть от подачи. Вследствие этого частоту вращения всегда следует замерять прецизионным измерительным устройством, например калиброванным тахометром или электрическим счетчиком.

На основании полученных в процессе натурных испытаний данных подсчитывают остальные параметры, характеризующие работу насоса и его кавитационные качества.

Коэффициент полезного действия насоса η определяют как отношение полезной мощности $N_п$ к мощности насоса по формуле

$$\eta = \frac{N_п}{N} 100\%.$$

Полезную мощность подсчитывают по замеренным значениям полного напора и подачи

$$N_п = \frac{\rho g Q H}{1000}.$$

Значения кавитационного запаса Δh вычисляют по известным формулам (см. § 13), которые могут быть существенно упрощены применительно к условиям эксплуатации испытываемого насоса.

В соответствии с требованиями ГОСТ 6134—71 при испытаниях на стенде каждая характеристика должна быть определена в интервале от нуля до подачи, по величине не менее чем на 10% большей максимальной.

При натурных испытаниях допускается снимать характеристики в рабочем интервале подач при кавитационном запасе, определяемом условиями эксплуатации, но не меньшем допустимого кавитационного запаса. Число подач, при которых производятся замеры, должно быть не менее 16, причем подачи в соседних точках должны отличаться не более чем на 8% номинальной подачи.

Режим работы насоса регулируют с помощью задвижки или затвора, установленного на отводящем трубопроводе.

При испытаниях центробежных насосов начинать снимать характеристики следует с нулевой подачи (при закрытой задвижке); насосов других типов (диагональных, осевых, вихревых, лабиринтных и т. п.) — с максимальной подачи.

ГЛАВА 15.

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 88. УДЕЛЬНЫЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ И ИХ ОПРЕДЕЛЕНИЕ

Основными экономическими показателями работы насосной станции являются коэффициент полезного действия насосной станции и удельный расход электроэнергии (или условного топлива).

Коэффициентом полезного действия насосной станции называется отношение полезной энергии, передаваемой перекачиваемой жидкости, к энергии, потребляемой электродвигателями всех агрегатов. Определяется этот коэффициент по формуле

$$\eta_{н.с} = \frac{N_{пл.н.с}}{N_{пт.н.с}}, \tag{15.1}$$

где $N_{пл.н.с}$ — полезная мощность насосной станции, кВт·ч;

$N_{пт.н.с}$ — потребляемая мощность насосной станции, кВт·ч.

Если насосная станция работает равномерно в течение суток, подавая расход Q, м³/с, при давлении p, кПа, то полезную мощность насосной станции можно определить по формуле

$$N_{пл.н.с} = Q p T, \tag{15.2}$$

где T — время работы насосных агрегатов.

Потребляемая мощность насосной станции определяется по формуле

$$N_{пт.н.с} = \frac{Q p T}{\eta_а}, \tag{15.3}$$

где $\eta_а$ — коэффициент полезного действия насосных агрегатов:

$$\eta_а = \eta_н \eta_{пр} \eta_{дв}.$$

Из выражений (15.1) — (15.3) получим:

$$\eta_{н.с} = \eta_а.$$

Это выражение справедливо, если на насосной станции установлены однотипные насосные агрегаты. Если на станции установлены разнотипные насосы, имеющие различные КПД насосов и электродвигателей, то КПД насосной станции следует определять по формуле

$$\eta_{н.с} = \frac{Q}{\frac{Q_1}{\eta_{а.1}} + \frac{Q_2}{\eta_{а.2}}}, \tag{15.4}$$

где Q_1 — подача одного насосного агрегата;

Q_2 — подача другого насосного агрегата;

$Q = Q_1 + Q_2$ — подача насосной станции;

$\eta_{а.1}$ — КПД одного насосного агрегата;

$\eta_{а.2}$ — КПД другого насосного агрегата;

$$\eta_{а.1} = \eta_{н.1} \eta_{дв.1} \text{ и } \eta_{а.2} = \eta_{н.2} \eta_{дв.2};$$

$\eta_{пр}$ принимаем равным 1.

При ступенчатой работе насосной станции полезная мощность станции равна отношению суммы полезных мощностей всех ступеней работы к сумме израсходованной энергии при всех ступенях работы насосной станции.

Предположим, что на насосной станции II подъема с трехступенчатым режимом работы установлены три однотипных насосных агрегата

(рис. 15.1). Один насос работает t_1 ч в сутки и подает Q_1 м³/с при давлении p_1 кПа, имея $\eta_{а,1}=\eta_{н,1}\eta_{дв,1}$; два насоса работают параллельно в течение t_2, ч в сутки и подают Q_2, м³/с при давлении p_2, кПа, имея $\eta_{а,2}=\eta_{н,2}\eta_{дв,2}$; три насоса работают параллельно в течение t_3 ч в сутки и подают Q_3 м³/с, при давлении p_3 кПа, имея $\eta_{а,3}=\eta_{н,3}\eta_{дв,3}$; $t_1+t_2+t_3+\ldots=24$ ч.

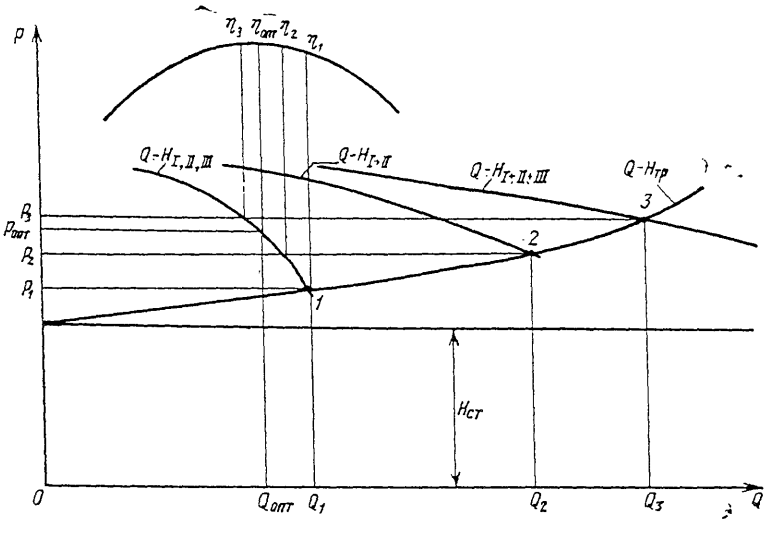


Рис. 15.1. Характеристики ступенчатой работы насосной станции с тремя рабочими агрегатами

В этом случае получим КПД станции как частное от деления полезной энергии, кВт·ч, на энергию, затраченную электродвигателями насосных агрегатов при перекачивании жидкости, кВт·ч:

$$\eta_{н.с}=\frac{Q_1 p_1 t_1+Q_2 p_2 t_2+Q_3 p_3 t_3}{\frac{Q_1 p_1 t_1}{\eta_{а,1}}+\frac{Q_2 p_2 t_2}{\eta_{а,2}}+\frac{Q_3 p_3 t_3}{\eta_{а,3}}}. \qquad (15.5)$$

При работе разнотипных насосов КПД насосной станции определяют по формуле

$$\eta_{н.с}=\frac{Q_1 p_1 t_1+Q_2 p_2 t_2+Q_3 p_3 t_3}{\frac{Q_1 p_1 t_1}{\eta_{а,1}}+\left(\frac{Q_1}{\eta_{а,1,2}}+\frac{Q_2}{\eta_{а,2}}\right)p_2 t_2+\left(\frac{Q_1}{\eta_{а,1,3}}+\frac{Q_2}{\eta_{а,2,3}}+\frac{Q_3}{\eta_{а,3}}\right)p_3 t_3},$$

где $\eta_{а,1}=\eta_{н,1}\eta_{дв,1}$ — КПД первого агрегата при одиночной работе;

$\eta_{а,1,2}=\eta_{н,1,2}\eta_{дв,1,2}$ — КПД первого агрегата при параллельной работе со вторым агрегатом;

$\eta_{а,2}=\eta_{н,2}\ \eta_{дв,2}$ — КПД второго агрегата при параллельной работе с первым агрегатом;

$\eta_{а,1,3}=\eta_{н,1,3}\eta_{дв,1,3}$ — КПД первого агрегата при параллельной работе с третьим и вторым агрегатами;

$\eta_{а,2,3}=\eta_{н,2,3}\eta_{дв,2,3}$ — КПД второго агрегата при параллельной работе с первым и третьим агрегатами;

$\eta_{а,3}=\eta_{н,3}\eta_{дв,3}$ — КПД третьего агрегата при параллельной работе с первым и вторым агрегатами.

При определении КПД насосной станции большое значение имеет правильный учет расходования электроэнергии, который, как правило, производят отдельно по каждому насосному агрегату и записывают в журнал работы агрегата, где отмечают и режим его работы, т. е. подачу воды и манометрический напор.

Фактический расход электроэнергии, кВт·ч, за время T можно определить из выражения

$$A_{\Phi} = \left(\frac{Q_1 p_1 t_1}{\eta_{a,1}} + \frac{Q_2 p_2 t_2}{\eta_{a,2}} + \frac{Q_3 p_3 t_3}{\eta_{a,3}} \right) T. \qquad (15.6)$$

Обычно стоимость подачи воды водопроводными и канализационными насосными станциями определяют исходя из годовых эксплуатационных расходов и годового объема поданной воды. Поэтому T принимают равным 365 дням. Однако первый член равенства (15.6) представляет собой расход электроэнергии в сутки максимальной подачи, а насосная станция в течение года, в отдельные дни может подавать минимальный или средний объем воды. Для определения фактического годового расхода электроэнергии М. С. Заневский предлагает ввести коэффициент, равный 0,85, т. е.

$$A_{\Phi}^{\text{год}} = 0{,}85\, A_{\text{макс}}^{\text{год}}.$$

Вторым наиболее важным экономическим показателем работы насосной станции является удельный расход электроэнергии — отношение фактически израсходованного количества электроэнергии к полезной работе, совершаемой насосами за то же время, т. е.

$$a = \frac{N_{\text{пт}}}{N_{\text{пл}}},$$

или

$$a = \frac{Q p}{\eta_{\text{н.с}} Q p} = \frac{1}{\eta_{\text{н.с}}}. \qquad (15.7)$$

Если расход энергии определить в кВт·ч и отнести его к полезной работе в виде произведения тысячи тонна-метров поданной воды, то удельный расход электроэнергии станет числом именованным, равным:

$$N_{\text{уд}} = \frac{2{,}724}{\eta_{\text{н.с}}}. \qquad (15.8)$$

Значением $N_{\text{уд}}$ называется теоретическая удельная норма расхода электроэнергии.

Теоретической удельной нормой расхода электроэнергии является расход электроэнергии, кВт·ч, на подачу 1000 т перекачиваемой жидкости на высоту 1 м при режиме работы насоса и электродвигателя с максимальным КПД.

Удельную норму расхода электроэнергии для насосного агрегата можно определить по формуле

$$N_{\text{уд}} = \frac{2{,}724}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{дв}}}. \qquad (15.9)$$

Анализ равенства (15.9) показывает, что удельная норма расхода электроэнергии обратно пропорциональна КПД насосного агрегата. Известно, что КПД насосного агрегата (см. § 19) уменьшается при применении способа регулирования подачи насоса дросселированием на напорном патрубке. Уменьшение КПД насосного агрегата приводит к увеличению расхода электроэнергии и, следовательно, к ухудшению экономических показателей работы насосной станции.

Принимая паспортные значения $\eta_{\text{н}}$ и $\eta_{\text{дв}}$, можем получить теоретическую удельную норму расхода электроэнергии для насосного агрегата. Сравнивая фактический удельный расход электроэнергии в данных условиях работы агрегата с теоретическим удельным расходом, можно судить об экономическом эффекте работы агрегата. Например, из выражения (15.9) можно определить КПД насоса:

$$\eta_{\text{н}} = \frac{2{,}724}{N_{\text{уд}} \eta_{\text{дв}}}.$$

Из опыта эксплуатации насосных агрегатов известно, что электродвигатель не изменяет своего КПД с течением времени и его значение можно принимать по паспорту. Зная фактическую удельную норму расхода электроэнергии, можно определить фактический КПД насоса. Сравнение определенного КПД насоса с паспортным покажет, насколько изменилась энергетическая характеристика насоса. КПД насоса необходимо определять после окончания монтажа насоса перед сдачей его в эксплуатацию, так как бывают отклонения фактического КПД насоса от паспортных данных.

Например, определим теоретическую удельную норму расхода электроэнергии для насосного агрегата, состоящего из насоса 30В и электродвигателя ВДС 213/34-12. По паспорту КПД насоса 88%, КПД электродвигателя 92%; в соответствии с формулой (15.9) имеем:

$$N_{уд} = \frac{2{,}74}{0{,}88 \cdot 0{,}92} = 3{,}38.$$

Фактическая удельная норма расхода электроэнергии насосного агрегата 3,63. Принимая, что КПД электродвигателя практически не изменяется за время эксплуатации, определим КПД насоса:

$$\eta_н = \frac{2{,}74}{3{,}63} = 0{,}76,$$

т. е. КПД насоса уменьшился на 12%.

В этом случае необходимо произвести ревизию насосного агрегата и установить причины уменьшения КПД насоса.

Для выявления изменений КПД насоса рекомендуется периодически (на станциях I подъема — два раза в год; на станциях II подъема — один раз в год или в два года) производить испытания работы агрегата с определением энергетических характеристик насоса.

Удельная норма расхода электроэнергии является основным показателем для планирования подачи электроэнергии на питание насосной станции. Пользуются и еще одним показателем — коэффициентом использования мощности (рабочей и установленной).

Коэффициентом использования рабочей мощности называется отношение фактически израсходованной энергии $A_ф$ в течение рассматриваемого периода к той энергии, которую могли израсходовать рабочие агрегаты, если бы они работали в течение 24 ч в оптимальном режиме $A^{р.а}_{опт}$, т. е. при подаче $Q_{опт}$ и давлении $p_{опт}$, соответствующих максимальному КПД:

$$\eta_{исп.р.м} = \frac{A_ф}{A^{р.а}_{опт}},$$

где

$$A_ф = \frac{Q\,p\,m\,t}{\eta_а};$$

$$A^{р.а}_{опт} = \frac{Q_{опт}\,p_{опт}\,m \cdot 24}{\eta^{макс}_а};$$

здесь m — число рабочих агрегатов;

t — время работы агрегатов.

Следовательно,

$$\eta_{исп.р.м} = \frac{Q}{Q_{опт}} \; \frac{p}{p_{опт}} \; \frac{\eta^{макс}_а}{\eta_а} \; \frac{t}{24}. \qquad (15.10)$$

Коэффициентом использования установленной мощности называется отношение фактически израсходованной энергии $A_ф$ к энергии, которую

израсходуют все установленные насосы, если будут работать с максимальным КПД:

$$\eta_{\text{исп.уст.м}} = \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \frac{p}{p_{\text{опт}}} \frac{m}{n} \frac{\eta_{\text{а}}^{\text{макс}}}{\eta_{\text{а}}} \frac{t}{24}, \qquad (15.11)$$

где n — число всех установленных насосов (рабочих и резервных).

§ 89. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ СРАВНЕНИЕ ВАРИАНТОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

При проектировании насосных станций различного назначения может быть намечено несколько технически равноценных вариантов, при которых полностью выполняются требования режима работы насосной станции и обеспечение требуемой подачи и напора, но различных по стоимости. Экономически обоснованный выбор проектных решений является одним из основных факторов повышения эффективности капитальных вложений.

Экономическому сравнению подлежат технически осуществимые варианты насосных станций, обеспечивающих ввод в действие основных фондов в нужный народному хозяйству срок, выполнение запланированных подачи и напора и требуемые санитарно-гигиенические условия труда обслуживающего персонала.

При проектировании насосных станций водоснабжения возникают вопросы: какую принять форму здания в плане; каким способом осуществить строительство; какого типа установить насосы; как их установить (под залив или в соответствии с допустимой высотой всасывания); какие принять число агрегатов, степень и вид автоматизации, режим работы станции; объем регулирующей емкости; нужна ли система охлаждения двигателей и т. д.

При проектировании насосных станций перекачивания сточной жидкости, осадков и илов возникают следующие вопросы: какую выбрать схему станции и форму здания в плане; каким способом осуществить строительство; где расположить станцию; какую принять высоту установки насосных агрегатов; какие выбрать системы взмучивания осадка и технического водоснабжения; каким способом обрабатывать задержанные отбросы; каким образом блокировать насосную станцию с другими сооружениями канализационной сети и т. д.

Вопрос о том, который из этих вариантов должен быть принят к строительству, необходимо решить путем технико-экономического сравнения. Оптимальный вариант выбирается на стадии составления проектного задания по следующим показателям: капитальные вложения (строительная стоимость), годовые эксплуатационные расходы (себестоимость годовой продукции и услуг).

При экономическом сравнении вариантов строительную стоимость насосной станции K определяют на основании сметной документации. Сметная стоимость строительства — это денежное выражение суммы затрат, необходимых для возведения насосной станции согласно проекту и для ввода в действие ее основных фондов, и плановых накоплений строительно-монтажных организаций. Порядок составления сметной документации определен временными инструкциями по разработке проектов и смет: а) для промышленного строительства (СН 202-69) и б) для жилищно-гражданского строительства (СН 401-69). Для облегчения составления смет и упрощения процесса согласования с подрядной организацией сметной стоимости и расчетов за выполненные работы постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР «Об улучшении проектно-сметного дела» был намечен план широкого внедрения прейску-

рантных цен на общественные и производственные здания, объекты водохозяйственного и других видов строительства[1].

К эксплуатационным расходам относят: стоимость электроэнергии, расходуемой на подачу воды; заработную плату обслуживающего персонала; стоимость текущего ремонта; амортизационные отчисления; мелкие и неучтенные расходы.

Стоимость электроэнергии. По этой статье учитывается стоимость производственного расхода электроэнергии на подъем воды.

Стоимость электроэнергии для работы установленных насосных агрегатов определяется по действующему для данной электроснабжающей организации тарифу двумя способами:

если общая присоединенная мощность электродвигателей и трансформаторов <100 кВ·А, то оплата производится по одноставочному тарифу — за израсходованную электроэнергию по счетчику;

если присоединенная мощность электродвигателей и трансформаторов $\geqslant 100$ кВ·А, то основная оплата израсходованной электроэнергии производится по двухставочному тарифу:

а) за установленную мощность высоковольтных электродвигателей и трансформаторов независимо от количества потребляемой электроэнергии;

б) за израсходованную электроэнергию — по счетчику.

Годовую стоимость электроэнергии, затрачиваемой насосными агрегатами, при равномерной круглосуточной работе насосной станции определяют по среднесуточной подаче насосной станции:

$$C_э = 0{,}1 \frac{Q p}{\eta_н \eta_{дв}} a,$$

где Q — среднесуточная подача воды насосной станцией, м^3;

p — давление воды, кПа;

a — стоимость электроэнергии, руб. за 1 кВт·ч;

$\eta_н$ — КПД насосов, определяемый по каталогу при заданной подаче и напоре;

$\eta_{дв}$ — КПД электродвигателей, принимаемый при мощности электродвигателя: до 10 кВт — 0,85; до 50 кВт — 0,9 и более 50 кВт — 0,92.

При соединении насоса с электродвигателем передачей какого-либо типа в знаменатель формулы вводят КПД передачи $\eta_{пр} = 0{,}94$.

Годовую стоимость электроэнергии, затрачиваемой насосными агрегатами при ступенчатом режиме работы насосной станции, следует определять по формуле

$$C_э = 0{,}85 \left(\frac{Q_1 p_1 t_1}{\eta_н \eta_{дв,1}} + \frac{Q_2 p_2 t_2}{\eta_{н,2} \eta_{дв,2}} + \ldots + \frac{Q_m p_m t_m}{\eta_{н,m} \eta_{дв,m}} \right) a,$$

где $Q_1, Q_2, \ldots, Q_m$ — подача воды насосной станцией соответственно в 1-й, 2-й, ..., m-й ступени работы станции, м^3/с;

$p_1, p_2, \ldots, p_m$ — давление насосов при соответствующих ступенях работы станции, кПа;

$t_1, t_2, \ldots, t_m$ — число часов работы насосов в году при соответствующих ступенях;

$\eta_{н,1}, \eta_{н,2}, \ldots, \eta_{н,m}$ — КПД насосов при соответствующих ступенях работы станции;

$\eta_{дв,1}, \eta_{дв,2}, \ldots, \eta_{дв,m}$ — КПД электродвигателей при соответствующих ступенях работы насосной станции.

Оплата установленной мощности электронасосных агрегатов высокого напряжения производится по их суммарной мощности, определяемой

[1] Экономика водопроводно-канализационного строительства и хозяйства. Под ред. проф. С. М. Шифрина. Л., Стройиздат, 1972.

по данным проекта электрооборудования. Суммарная мощность равна сумме мощностей рабочих и резервных агрегатов.

Мощность электродвигателей, кВ·А, рабочих агрегатов следует определять по формуле

$$N_{\text{р}} = \frac{Q\,p}{\eta_{\text{н}}\,\eta_{\text{дв}}\cos\varphi},$$

где Q — подача воды насосной станцией, м³/с;

p — давление воды, кПа;

$\eta_{\text{дв}}$ — КПД двигателя; принимают равным 0,92;

$\cos\varphi = 0{,}8$.

Мощность электродвигателей резервных агрегатов принимают в зависимости от класса надежности действия насосной станции и числа резервных агрегатов.

Стоимость установленной мощности высоковольтных электродвигателей следует определять по формуле

$$C_{\text{уст}} = (N_{\text{р}} + N_{\text{рез}})\,M,$$

где $N_{\text{р}}$ — мощность электродвигателей рабочих агрегатов, кВ·А;

$N_{\text{рез}}$ — мощность электродвигателей резервных агрегатов, кВ·А;

M — стоимость 1 кВ·А оплачиваемой установленной мощности, руб.

Оплачиваемую мощность трансформаторов $N_{\text{тр}}$, кВ·А, определяют по формуле

$$N_{\text{тр}} = \frac{P\,k\,N_{\text{р}}}{\cos\varphi},$$

где P — коэффициент, учитывающий трансформаторный резерв; принимается равным 1,5;

k — коэффициент, учитывающий электроосветительную нагрузку; принимается равным 1,05;

$N_{\text{р}}$ — сумма мощностей всех рабочих электродвигателей низкого напряжения;

$\cos\varphi = 0{,}9$.

Стоимость, руб., установленной мощности трансформаторов

$$C_{\text{уст.т}} = N_{\text{тр}}\,M.$$

На крупных насосных станциях, оборудованных электродвигателями высокого напряжения, все вспомогательные агрегаты (дренажные насосы, вакуум-насосы, дробилки и т. д.) имеют электродвигатели низкого напряжения. В этом случае стоимость суммарной установленной мощности определяют по формуле

$$C'_{\text{уст}} = (N_{\text{р}} + N_{\text{рез}} + N_{\text{тр}})\,M.$$

Заработная плата обслуживающего персонала. В эту статью включается основная и дополнительная заработная плата рабочих, непосредственно участвующих в обслуживании насосной станции. Число человеко-смен в сутки для обслуживания насосных станций определяется в зависимости от подачи насосной станции:

до 16 тыс. м³/сутки	3,5
от 16 тыс. до 50 тыс. м³/сутки	5,5
» 50 тыс. до 150 » »	7
свыше 150 тыс. м³/сутки	9

Приведенный расчет относится к насосным станциям с ручным управлением, на которых должен быть свой обслуживающий персонал. В эти расчеты включены трудовые затраты на работу по текущему ремонту, выполняемые слесарем-ремонтником, слесарем по ремонту КПП и устройств автоматики.

Стоимость текущего ремонта. Эта стоимость определяется в вид отчислений от стоимости капитальных вложений и принимается дл зданий насосных станций 2,2%; для оборудования 3,8%.

Амортизационные отчисления. Средства, предназначенные как н полное, так и на частичное возмещение (капитальный ремонт) прои водственных затрат, принимаются по нормам амортизационных отчисл ний в процентах к балансовой стоимости. Усредненные амортизацион ные отчисления для насосных станций от стоимости капитальных вло жений принимают для зданий 3,5%; для оборудования 12%.

Мелкие и неучтенные расходы. В эксплуатационных расходах необ ходимо учитывать неучтенные расходы, отдельный подсчет которых не целесообразен ввиду их малого размера или затруднителен, а именно оплата услуг нанимаемого транспорта, оплата отопления, освещени и вентиляции помещений, расходы на содержание участков, на приобре тение инвентаря и пр. Неучтенные расходы принимают равными 3% о суммы эксплуатационных расходов.

По результатам определения капитальных и эксплуатационных зат рат проводят экономическое сравнение рассматриваемых вариантов При сравнении вариантов может оказаться, что $K_1 > K_2$ и $C_1 > C_2$ В этом случае не возникает теоретических и методических сложностей так как совершенно очевидно, что второй вариант экономичнее первого и по капитальным вложениям и по эксплуатационным расходам.

Однако в практике технико-экономического сравнения конкурирующих вариантов наиболее часто получается, что по одному варианту капиталовложения больше, а эксплуатационные расходы меньше, т. е.

$$K_1 > K_2, \text{ а } C_1 < C_2 \text{ или } K_1 < K_2, \text{ а } C_1 > C_2.$$

При различных соотношениях капитальных вложений на строительство насосной станции и эксплуатационных расходов экономическое сравнение вариантов производят по методу окупаемости дополнительных капитальных вложений за счет экономии на эксплуатационных расходах. Срок τ, в течение которого экономия от эксплуатационных затрат компенсирует дополнительные капиталовложения, называется сро ком окупаемости. Нормативный срок окупаемости τ устанавливается директивными органами. Величину наиболее выгодного срока окупаемости устанавливают исходя из суммы условий, диктуемых экономикой социалистического хозяйства нашей страны. При проектировании насосных станций обычно принимают τ равным 7—10 годам.

Фактический срок окупаемости определяется из выражения

$$T = \frac{K_1 - K_2}{C_2 - C_1}. \qquad (15.12)$$

Если фактический срок окупаемости больше нормативного $T > \tau$, вариант с бо́льшими капиталовложениями неэкономичен, т. е. лучшим оказывается второй вариант. Если $T < \tau$, вариант с бо́льшими капиталовложениями экономичнее, т. е. лучшим будет первый вариант.

Формула (15.12) позволяет сравнивать варианты попарно. При сравнении нескольких вариантов их экономическую оценку следует проводить путем сравнения приведенных затрат $З$.

Приведенные затраты представляют собой сумму эксплуатационных затрат и капитальных вложений, приведенных к одинаковой размерности в соответствии с нормативом эффективности:

$$З = C + K/\tau \text{ или } З = C + EK,$$

где E — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений.

Наивыгоднейшим является вариант с наименьшими приведенными затратами.

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ НАПОРА НА МЕСТНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ (ПО ДАННЫМ Н. Н. ПАВЛОВСКОГО И ДР.)

Потери напора на местные сопротивления определяются по формуле

$$h_м = \zeta \frac{v^2}{2g},$$

где v — скорость движения воды, м/с;

ζ — коэффициент местного сопротивления;

$\frac{v^2}{2g}$ — скоростной напор, м.

В зависимости от вида сопротивления (см. рисунок) коэффициенты местных сопротивлений следует принимать:

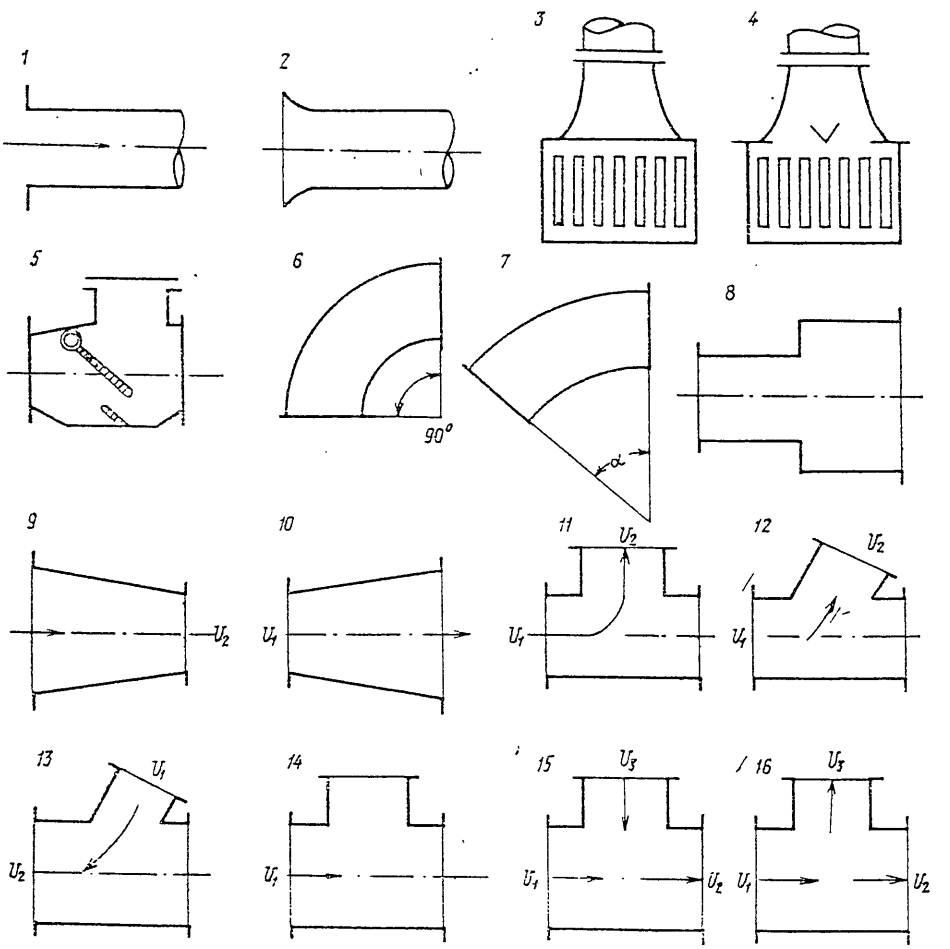


схема 1	— вход в трубу без расширения . . .	$\zeta = 0{,}5$
» 2	— плавно очерченный вход в трубу . .	$\zeta = 0{,}1 \cdots 0{,}2$
» 3	— приемная сетка без клапана	$\zeta = 2 \cdots 3$
» 4	— приемный клапан с сеткой	$\zeta = 5 \cdots 8$
» 5	— обратный клапан	$\zeta = 1{,}7$
» 6	— колено с углом 90° по нормальному сортаменту	$\zeta_к = 0{,}5 \cdots 0{,}6$
» 7	— колено с углом α	$\zeta = \frac{\alpha}{90} \zeta_к$

схема *8* — выход из трубы в резервуар или в канал под уровнем	$\zeta = 1;\ h = \zeta \frac{v_1^2}{2g}$
» *9* — переход суживающийся (по нормальному сортаменту)	$\zeta = 0{,}1;\ h = \zeta \frac{v_2^2}{2g}$
» *10* — переход расширяющийся (по нормальному сортаменту)	$\zeta = 0{,}25;\ h = \zeta \frac{v_1^2}{2g}$
» *11* — тройник в направлении ответвления	$\zeta = 1{,}5;\ h = \zeta \frac{v_2^2}{2g}$
» *12* — в ответвлении при косом тройнике .	$\zeta = 1;\ h = \zeta \frac{v_2^2}{2g}$
» *13* — в ответвлении при входе в магистраль	$\zeta = 0{,}5;\ h = \zeta \frac{v_2^2}{2g}$
» *14* — в магистрали при отсутствии расхода в ответвлении	$\zeta = 0{,}1;\ h = \zeta \frac{v_1^2}{2g}$
15 и *16* — в ответвлении при соединении и разделении потоков	$\zeta = 1{,}5;\ h = \zeta \frac{v_3^2}{2g}$

ПРИЛОЖЕНИЕ II

РАСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ДЛЯ СТАЛЬНЫХ И ЧУГУННЫХ ТРУБ, ВЫЧИСЛЕННЫЕ ПО ФОРМУЛЕ Ф. А. ШЕВЕЛЕВА

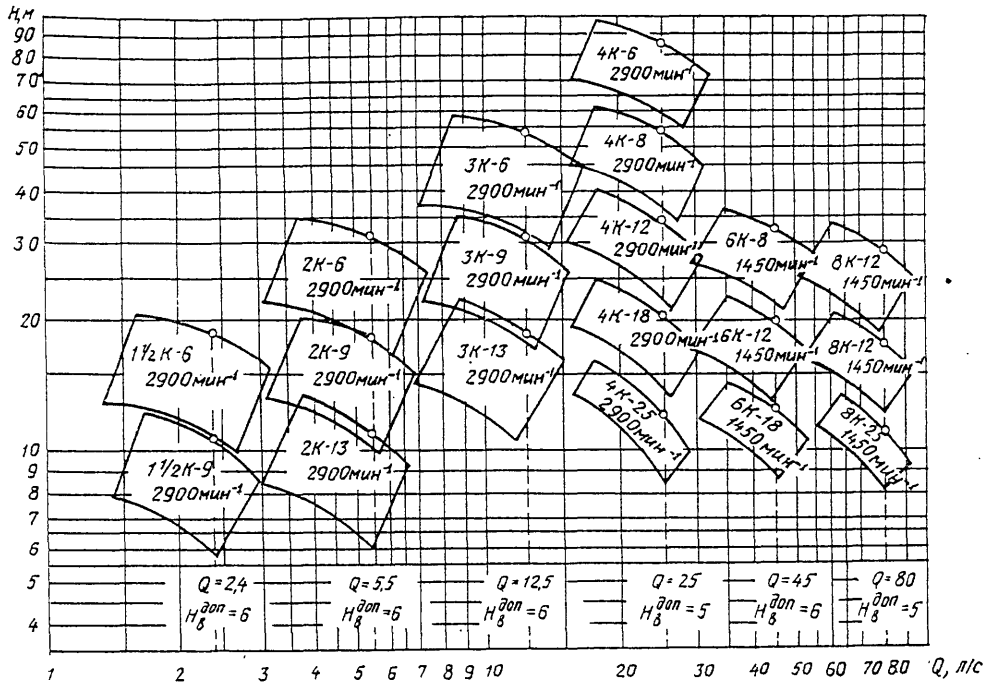
Диаметр условного прохода d_0, мм	Q, м³/с	Диаметр условного прохода d_0, мм	Q, м³/с
100	119,8	600	0,01859
125	53,88	700	0,009119
150	22,04	800	0,004622
175	15,09	900	0,002504
200	5,149	1000	0,001447
250	1,653	1200	0,0005651
300	0,6619	1400	0,0002547
350	0,2948	1500	0,0001776
400	0,1483	1600	0,0001268
500	0,04692		

Удельные сопротивления определены по формуле

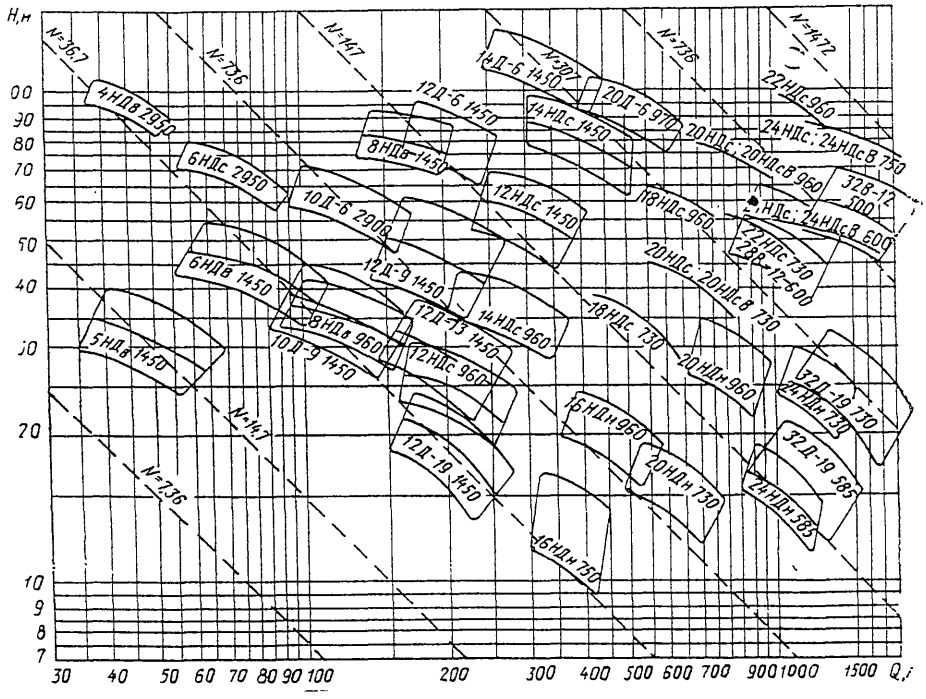
$$S_0 = \frac{0{,}001478}{d_p^{5{,}226}},$$

где d_p — внутренний расчетный диаметр труб, м.

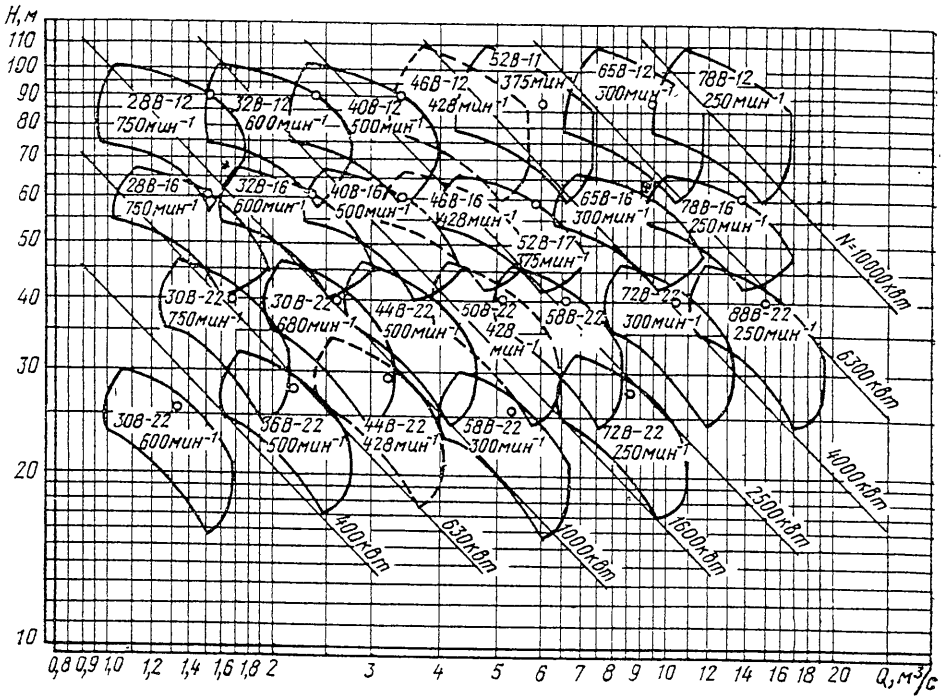
СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ $Q-H$ НАСОСОВ ТИПА К



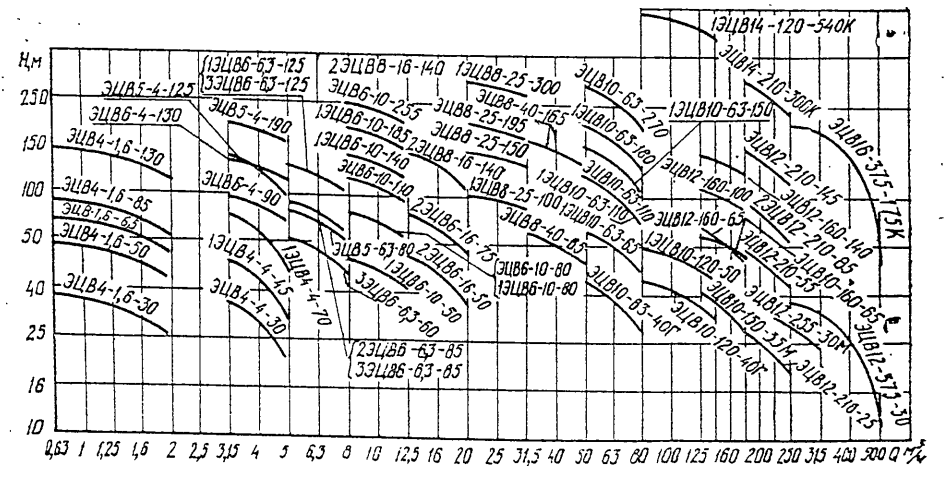
СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ $Q-H$ НАСОСОВ ТИПОВ Д И НД



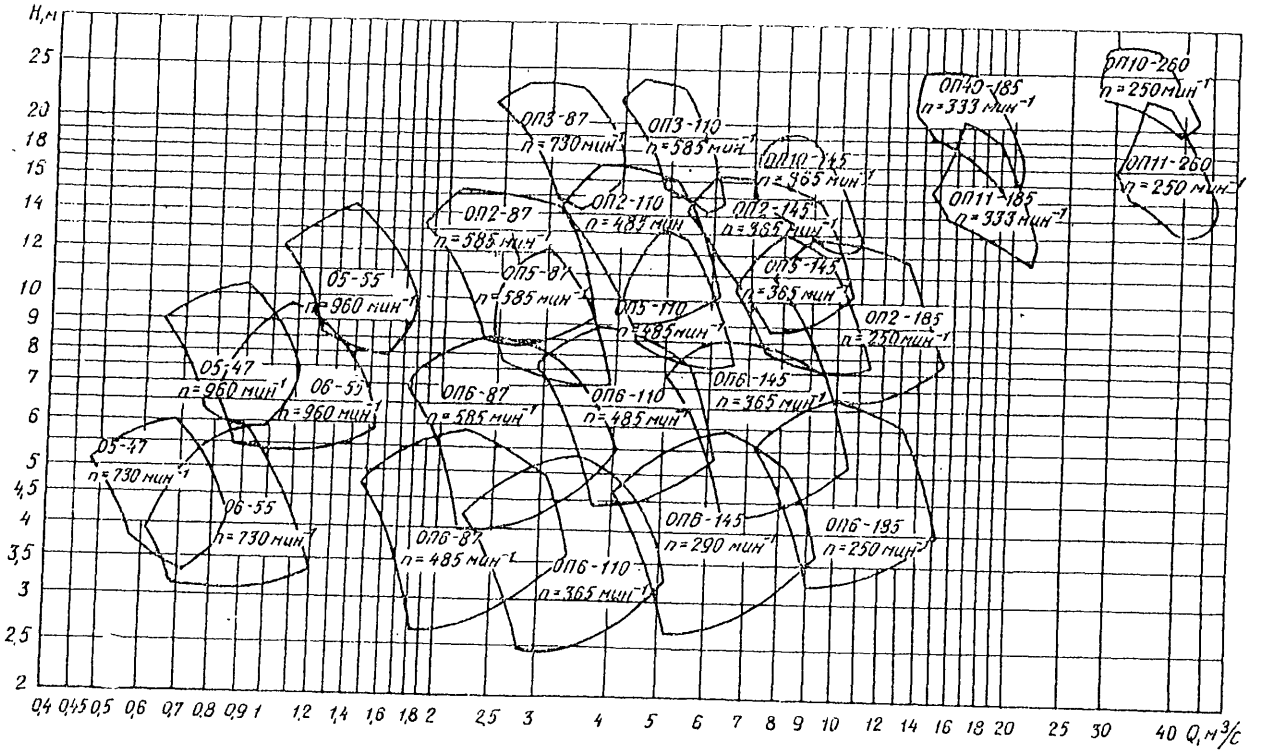
СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ $Q-H$ НАСОСОВ ТИПА B



СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ $Q-H$ НАСОСОВ ТИПА ЭЦВ



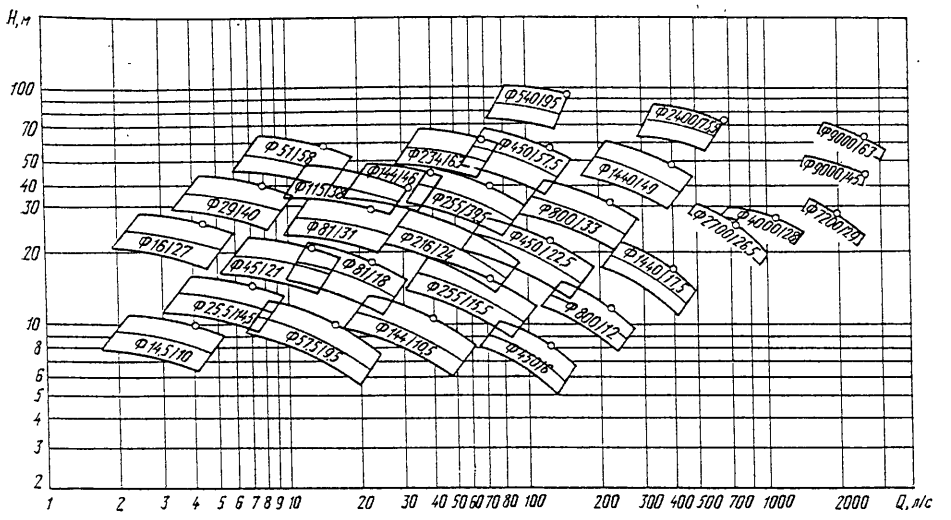
СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ $Q-H$ НАСОСОВ ТИПОВ О И ОП



ПРИЛОЖЕНИЕ VIII

СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ $Q-H$ НАСОСОВ ТИПА Гр и Гру

СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ $Q-H$ НАСОСОВ ТИПОВ Ф И ФВ



Список литературы

Абрамов Н. Н. Передача воды на дальние расстояния. М., Госстройиздат, 1963.

Абрамов Н. Н. Водоснабжение. М., Стройиздат, 1974.

Абрамов Н. Н., Поспелова М. М. Расчет водопроводных сетей. М., Госстройиздат, 1962.

Брежнев В. И., Воробьев В. Ф., Кедровский В. К. Эксплуатация водопроводных сооружений. М., Стройиздат, 1973

Владиславлев Л. А. Надежность гидротурбин. М., «Энергия», 1970.

Евилевич А. З. Осадки сточных вод, удаление, обработка, использование. М. — Л., Стройиздат, 1965.

Жумахов И. М. Насосы, вентиляторы и компрессоры. М., Углеиздат, 1958.

Каменев П. Н. Гидроэлеваторы в строительстве. М., Стройиздат, 1964.

Карелин В. Я. Насосы и насосные станции для водоснабжения и орошения. М., Стройиздат, 1966.

Карелин В. Я. Износ лопастных гидравлических машин от кавитации и наносов. М., «Машиностроение», 1970.

Карелии В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. М., «Машииостроение», 1975.

Кривченко Г. И. Насосы и гидротурбины. М., «Энергия», 1970.

Ломакин А. А. Центробежиые и осевые насосы. М. — Л., «Машиностреиие» 1966.

Малишевский Н. Г., Кондратьев Н. А., Алешко П. И., Малова Н. М. Водопроводные и канализациоиные насосы и насосные станции. Изд. Харьковского ГУ, 1960.

Минаев А. В. Испытание насосных агрегатов крупных насосных станций. — «Труды конференции МИСИ нм. В. В. Куйбышева». М., 1970.

Минаев А. В., Прозоров И. В. Исследование потерь напора в коммуникациях насосных станций. — «Труды конференции МИСИ им. В. В. Куйбышева». М., 1969.

Насосы. Каталог-справочник. 3-е изд. М., «Машиностроение», 1960.

Насосы осевые типа О, ОП и центробежные вертикальные типа В. Каталог-справочник. М., Цинтихимнефтемаш, 1970.

Новохатний В. Г. Анализ надежиости насосных станций систем подачи и распределения воды. ВиСТ, 1972, № 8

Попкович Г. С. Основы автоматизации систем водоснабжения и канализации. М., Стройиздат, 1970.

Проблемы надежности систем водосиабжения. М., МИСИ им. В. В. Куйбышева, 1973.

Прозоров И. В., Минаев А. В., Николадзе Г. И. Гидравлика, водоснабжение и канализация городов. М., «Высшая школа», 1975.

Справочник по специальиым работам. Трубы, арматура и оборудованне водопроводно-канализационных сооружений. М., Стройиздат, 1970.

Справочник проектировщика. Водоснабжение населенных мест и промышленных предприятий. М., Стройиздат, 1967.

Турк В. И. Насосы и насосные станции. М., Госстройиздат, 1961.

Флоринский М. М., Рычагов В. В. Насосы и насосные станцни. М., «Колос», 1967.

Хохловкин Д. М. Глубиниые насосы для водопонижения и водоснабжения. М., «Недра», 1971.

Чиняев И. А. Лопастные насосы. Справочное пособие. Л., Машгиз, 1973.

Шабалин А. Ф. Эксплуатация промышленных водопроводов. М., «Металлургия», 1972.

Шигорин Г. Г., Ясман Л. М., Лысь М. Ш., Знаменский В. А. Проектирование и строительство канализаций (опыт Ленинграда). М. — Л., Стройиздат, 1971.

Шифрин С. М. Экономика водопроводно-канализационного строительства и хозяйства. М. — Л., Стройиздат, 1972.

Щеглов К. А. Насосные стаиции для перекачки сточиых вод и осадков. М., Изд-во МКХ РСФСР, 1975.

Юфин А. П. Гидравлика, гидравлические машины и гидропровод. М., «Высшая школа», 1965.

Яковлев С. В., Калицун В. И. Механическая очистка сточных вод. М., Стройиздат, 1972.

Яковлев С. В., Карелии Я. А., Жуков А. И., Колобанов С. К. Канализация. М., Стройиздат, 1975.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Автомодельность 41
Агрегат насосный 175
— резервный 161
Аппарат выправляющий 10
— направляющий 56, 72
Аппаратура контрольно-измерительная 143

Б

Башня водонапорная 64, 74, 153
Бернулли теорема 46
— уравнение 9, 18, 24, 26
Бетононасос 111
Блок агрегатный 120, 254
Бронедиск 108

В

Вакуумметр 146
Вакуум-насос 98, 137
Вал 81, 83, 85, 87, 96
— трансмиссионный 86, 96
Ваитуз 234
Вентури сопло 145, 233
Вибрация 50
Водозабор 115, 116
Водомер 144
Воздуходувка 99
Воздухосборник 98
Втулка защитная 80, 107
Выключатель масляный 251
Выпуск грязевой 234
Высота верхнего строения 180
— всасывания вакуумметрическая 47,59
— — геометрическая 47,156
— — допустимая 51, 163, 179
— — критическая 53
— машинного здания 179, 230
— подъема 19, 154, 157, 228
Вязкость жидкости 41

Г

Гидромуфта 69, 71, 94
Гипотеза о стройном течении 29
График ввода потребления 151, 154, 155
— работы насосной станции 151

Д

Давление абсолютное 51
— атмосферное 22, 48
— избыточное 47
— критическое 49
— на входе в насос 24
— на поверхности лопасти 9, 38, 49
— насоса 26, 96
— насыщенных паров 49, 52
Датчик 262
Движение жидкости потенциальное 33
— — турбулентное 56
— — установившееся 34
Диаметр приведенный 42
— рабочего колеса 41
Диафрагма 145
Дробилка 224, 226

Е

Емкость аккумулирующая 151, 153, 217, 243

Ж

Жуковского теорема 9

З

Задвижка 130, 133
Заливка насоса 103, 136
Запас кавитационный 52
— минимальный 52
— противопожарный 149
Затвор 130
— дисковый 133
— плоский 131
Здание насосной станции 175, 185
Зона кавитационная 49, 277

И

Износ оборудования 277
Изолятор 252
Ил активный 247
Испытания натурные 282
Исследования экспериментальные 50, 52

К

Кавитация 49, 168, 277
Камера приемная 171
Канал межлопастный 7, 33, 35, 38, 96, 108
— переводной 32, 87
Карта износа 278
Каскад 70
Клапан нагнетательный 21
— обратный 135
— ударный 21
— шаровой 91
Класс надежности 160
Колесо рабочее 7, 12, 28, 80, 82, 85, 92, 96, 107
— — открытого поля 96
Коллектор 74, 171, 173
Компрессор 99
Контрезервуар 157
Корпус насоса 80, 83, 86, 93 94, 107, 108
Коэффициент быстроходности 43, 56, 86
— готовности 276
— запаса 53, 66, 127, 166
— использования мощности 288
— мощности 123, 167
— наполнения 13
— подобия 39
— полезного действия 6, 18, 22, 27, 42, 56, 59, 61, 68, 90, 165, 285
Коэффициент полезного действия гидравлический 27, 38
Коэффициент полезного действия механический 27
Коэффициент полезного действия объемный 13, 27
Коэффициент потерь 57, 65
— расхода 102
— стеснения 29, 31
Кран козловой 143
— мостовой 140
Кран-балка 141
Критерий подобия 40

Л

Ломакина формула 42

М

Манометр 146, 263
Масса жидкости 34
— насоса 45
— приводного двигателя 35
Момент внешних сил 36
— динамического воздействия 36
— количества движения 35
Мощность 6
— насоса 26, 42, 44, 283
— электродвигателя 73, 165, 291
Муди формула 61
Муфта 82, 84
— электромагнитная 69, 71, 94

Н

Напор 5, 8, 18, 22, 24, 41, 44, 283
— всасывания избыточный 52
— манометрический 25
— насоса 25, 54, 60, 66, 228
— расчетный 155
— свободный 156
— статический 26, 74, 155
— теоретический 36, 54
— требуемый 64
Насосы быстроходные 44
— винтовые 17, 105, 111
— вихревые 10
— водокольцевые 97
— водоструйные 18, 24, 102, 137
— грунтовые 107
— диагональные 12
— диафрагменные 17, 110
— дозировочные 100
— классификация 5, 6, 22
— лабиринтные 106
— лопастные 6, 23
— объемные 12, 23
— осевые 9, 92
— параметры основания 5, 28, 34

Насосы песковые 109
— плунжерные 17
— поршневые 12, 15
— скважинные 87
— тихоходные 44
— фекальные 94
— химические 104
— центробежные 7, 12
— — вертикальные 84
— — двустороннего входа 82
— — консольные 80
— — многоступенчатые 8, 86
— — моноблочные
— шестеренные 17
— шнековые 22, 24
Неравномерность распределения емкости 38
Норма расхода электроэнергии 287

О

Область неустойчивой работы 58
Обтекание профиля 9,49
Осадок 246
Отвод 7, 91, 93
— лопастный 32
— спиральный 32
Отметка геодезическая 48, 163, 229
Отстойник 246
Отчисления амортизационные 292

П

Пар 49
Парабола 56, 61
Параллелограмм сокростей 30
— подобия 40
Паспорт насоса 57, 61
Плотность жидкости 24, 94
Поверхность тока 33
Подача 5, 42, 44, 54, 147, 282
— действительная 13, 22, 69
— идеальная 13, 54
— рабочая 63
— расчетная 56
— средняя часовая 148
— суммарная 76
— фактическая 75
— эрлифта 20
Подобие геометрическое 39
— динамическое 40
— кинематическое 40
Подпор 25, 47, 94
Подстанция трансформаторная 256
Подшипник 80, 84
Подъемник воздушный 19, 24
Покрытие защитное 96
Поле скоростей 40
Помпаж 100
Потери гидравлические 27, 38, 48, 55
— механические 27, 55
— напора 26, 64, 126, 156, 228
— объемные 27, 55
— энергии 38, 50, 55, 168
Правило параллелограмма 30
Предохранитель 253
Профиль 33
Пульсация давления 50

Р

Работа насосов параллельная 74, 76, 77
— — последовательная 78
Размеры машинного здания 178
Разъединитель 252
Расположение насосных агрегатов 175, 228
Растворонасос 110
Расход максимальный суточный 148
— электроэнергии 286
Регулирование работы насоса 68
— — — впуском воздуха 69
Регулирование работы насоса дросселированием 68
Регулирование работы насоса изменением частоты вращения 69, 94
Регулирование работы насоса перепуском жидкости 69
Режим водопотребления 150
— работы 48, 72, 147
— — критический 53
— — неустановившийся 51, 63
Резервуар приемный 216, 246
Рейнольдса число 40, 41
Реле 262
Ремонт оборудования 280
Решетка профилей 33
— сороудерживающая 125, 126, 213, 220
Рудиева формула 53

С

Сальник 80, 96, 97, 104, 129
Сетка сороудерживающая 88, 125, 128
Сеть водопроводная 64
Сила внешняя 35
— лобового сопротивления 9
— осевая 82
— подъемная 9, 12
— тяжести 35
— центробежная 7, 12
Система автоматики 261
— дренажа 139
— осушения 139
— охлаждения 148
— технического водоснабжения 138, 235
Скважина 116, 149, 197
Скорость абсолютная 28, 30, 55
— движения жидкости 24
— — смеси 20
— — поршня 13
— допустимая 127, 168, 174
— на бесконечности 34
— относительная 28, 30
— переносная 28, 30
Слой пограничный 38
Сопротивление трубопровода 65, 66
Срезка рабочего колеса 60
Станция автоматического управления 267
— аэрации 99
— насосная 5, 48, 72
— — водопроводная 114, 167
— — — второго подъема 113, 117, 150, 157, 161, 193
— — — первого подъема 72, 86, 94, 113, 148, 155, 161, 186
— — — повысительная 113, 117, 203
— — — циркуляционная 113, 119, 205
— — канализационная 94, 119
— — — главная 114, 209, 242
— — — районная 114, 210
— — передвижная 207
Стоимость электроэнергии 290
Струхаля число 40
Схема автоматического управления 265
— электрических соединений 253

Т

Таль 140
Таран гидравлический 21, 24
Теорема об изменении моментов количества движения 34
Теория подобия 39
Точка режимная 57, 62, 63, 64, 73, 76
Траектория движения 29
Трансформатор измерительный 253
— силовой 248
Треугольник скоростей 33
Труба всасывающая 48, 172
Трубопровод всасывающий 7, 31, 48, 67, 168, 231
Трубопровод напорный 7, 21, 67, 88, 173, 231

У

Угол атаки 49
— между направлением абсолютной и переносной скоростей 30
Угол наклона шнека 22
— поворота кривошипа 13
— установка лопастей 10, 39, 72
Удар гидравлический 21, 50
Уплотнение гидравлическое 80, 104
— колеса 80, 85
Уравнение неразрывности 29
Уровень свободной поверхности 26, 46, 47, 49, 72, 261
Условие радиального входа 36
Устаиовка насосных агрегатов 182, 183, 230
Устройство распределительное 256

Ф

Формулы пересчета 41, 43
Форсунки 20
Фруда число 40
Фундамент 182

Х

Характеристика водосточника 72
— насоса 54
— — восходящая 58
— — крутопадающая 58
— — пологая 58
— — приведенная 66
— — рабочая 57
— — стабильная 58
— — теоретическая 55
— — универсальная 60, 93
— трубопровода
Хорда профиля 33

Ц

Циркуляция скорости 37

Ч

Части фасонные 130
Частота включения насосов 151
— вращения 22, 41, 44, 54, 59, 284
— тока 70
Число лопастей конечное 38, 55
— ниток трубопровода 171, 173
— решеток 223
— устанавливаемых насосов 160

Ш

Шаг лопастей 30
Шероховатость поверхности 39, 42
Шипы 252

Э

Эйлера уравнение 36
— число 40
Эксплуатация насосных станций 270
— основные положения 270
— параметры надежности 272
Электродвигатель асинхронный 10,70, 121
— многоскоростной 70, 94
— постоянного тока 69
— синхронный 10, 124
Электрообогрев решеток 127
Энергия 18
— кинетическая 33
— механическая 28
— удельная
Эрлифт 19
Эрозия кавитационная 50, 278
Эффект осветления 246

Оглавление

Стр.

Предисловие 3
Раздел первый. НАСОСЫ 5
Глава 1. **Назначение, принцип действия и области применения насосов различных типов** 5
§ 1. Основные параметры и классификация насосов 5
§ 2. Схемы устройства и принцип действия лопастных насосов 7
§ 3. Схемы устройства и принцип действия объемных насосов 12
§ 4. Схемы устройства и принцип действия струйных насосов и водоподъемников 17
§ 5. Достоинства и недостатки насосов различных типов 22
Глава 2. **Рабочий процесс лопастных насосов** 24
§ 6. Напор, развиваемый насосом 24
§ 7. Мощность насоса, коэффициент полезного действия 26
§ 8. Кинематика движения жидкости в рабочих органах насосов 28
§ 9. Основное уравнение насоса. Теоретический напор 34
§ 10. Влияние действительного характера движения жидкости в рабочем колесе насоса на значение теоретического напора 37
§ 11. Подобие насосов. Формулы пересчета и коэффициент быстроходности 39
§ 12. Высота всасывания насосов 46
§ 13. Кавитация в насосах. Допустимое значение высоты всасывания . . . 49
Глава 3. **Характеристики и режим работы лопастных насосов** 54
§ 14. Теоретические характеристики насосов 54
§ 15. Рабочие характеристики насосов и способы их получения 57
§ 16. Изменение характеристик насосов при изменении частоты вращения и геометрических размеров колеса 59
§ 17. Неустановившиеся и переходные режимы работы насосов 63
Глава 4. **Совместная работа насосов и сети** 64
§ 18. Характеристика трубопровода и фактическая подача насоса 64
§ 19. Регулирование работы насосов 68
§ 20. Влияние гидрологических характеристик водоисточника и конструктивных особенностей сети на режим работы насосов 72
§ 21. Параллельная работа насосов 74
§ 22. Последовательная работа насосов 78
Глава 5. **Конструкции насосов, применяемых для водоснабжения и канализации** 80
§ 23. Центробежные насосы консольного типа 80
§ 24. Центробежные насосы двустороннего входа 82
§ 25. Центробежные вертикальные насосы 84
§ 26. Многоступенчатые центробежные насосы 86
§ 27. Скважинные насосы 87
§ 28. Осевые насосы 92
§ 29. Фекальные насосы 94
§ 30. Водокольцевые насосы 97
§ 31. Воздуходувки 99
§ 32. Насосы-дозаторы 100
§ 33. Водоструйные насосы 102
§ 34. Специальные насосы 104
Глава 6. **Насосы, применяемые при производстве строительных работ** . . . 107
§ 35. Грунтовые насосы 107
§ 36. Песковые насосы 109
§ 37. Диафрагмовые насосы 110
§ 38. Бетононасосы 111
§ 39. Винтовые пневматические насосы для цемента 111
Раздел второй. НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ 113
Глава 7. **Типы насосных станций систем водоснабжения и канализации** . . . 113
§ 40. Назначение насосных станций. Основные требования, предъявляемые к их сооружению и оборудованию 113
§ 41. Принципиальные схемы насосных станций 114
§ 42. Типы и конструкции насосных станций 119
Глава 8. **Основное энергетическое и вспомогательное оборудование насосных станций** 121
§ 43. Приводные двигатели насосов различных типов 121
§ 44. Сороудерживающие устройства 125
§ 45. Трубы и фасонные части внутристанционных коммуникаций 128

Стр.
§ 46. Затворы, задвижки, клапаны 130
§ 47. Оборудование систем заливки насосов, технического водоснабжения, дренажа и осушения 136
§ 48. Подъемно-транспортное оборудование 140
§ 49. Контрольно-измерительная аппаратура насосных станций 143
Глава 9. **Выбор основного оборудования насосных станций** 147
§ 50. Расчет режима работы насосных станций I подъема 148
§ 51. Расчет режима работы насосных станций II подъема 150
§ 52. Особенности водохозяйственных расчетов промышленных насосных станций 155
§ 53. Определение расчетного напора 155
§ 54. Выбор типа и числа устанавливаемых насосов 160
§ 55. Определение допустимой высоты всасывания и отметки заложения фундамента насосного агрегата 163
§ 56. Определение мощности приводного двигателя 165
Глава 10. **Водопроводные насосные станции** 167
§ 57. Специфические особенности водопроводных насосных станций 167
§ 58. Всасывающие трубопроводы 168
§ 59. Напорные трубопроводы 173
§ 60. Расположение насосных агрегатов и определение основных размеров здания насосной станции 175
§ 61. Подземная часть здания насосной станции. Фундаменты и опорные конструкции 181
§ 62. Верхнее строение здания насосной станции 185
§ 63. Насосные станции I подъема 186
§ 64. Насосные станции II подъема 193
§ 65. Насосные станции и установки для забора подземных вод 197
§ 66. Повысительные насосные станции 203
§ 67. Циркуляционные насосные станции 205
§ 68. Передвижные насосные станции 207
Глава 11. **Канализационные насосные станции** 209
§ 69. Назначение канализационных насосных станций; их основные элементы 209
§ 70. Классификация канализационных насосных станций. Схемы устройства 210
§ 71. Приемные резервуары канализационных насосных станций 216
§ 72. Расположение насосных агрегатов 228
§ 73. Особенности устройства всасывающих и напорных трубопроводов 231
§ 74. Водоснабжение канализационных насосных станций 234
§ 75. Конструкции канализационных насосных станций 237
§ 76. Специальные типы канализационных насосных станций 242
Глава 12. **Электрическая часть насосных станций** 248
§ 77. Оборудование электрического хозяйства насосных станций 248
§ 78. Схемы электрических соединений 253
§ 79. Трансформаторные подстанции и распределительные устройства . . . 256
Глава 13. **Автоматизация насосных станций** 261
§ 80. Основные элементы систем автоматики 261
§ 81. Принципиальные схемы автоматического управления 265
§ 82. Примеры автоматизированных насосных установок и насосных станций 266
Глава 14. **Эксплуатация насосных станций** 270
§ 83. Основные положения правил технической эксплуатации насосных станций 270
§ 84. Параметры надежности эксплуатации и мероприятия по их повышению 272
§ 85. Износ оборудования насосных станций 277
§ 86. Профилактический и капитальный ремонт оборудования 280
§ 87. Натурные испытания агрегатов насосных станций 282
Глава 15. **Технико-экономические показатели насосных станций** 285
§ 88. Удельные технико-экономические показатели и их определение . . . 285
§ 89. Технико-экономическое сравнение вариантов при проектировании насосных станций 289
Приложения 293
Список литературы 299

9. 0291/1