

631.6
Р 95
УДК 631.672.2(075.8)

Р 95 Рычагов В. В. и Флоринский М. М.

Насосы и насосные станции. 4-е изд. М., «Колос», 1975.

416 с. с ил. (Учебники и учеб. пособия для высш. с.-х. учеб. заведений).

Содержание учебника соответствует программе курса «Насосы и насосные станции», утвержденной Главным управлением высшего и среднего сельскохозяйственного образования МСХ СССР. В новом издании (3-е вышло в 1967 г.) значительное внимание уделено конструкциям современных водоподъемных машин, их эксплуатационным особенностям. Рассмотрены различные схемы компоновки узлов насосных станций, различные типы сооружений узла: водозаборных устройств, зданий насосных станций, напорных трубопроводов и водовыпусков, условия их применения и работы.

Материалы по насосам и сооружениям изложены в соответствии с действующими ГОСТ и СНиП.

Р_и $\frac{40305-309}{035(01)-75}$ 264-75

631.6

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курс «Насосы и насосные станции» для гидромелиоративных институтов и факультетов должен дать будущему инженеру-гидротехнику знания в областях: проектирования насосных установок и станций для машинного орошения и осушения, сельскохозяйственного водоснабжения, водоотлива при гидромелиоративных работах, гидромеханизации; постройки насосных станций и сооружений, примыкающих к ним, для тех же объектов и их эксплуатации. В основу изложения курса положена механизация водоподъема в условиях сельского хозяйства.

Высшей стадией механизации является электрификация водоподъема с автоматизацией процессов управления агрегатами. Применение автоматики, в частности электроавтоматики, упрощает конструкцию машин и управление ими, повышает их производительность, резко сокращает численность обслуживающего персонала и расход энергии, обеспечивает точность в работе, уменьшает размеры отдельных сооружений, связанных с насосной станцией.

В настоящее время в Советском Союзе построено много крупных и мелких насосных станций мелиоративного назначения, а также для водоснабжения колхозов и совхозов.

Научно-исследовательские институты и промышленность создали крупные насосы и электродвигатели, приборы и аппараты управления этими машинами, внедрили автоматику и телемеханику на насосных станциях. Все это способствовало повышению эффективности работы станций, а сельскохозяйственные объекты получили в одних случаях воду (орошение и обводнение), в других, наоборот, путем отвода воды с территории (осушение) — дополнительные земли, раньше страдавшие от избыточного увлажнения, и др.

Дальнейшее расширение орошаемых и осушаемых площадей связано с применением машинного водоподъема. Это требует постановки широкого и систематического изучения работы построенных сооружений и насосных агрегатов, постоянного совершенствования машин, сооружений, систем и их эксплуатации.

Конечная цель — непрерывное повышение производительности труда, увеличение количества, разнообразие и повышение качества получаемой продукции, удовлетворение потребностей во всех областях народного хозяйства.

Книга «Проектирование насосных станций и испытание насосных установок» [46] служит дополнением учебника и является учебным пособием при выполнении студентами лабораторных, курсовых и дипломных работ.

Настоящее издание практически подготовлено к печати профессором, кандидатом технических наук В. В. Рычаговым после кончины профессора, доктора технических наук М. М. Флоринского.

Водоподъемные машины (в основном насосы) представляют собой группу гидравлических машин, которые передают протекающей внутри них жидкости полученную извне энергию. Благодаря этому жидкость поднимается на некоторую высоту или получает соответствующее давление.

Насос — машина, которая создает поток жидкой среды.

В большинстве случаев к насосу подводится механическая энергия. К насосам, работающим по этому принципу, относятся приводные и ручные объемные (поршневые, роторные и др.), динамические лопастные (центробежные, осевые, диагональные) и др.

К группе насосов, которые извне получают потенциальную или кинетическую энергию, заключенную в жидкой или газообразной среде, принадлежат струйные насосы, пневматические водоподъемники (эрлифты и др.), тараны, прямодействующие паровые насосы и т. д.

Насос — это одна из самых распространенных и широко применяемых в различных областях техники машин.

По принципам работы и конструкции рабочих органов насосы разделяются на две основные группы: объемные и динамические.

Объемные насосы работают по принципу, при котором жидкость перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса. Жидкость за каждый цикл подается определенными порциями — объемами.

В эту группу входят:

поршневые и плунжерные насосы с возвратно-поступательным движением рабочего органа — поршня (рис. 92, 94) или плунжера (рис. 93, 95);

роторные насосы с вращающимся рабочим органом (шестеренные, рис. 101);

крыльчатые насосы с возвратно-поворотным движением рабочего органа (крыла, рис. 105) и др.;

капиллярные, ленточные и шнуровые (рис. 121) водоподъемники;

водоподъемные колеса, поднимающие жидкость на необходимую высоту непосредственным ее перемещением в ковшах колеса; черпаковые водоподъемники — чигири, норрии и др.

Динамические насосы, в которых жидкость перемещается под силовым воздействием в камере, постоянно сообщаемой с входом и выходом насоса. В эту группу входят:

лопастные насосы, в которых жидкость перемещается путем обтекания лопастей вращающегося рабочего органа (рабочего колеса), насаженного на вал, оказывающих на нее силовое воздействие. Лопастные насосы бывают центробежные (рис. 8, 9, 12), диагональные (рис. 33) и осевые (рис. 28, 29);

вихревые насосы (рис. 110) (насосы трения), в которых жидкая среда перемещается по периферии рабочего органа-колеса в тангенциальном направлении. Особое вращающееся рабочее колесо имеет лопасти и канавки на периферии. Частицы жидкости в ячейках рабочего колеса при быстром его вращении увлекают за счет трения другие частицы жидкости, расположенные в боковых и по периметру колеса особых каналах в корпусе насоса. В результате происходит развитие тангенциальных скоростей в жидкости с одновременным образованием и разрушением вихрей (вихревой эффект) и действием на жидкость центробежных сил (центробежный эффект). Вследствие этого сложного процесса, протекающего внутри насоса, жидкость получает давление;

струйные — насосы трения (рис. 115), в которых жидкая среда перемещается под воздействием внешнего потока жидкости, газа или пара. Рабочая (подводимая извне) жидкость выходит из насадка с большой скоростью и сообщает поднимаемой жидкости также большую скорость (кинетическую энергию), которая в дальнейшем в диффузоре уменьшается и преобразуется в давление (потенциальная энергия). По подводимой жидкой среде и выполняемой работе различают следующие основные типы струйных насосов: эжектор, в котором подводимая извне энергия заключена в воздухе или газе; инжектор, который под действием пара подает воду в емкости, находящиеся под давлением, и гидроэлеватор, в котором рабочая жидкость — вода. К этому типу насосов относят и гидравлический таран, к которому подводится большое количество воды с малым напором, часть этой воды поднимается на большую высоту, и работа происходит за счет соударения и использования принципа гидравлического удара;

воздушные водоподъемники (нагнетательные эрлифты). Их применяют для подъема жидкости из глубоких скважин путем смешения ее с подаваемым в скважину от компрессора сжатым воздухом. С помощью такого смешения уменьшается средняя плотность жидкой среды, внутри водоподъемных труб образуется водовоздушная смесь, а вследствие этого возникает разность давлений внутри и вне труб, что обеспечивает подъем жидкости по закону сообщающихся сосудов;

вибрационные (рис. 117, 118) — насосы, в которых жидкая среда перемещается в процессе возвратно-поступательного движения. В них используют инерционные свойства поднимаемой жидкой среды. Рабочим органом является клапан-поршень, приводимый в действие механическим вибратором, имеющим возвратно-поступательное движение. Поднимаемой жидкости сообщаются колебательные движения в результате создания клапаном-поршнем попеременных усилий сжатия и разрежения, благодаря чему в жидкости возникают инерционные силы и вода поднимается. Имеется несколько типов вибрационных водоподъемников различной конструкции.

Водоподъемные машины (насосы) применяют для подъема воды на командные точки орошаемых полей, при поливе посевов дождеванием, для перекачки сбросных оросительных вод, для перекачки сточных вод из отводящих каналов или коллекторов в водоприемник (реку или канал) или для понижения грунтовых вод в результате откачки. В гидротехническом строительстве насосы используют при производстве работ, гидромеханизации, регулировании, откачках поверхностных и грунтовых вод. В сельском хозяйстве наиболее распространены центробежные, осевые, поршневые, струйные насосы и эрлифты. На отгонных пастбищах получили распространение ленточные и шнуровые водоподъемники. Остальные водоподъемные машины и аппараты применяются сравнительно редко.

За последние 25 лет развитие машинного орошения в СССР достигло больших размеров. В Украинской ССР построена и введена в

эксплуатацию Верхне-Ингулецкая насосная станция с водозабором из р. Ингулец, рассчитанная на форсированную подачу $34 \text{ м}^3/\text{с}$ при напоре насосов 63 м , на которой установлено семь агрегатов. Строится Каховская оросительная насосная станция с подачей $520 \text{ м}^3/\text{с}$, напором 26 м и 14 агрегатами.

В республиках Средней Азии и Казахстане построено много насосных станций машинного орошения. Наиболее крупные из них:

насосные станции Голодностепской оросительной системы, где головная станция имеет подачу около $36 \text{ м}^3/\text{с}$ и напор до 100 м ;

оросительные системы Аму-Бухарского канала, имеющего несколько насосных станций, из которых в первую очередь наиболее крупной является Хамзинская насосная станция, имеющая семь агрегатов, подачу около $66 \text{ м}^3/\text{с}$ и напор около 45 м ;

насосная станция Шерабатской оросительной системы с шестью агрегатами, подачей около $100 \text{ м}^3/\text{с}$ и напором до 28 м ;

канал Иртыш — Караганда общей протяженностью первой очереди более 400 км и каскадом из 22 насосных станций большой подачи.

В РСФСР построены и эксплуатируются в Ростовской области Азовская насосная станция для питания Азовского машинного канала, насосные станции на Нижне-Донском канале, крупные насосные стационарные и плавучие станции на Волге и водохранилищах. Большое развитие механический водоподъем получил в Молдавской ССР и на Кавказе.

В Прибалтийских республиках введены в эксплуатацию осушительные насосные станции с различной подачей. В колхозах и совхозах механическая подача воды осуществляется для водоснабжения и полива овощей дождеванием.

В перспективе намечается строительство большого числа мелких, крупных и уникальных насосных станций для орошения в Поволжье, переброски стока сибирских и северных рек для пополнения водных ресурсов в реках европейской части СССР, республик Средней Азии и др.

В настоящее время важное значение приобретает строительство гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС) для покрытия пиков графиков энергетической нагрузки, которые увеличиваются с ростом энергопотребления. Задача ГАЭС, используя дешевую энергию в провалах графиков энергопотребления, накачивать в устроенные на верхних отметках специальные бассейны воду и использовать последнюю для выработки электроэнергии в пики энергетической нагрузки. ГАЭС оборудуют обратимыми насосо-турбинными агрегатами.

В связи с этим следует обратить внимание на необходимость комплексного решения задачи покрытия пиков графиков энергопотребления и подачу воды при благоприятных условиях осуществлять не только для нужд энергетики, но и орошения, водоснабжения и обводнения, строя не ГАЭС, а водо-электрические аккумулярующие станции (ВЭАС). Сделанные расчеты подтверждают рентабельность в определенных условиях строительства таких станций.

С 1 января 1963 г. во всех областях науки и народного хозяйства введена новая Международная система единиц (СИ) ГОСТ 9867—61, основными единицами которой являются: метр (м), килограмм (кг), секунда (с), ампер (А), кельвин (К) и кандела (кд). За единицу силы принят ньютон (Н) — сила, сообщающая массе в 1 кг ускорение в $1 \text{ м}/\text{с}^2$, а не $9,81 \text{ м}/\text{с}^2$, как в старой системе единиц (МКС). В книге принята новая система единиц (СИ). В приложении приведены некоторые часто встречающиеся физические величины и изменения при переходе от старых единиц к новым.

Глава I. ВОДОПОДЪЕМНЫЕ (НАСОСНЫЕ) УСТАНОВКИ

§ 1. НАСОСНАЯ УСТАНОВКА, СТАНЦИЯ И ГИДРОТЕХНИЧЕСКИЙ УЗЕЛ МАШИННОГО ВОДОПОДЪЕМА

Насосная установка (рис. 1) в общем случае состоит из водоприемных устройств для всасывающих труб насосов, самого насоса, двигателя, передачи от двигателя к насосу, напорного трубопровода, транспортирующего воду от насоса в водовыпускное устройство. То есть понятие насосной установки объединяет элементы, влияющие на работу насоса.

В состав насосной станции входят отдельные элементы насосных установок (например, приемные камеры для всасывающих труб насосов, всасывающие трубы, насосы, передачи для приведения в действие насосов от двигателей, двигатели, напорные трубопроводы, переключающие трубопроводы и аппаратура на них, регулировочная и контрольно-измерительная), само здание станции, располагаемые в нем пункты управления машинами и устройствами (например, для электрифицированных насосных станций распределительные и пусковые устройства, автоматизация управления, понизительная подстанция и т. д.) и, наконец, вспомогательное оборудование. Таким образом, насосная станция, кроме элементов насосных установок, включает элементы управления агрегатами и др.

Комплекс, состоящий из сооружений, предназначенных для забора воды, подвода воды к зданию насосной станции, самого здания насосной станции, напорных трубопроводов и сооружений для приема поднятой воды, называется гидротехническим узлом машинного водоподъема.

Отдельные сооружения гидроузлов располагаются примерно в такой последовательности (рис. 2):

водозаборное сооружение (иначе водоприемник), которое забирает воду из источника водоснабжения 1;

сооружение 3 для транспортировки воды от водоприемника до насосной станции (открытые каналы, трубопроводы);

аванкамера 4 перед зданием насосной станции при подводе воды к нему открытым каналом; аванкамера — это расширенная часть канала перед зданием насосной станции, которая включает сопрягающие сооружения канала и здания;

здание насосной станции 5;

напорные трубопроводы 6;

водовыпускное устройство 7 для приема изливающейся из трубопровода воды (например, напорный бассейн машинного магистрального канала оросительной системы 8).

В дальнейшем будут приведены и другие схемы гидроузлов, типичные для условий социалистического сельского хозяйства.

По назначению насосные установки и станции можно разделить на следующие типы:

мелиоративные насосные установки и станции, предназначенные для подъема воды на мелиорируемую площадь (оросительные систе-

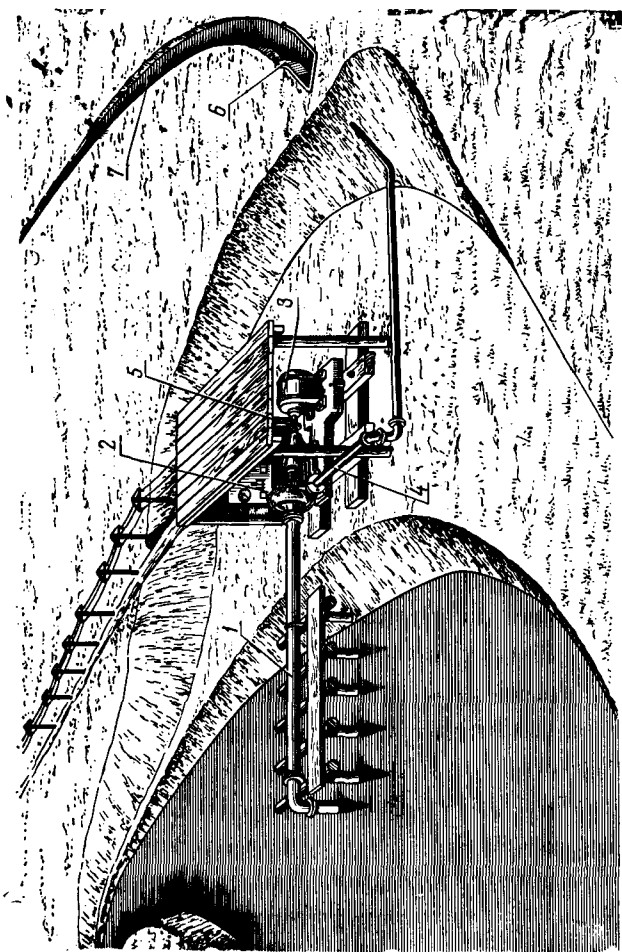


Рис. 1. Насосная установка:

1 — всасывающая труба; 2 — насос; 3 — электродвигатель; 4 — напорный трубопровод; 5 — муфта; 6 — водовыпуск; 7 — магистральный машинный канал.

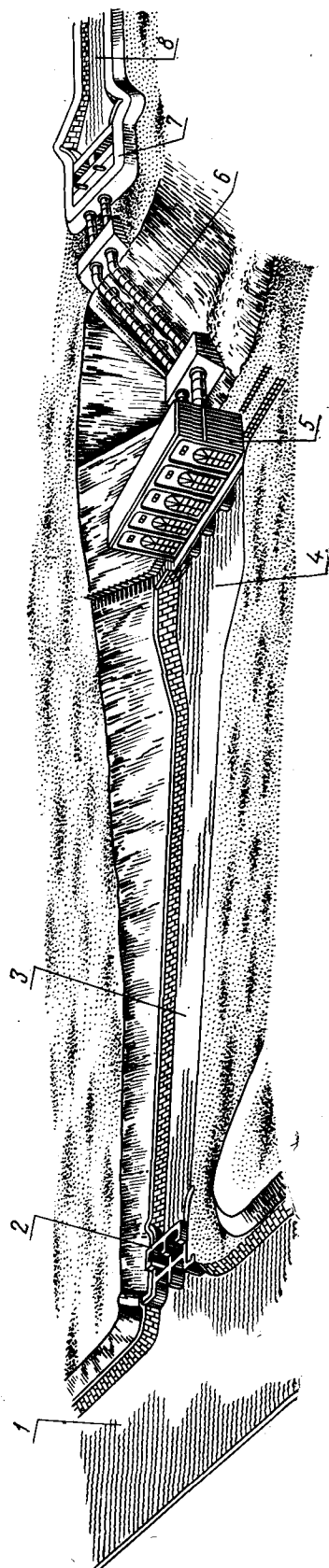


Рис. 2. Насосная станция:

1 — канал; 2 — водозаборное устройство; 3 — подводный канал; 4 — аванкамера; 5 — здание насосной станции; 6 — напорный трубопровод; 7 — водовыпуск (напорный бассейн); 8 — магистральный машинный канал.

мы) или для отвода воды с мелиорируемой площади (осушительные и оросительные системы); в последнем случае они применяются для перекачки сбросных или дренажных вод;

дождевальные насосные установки для полива посевов дождеванием;

насосные станции I и II подъема, предназначенные для питьевых целей и технических нужд сельского хозяйства;

канализационные насосные станции для перекачки фекальных и отработавших производственных вод;

насосные установки, применяемые в гидромелиоративном строительстве;

насосные станции на водных путях;

гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС) и водозаборные станции (ВЗАС);

вспомогательные насосные установки (например, в здании очистных и фильтровальных сооружений, технического водоснабжения и маслоснабжения в насосных станциях и др.).

§ 2. НАПОР НАСОСА

В насосной установке может быть сравнительно короткий напорный трубопровод. В этом случае насос работает в основном на преодоление геодезической высоты подъема H_r (иначе статической, нивелирной) и лишь частично — на преодоление гидравлических сопротивлений h_r во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, поэтому H_r значительно превышает величину h_r . Примером могут служить мелиоративные насосные установки, а также установки, применяемые в водоснабжении при небольшой длине напорного трубопровода и значительной геодезической высоте подъема.

Однако насосная установка может транспортировать воду и по длинному напорному трубопроводу при сравнительно небольшой геодезической высоте подъема. В этом случае она преодолевает в основном гидравлические сопротивления и в сравнительно меньшей степени геодезический напор. Примером может быть насосная установка продольного водопровода, а также насосная установка, работающая непосредственно на водопроводную кольцевую сеть при небольших геодезических высотах подъема. Во всех случаях требуемый напор, который должен преодолеть насос (рис. 3), составляет:

$$H = H_r + h_r. \quad (1)$$

Величина гидравлических сопротивлений определяется как сумма $h_{т.в} + h_{т.н}$, то есть потерь напора в подводящем (1, 3, 4) и нагнетательном (8—11) трубопроводах (рис. 3).

Напор насоса H — высота подъема жидкой среды в метрах, создаваемая путем преобразования давления и скорости насосом в протекающем в нем потоке жидкой среды и определяемая зависимостью (см. рис. 3):

$$H = \frac{p_n - p_v}{\gamma} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + h_{вх} - h_{вых}, \quad (2)$$

где p_v , p_n — давления на входе и выходе в насос, Па (Н/м^2);

γ — удельный вес жидкой среды, Н/м^3 ;

v_v , v_n — средние скорости в сечениях трубопроводов в точке при креплении приборов, м/с;

$h_{вх}$, $h_{вых}$ — вертикальные расстояния от уровня воды в приемном колоде соответственно до входа и выхода насоса, м.

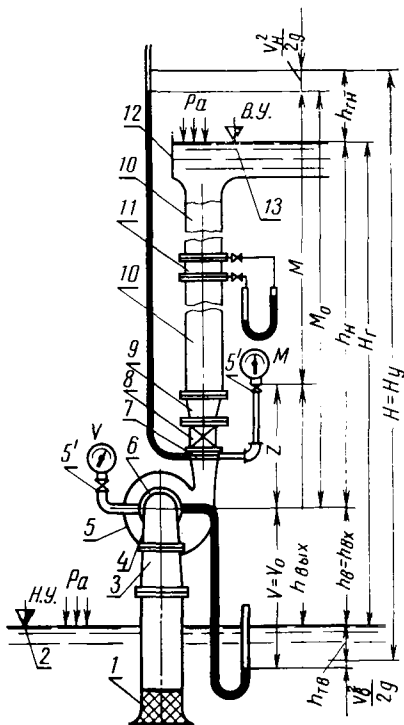


Рис. 3. Насосная установка с положительной высотой всасывания:

1 — всасывающая труба; 2 — нижний уровень — уровень нижнего бьефа; 3 — сужающийся конус; 4 — колено; 5 — насос; 5' — трехходовые краны; 6 — входной патрубок; 7 — напорный патрубок; 8 — задвижка; 9 — расширяющийся конус; 10 — напорный трубопровод; 11 — расходомер; 12 — водовыпуск; 13 — верхний уровень — уровень верхнего бьефа; V — вакуумметр; M — манометр.

Давление следует измерять (ГОСТ 6134—71) на расстоянии двух диаметров от входного и выходного патрубков насоса.

Если показания манометра и вакуумметра p_m и $p_{\text{вак}}$ даны в кгс/см², то для перевода в Па (Н/м²) их необходимо умножить на 98066,5. Значит $M = 98066,5 p_m$ и $V = 98066,5 p_{\text{вак}}$. Так как $p_m + p_a = p_n$, а $p_a - p_{\text{вак}} = p_v$ (p_a — атмосферное давление в Па (Н/м²)), то формула (2) может быть представлена в виде:

$$H = \frac{p_m + p_{\text{вак}}}{\gamma} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}. \quad (3)$$

Если значения γ перекачиваемой жидкой среды выражены в Н/м³, то $\frac{p_m}{\gamma}$ и $\frac{p_{\text{вак}}}{\gamma}$ выражают в метрах. Обозначая $\frac{p_m}{\gamma} = h_{\text{ман}}$, а $\frac{p_{\text{вак}}}{\gamma} = h_{\text{вак}}$, получим:

$$H = h_{\text{ман}} + h_{\text{вак}} + z + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g}, \quad (4)$$

* Для заполнения трубки вакуумметра жидкой средой к трехходовому крану присоединяют трубку, опущенную в жидкую среду. В этом случае отсчитывают от оси трехходового крана вакуумметра, тогда вакуум ($h_{\text{вак}}$) будет больше, а z будет меньше.

Согласно ГОСТ 17398—72, напор насоса — это величина, определяемая зависимостью:

$$H = \frac{p}{\rho g},$$

$$\text{где } p = p_n - p_v + \rho \frac{v_n^2 - v_v^2}{2} + \rho g (h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}});$$

ρ — плотность жидкой среды, кг/м³, или

$$H = \frac{p}{\rho g} = \frac{p_n - p_v}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}} = \frac{p_n - p_v}{\gamma} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}.$$

Давление в точках входа в насос измеряется вакуумметром V (при наличии вакуума), а в точке выхода — манометром M. Последний должен быть установлен так, чтобы точка выхода и высота оси трехходового крана находились в одной горизонтальной плоскости. На соединительных трубках перед вакуумметром и манометром необходимо устанавливать трехходовые краны.

Предполагается, что подводящая трубка вакуумметра заполнена воздухом*, а манометра — подаваемой жидкой средой.

то есть напор насоса равен сумме показаний манометра и вакуумметра плюс z (расстояние по вертикали между точками замера давлений), плюс разность высот скоростных напоров между выходом и входом насоса.

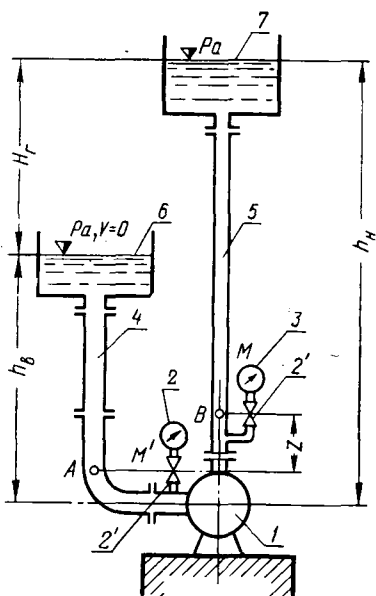


Рис. 4. Насосная установка с отрицательной высотой всасывания:

1 — насос; 2 — манометр на подводящем трубопроводе; 2' — трехходовой кран; 3 — манометр на нагнетательном трубопроводе; 4 — подводящий трубопровод; 5 — нагнетательный трубопровод; 6 — уровень нижнего бьефа; 7 — уровень верхнего бьефа.

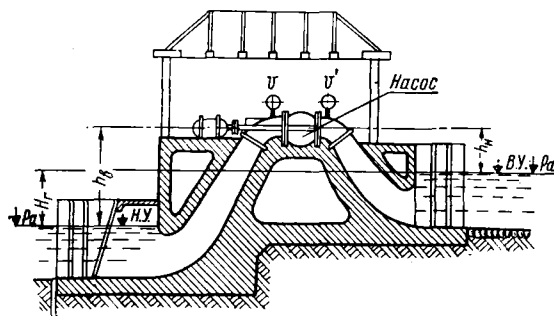


Рис. 5. Насосная установка сифонного типа.

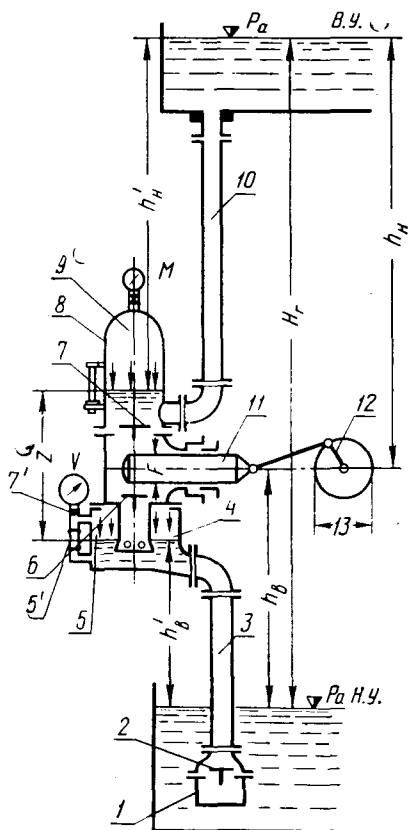


Рис. 6. Скальный объемный насос:

1 — сетка; 2 — приемный клапан; 3 — всасывающая труба; 4 — разреженный воздух; 5 — всасывающая камера; 5' — водомерное стекло; 6 — всасывающий клапан; 7 — нагнетательный клапан; 7' — трехходовой кран; 8 — нагнетательный колпак; 9 — сжатый воздух; 10 — нагнетательная труба; 11 — плунжер; 12 — кривошип; 13 — ход плунжера.

Примечание. В справочной литературе и ГОСТ напор H насоса, выражаемый в метрах, обозначают так:

$$H = M_0 + V_0 + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}, \quad (4')$$

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

v_H и v_B — скорости жидкости в местах присоединения приборов, м/с.

Следует заметить, что напор H можно определять во всех случаях по формулам (3) или (4), однако надо учитывать вид установки, для которой эти формулы выведены (рис. 3).

Например, для установки, изображенной на рисунке 4, жидкость к насосу подводится под напором; в формулу (4) следует подставлять значение $V = -M'$. Напор установки в этом случае будет:

$$H = M - M' + z + \frac{v_n^2 - v_b^2}{2g}. \quad (5)$$

На рисунке 5 представлена «сифонная» насосная установка. Перед насосом будет вакуум V , а по выходе из насоса — вакуум V' . Следовательно, абсолютное давление перед насосом будет $p_a - V$, а после него $p_a - V'$. Тогда по формуле (2)

$$H = V - V' + z + \frac{v_n^2 - v_b^2}{2g}. \quad (6)$$

Пример. Пусть $V' = 2$ м, а $V = 6$ м, тогда абсолютное давление перед насосом будет 4 м, а за насосом 8 м. Следовательно, насос при $z = 0$ и $v_n = v_b$ должен преодолеть $H = 4$ м. Согласно рисунку 5, надо принять $z = 0$ и $v_n = v_b$.

Для объемного скальчатого насоса, изображенного на рисунке 6, H определяется по формуле (4) при $v_n = v_b$; z — вертикальное расстояние между поверхностями жидкости во всасывающей камере и нагнетательном колпаке. При отсутствии последних напор следует определять по формуле (3), устанавливая при этом измерительные приборы, как это показано на рисунке 3.

§ 3. ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ, ПРИВЕДЕННАЯ И ВАКУУММЕТРИЧЕСКАЯ ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ. ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ, ПРИВЕДЕННАЯ И МАНОМЕТРИЧЕСКАЯ ВЫСОТА НАГНЕТАНИЯ

Геометрической высотой всасывания h_b горизонтального насоса называется расстояние по вертикали от нижнего уровня* до оси насоса; вертикального насоса — расстояние от нижнего уровня до середины входных кромок лопастей рабочего колеса. При подводе воды к центробежному насосу под напором (рис. 4) h_b будет иметь отрицательное значение.

Геометрической высотой всасывания поршневого горизонтального насоса называется расстояние по вертикали от горизонта воды в приемном колодце до оси поршня или плунжера (скалки) (рис. 6), а вертикального насоса — до верхнего положения поршня (рис. 7).

Приведенной высотой всасывания $H_{в.п}$ называется сумма геометрической высоты всасывания и гидравлических сопротивлений в подводящей (всасывающей) трубе, то есть

$$H_{в.п} = h_b + h_{т.в}. \quad (7)$$

Вакуумметрической высотой всасывания называется показание вакуумметра, выраженное в метрах столба жидкой среды, подаваемой насосом:

$$H_{вак} = h_b + h_{т.в} + \frac{v_b^2}{2g}. \quad (8)$$

Зависимость между показанием вакуумметра (вакуумметрической высотой всасывания) и приведенной высотой всасывания на основании зависимостей (7) и (8) выразится формулой:

$$H_{вак} = H_{в.п} + \frac{v_b^2}{2g}. \quad (9)$$

Приведенное показание вакуумметра, выражающее разрежение на входе в насос, у горизонтального насоса относят к его оси, у верти-

* Имеется в виду минимальный уровень.

кального насоса к середине входных кромок лопастей рабочего колеса или к первой ступени у многоступенчатого насоса. Приведенное показание манометра на входе в насос в случае работы насоса с подпором относятся к вышеуказанным точкам.

Геометрической высотой нагнетания h_n называется расстояние по вертикали от верхнего уровня до указанных выше для разных насосов точек отсчета величины h_n .

Приведенной высотой нагнетания называется сумма геометрической высоты нагнетания и гидравлических сопротивлений в нагнетательной трубе, то есть

$$H_{н.п} = h_n + h_{т.н}. \quad (10)$$

Между $H_{н.п}$ и $h_{ман}$ и при расположении вакуумметра на оси насоса существует следующая зависимость:

$$h_{ман} = H_{н.п} - z - \frac{v_n^2}{2g}. \quad (11)$$

§ 4. ПОЛЕЗНАЯ МОЩНОСТЬ НАСОСА И МОЩНОСТЬ НАСОСА. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ НАСОСА И НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Полезной мощностью называется мощность, передаваемая насосом жидкости, проходящей через напорный патрубок, за вычетом ее отбора на собственные нужды насоса. Полезную мощность (Дж/с или Вт) определяют по формуле:

$$N_n = \gamma Q H, \quad (12)$$

где Q — подача, $\text{м}^3/\text{с}$;
 γ — удельный вес жидкой среды, $\text{Н}/\text{м}^3$;
 H — напор, м.

Полезная мощность насоса может быть определена по другой формуле:

$$N_n = Q p,$$

где Q — подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; p — давление насоса, Па.

Если представить $H = \frac{p}{\gamma}$, то $p = \gamma H$ и тогда получим приведенную выше зависимость $N_n = \gamma Q H$.

Теоретический напор насоса H_T — это напор насоса с учетом гидравлических сопротивлений в нем:

$$H_T = H_r + h_t + h_{мас}. \quad (13)$$

Мощность, потребляемая насосом (мощность насоса, кВт), определяется формулой:

$$N = \frac{N_n}{\eta_n} = \frac{\gamma Q H \cdot 10^{-3}}{\eta_n}. \quad (14)$$

$\gamma_{\text{воды}} = 9806,65 \text{ Н}/\text{м}^3$ и мощность насоса (кВт) в этом случае будет:

$$N = \frac{9806,65 Q H \cdot 10^{-3}}{\eta_n} = \frac{9,81 Q H}{\eta_n}.$$

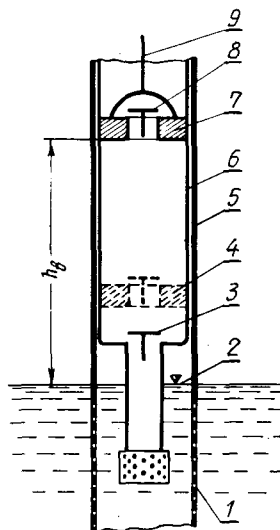


Рис. 7. Вертикальный поршневой штанговый насос:

1 — отверстие в трубе; 2 — горизонт воды в трубе; 3 — всасывающий клапан; 4 — нижнее положение поршня; 5 — обсадная труба; 6 — насосный цилиндр; 7 — верхнее положение поршня; 8 — нагнетательный клапан; 9 — штанга

Коэффициент полезного действия насоса определяется как отношение полезной мощности насоса к мощности, потребляемой насосом:

$$\eta_n = \frac{N_n}{N}. \quad (15)$$

Коэффициент полезного действия насосной установки

$$\eta_{н.уст} = a\eta_{пер}\eta_{дв}\eta_n, \quad (16)$$

где $\eta_{дв}$ — коэффициент полезного действия двигателя;

$\eta_{пер}$ — коэффициент полезного действия передачи от двигателя к насосу;

η_n — коэффициент полезного действия насоса;

a — коэффициент, учитывающий особые условия установки.

При электрическом двигателе $a = \eta_i$ учитывают потери электроэнергии в подводящем проводе к электродвигателю, при коротком проводе можно принимать $\eta_i = 1$, при паровой машине $a = \eta_{кот}$, где $\eta_{кот}$ — к. п. д. котельной установки.

Энергию (кВт), потребную для приведения насосной установки в действие, определяют по формуле:

$$N_{уст} = \frac{\gamma Q H}{\eta_{н.уст}}. \quad (17)$$

§ 1. ВИДЫ И КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Лопастной насос — динамический насос, который передает энергию двигателя перемещаемой жидкой среде в процессе обтекания ею лопастей рабочего колеса и их силового воздействия на нее. Лопастные насосы делятся на несколько групп: центробежные, осевые, диагональные.

Центробежные насосы. В этих насосах жидкость при входе в рабочее колесо движется в осевом направлении, а затем в самом колесе в радиальном, от центра колеса к периферии. При вращении рабочего колеса с постоянной частотой жидкость непрерывно движется по каналам колеса, образованным его лопастями. Лопасти колеса, образующие стенки каналов, сообщают протекающей жидкости энергию движения — давление и значительную скорость. По выходе жидкости из колеса ее скорость при постепенном переходе в корпусе насоса 3 от меньших сечений к большим уменьшается до нормальных для напорного трубопровода размеров и преобразуется в дополнительный напор, увеличивая тем самым первоначальное давление, созданное колесом.

Рабочее колесо (рис. 8), представляющее собой одну отливку из бронзы, чугуна или стали, состоит из двух дисков: одного — со втулкой для насадки на вал и другого — в форме широкого кольца. Между дисками расположены лопасти, образующие каналы колеса и скрепляющие в одно целое оба диска.

К средней части колеса примыкает (с небольшим зазором) входной патрубок 8, к которому присоединяется всасывающая труба 9.

Корпус 3, окружающий колесо, часто имеет форму улитки, которая собирает вытекающую из колеса воду и отводит ее в напорный трубопровод 6. Насос такой конструкции называется консольным, так как рабочее колесо расположено на свешивающейся части вала — консоли.

Разрез консольного насоса и основные детали его приведены на рисунке 9.

Чугунное рабочее колесо 4 состоит из двух дисков, соединенных лопастями, образованными цилиндрическими или более сложными по форме поверхностями. Задний обод в данной конструкции имеет несколько разгрузочных отверстий 23 у втулки колеса для уравнивания возникающих при работе насоса осевых сил. Рабочее колесо закреплено на валу гайкой 21. Вход жидкости на колесо осевой. Корпус 7 насоса имеет внутреннюю спиральную полость, переходящую в напорный патрубок, который в данной конструкции расположен вверх (рис. 9). Корпус представляет собой чугунную отливку. Напорный патрубок может быть повернут на 90, 180 и 270° к оси насоса, как указано на рисунке 10. К корпусу 7 насоса (рис. 9) примыкает чугунная крышка, отлитая как одно целое с входным патрубком 1.

Входная часть, рабочее колесо, спиралевидный отвод и выходной патрубок составляют проточную часть насоса. Рабочее колесо закреп-

отсоединять всасывающий трубопровод от насоса. В эксплуатации это увеличивает объем работ, а при сборке насоса и присоединении трубопровода неплотность стыка может вызвать срыв вакуума и прекращение подачи насоса.

Насосы двухстороннего входа увеличивают подачу. Они одноступенчатые, имеют рабочие колеса с двухсторонним входом — одна половина рабочего колеса представляет собой зеркальное изображение другой и обозначаются буквой Д. Конструкция этих насосов представлена на рисунке 12 и на рисунке 13. Корпус 18, крышка корпуса 8,

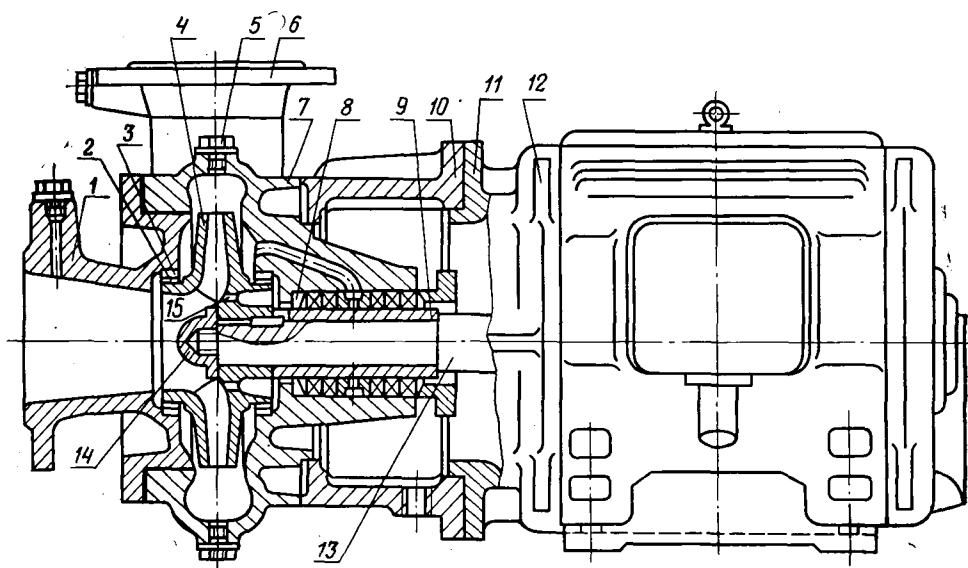


Рис. 11. Разрез центробежного горизонтального консольного моноблочного насоса:

1 — входной (всасывающий) патрубок, составляющий одно целое с крышкой; 2 — уплотняющее кольцо; 3 — защитное кольцо; 4 — рабочее колесо; 5 — пробка, закрывающая отверстие для подключения вакуум-насоса; 6 — выходной (нагнетательный патрубок); 7 — спиральный корпус; 8 — кольцо; 9 — втулка защитная; 10 — фонарь; 11 — фланцевый щит электродвигателя; 12 — электродвигатель; 13 — вал электродвигателя удлиненный; 14 — гайка; 15 — разгрузочное отверстие.

рабочее колесо 11 и втулка его 12 изготовлены из чугуна. Рабочее колесо закреплено на стальном валу 14 защитными втулками 6 и гайками 4. Для уплотнения и защиты корпуса, крышки и колеса от износа у входа в рабочее колесо установлены защитно-уплотняющие кольца 10. Сальники 3 расположены с обеих сторон рабочего колеса и состоят из корпуса, крышки, гидравлического кольца уплотнения и набивки из просаленного хлопчатобумажного шнура, выполненного в виде колец с расположением стыков через 120°. Каждый сальник имеет гидравлическое уплотнение, которое осуществляется подводом воды по трубкам 7 через отверстия в крышке насоса. Грундбусы 5 — упоры для колец набивки. Крышкой сальника регулируют его плотность.

Как одно целое с корпусом 18 отлиты кронштейны 19, являющиеся опорой для подшипников 1, 2 и 15. Камера 20 служит для подвода охлаждающей воды к корпусу подшипника. Опорные (радиальные) подшипники 2 и 15 — скользящего трения, с жидкой кольцевой смазкой и уплотнением корпусов их 16.

Осевые усилия в основном уравновешены двухсторонним входом воды на колесо. Остаточные неуравновешенные усилия воспринимаются упорным шариковым подшипником 1. В качестве опорных (радиальных) подшипников у некоторых двухсторонних насосов применяют шарикоподшипники; один из них или оба служат и упорными. Для по-

следних используют и роликотоподшипники. К отверстию 13, закрытому пробкой, присоединяют трубки вакуум-насоса. Вал насоса вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода, причем входной патрубок насоса расположен с левой стороны. Оба патрубка имеют горизонтальное направление и расположены ниже оси насоса. Насосы Д в отличие от насосов К имеют спиралевидный подвод воды 9 к колесу. Отвод воды, так же как и у насосов К, спиральный.

Преимущества насосов марки Д перед насосами марки К заключаются в следующем: двухсторонний подвод жидкости к колесу хорошо уравнивает осевые усилия колеса, улучшает работу и к. п. д. насоса; горизонтальный (осевой) разъем корпуса насоса ~~24~~ при его разборке позволяет не отключать всасывающую и нагнетательную трубы от входного и выходного патрубков насоса. Вход и выход насоса 22 и 23; лапы ~~23~~ устроены для установки насоса на фундамент.

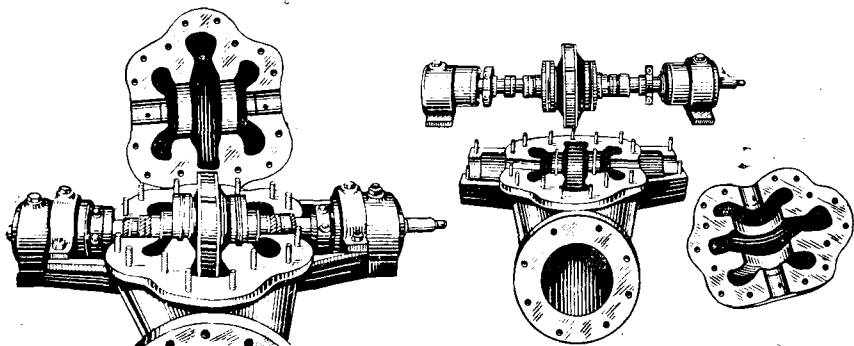


Рис. 13. Насос типа Д со снятой крышкой и поднятым ротором.

Наша промышленность выпускает центробежные одноступенчатые насосы двухстороннего входа типа Д с подачей 200—12 500 м³/ч и напором 12—137 м и специальные насосы для воды с подачей 5000 м³/ч и напором 210 м. Насосы типа Д широко применяют в сельском хозяйстве для орошения, осушения и водоснабжения, а также в других отраслях народного хозяйства (городское и промышленное водоснабжение) и т. д.

По ГОСТ 10272—73 эти насосы обозначаются ДQ_чН, где Д — двухсторонний вход; Q_ч — подача, м³/ч; Н — напор, м.

На рисунке 12 приведен насос марки Д 6300-80 при $n=730$ об/мин, $\eta=0,88$. Этот насос прежде обозначался 24НДс, где первая цифра — диаметр выходного патрубка $D_{\text{вых}}=24 \times 25=600$ мм; Н — насос; Д — двухсторонний вход; малая буква с — средний напор.

По предыдущему ГОСТ насосы двухстороннего входа обозначались аД- ω_s например, 20 Д-6, где входной патрубок $D_{\text{вх}}=20 \times 25=500$ мм, Д — двухсторонний вход, $\omega_s=6$ или $n_s=6 \times 10=60$.

Вращающиеся детали насоса и опоры вала называются ротором (рис. 13).

Многоступенчатые насосы — насосы для создания больших напоров. Промышленность выпускает три типа этих насосов. Первый тип — центробежный многоступенчатый секционный насос с рабочими колесами одностороннего входа и одинаково расположенными торцевыми разъемами корпуса, обозначается МС. Второй тип — центробежный многоступенчатый насос с горизонтальным разъемом корпуса и с рабочими колесами одностороннего входа, попарно взаимопротивоположными, обозначается М. Третий тип — центробежный многоступенчатый насос с горизонтальным разъемом корпуса, с первым рабочим колесом двухстороннего входа и остальными рабочими коле-

сами одностороннего входа, попарно взаимно противоположно расположенными, обозначается МД. Многоступенчатые насосы применяются для водоснабжения, гидромеханизации и других нужд там, где требуются сравнительно большие напоры. Если воду заставить проходить последовательно через несколько колес, смонтированных в одном корпусе насоса, то напор насоса будет равен сумме напоров последовательно расположенных колес, пропускающих одну и ту же подачу. На рисунке 14, *а* показаны схема движения жидкости через колеса и их число в насосе типа МС, на рисунке 14, *б* — в насосе типа М и на рисунке 14, *в* — в насосе типа МД.

На рисунке 15 показан разрез пятиступенчатого или пятиколесного секционного насоса МС.

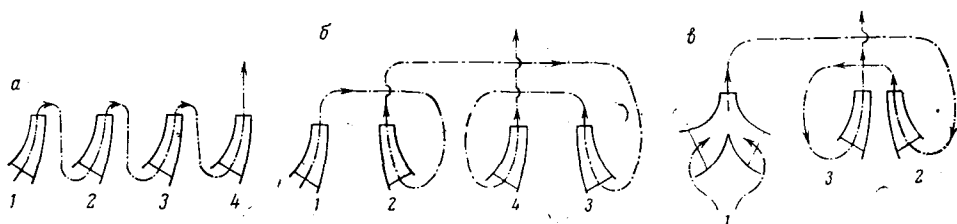


Рис. 14. Количество колес и схемы движения жидкой среды в насосах:

а — МС, количество колес любое; *б* — М, количество колес четное; *в* — МД, количество колес нечетное; 1, 2, 3, 4 — ступени насосов.

Принцип работы и конструкция насосов МС те же, что у приведенных выше центробежных насосов. Рассмотрим некоторые особенности этого типа насосов. Они имеют вертикальный (торцевой) разъем корпуса и состоят из отдельных секций, стягиваемых шпильками, поэтому и называются секционными. Демонтаж их при осмотрах и ремонтах по эксплуатационным условиям неудобен и требует даже больших затрат труда, чем демонтаж насосов К, так как, кроме отсоединения трубопроводов, необходима разборка подшипников, сальников и др. (рис. 15). Вода с одного колеса на другое отводится с помощью лопаток направляющего аппарата 2, направление начальной части которых совпадает с направлением абсолютной скорости жидкости (см. далее выходной многоугольник скоростей). Затем по специальному каналу она подводится к входному отверстию следующего колеса, а от последнего поступает в отвод, по которому идет к выходному патрубку.

Секционность насоса позволяет при одной и той же подаче с помощью количества монтируемых секций варьировать его напором, изменяя только длину вала, стяжных шпилек и обводной трубки отвода воды от пяты. Неравные площади боковых поверхностей рабочих колес (переднего и заднего диска) во время работы являются причиной образования осевых усилий, вызываемых давлением воды, которые стремятся сместить ротор насоса в сторону всасывания. Возникающие осевые усилия воспринимаются автоматически действующим разгрузочным устройством — гидравлической пятой 19. Вода от последней ступени насоса поступает через щель 19 в гидравлическую пяту, и создается противодавление осевым усилиям. От пяты в одних насосах она отводится для уплотнения сальников на входе, потом попадает во всасывающую трубу, а в других насосах, где есть подвод воды для гидравлического уплотнения входных сальников (см. рис. 15), сразу выходит во всасывающую трубу или наружу. Подводимая к сальникам вода уплотняет и охлаждает их. Необходимо также отрегулировать ее просачивание через сальник.

Гидравлическая пята — ответственное устройство, требующее тщательного наблюдения. Ее неисправность приводит в негодность рабочие колеса и уплотнения из-за смещения ротора в сторону всасывания.

Радиальными подшипниками у различных моделей насосов типа МС могут быть: шарикоподшипники, сферические шарикоподшипники, сферические роликоподшипники и подшипники скольжения с кольцевой смазкой.

Момент вращения электродвигателя передается насосу через упругую дисковую втулочно-пальцевую муфту, состоящую из двух полу-муфт, которые сцепляются между собой цилиндрическими стальными пальцами с надетыми резиновыми втулками в насосной полу-муфте и жестко закрепленными в полу-муфте электродвигателя.

Насосы типа МС изготовляют двух групп: нормальной и высокооборотной. Они предназначены для подъема чистой неагрессивной воды с содержанием механических примесей до 0,1% по массе, размером твердых частиц до 0,1 мм и жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности. При увеличении в неагрессивной жидкости содержания твердых частиц до 0,5% и их размера до 0,2 мм сокращается срок гарантийной наработки насоса (см. испытание лопастных насосов) и допускается большее снижение напора. Проточную часть насоса можно выполнять из необходимых для данных условий материалов: чугуна, углеродистых и нержавеющей сталей. Подача насосов колеблется от 6 до 1000 м³/ч, а напоры — от 40 до 2000 м.

К недостаткам этих насосов, кроме указанных выше, относят наличие направляющего аппарата и несколько меньший к.п.д. по сравнению с насосами М и МД, а к преимуществам — малые габариты их при больших напорах.

Марки насосов МС по ГОСТ 10407—70 обозначаются ЦНСQ-Н. В качестве примера приведем марку насоса, показанного на рисунке 15, ЦНС180-212 (6МС-7 × 5) при $n=1475$ об/мин. Здесь ЦНС — центробежный насос секционный, Q_ч=180 — подача, м³/ч; Н=212 — напор, м, при $\eta_{\max}$; в скобках дана марка по отмененному ГОСТ: диаметр вход-

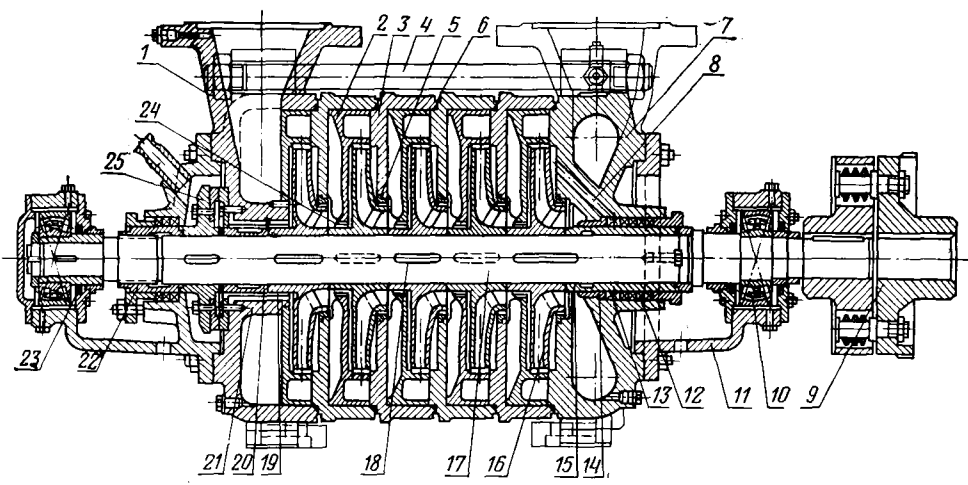


Рис. 15. Разрез многоступенчатого секционного центробежного насоса:

1 — напорная (выходная) крышка с выходным патрубком; 2 — направляющий аппарат; 3 — корпус секции; 4 — шпилька стяжная; 5 — защитно-уплотняющее кольцо; 6 — резиновый шнур; 7 — входная крышка с входным патрубком; 8 — канал во входной крышке для гидравлического уплотнения сальника; 9 — упругая муфта; 10 — сферический радиальный роликоподшипник с густой смазкой; 11 — кронштейн; 12 — сальник-корпус, крышка, набивка; 13 — кольцо гидравлического уплотнения; 14 — фундамент; 15 — распорно-защитная втулка; 16 — рабочее лопастное колесо; 17 — вал; 18 — призматическая шпонка; 19 — щель подвода воды к гидравлической пяте; 20 — дистанционная втулка; 21 — втулка разгрузки; 22 — гайка-втулка; 23 — уплотнение в крышке подшипника; 24 — защитно-уплотняющее кольцо; 25 — гидравлическая автоматическая пята.

ного патрубка $D_{\text{вх}} = 6 \times 25 = 150$ мм, МС — многосекционный, $n_s = 7 \times 10 = 70$, число колес (секций) $i = 5$.

Число ступеней может быть четным и нечетным. Устройства, уравновешивающие осевые усилия, работают в тяжелых условиях. Ухудшение условий эксплуатации послужило причиной создания многоступенчатых насосов с горизонтальным (осевым) разъемом корпуса и особым расположением рабочих колес — половина их имеет входные отверстия, направленные вправо, а половина — влево. Приведем некоторые марки насосов типа М по старому ГОСТ:

$aM-\omega_s \times i$, где a и ω_s имеют те же значения, что и у насосов К и Д; i — число ступеней (колес). Например, марка насоса 14М-12×4 означает, что он четырехступенчатый, $\omega_s = 12$, $d_{\text{вх}} = 350$ мм. У этого насоса подача $Q = 278$ л/с, $H = 294$ м, $\eta = 76,5\%$;

3В- $d_n \times i$, где 3 — условное обозначение конструкции насоса; В — водяной; d_n — диаметр напорного патрубка, мм; i — число рабочих колес насоса. Имеется два варианта исполнения насоса; 3В-200×4 и 3В-200×2. Они имеют восемь лопаток пространственной формы, то есть сложной кривизны. Первый насос ($i = 4$) имеет подачу 120 л/с и напор 206 м, а второй ($i = 2$) — подачу 120 л/с и напор 106 м.

Жидкость с одной ступени на другую перетекает по внутренним каналам, отлитым в корпусе, по переводным наружным трубам; в двух соседних парах ступеней — по внутренним каналам и на соседнюю пару переводится по наружной трубе. Количество ступеней у таких насосов обязательно четное.

На рисунке 16 изображена конструкция четырехколесного насоса 3В-200×4 с взаимно противоположным расположением рабочих колес, с горизонтальным разъемом корпуса. Крышка 12 снимается, как и у насоса типа Д (рис. 12), и ротор может быть вынут. Вал под набивкой сальника защищен втулкой. Вода от первого рабочего колеса 9 по внутреннему каналу 10 переходит на второе рабочее колесо 11, с него по внутреннему каналу 18 — на третье рабочее колесо 14, к четвертому подводится по внутреннему каналу 10 и далее по спирали поступает в напорный трубопровод. Подвод воды к рабочим колесам спиральный, как и у насосов двухстороннего входа. Зазор между защитно-уплотняющими кольцами 8 и рабочими колесами 0,20—0,29 мм. Направляющие аппараты отсутствуют, и дается значительный зазор между рабочим колесом и корпусом насоса по наружному диаметру рабочего колеса, что облегчает монтаж и эксплуатацию насоса. Гидравлическое уплотнение (вода подводится трубкой 7) устраивается только у сальника первого рабочего колеса, чтобы не допустить нарушения вакуума, а у третьего рабочего колеса на входе имеется значительное давление, и поэтому гидравлическое уплотнение сальника отсутствует.

Уравновешивание осевых усилий в основном достигается взаимно противоположным расположением рабочих колес, а случайные осевые усилия воспринимаются радиально-упорным подшипником качения 15.

Все литые детали насоса — корпус насоса, корпуса подшипников, рабочие колеса — из чугуна, вал стальной.

Входной и выходной патрубки направлены в разные стороны и расположены в корпусе ниже вала, что облегчает монтаж и демонтаж насоса. Жидкость проходит по порядку рабочие колеса 9, 11, 14, 13.

Наряду с преимуществами (высокий к. п. д., горизонтальный (осевой) разъем корпуса, усовершенствование осевых усилий благодаря симметричному расположению колес) насос этого типа имеет некоторые недостатки (громоздкость, сложная форма корпуса, значительные габариты, высокая стоимость насоса).

Насосы рассмотренных марок применяют для водоснабжения, где требуются большие напоры.

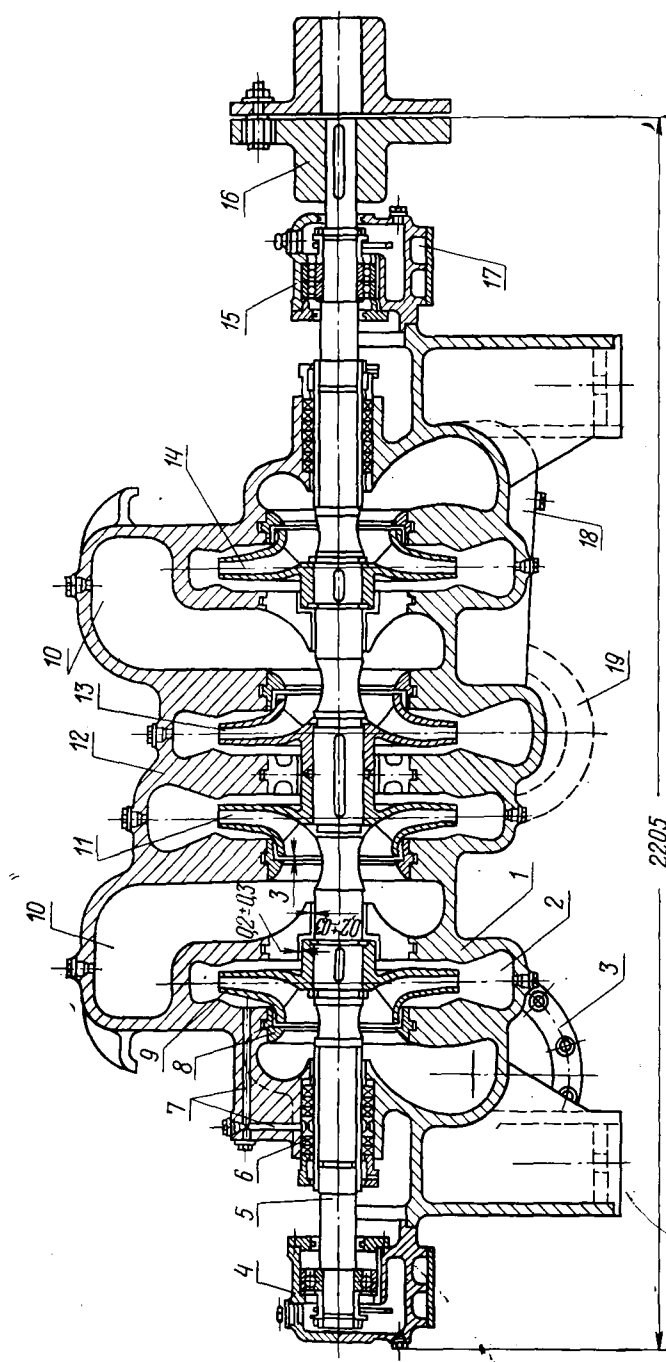


Рис. 16. Многоступенчатый четырехколесный центробежный насос с горизонтальным разъемом корпуса типа М:
 1 — корпус насоса; 2 — отвод (спираль); 3 — входной патрубок; 4 — подшипник опорный трения качения с жидкой кольцевой смазкой;
 5 — вал; 6 — сальник; 7 — трубка гидравлического уплотнения; 8 — защитно-уплотняющие кольца; 9, 11, 13, 14 — рабочие колеса; 10 — пе-
 реводный канал; 12 — крышка насоса; 15 — опорно-упорный подшипник трения качения с жидкой кольцевой смазкой; 16 — насосная
 полумуфта (пальцы с резиновыми втулками); 17 — каналы для охлаждения подшипников; 18 — переводной канал в корпусе насоса от
 второго колеса 11 к третьему 14; 19 — выходной патрубок.

Насосы МД, предназначенные для больших напоров, применяются главным образом для питания прямоточных котлов на теплоэлектростанциях, поэтому не приводим описания их конструкции. Поясним лишь причину установки для первой ступени колеса с двухсторонним входом воды на него. Это колесо дает возможность снизить необходимое избыточное давление при всасывании, так как требуется подвести воду с температурой 100—110°, благодаря чему избыточный напор всасывания сверх упругости пара перекачиваемой воды составляет около 6 м. Марка этих насосов $aMD-\omega_s \times i$, где a — диаметр входного патрубка (мм), уменьшенный в 25 раз; M — многоступенчатый; D — двухсторонний (так как первое колесо двухстороннего входа); i — число ступеней — всегда нечетное. Пример обозначения марки насоса: 5MD-7×5.

Особую группу горизонтальных центробежных насосов составляют насосы для перекачки жидкостей, содержащих взвешенные частицы: а) фекальные Ф (обозначение марки аФ- ω_s); б) песковые насосы П (обозначение марки аП- ω_s); в) землесосы; г) багерные насосы (обозначение марки аБ- ω_s) для гидрозолаудаления на теплоэлектростанциях и для подачи жидкостей с абразивными примесями, шлаком и т. п.

Фекальные центробежные насосы — одноступенчатые консольного типа горизонтальные и вертикальные — предназначены для перекачки фекальных и других загрязненных жидкостей с температурой до 100°С. Подача этих насосов с входным патрубком до 400 мм включительно — от 2 до 1000 л/с, напор — от 8 до 100 м. Насосы с входным патрубком более 400 мм изготавливают по индивидуальным заказам. Рабочие колеса имеют более широкие каналы, чем у других насосов (меньшее количество лопастей). На входе в насос и на отводе устроены люки с герметическими крышками для прочистки входной части и рабочего колеса.

На рисунке 17 представлен разрез по оси вала фекального насоса. Примеры обозначения марок фекальных насосов: горизонтального — 3Ф-5, вертикального — 16ФВ-7.

Песковые центробежные насосы — одноступенчатые консольного типа, горизонтальные и вертикальные — предназначены для перекачивания различных гидросмесей (песчаных, гравийных и др.) с температурой до 60°С. Подача их составляет 15—1800 м³/ч, напор 10—50 м. Проточную часть выполняют из изнosoустойчивых материалов в металлическом и гуммированном исполнениях.

Грунтовые центробежные насосы (землесосы) — одноступенчатые консольного типа, горизонтальные и вертикальные — предназначены для перекачивания абразивных гидросмесей (грунтовых, торфяных, угольных и др.). Подача этих насосов равна 7—16 000 м³/ч, напор 8—80 м. Грунтовые центробежные насосы изготавливают следующих типов: Л — легкие однокорпусные; Р — легкие с футеровкой из резины; Т — тяжелые двухкорпусные с защитой из изнosoустойчивых металлов. Примеры обозначения грунтовых насосов: 5ГрЛ-8, 10ГруТВ-8, 5ГрРВ-8, где 5, 10 и 5 — диаметры входных патрубков в миллиметрах, уменьшенные в 25 раз; Гр — грунтовой; Гру — грунтовой, проточная часть увеличенного сечения; Л — легкий однокорпусный; Т — тяжелый двухкорпусный; Р — футеровка резиной; В — вертикальное расположение вала; 8 — ω_s во всех трех случаях.

Центробежные насосы бывают и вертикального исполнения, то есть с вертикальным валом. Имеются следующие типы этих насосов: 1) стационарные, устанавливаемые в помещении насосной станции; 2) скважинные — для подъема воды из скважин и колодцев.

Стационарные центробежные насосы с вертикальным валом — это обычно одноступенчатые и в очень редких случаях многоступенчатые

насосы*, имеющие в основном те же детали, что и горизонтальные с односторонним входом воды на колесо. Осевая сила и масса вращающихся частей насоса воспринимаются пятой электродвигателя. За муфтой по направлению к электродвигателю расположен вертикальный трансмиссионный вал (проставок); при длине его более 3 м устанавливают один или несколько направляющих подшипников, в зависимости от расстояния между валами насоса и электродвигателем. Насос подобного типа обозначают буквой В, а марку насоса $D_n B-Q/H$, где D_n — диаметр напорного патрубка, мм; В — вертикальный; Q — подача, м³/с; H — напор, м.

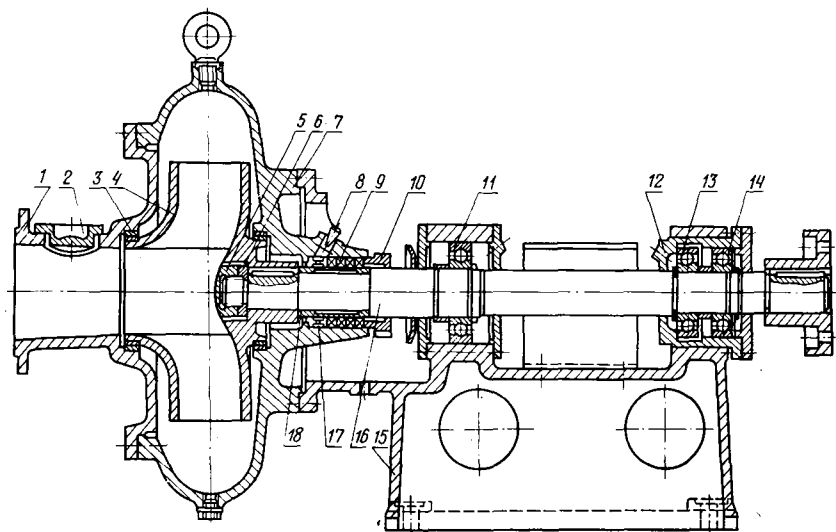


Рис. 17. Разрез по оси фекального насоса:

1 — всасывающий патрубок с передней крышкой; 2 — крышка люка отверстия для прочистки; 3 — защитно-уплотняющие кольца; 4 — рабочее колесо; 5 — обтекаемая контргайка; 6 — гайка; 7 — корпус-отвод; 8 — подвод воды для гидравлического уплотнения сальника; 9 — сальниковая набивка; 10 — крышка сальника; 11, 14 — радиальные подшипники качения; 12 — стакан-гнездо установки подшипников; 13 — радиально-упорный подшипник; 15 — стойка с кронштейном; 16 — вал; 17 — кольцо гидравлического уплотнения; 18 — втулка.

При применении обточенного (небазового) рабочего колеса в обозначение типоразмера насоса дополнительно вводят римские цифры I или II, рабочего колеса, отличного от основного (базового) — прописную букву А, при отличной от номинальной частоте вращения — прописную букву О, а для двухскоростных двигателей — прописную букву М.

Приведем эти обозначения для насоса с базовым рабочим колесом, подачи 4 м³/с, напором 40 м и диаметром напорного патрубка 1000 мм (старая марка 44В-22):

- 1000В-4/40 — колесо базовое;
- 1000В-4/40-1 — колесо обточенное;
- 1000В-4/40-А — колесо, отличное от базового;
- 1000В-4/40-О — частота вращения, отличная от номинальной;
- 1000В-4/40-М — двухскоростной двигатель.

На рисунке 18 показаны разрез по оси и вид сверху насоса типа В. Этот насос по конструкции напоминает рассмотренный выше горизонтальный насос К, поставленный вертикально. Однако между ними имеется и существенная разница: в насосе типа В усилия действуют вертикально по оси насоса, радиальные усилия уравниваются, по-

* Пример установки четырехступенчатых вертикальных центробежных насосов — в США (Лос-Анджелес). Подача насоса равна 8,9 м³/с, напор 587 м и мощность 60 тыс. кВт.

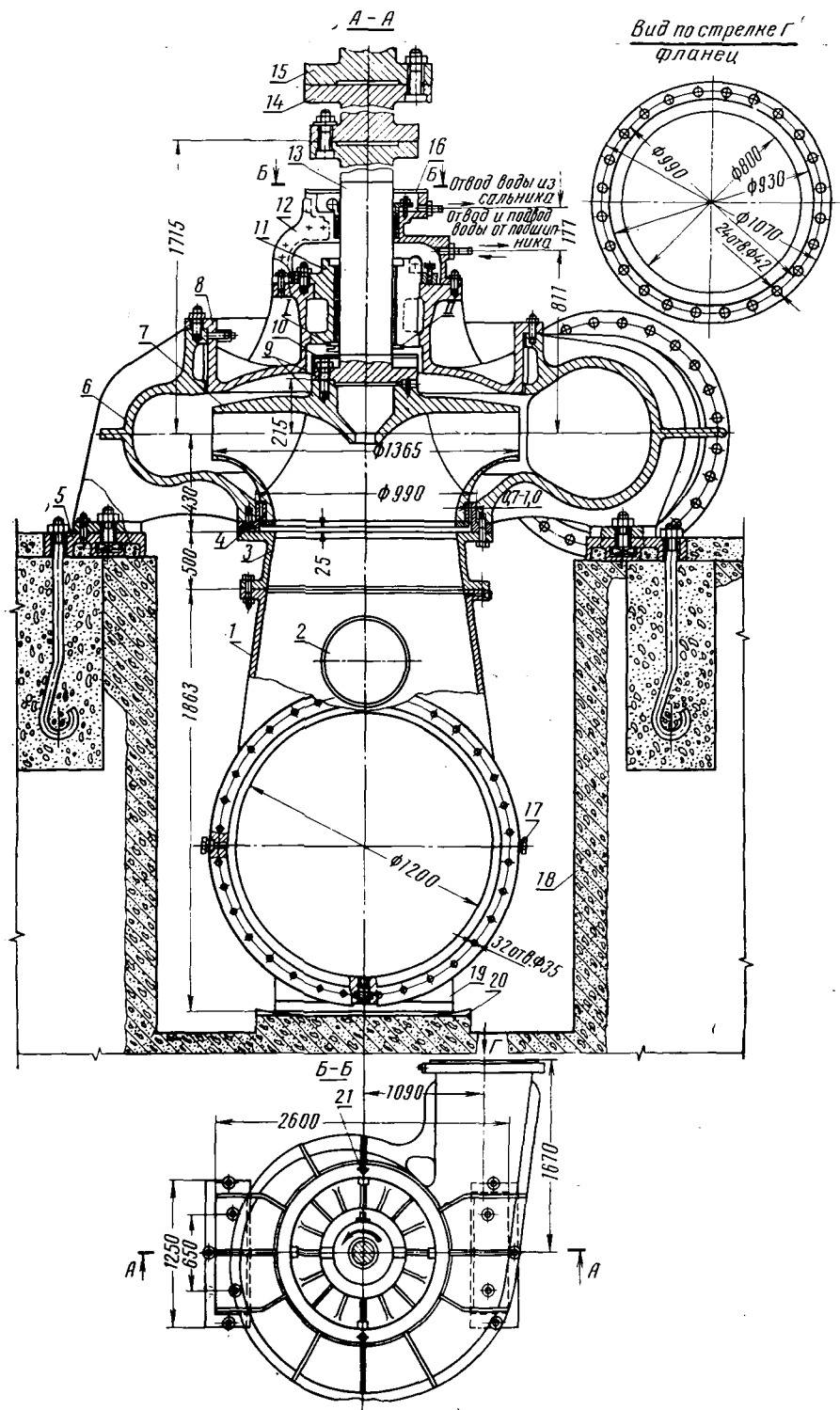


Рис. 18. Разрез и вид сверху насоса В марки 1000В-4/63 (40В-16М):

1 — подводящее колено; 2 — люк смотровой; 3 — подводящий конус; 4 — защитно-уплотняющие кольца; 5 — фундаментная плита; 6 — корпус насоса с установочными лапами и ребрами жесткости; 7 — рабочее колесо; 8 — крышка разъемная; 9 — крепление рабочего колеса к валу; 10 — защитный кожух; 11 — узел подшипника (корпус и вкладыш разъемные); 12 — узел сальника (корпус и крышка разъемные); 13 — вал (в сборе вращающиеся части — ротор); 14 — трансмиссия (проставка вала); 15 — вал электродвигателя; 16 — кожух; 17 — отверстия с пробкой; 18 — столбчатый фундамент; 19 — кронштейн-подставка подводящего колена; 20 — монтажный клин; 21 — рым-болт; 1 — деталь уплотнения, устанавливаемая при грязной воде (торцевое уплотнение) и 11 — при чистой воде.

этому опорные детали имеют иное конструктивное назначение, чем у насоса К. Наличие вертикального вала, иногда значительной длины, ставит перед конструкторами особые задачи, так как для уменьшения возникающих колебаний вала приходится устанавливать направляющие подшипники в трансмиссионной части вала. Кроме того, вертикальный электродвигатель должен быть особой конструкции, так как его пята уравнивает все вертикальные усилия агрегата.

Насосы В широко применяют в оросительных насосных станциях, в водоснабжении и в насосных станциях перекачки на судоходных каналах. Например, на Мариинской насосной станции на Волго-Донском судоходном канале им. В. И. Ленина установлены насосы марки 70В-36 (старая марка), на Аму-Бухарском канале — 1600В-10/63 (56В-17 — старая марка). Конструкция насоса, взаимное расположение деталей и их назначение ясны из рисунка. Опорой вала служит подшипник 11 трения скольжения. Смазка подшипника водяная, вкладыши лигнофолевые. Вал вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода сверху.

К такому насосу воду подводят снизу, поэтому подземная часть насосной станции с насосом В может иметь два конструктивных решения. При одном из них воду к насосу подают металлической коленчатой трубой, насос устанавливают на столбчатых фундаментах, всасывающие и напорные трубы находятся в насосном помещении («сухой» камере), а в основании станции расположена железобетонная плита (рис. 18). При больших размерах и подаче насоса, чем у приведенного на рисунке 18, вода к насосам типа В подводится также коленчатой трубой, но выполненной в бетонном блоке, лежащем в основании станции, и только напорные трубы находятся в насосном помещении. В этом случае корпус насоса может быть заделан в бетон блока до его горизонтальной оси. При больших подачах и колебаниях горизонтов воды в водоисточнике по компактности (двигатель расположен над насосом, коммуникации находятся в насосном помещении и др.) насос типа В обладает преимуществами. Эти насосы имеют подачу 1,0—35,0 м³/с и напор 22—110 м. Они предназначены для перекачки чистой воды питьевого и промышленно-хозяйственного назначения и других жидкостей, аналогичных по вязкости и химической активности, с содержанием взвешенных частиц $\leq 0,3\%$, размером $\leq 0,1$ мм, в том числе абразивных частиц $\leq 2\%$, при температуре 35 °С (308К).

Ресурс насосов до первого капитального ремонта устанавливают не менее 20 000 ч, а среднюю наработку на отказ — не менее 4000 ч.

Фекальные вертикальные насосы имеют много общего с насосами типа В для чистой воды. У них рабочие колеса с односторонним подводом воды снизу на колесо. Различие состоит в том, что у фекальных насосов число лопаток доведено до четырех и есть устройства против изнашивания деталей и очистки при засорениях.

Скважинные центробежные насосы — вертикальные секционные с одним колесом и многосекционные — подают воду из скважин при водоснабжении, водопонижении и орошении. Допускается использование этих насосов и для подачи воды из открытых источников (рек, озер и др.) с соблюдением технических условий установки и эксплуатации. Эти насосы можно разделить на две группы: 1) насос опускают в скважину, а электродвигатель располагают над скважиной; 2) насос и электродвигатель опускают в скважину до требуемой отметки.

В первом случае насос соединяют с электродвигателем длинным валом (трансмиссией), расположенным в водоподъемной трубе (насос изобретен Пушечниковым). Насосы такого типа выпускают трех марок: ЦТВ (Ц — центробежный, Т — с трансмиссионным валом, В — для подачи воды); АТН (А — артезианский, Т — турбинный, Н — насос) и А (А — артезианский). В соответствии с ГОСТ 14835—69 насосы

марки ЦТВ предназначены для подачи неагрессивной воды температурой до 35 °С, содержащей до 0,1% по массе твердых механических примесей. Их приводят в действие от двигателя, расположенного над скважиной, с помощью трансмиссионного вала длиной до 100 м. Подача насосов равна 4—1250 м³/ч, напоры — 20—200 м. Установлены следующие их размеры (мм) по внутреннему диаметру обсадных труб скважин, уменьшенные в 25 раз и округленные: 6, 10, 12, 14, 16, 20. Марка ЦТВ будет в дальнейшем единой для всех скважинных насосов с трансмиссионным валом.

Насосы марок АТН и А в соответствии с действующими ТУ предназначены для подачи воды температурой до 30 °С, содержащей до 0,5% по массе механических примесей.

Насосы марки АТН выпускают следующих размеров (по внутреннему условному диаметру обсадных труб скважин): 8, 10, 14, а насосы марки А — 20 и 24. Примеры обозначений марок насосов этого типа:

ЦТВ 8-40-65, где 8 — минимально допустимый внутренний диаметр обсадной трубы скважины, мм, уменьшенный в 25 раз и округленный; 40 — подача, м³/ч; 65 — напор, м. ГОСТ 14835—69 распространяет указанные обозначения и на марки специальных насосов, предназначенных для подачи агрессивной воды или воды с повышенной температурой, а в обозначение после цифр добавляют соответственно буквы А и Т. Например, марка насоса, работающего на агрессивной воде, ЦТВ 8-40-65А, насоса, работающего на воде с повышенной температурой, ЦТВ 8-40-65Т;

АТН 14-1-6, где 14 — вышеуказанный условный диаметр скважины; 1 — порядковый номер модификации насоса; 6 — количество рабочих колес (секций);

20А-18×1, 20А-18×3 и 24А-18×3, где 20 и 24 — вышеуказанные условные диаметры обсадных труб скважин, 18 — быстроходность, уменьшенная в 10 раз, а 1 и 3 — число колес (ступеней).

На рисунке 19 приведена установка артезианского насоса 20А-18×3.

На рисунке 20 представлен разрез установки насоса 24А-18×1, а на рисунке 21 — его опорная часть. Как видно из рисунков, вход воды на рабочее колесо у насосов типа А — по оси, а выход ее из колеса — радиальный. Вертикальные осевые усилия в насосе (масса ротора — вала и рабочего колеса, давление воды) воспринимает шариковая пята, расположенная в опорной части, под электродвигателем.

На рисунке 22 показан насос типа АТН, а на рисунке 23 — электродвигатель с приводной головкой и опорной станиной. Движение воды в рабочем колесе диагональное (под углом к оси вала), а вертикальные осевые усилия воспринимаются шариковой пятой, расположенной в верхней части электродвигателя.

У насосов типа ЦТВ рабочие колеса выполняют с радиальным и диагональным движением воды, а восприятие вертикальных осевых усилий приходится на шариковую пята, расположенную ниже электродвигателя в опорной станине.

У насосов ЦТВ10 и ЦТВ12 возможен привод от дизеля с горизонтальным валом и карданной передачей через конический редуктор, находящийся на опорной станине.

От рабочего колеса вода отводится к следующей ступени или в водоподъемную трубу с помощью направляющего аппарата (лопаточного отвода).

Верхнее рабочее колесо насоса следует размещать ниже динамического уровня воды в скважине на величину, указанную заводом-изготовителем. Количество (*n*) секций трубопровода и расположенных в них секций трансмиссии назначают в зависимости от глубины скважины. Длина секций трубопровода и соответственно трансмиссий колеб-

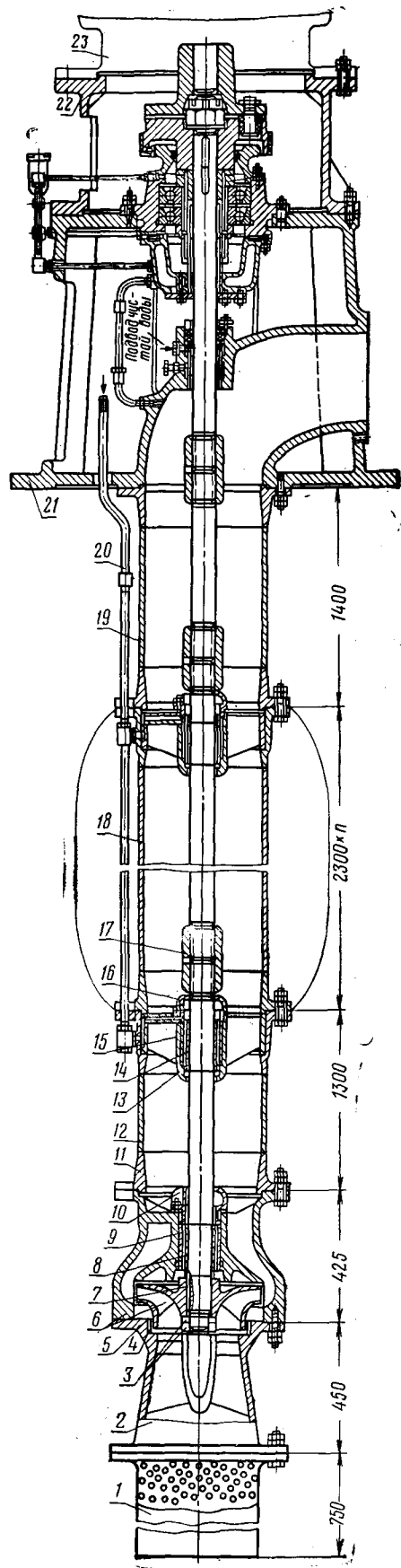
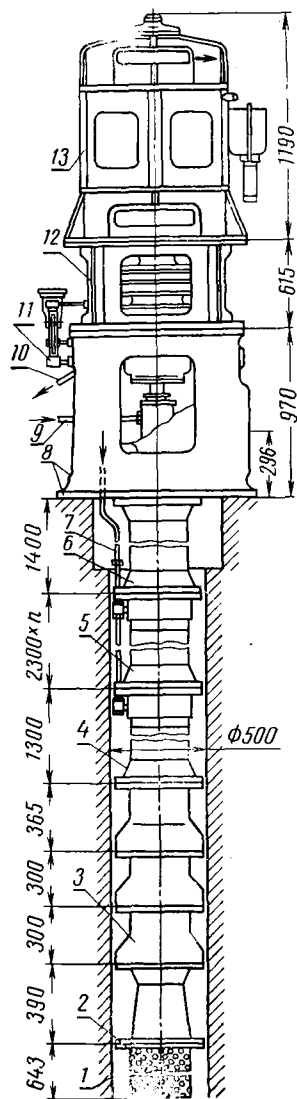


Рис. 19. Установка артезианского насоса 20А-18Х3:

1 — обсадная труба скважины $d_{\text{вн}} = 500$ мм (20); 2 — приемная сетка; 3 — насос (3 секции); 4, 5, 6 — соответственно переходная, нормальная, переходная секции водоподъемной трубы; 7 — трубка подвода чистой воды для смазки подшипников трансмиссии; 8 — опорный корпус с водоотводным коленом и фундаментным фланцем; 9 — подвод чистой воды к салнику; 10 — слив охлаждающей воды от масляной ванны подшипника-пяты; 11 — маслоуказатель; 12 — фонарь подмоторный; 13 — электродвигатель (АВ-112-4, $N = 250$ кВт; $U = 380$ В, $n_{\text{сн}} = 1500$ об/мин).

лежся для разных типов и подач насосов в пределах 2300—2600 мм. Основными материалами для изготовления следующих деталей этих насосов служат: рабочего колеса — чугун, лопаточного отвода — сталь (у насосов типа ЦТВ) и чугун (у насосов типа А и АТН), вала — сталь, корпусных деталей — чугун, вкладышей подшипников — резина.

Смазку радиальных подшипников насосов и трубопроводов (подшипников трансмиссий) проводят в установках с насосами типов ЦТВ и АТН перекачиваемой водой, а с насосами типа А — осветленной водой и избыточным давлением 0,1 МПа.

Гидравлические сопротивления в водоподъемных трубах при определении напора насоса принимают по данным заводов-изготовителей и каталогов насосов. Затопление насоса позволяет исключить установку обратного клапана на всасывающей линии. Низ приемной сетки необходимо располагать на 1,5—2 м выше дна скважины.

К установке скважинных насосов с трансмиссионным валом предъявлены такие требования: строго вертикальное расположение вала трансмиссии, недопущение искривления скважин, тщательность монтажа по инструкции завода-изготовителя.

Рассмотренный тип насосов имеет некоторые недостатки: нет доступа к работающему в скважине насосу; необходимость при больших напорах устанавливать два насоса — один в скважине, а другой на поверхности земли; трудность эксплуатации и сложность монтажа и демонтажа насоса при ремонтах (вала, направляющих подшипников, муфт и др.); изнашивание вала от песка и коррозии.

И все же эти насосы при правильном монтаже и эксплуатации имеют преимущества перед поршневыми штанговыми насосами и эрлифтами. Центробежные насосы не содержат частей, движущихся поступательно, как у поршневых насосов; последние менее надежны в эксплуатации из-за частых разрывов или разъединений штанг, срыва нарезок в муфтах. По сравнению с эрлифтами центробежные насосы обладают более высоким к.п.д., сравнительно простым устройством электрооборудования и не требуют специально обученного персонала, который необходим при эрлифтах по уходу за компрессорами.

Указанные недостатки насосов с трансмиссионным валом послужили причиной создания погружных насосных агрегатов — второй группы скважинных насосов. Энергию к погружному электродвигателю подводят сверху по специальному кабелю. Эти насосы объединены в единую серию с обозначением ЭЦВ, где Э — привод от погружного электродвигателя; Ц — центробежный; В — подача воды. Пример обозначения марки насосов этого типа ЭЦВ12-375-30, где 12 — внутренний диаметр обсадной трубы (мм), уменьшенный в 25 раз (условный диаметр); 375 — подача, м³/ч; 30 — напор, м. Они предназначены для подачи воды с общей минерализацией (сухой остаток) до 1500 мг/л, рН от 6,5 до 9,5, температурой до 25 °С, содержащей ≤ 0,01% по массе твердых механических примесей, хлоридов ≤ 550 мг/л, сульфатов ≤ 500 мг/л и сероводорода ≤ 1,5 мг/л. При обосновании допускается применение насосов для подачи воды с общей минерализацией до 2000 мг/л.

Рабочие колеса насосов радиального и диагонального (полуосевого) типа. Насосы размещают ниже динамического уровня воды в сква-

Рис. 20. Разрез насоса 24А-18×1 (одноколенного):

1 — приемная сетка; 2 — входной патрубок; 3 — гайка и контргайка; 4 — защитно-уплотнительное кольцо; 5 — корпус насоса с направляющим аппаратом; 6 — рабочее колесо; 7 — шпонка; 8 — втулка облицовочная; 9 — вкладыш подшипника резинометаллический; 10 — обтекатель; 11 — вал насоса; 12, 18, 19 — переходная, нормальная, переходная секции водоподъемной трубы; 13 — крестовина; 14 — защитная втулка; 15 — вкладыш; 16 — обтекатель; 17 — муфта вала; 20 — трубка подвода чистой воды для смазки подшипников; 21 — опорный корпус с коленом и опорным фланцем; 22 — фонарь подмоторный; 23 — электродвигатель (АВ-112-4, N=250 кВт, U=380 В, n_{син} = 1500 об/мин).

3. Рабочие колеса диагонального (полуосевого) типа зафиксированы на валу. Осевые усилия воспринимает упорный подшипник, расположенный внизу электродвигателя.

В погружных электронасосных агрегатах электродвигатель расположен ниже насоса и вода в насос проходит между ним и двигателем, входное отверстие защищено сеткой.

Привод погружных скважинных насосов — это погружной асинхронный с короткозамкнутым ротором водозаполненный электродвигатель. Обмотка статора соединена по схеме «звезды», имеет три вывода, подключенных к питающему кабелю. Пример обозначения марки электродвигателя: ПЭДВ 1,6-93, где П — погружной; ЭД — электродвигатель; В — водозаполненный; 1,6 — мощность, кВт; 93 — наибольший наружный диаметр электродвигателя, мм. У некоторых обозначений марок насосов и электродвигателей впереди стоят цифры, указывающие порядковый номер модификации. Трехфазные электродвигатели, кроме ПЭДВ 0,5-93 и ПЭДВ 0,7-93, которые являются однофазными, питает ток частотой 50 Гц. Буквы Г, К и М, стоящие после цифр в конце обозначения марки насосов, указывают на возможность их использования для подачи воды с повышенным содержанием механических примесей — до 0,05% по массе (при дренажных и горнорудных работах), общей минерализацией до 2500 мг/л. Кроме того, эти насосы в течение 20 мин после пуска могут работать на воде, содержащей до 1% по массе механических примесей и последующие 30 мин — на воде, содержащей их до 0,5%.

Для изготовления основных деталей погружных насосов применяют следующие материалы: рабочего колеса — полиамид, полипропилен (у насосов для скважин с условным диаметром до 8); более крупных насосов — бронзу и чугун; лопаточного отвода — полипропилен, бронзу и чугун; подводов, корпусов подшипников и подпятников — чугун, сталь; радиальных подшипников — резину (резинометаллические подшипники); валов — сталь.

На рисунке 24 представлены насосные агрегаты типа ЭЦВ трех исполнений: 1, 2а и 3.

На рисунке 25 приведена установка насоса ЭЦВ16-210-640 со значительными подачей ($Q=210 \text{ м}^3/\text{ч}$) и напором ($H=640 \text{ м}$). Число ступеней — 13, рабочие колеса — диагональные, диаметр обсадной трубы не менее 402 мм, а насоса не более 375 мм. Электродвигатель марки ПЭДВ 500-375 (наружный диаметр 375 мм) мощностью 500 кВт, напряжением 3000 В, частотой вращения 2950 об/мин, к.п.д. 90%. Фонарь 4 предназначен для центрирования насосного агрегата и водоподъемной трубы в скважине.

В установках меньшей мощности с меньшим напряжением трансформатор отсутствует и имеется только ящик системы автоматического управления.

Автоматическая защита электродвигателя и насоса от понижения уровня воды в скважине обеспечивается путем установки реле-датчика сухого хода 3.

Промышленность еще выпускает насосы со старыми обозначениями, например АП (артезианский погружной) и др.

В настоящее время конструкторы работают над уменьшением наружного размера корпуса погружных насосов. В этих целях начали применять рабочие колеса с повышенной быстроходностью, с лопатками удлиненной формы. Такие колеса имеют меньший диаметр, что, в свою очередь, уменьшает поперечные размеры корпуса, а следовательно, и диаметр скважины. Для очень узких скважин применяют осевые многоступенчатые насосы.

Классификация центробежных насосов. Центробежные насосы можно классифицировать по следующим признакам.

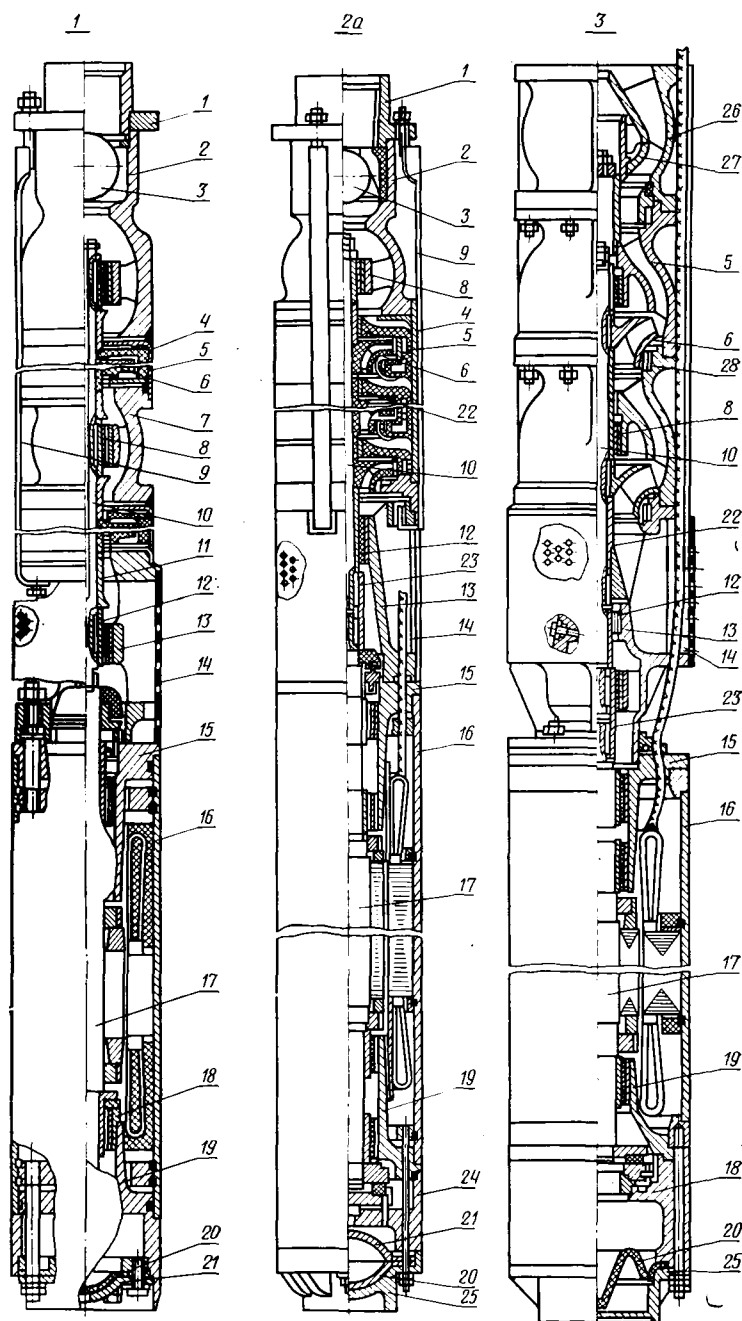


Рис. 24. Погружные насосные агрегаты типа ЭЦВ с электродвигателями ПЭДВ исполнений 1, 2а и 3:

1 — напорный патрубок; 2 — корпус радиального подшипника с седлом обратного клапана; 3 — шаровой обратный клапан; 4 — обойма лопаточного отвода; 5 — лопаточный отвод; 6 — рабочее колесо; 7 — корпус радиального подшипника; 8 — радиальный подшипник; 9 — стяжка; 10 — вал; 11 — пескосбрасыватель; 12 — подшипниковая втулка; 13 — подвод; 14 — сетка; 15, 19 — подшипниковый щит; 16 — статор; 17 — ротор; 18 — радиально-упорный подшипник; 20 — диафрагма; 21 — ограничитель; 22 — уплотняющая втулка; 23 — соединительная муфта; 24 — пята; 25 — днище; 26 — корпус клапана; 27 — тарельчатый обратный клапан; 28 — защитно-уплотняющее кольцо.

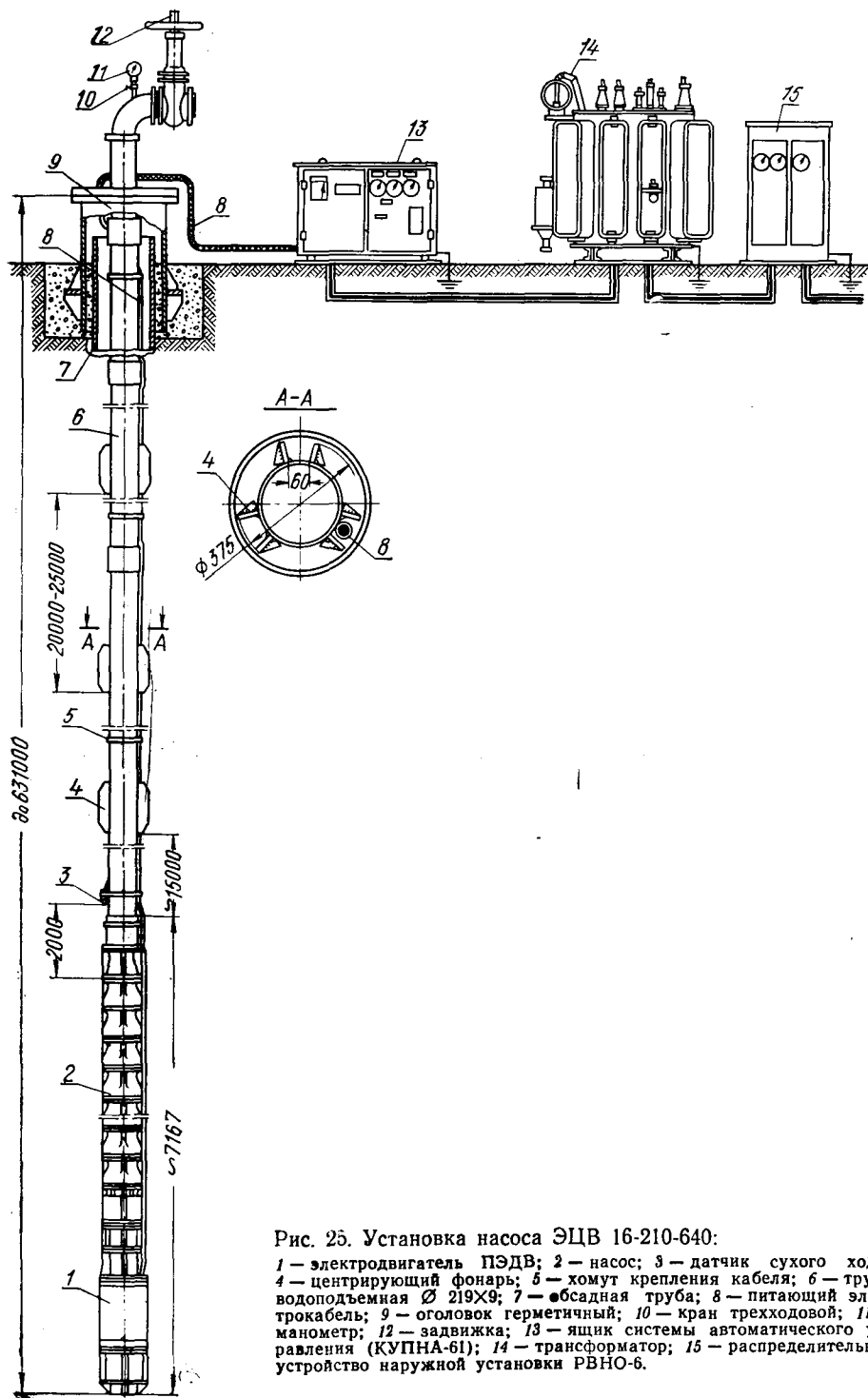


Рис. 25. Установка насоса ЭЦВ 16-210-640:

1 — электродвигатель ПЭДВ; 2 — насос; 3 — датчик сухого хода; 4 — центрирующий фонарь; 5 — хомут крепления кабеля; 6 — труба водоподъемная $\varnothing 219 \times 9$; 7 — обсадная труба; 8 — питающий электрокабель; 9 — оголовок герметичный; 10 — кран трехходовой; 11 — манометр; 12 — задвижка; 13 — ящик системы автоматического управления (КУПНА-61); 14 — трансформатор; 15 — распределительное устройство наружной установки РВНО-6.

По числу колес (ступеней): одноколесные (одноступенчатые) (рис. 9, 12, 18); многоколесные (многоступенчатые), с последовательным движением воды через колеса (рис. 15, 16).

По создаваемому напору: низконапорные (напор до 20—25 м); средненапорные (от 20 до 60 м); высоконапорные (свыше 60 м).

По способу подвода воды на колесо: с односторонним подводом воды на колесо (рис. 9, 15, 16, 17, 20, 24); с двухсторонним подводом воды на колесо (рис. 12).

По расположению вала: горизонтальные; вертикальные.

По способу разъема корпуса: с горизонтальным разъемом (рис. 12, 16); с вертикальным торцевым разъемом (рис. 9, 15, 17).

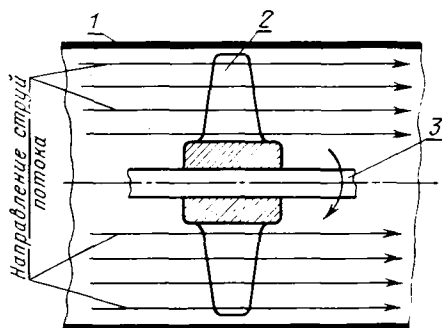


Рис. 26. Схема движения потока в осевом насосе:

1 — корпус насоса; 2 — лопасть рабочего колеса; 3 — вал.

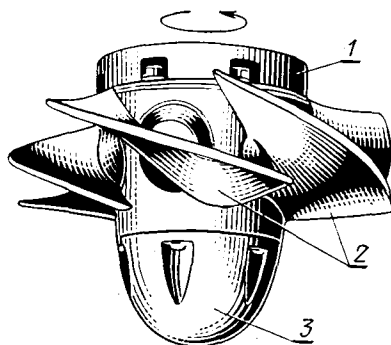


Рис. 27. Рабочее колесо осевого насоса:

1 — втулка; 2 — лопасти; 3 — обтекатель на входе рабочего колеса.

По быстроходности: при $\omega_s=6$ — тихоходные колеса; при $\omega_s=9$ — нормальные; при $\omega_s=15$ и выше — быстроходные. Геометрическая форма рабочего колеса зависит от его быстроходности.

Осевые насосы. На рисунке 26 представлена схема движения потока в рабочем колесе осевого насоса. Струйки потока имеют направление, параллельное оси насоса, благодаря чему этот тип лопастных насосов и получил название осевых. В действительности движение потока более сложное, чем изображено на рисунке. Рабочее колесо этих насосов напоминает пропеллер (рис. 27). Согласно ГОСТ 9366—71, эти насосы бывают двух типов: О — осевые с жестким (неподвижным) креплением лопастей и ОП — осевые с поворотными лопастями рабочего колеса. Выпускают их с горизонтальным и вертикальным валом. В обычном, по ГОСТ, исполнении горизонтальные насосы имеют рабочие колеса с жестким креплением лопастей и диаметрами 150, 250, 300, 420, 550 и 700 мм; вертикальные — диаметрами 470, 550, 700, 870, 1100, 1450, 1850, 2600 мм, а с поворотными лопастями — диаметром 870 мм и более.

В настоящее время по специальному заказу для канала Днепр—Донбасс запроектирован и будет выпущен насос ОПГ-220 с подачей $20 \text{ м}^3/\text{с}$, напором 4,7—7,2 м и частотой вращения 214 об/мин.

Осевые насосы изготовляют с подачей от $0,072$ до $40,5 \text{ м}^3/\text{с}$, напором от 2,5 до 26 м. Они предназначены для подачи воды и других жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности, с температурой не более 35°C (308K) и содержанием взвешенных частиц не более 3 г/л, в том числе абразивных частиц не более 2%, размером до 0,2 мм.

По согласованию с заводом-изготовителем допускается изготовление этих насосов для подачи воды повышенной температуры, агрессив-

ной и с повышенным содержанием механических примесей при сохранении установленных стандартом подачи и напора. Осевые насосы можно применять в мелиорации (орошение, осушение), в водоснабжении (станции 1-го подъема), на водных путях, как циркуляционные на тепловых электростанциях и др.

Такие насосы изготовляют семи моделей: 2, 3, 5, 6, 8, 10, 11 и восьми модификаций:

К — с камерным подводом (подводящая труба с горизонтальной осью);

МК — малогабаритный с камерным подводом;

МБК — моноблочный с камерным подводом;

Э — с электроприводом разворота лопастей;

ЭГ — с электрогидроприводом разворота лопастей;

КЭ — с камерным подводом и электроприводом разворота лопастей;

МЭ — малогабаритный с электроприводом разворота лопастей;

МКЭ — малогабаритный с камерным подводом и электроприводом разворота лопастей.

Верхнее колено (отвод насоса) может быть расположено под углом 60° к оси вала и под углом 90° (так называемый малогабаритный). У насосов с камерным подводом к. п. д. на 2—3% ниже. Рабочие камеры диаметром до 700 мм моделей насосов 5, 6, 8 выполняют цилиндрическими (рис. 28), а остальных моделей насосов — сферическими (рис. 29, А). Зазор между рабочим колесом и рабочей камерой составляет около 0,10% диаметра рабочего колеса. Насосы типа О горизонтального исполнения преимущественно устанавливают с превышением отметки оси рабочего колеса над уровнем воды нижнего бьефа и с сифонной всасывающей трубой. Величину превышения определяют по условиям установки насоса и кавитационной характеристике. Вертикальные насосы типа ОП с диаметром рабочего колеса 870 и 1100 мм устанавливают с камерным подводом воды (рис. 28) и коленчатой подводящей трубой (рис. 29, А), а более 1100 мм — только с коленчатой трубой. Малогабаритные насосы выпускают с диаметром рабочего колеса до 1100 мм. При пуске и работе вертикальных насосов уровень воды в нижнем бьефе должен быть выше оси рабочего колеса.

Опоры вала насоса — нижний и верхний направляющие подшипники с лигнофолевыми или резиновыми вкладышами и смазкой водой, перекачиваемой насосом. Если она содержит более 50 мг/л взвешенных частиц, то воду для смазки подшипников подают от специального источника и изолируют их от перекачиваемой воды специальными манжетами. Расход воды на смазку каждого подшипника: при диаметре рабочего колеса до 1100 мм — 0,5 л/с; 1450 и 1850 мм — 1 л/с; 2600 мм — 2 л/с. Напор смазочной воды в точке подвода должен превышать напор насоса на 7÷10 м. При пуске насоса смазка подшипников обязательна. В это время к верхнему подшипнику ее подают от постороннего источника, а потом отключают. Над верхним подшипником установлено торцевое уплотнение.

Гидравлическое осевое давление и масса ротора у вертикальных насосов воспринимаются пятой электродвигателя. Количество лопастей у рабочих колес насосов от трех до шести: колеса у типа О6 — трехлопастные, О5 и О11 — четырехлопастные, О2 — пятилопастные, О3 и О10 — шестилопастные.

Примеры условного обозначения марок осевых насосов: ОГ6-25, ОВ5-55МК, ОПВ2-145ЭГ, где ОГ — осевой, горизонтального исполнения; ОВ — осевой, вертикального исполнения; ОПВ — осевой с поворотными лопастями, вертикального исполнения; 6, 5, 2 — модели насосов (номера рабочих колес по испытаниям в лаборатории); 25, 55, 145 — диаметры рабочих колес (см); МК — малогабаритный с камерным подводом воды к насосу (прямоосная горизонтальная труба); ЭГ — электрогидравлический привод разворота лопастей рабочего колеса.

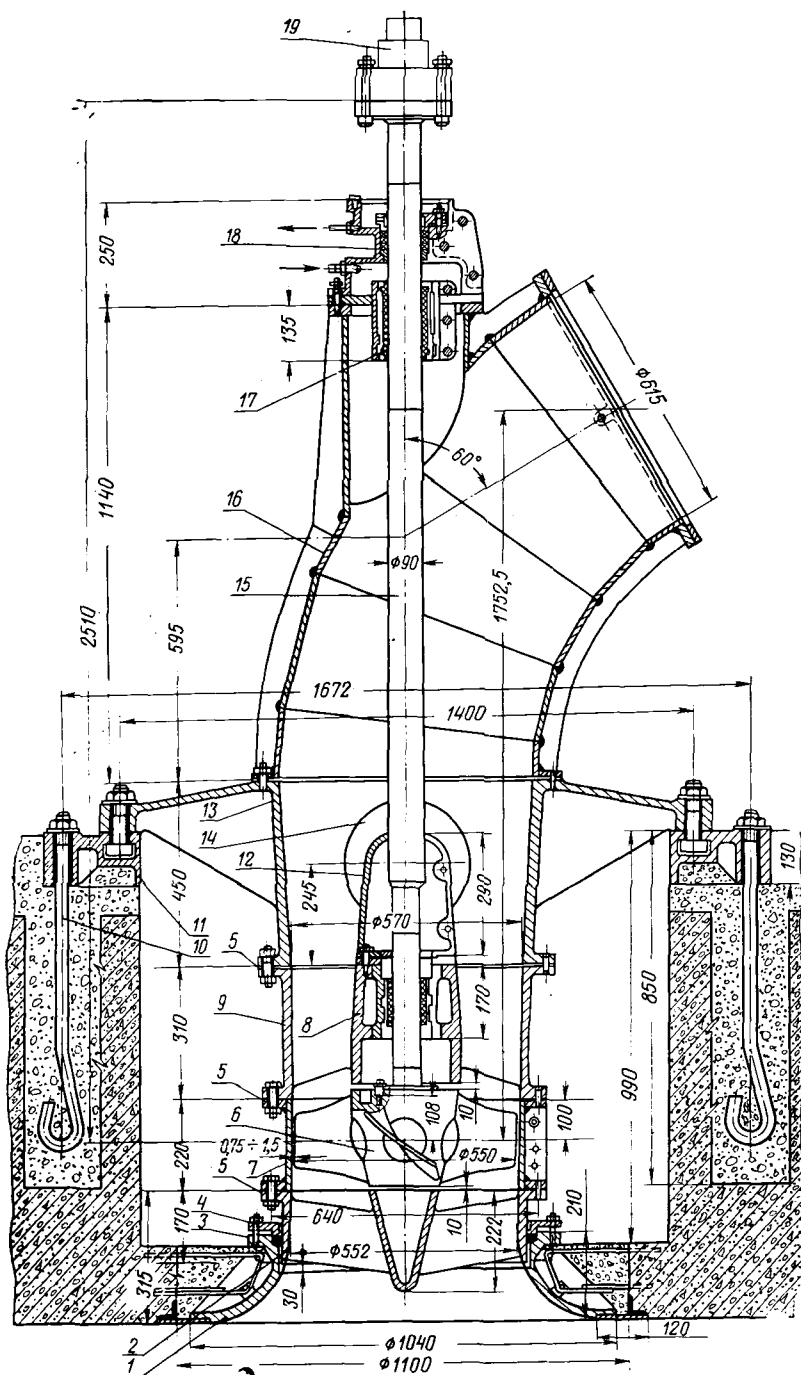


Рис. 28. Разрез осевого насоса 05-55 с подводом воды горизонтальной прямоосной трубой (камерный подвод):

1 — закладное кольцо; 2 — выпрямитель с обтекатель; 3 — резиновый шнур $\phi 20$ мм; 4 — крышка (кольцо) сальника; 5 — прокладка из прессшпана; 6 — рабочее колесо; 7 — камера рабочего колеса (цилиндрическая); 8 — подшипник; 9 — выправляющий аппарат; 10 — фундаментный болт; 11 — опорная рама (плита — 2 шт.); 12 — обтекатель; 13 — диффузор с опорной частью — лапами для крепления на фундаменте; 14 — смотровой герметический люк; 15 — вал; 16 — отвод; 17 — верхний подшипник; 18 — сальник; 19 — вал электродвигателя.

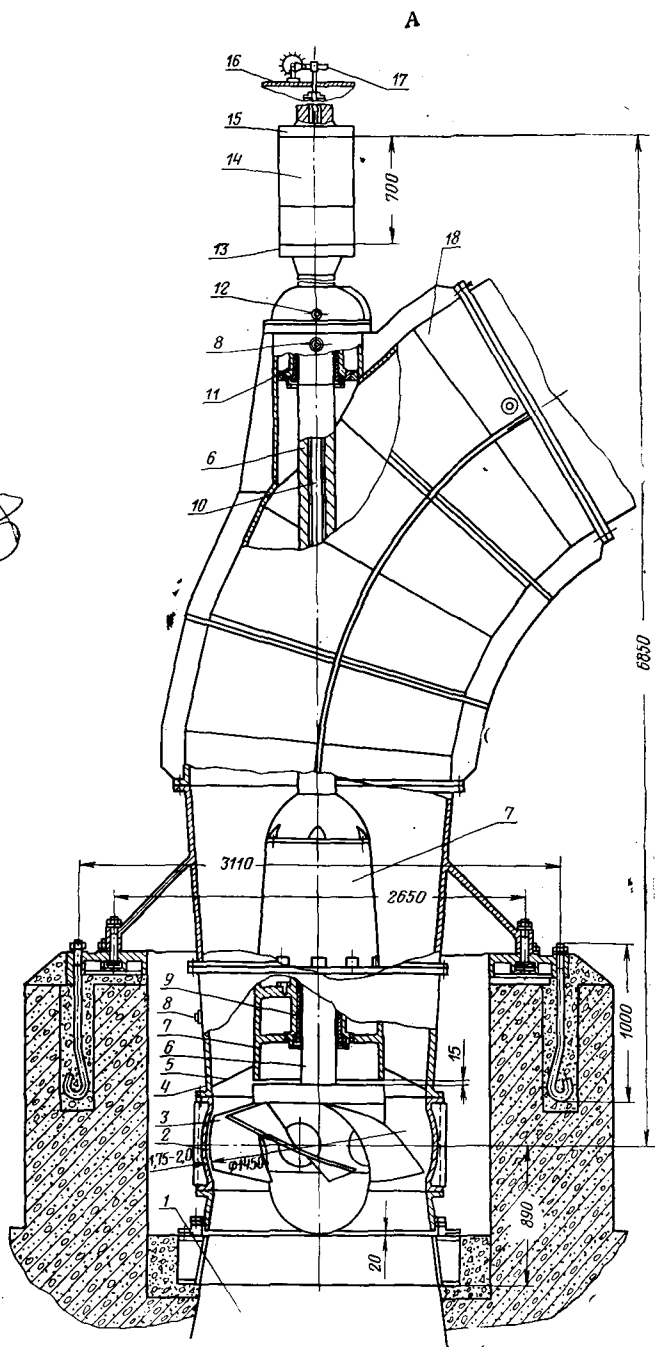
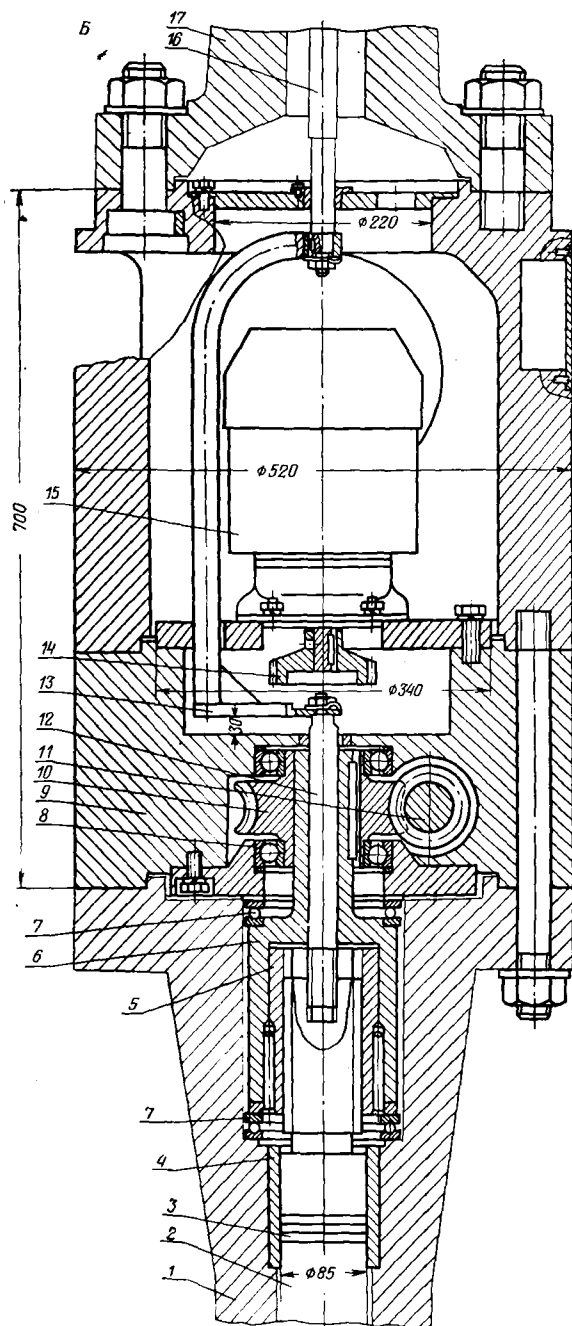


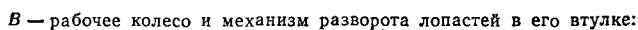
Рис. 29. Осевой насос ОП-145Э с электроприводом лопастей:

А — разрез осевого насоса и его установка с коленчатой подводящей трубой:

1 — коленчатая труба; 2 — сферическая разъемная рабочая камера; 3 — рабочее колесо; 4 — насос с выправляющим аппаратом; 5 — выправляющий аппарат; 6 — вал; 7 — обтекатель; 8 — труба ($\varnothing 1''$) подвода технической чистой воды к подшипникам; 9 — нижний подшипник; 10 — шток; 11 — верхний подшипник; 12 — труба ($\varnothing 1''$) для отвода дренажной воды; 13 — соединительный фланец вала насоса; 14 — корпус электропривода; 15 — соединительный фланец электродвигателя; 16 — крышка электродвигателя; 17 — сельсин-датчик; 18 — колено.



Б — узел электропривода и его размещение в специальном корпусе, располагаемом между фланцами насоса и электродвигателя:
 1 — вал насоса; 2 — шток; 3 — уплотнительные кольца; 4 — втулка; 5 — втулка резьбовая; 6 — втулка; 7 — упорные подшипники; 8 — радиальные подшипники; 9 — корпус электропривода (верхний и нижний проставки, см. рис. 29, А); 10 — колесо червячное; 11 — вал червячный горизонтальный; 12 — тяга указателя поворота лопастей; 13 — стойка-рычаг; 14 — шестерня ведущая (вторая сопряженная шестерня и вертикальный червячный вал на рисунке не показаны); 15 — электродвигатель; 16 — шток указателя; 17 — вал электродвигателя.



Механизмы разворота лопастей у насосов ОП устраивают двух типов: электромеханический (электропривод) и электрогидромеханический (электрогидропривод). Электропривод делают в насосах с диаметрами рабочих колес до 1100 мм. При диаметре 1450 мм применяют электрические и электрогидравлические приводы, а при диаметрах 1850 и 2600 мм — только электрогидроприводы. У насосов ОП и электродвигателей валы пустотелые.

42

щий из цилиндрической передачи (зубчатая пара), двух червячных и винтовой пар; шток, имеющий возвратно-поступательное движение, преобразованное редуктором из вращательного, получаемого от электродвигателя привода, и передающий это движение поворотному устройству, расположенному во втулке рабочего колеса; поворотное устройство, которое состоит из стакана, расположенного в центре втулки, соединенного со штоком и крестовиной. Она тягами связана с рычагами (кривошипам), сидящими неподвижно на осях рабочих лопастей (на шпонках), между двумя опорами оси лопасти, расположенных во внутренней и наружной стенках втулки рабочего колеса.

Шток передает возвратно-поступательное движение стакану, а последний — крестовине, которая, перемещаясь вдоль оси насоса, через тяги передает усилия на рычаги и поворачивает ось лопасти, изменяя угол ее установки. Величина перемещения крестовины от нейтрального положения лопасти в каждую сторону (на открытие и свертывание лопастей) составляет около 20—30 мм, в зависимости от размера насоса. Шток устроен внутри пустотелых валов. Электродвигатель привода разворота лопастей и редуктор расположены между фланцами соединения валов насоса и основного электродвигателя в специальном кожухе типа стакана, конструкция которого может передавать и момент вращения от двигателя к насосу. Разворот лопастей на заданный угол производится дистанционно с пульта управления агрегатом.

Узел дистанционного указателя для дистанционной передачи необходимой величины угла установки лопастей монтируется на крышке главного двигателя насоса и состоит из штока указателя, рычага с зубчатым сектором на валу ротора сельсин-датчика, основания с микропереключателями (МИ-3), сельсин-датчика (БД-404А) и сельсин-приемника (БС-404А). Последний расположен на пульте управления агрегатом. Шток указателя размещается в полой валу главного электродвигателя и связан со штоком насоса с помощью специального рычага с ломаной осью. При ходе штока вверх (закрытие или сворачивание лопастей) или вниз (разворот лопастей) поступательное движение штока, имеющего сверху зубчатую нарезку, поворачивает рычаг с зубчатым сектором вокруг его оси на некоторый угол, и тем самым поворачивается ротор сельсин-датчика. На этот же угол поворачивается ротор сельсин-приемника, так как они связаны между собой электрической цепью. При ходе штока насоса вниз шток указателя опускается вниз под действием специальной пружины. Узел дистанционного указателя на рисунке 29 не показан. Электропривод позволяет разворачивать лопасти при работе насоса, что очень важно для облегчения пуска насоса и регулирования его работы на ходу (рис. 30). На роторах сельсин-датчика и сельсин-приемника жестко закреплены шкалы, градуировка которых соответствует углу установки лопастей.

Электрогидропривод (рис. 30) — индивидуальный гидравлический привод для каждого насоса. Он состоит из следующих основных частей: реверсивного асинхронного вертикального электродвигателя ($N=1,5$ кВт, $n=2830$ об/мин); шестеренного насоса с маслораспределительной коробкой, контактного устройства и щеткодержателя, расположенных на верху основного электродвигателя; маслопроводов (штанги и резиновые рукава), размещенных в пустотелых валах электродвигателя и насоса; сервомотора со штоком, размещенного у рабочего колеса насоса, в верхней части втулки, к которому подсоединены указанные выше маслопроводы. Устройство разворота лопастей, прикрепленного крестовиной к штоку сервомотора, аналогично вышеописанному в электроприводном механизме. Над электродвигателем механизма разворота лопастей расположен шток с зубчатой рейкой наверху, которая имеет зацепление с зубчатым сектором (рычагом), насаженным на ось ротора сельсин-датчика БД-404А

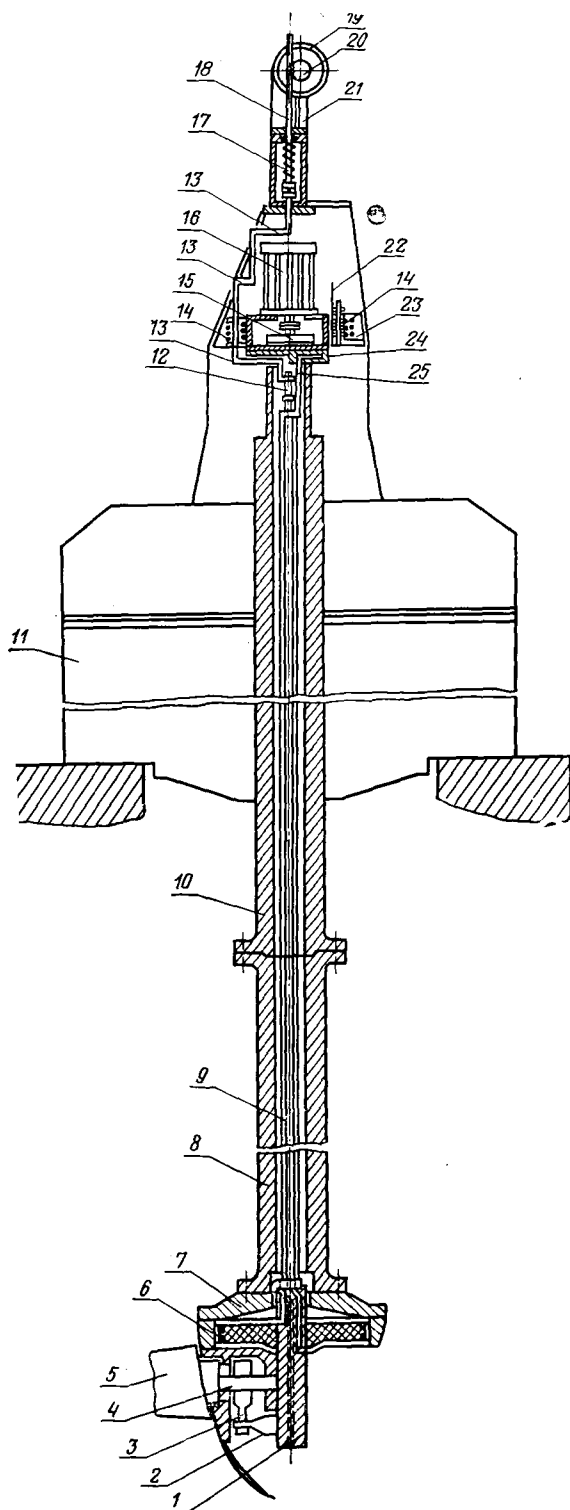


Рис. 30. Схема электрогидропривода разворота лопастей осевого насоса:

1 — шток сервомотора; 2 — крестовина; 3 — рычаг; 4 — ось лопасти; 5 — лопасть рабочего колеса; 6 — поршень сервомотора; 7 — втулка рабочего колеса; 8 — пустотелый вал насоса; 9 — маслопроводы (штанги); 10 — пустотелый вал электродвигателя; 11 — электродвигатель; 12 — шток на верху штанг; 13 — рычаг передачи возвратно-поступательного движения штанг на сельсин-датчик; 14 — кольца токопроводящие; 15 — шестеренный (одна ведущая шестерня и две ведомые) маслонасос; 16 — электродвигатель (реверсивный) механизма разворота лопастей; 17 — пружина для опускания штока вниз; 18 — шток с зубчатой рейкой; 19 — сельсин-датчик (БД-404А); 20 — сектор зубчатый на валу ротора сельсин-датчика; 21 — поддерживающая сельсин-датчик конструкция; 22 — токоподводящий провод (ПГВ-2.5); 23 — узел щеткодержателя; 24 — маслораспределительная коробка; 25 — резиновые рукава (шланги). 2 шт.; деталировку узла крепления крестовины и рычага см. на рисунке 29, В (4, 19, 20).

и обеспечивающим его поворот на необходимый угол, соответствующий углу установки (раскрытию и закрытию лопастей). Сельсин-датчик, монтируемый в блоке управления агрегатом, электрической цепью связан с сельсин-приемником БС-404А. На сельсин-датчике и сельсин-приемнике есть указатели разворота лопастей. Это позволяет дистанционно устанавливать лопасти под необходимым углом при работе насоса.

Шток указателя специальным рычагом с ломаной осью соединен с колонной масляных штанг. Масляные штанги (верхняя, промежуточная и нижняя) жестко связаны между собой и с сервомотором. Они передвигаются возвратно-поступательно, и величина их хода равна величине хода поршня сервомотора. Для обеспечения свободного хода масляные штанги соединены резиновыми рукавами (шлангами) с маслораспределительной коробкой.

Электропривод разворота лопастей муфтой соединен с шестеренным (трехшестеренным — одной ведущей и двумя ведомыми шестернями) маслонасосом [подача 15,5 л/мин, давление 4,9 МПа (50 кгс/см²), частота вращения 2830 об/мин].

Масло от насоса поступает в нижерасположенную маслораспределительную коробку, из которой оно направляется через резиновые рукава (шланги) в штанги. Штанги состоят из двух концентрически расположенных труб (одна внутри другой), образуя два маслопровода — внутренний (центральный) и наружный. По центральному маслопроводу масло подается под поршень, который поднимается и лопасти свертываются, а по наружному оно направляется в пространство над поршнем, он опускается, и лопасти развертываются (то есть угол установки их увеличивается).

Основные детали насосов при подаче обычной воды изготавливают из следующих материалов; вал насоса — сталь; втулка рабочего колеса — сталь; лопасть рабочего колеса — нержавеющая сталь; рабочая камера — сталь; диффузор с выправляющим аппаратом — чугун; отвод 60° — сварной стальной; отвод малогабаритного исполнения — чугун; вкладыши подшипников — сталь с резиновым покрытием; торцевое уплотнение — сталь и резина для уплотнения. С изменением условий работы насоса материал деталей и узлов может быть другой. Шейки валов наплавляются нержавеющей сталью для уменьшения износа.

Обычная установка осевых насосов ОВ и ОПВ приведена на рисунках 28 и 29. А. Насос с помощью лап устанавливается на столбчатых фундаментах. В более крупных насосах (например, ОПВ-185) для восприятия вибрации устраивают промежуточное крепление на уровне верха диффузора в начале отвода, а такие крупные насосы, как ОПВ-260, устанавливают в бетонном массиве, оставляя необходимые проходы и отверстия для обслуживания и ремонтов.

Малогабаритные насосы применяют при небольших заглублениях насосных станций для удобства вывода напорных трубопроводов при закрытой их укладке; они также несколько снижают высоту насосного помещения.

Осевые одноступенчатые (одноколесные) насосы — с большой подачей, малым и средним напорами (до 26 м). Возможно изготовление двух- и трехступенчатых насосов, но ГОСТ выпуск таких насосов не предусматривает. Осевые насосы получили большое распространение в мелиоративных насосных станциях. Они имеют широкий диапазон подач, достигая 40 м³/с (Каршинские и Каховская насосные станции). Их применяют в транспортных каналах (канал им. Москвы, Q=25 м³/с), теплоэлектростанциях и др.

Осевые насосы должны иметь ресурс до первого капитального ремонта не менее 17 500 ч с учетом замены быстроизнашивающихся деталей (уплотнений и подшипников). А аттестованные насосы (например, ОП 5-110Э и ОП 5-110КЭ) должны обладать ресурсом до первого

капитального ремонта не менее 20 000 ч и средней наработкой до первого отказа не менее 3000 ч.

Классификация осевых насосов. Осевые насосы можно классифицировать по нескольким признакам.

По числу колес (ступеней): одноколесные (одноступенчатые) и многоколесные (многоступенчатые) с последовательным расположением колес.

По расположению вала насоса: горизонтальные и вертикальные.

По типу рабочих колес: с жестким креплением лопастей и с поворотными лопастями.

По создаваемому напору: низконапорные и средненапорные (напор до 26 м).

По способу отвода воды: с осевым отводом и со спиральным отводом (последние сейчас встречаются редко).

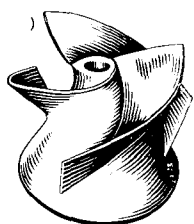


Рис. 31. Рабочее колесо диагонального насоса — открытое, типа конического пропеллера.

В настоящее время ведутся исследования по выпуску крупных насосов со спиральным отводом воды. Разработка этого вопроса является актуальной.

Диагональные (полуосевые) насосы. Движение жидкой среды в рабочем колесе происходит под углом к оси насоса (по диагонали), это и определяет название этих насосов. По конструкции они сходны с осевыми насосами. Рабочие колеса их выполняют или открытыми в виде конических пропеллеров (рис. 31, 34), или закрытыми диагональными колесами (рис. 22). Эти лопастные насосы по рабочим параметрам и гидромеханическим свойствам — средние между центробежными и осевыми насосами. Их следует отнести к низко- и средненапорным насосам; они могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми.

Отводы изготавливают спиральные (рис. 32) или осевые (рис. 33). Лопастные рабочих колес могут иметь жесткое крепление и могут быть поворотными, то есть их установка регулируется. Наша промышленность пока не производит крупных диагональных насосов. Но этот тип насосов с $\omega_s = 30-60$ перспективен на низко- и средненапорных мелиоративных насосных станциях для верхних значений напоров, так как обладает в этой области работы в сравнении с другими насосами лучшими кавитационными, конструктивными и эксплуатационными качествами.

Классификация диагональных насосов. Диагональные насосы можно классифицировать по нескольким признакам.

По расположению вала: горизонтальные; вертикальные.

По форме корпуса: цилиндрические; спиральные.

По числу ступеней: одноступенчатые; многоступенчатые с последовательным расположением колес.

ГОСТ 6812—69 (с учетом изменений) на технические условия для лопастных насосов (водяных) определяет материалы, из которых должны изготавливаться детали (рабочие колеса, корпуса, опорные узлы, сменные детали, валы), правила сборки, приемки, заводских испытаний, маркировки и упаковки насосов.

В ближайшем будущем для решения водохозяйственных задач намечено значительное развитие насосостроения и, в частности, в направлении увеличения подачи и напора насосов. Увеличение подачи осевых насосов связано с необходимостью улучшения проточной части. Существующий осевой отвод, по предварительным расчетам, для больших подач неэкономичен, громоздок, осложняет эксплуатацию. Технико-экономические исследования этого вопроса были начаты в начале 30-х годов при разработке крупных насосных станций для орошения Запаволжья. Проточную часть насосов следует усовершенствовать в направ-

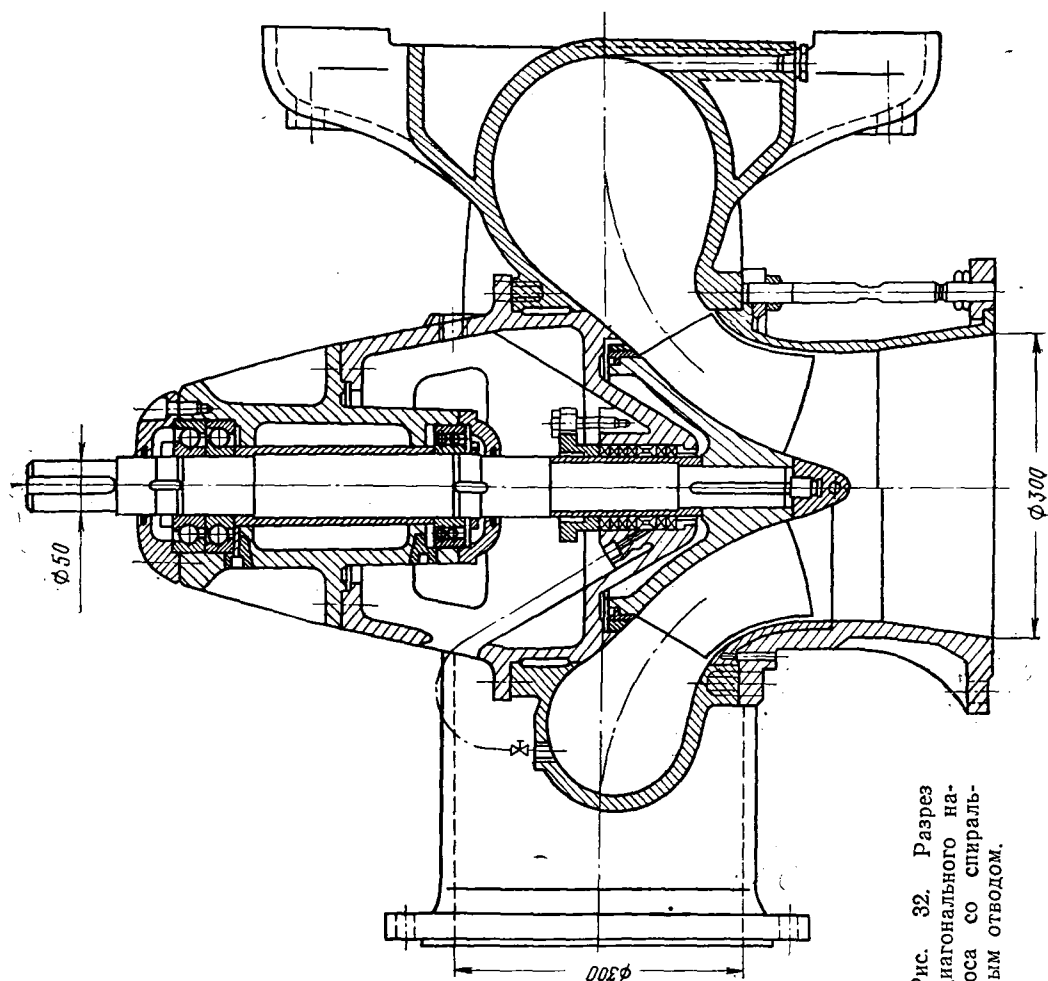


Рис. 32. Разрез диагонального насоса со спиральным отводом.

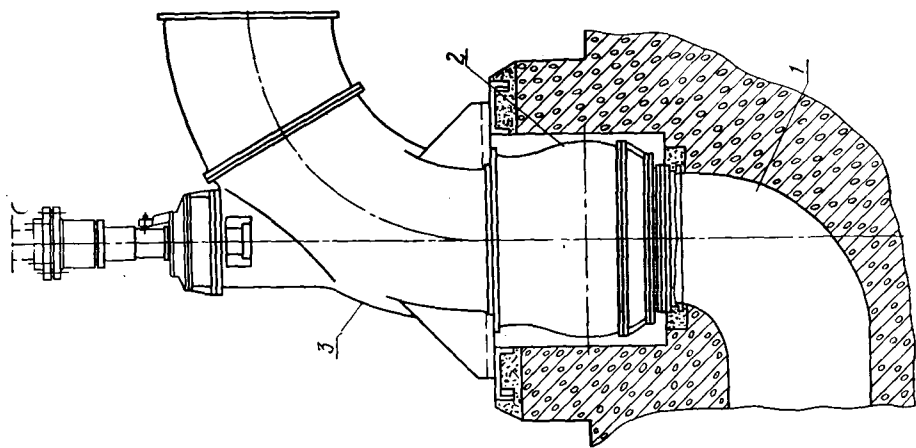


Рис. 33. Общий вид установки диагонального насоса с осевым отводом:
1 — колесчатая всасывающая труба; 2 — рабочая камера; 3 — колесо.

лении улучшения форм и габаритов, уменьшения гидравлических сопротивлений и щелевых (объемных) потерь, а также повышения механического к. п. д. и др. В этом отношении интересны некоторые полученные результаты исследований по движению жидкой среды с добавками полимеров, применению гидростатических подшипников, подшипников с вкладышами из новых материалов с уменьшением коэффициента трения и пр. Актуальными проблемами являются:

увеличение наработки насосов и межремонтных периодов. Оно включает повышение износоустойчивости насосов путем применения

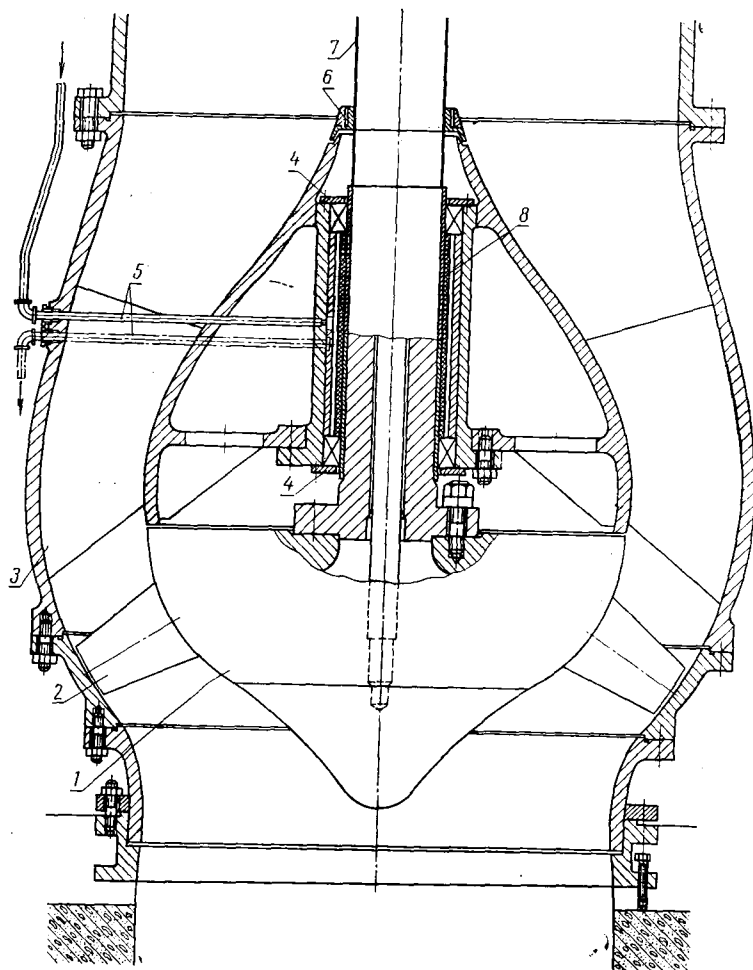


Рис. 34. Разрез диагонального насоса (см. рис. 33) по рабочей камере:

1 — втулка рабочего колеса; 2 — лопасть рабочего колеса; 3 — выправляющий аппарат; 4 — торцевое уплотнение; 5 — трубки подвода и отвода смазки и охлаждения; 6 — уплотнение; 7 — вал; 8 — подшипник.

новых материалов и покрытий проточной части, а также разработку методов ускоренного и качественного ремонта и восстановления;

освоение крупных горизонтальных осевых и диагональных насосов; усовершенствование конструкций и уменьшение отказов работы механизмов разворота лопастей;

широкое применение капсульных и погружных насосов с большим диапазоном подач и напоров (от малых до больших). Оно дает значительную экономию капитальных затрат и пр.;

разработка и внедрение мощных вертикальных многоступенчатых насосов;

уменьшение металлоемкости вообще и литья в частности путем применения новых материалов, использования строительных конструкций (например, железобетона) как несущих и металла в виде облицовки, сокращая массу насосов и двигателей и пр.

Эти и многие другие задачи, не указанные выше, можно решить с помощью развития научно-исследовательских (теоретических и экспериментальных) работ в области гидродинамики, технологии, конструирования, применения новых материалов, экономики и др.

§ 2. ДЕЙСТВИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА. ТЕЧЕНИЕ ВОДЫ В КАНАЛАХ КОЛЕСА. ВХОД И ВЫХОД ВОДЫ ИЗ КОЛЕСА

Рассмотрим сначала действие центробежного насоса при закрытой на напорной трубе задвижке. Вода, заполнившая каналы колеса, неподвижна относительно самого колеса: при вращении последнего она вращается вместе с ним. Сделаем допущение, что колесо вращается

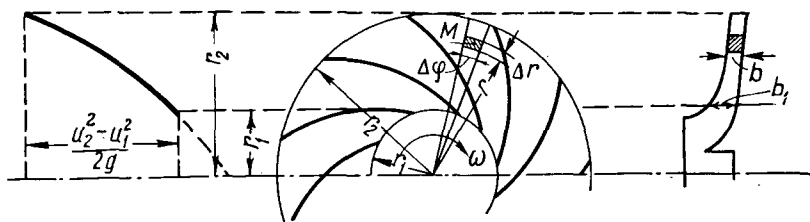


Рис. 35. Схема рабочего колеса центробежного насоса и действия центробежной силы. Парабола вращения.

без трения внутри окружающей его воды. Каждая частица M воды, находящаяся внутри канала колеса (рис. 35), описывает окружность радиуса r , вследствие чего от действия центробежной силы развивается давление на смежных слоях жидкости.

Частица жидкости M толщиной Δr , вращаясь внутри колеса с угловой скоростью ω , ограничена с одной стороны дисками колеса при расстоянии между ними b , а с другой — плоскостями центрального угла $\Delta\varphi$. Эта частица, вращаясь, развивает центробежную силу:

$$\Delta C = m \frac{u^2}{r} = m \omega^2 r, \quad (18)$$

где

$$m = \frac{\gamma r \Delta\varphi b \Delta r}{g}.$$

Эта сила развивает давление на внешнюю площадку:

$$b(r + \Delta r) \Delta\varphi = br \Delta\varphi + b \Delta r \Delta\varphi.$$

Пренебрегая бесконечно малой величиной второго порядка $b \Delta r \Delta\varphi$, прием величину площадки равной $br \Delta\varphi$. Тогда давление

$$\Delta p = \frac{\Delta C}{br \Delta\varphi}. \quad (19)$$

Определяя разность давлений на периферии колеса и на входной окружности, соответственно просуммировав давления, развиваемые частицами жидкости в пределах радиусов r_1 и r_2 , найдем, что

$$p = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dC}{br d\varphi},$$

следовательно,

$$p = \frac{\gamma}{2g} [(\omega r_2)^2 - (\omega r_1)^2] = \gamma \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}, \quad (20)$$

откуда

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}, \quad (21)$$

где u_2 и u_1 — окружные скорости, соответствующие радиусам r_2 и r_1 .

Зависимость (21) дает разность высот двух точек параболоида вращения над его вершиной. На рисунке 35 слева изображено сечение параболоида вращения.

Из рассмотренного вытекают два следующих положения: 1) при закрытой задвижке давление p , развиваемое колесом внутри насоса,

пропорционально квадрату угловой скорости вращения колеса ω по формуле (20); 2) колесо центробежного насоса может вращаться при закрытой задвижке.

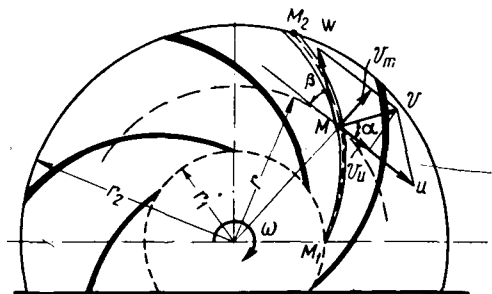


Рис. 36. Движение частицы жидкости в рабочем колесе центробежного насоса.

При постепенном открытии задвижки на напорной трубе насоса вода, находящаяся в корпусе под воздействием рабочего колеса, будет протекать в напорную трубу. Количество поступающей в напорную трубу воды тем больше, чем больше открыта задвижка. При движении жидко-

сти внутри колеса на смену одним частицам приходят новые; приток их обусловливается действием атмосферного давления на свободную поверхность воды в приемном колодце, куда опущена всасывающая труба насоса.

Движение воды в центробежном насосе и трубах при постоянной частоте вращения вала будет установившимся. При открытой задвижке центробежная сила, развиваемая внутри колеса насоса, используется на образование не только одного давления на периферии колеса (это давление распространяется на всю воду, заполняющую корпус, как это было при закрытой задвижке), но передает еще и кинетическую энергию воде, покидающей колесо насоса. Это наблюдается и в действительности, так как по мере открытия задвижки при постоянной частоте вращения насоса расход увеличивается, но развиваемое давление обычно падает.

Рассматривая движение частицы жидкости внутри колеса, сделаем допущение, что весь поток внутри колеса состоит из одинаковых элементарных струек. Предположим также, что траектории движения частиц такие же, как профили лопаток. В этом случае поток представляется таким, каким он был бы при бесконечно большом числе бесконечно тонких лопаток, то есть осесимметричным. Иначе говоря, все линии тока конгруэнтны, а движение струек установившееся; следовательно, относительная скорость направлена по касательной к поверхности лопатки в рассматриваемой точке, а величина ее определяется уравнением неразрывности. Такое допущение составляет основу элементарной струйной теории. Основателем этой теории был член Петербургской академии наук Леонард Эйлер (1707—1783). Эта теория послужила основой для создания центробежных гидравлических насосов, так как первые машины по конструкции рабочего колеса соответствовали струйной теории. В них длина канала значительно превосходила расстояние между лопатками, и, таким образом, все колесо состояло из большого числа узких и длинных каналов. В настоящее вре-

мя рабочие колеса по конструкции во многом отошли от первоначальной формы, и к ним нельзя применить струйную теорию. Для одних рабочих колес требуются значительные коррективы теории экспериментальными данными, а для других — иные методы расчета.

Возьмем одну из частиц M (рис. 36) элементарной струйки жидкости M_1M_2 , находящуюся в данный момент на расстоянии r от центра.

Обозначим w относительную скорость частицы M . Эту скорость мы могли бы наблюдать, если бы вращались вместе с рабочим колесом. Вектор скорости w представляет собой касательную к траектории относительного движения частицы M .

Кроме собственного движения со скоростью w , частица M будет участвовать еще во вращательном движении колеса со скоростью u , которая называется окружной (переносной). При сложении двух движений — переносного и относительного — получается абсолютное движение, то есть такое, которое увидит наблюдатель, следящий за движением воды из неподвижного окружающего пространства. Скорости движения частиц по отношению к неподвижному наблюдателю называются абсолютными.

В нашем случае абсолютная скорость v частицы M может быть получена в результате геометрического сложения векторов w и u и является диагональю параллелограмма, построенного на составляющих w и u . Угол между направлениями векторов v и u обозначается α , а между w и отрицательным направлением вектора — β .

Разложив скорость v на две перпендикулярные составляющие по направлению u и r , легко найдем, что

$$v_u = v \cos \alpha; \quad (22)$$

$$v_r = v_m = v \sin \alpha. \quad (23)$$

Скорость v_m в меридиональной плоскости называют меридиональной или радиальной скоростью, а v_u — тангенциальной. Из треугольника скоростей Mvu (рис. 37) непосредственно вытекает, что

$$w^2 = u^2 + v^2 - 2uv \cos \alpha = u^2 + v^2 - 2v_u u; \quad (24)$$

$$u = v_u + w \cos \beta = v_u + v_m \operatorname{ctg} \beta; \quad (25)$$

$$\frac{v}{u} = \frac{\sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)}. \quad (26)$$

При принятом допущении о струйном движении потока внутри колеса подача протекающей по колесу насоса жидкости будет равна:

$$Q = 2\pi r b v_m, \quad (27)$$

где v_m — скорость, нормальная к сечению потока, площадь которого равна $2\pi r b$.

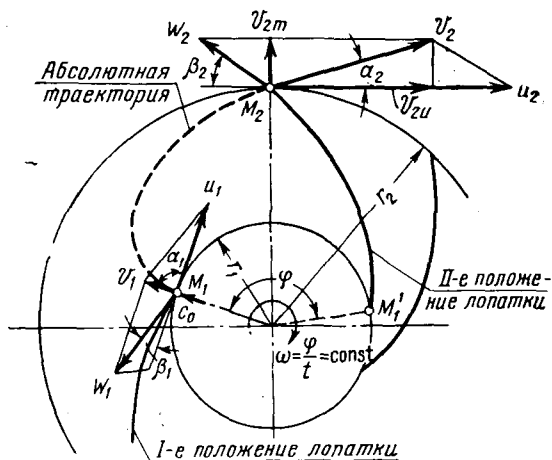


Рис. 37. Схемы абсолютного движения потока и преобразования слагающих скоростей внутри рабочего колеса центробежного насоса.

Эта площадь представляет собой боковую поверхность цилиндра радиусом r и высотой b , соответствующей расстоянию между дисками колеса.

Параллелограммы скоростей можно построить и для входа жидкости на колесо M_1 и для выхода с колеса M_2 . Для этого вводят следующие условные индексы для скоростей:

0 — соответствует скоростям непосредственно перед входом на рабочее колесо; 1 — непосредственно после входа жидкости на лопатку; 2 — непосредственно перед выходом жидкости с лопатки; 3 — непосредственно после выхода из рабочего колеса.

Проследим движение частицы жидкости внутри колеса насоса. Пусть частица при входе на лопатку колеса займет положение M_1

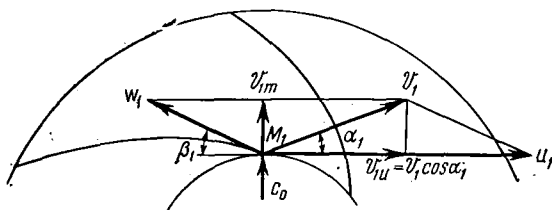


Рис. 38. Распределение скоростей на входе рабочего колеса центробежного насоса.

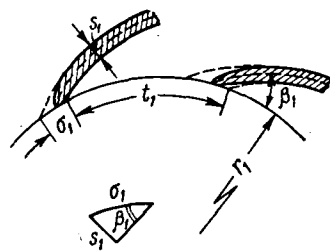


Рис. 39. Сечение лопастей и канала у входа рабочего колеса центробежного насоса.

(рис. 37). Соответствующие скорости частицы будут: относительная w_1 , касательная к лопатке, переносная u_1 и абсолютная v_1 . При равномерной частоте вращения колеса с угловой скоростью $\omega = \frac{\varphi}{t}$ лопатка из положения I за время t попадет в положение II. Частица, двигаясь, по лопатке, вместе с ней через время t придет в точку M_2 ; соответствующие кинематические параметры будут w_2 , u_2 и v_2 . Наблюдатель, находящийся вне колеса, мог бы заметить траекторию абсолютного движения частицы M_1M_2 . Скорости v_1 и v_2 являются касательными к траектории M_1M_2 , а w_1 и w_2 — к лопаткам, так как при бесконечно большом количестве лопаток относительная траектория частицы совпадает с кривой очертания лопатки. Для безударного входа воды на колесо необходимо, чтобы:

$\alpha_1 = 90^\circ$, так как при этом частицы воды не получают толчка со стороны лопатки; последняя начнет увлекать частицу во вращение, плавно развивая давление на нее;

потери, связанные с переходом от скорости v_0 к v_{1m} , были возможно меньшими; для этого необходимо начальные концы лопасти делать утоньшающимися и слегка скругленными.

В самом деле, при $\alpha_1 \neq 90^\circ$ (рис. 38) вход частицы на колесо сопровождается отклонением частицы от первоначального меридионального (радиального) ее движения; при этом $v_{1u} = v_1 \cos \alpha_1$ будет потерянной скоростью. Теряющийся в результате этого отклонения напор соответственно равен:

$$h_{\text{вх}} = \frac{(v_1 \cos \alpha_1)^2}{2g} = \frac{v_{1u}^2}{2g}, \quad (28)$$

где $h_{\text{вх}}$ — величина потерь при входе;

v_{1u} — следствие возмущающего действия лопаток на поток.

При $\alpha_1 = 90^\circ$ $h_{\text{вх}} = 0$; но так как величина α_1 зависит от скоростей w_1 и w_2 , то можно, подбирая соответственным образом значения этих скоростей, избавиться от удара при входе. При заданной частоте

вращения этому условию будет соответствовать определенная подача. Для плавного перехода скорости v_0 к v_{1m} должно существовать равенство, вытекающее из условия непрерывности потока:

$$v_{1m} = v_0 \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}, \quad (29)$$

где t_1 — длина дуги по окружности входа между двумя соседними лопатками (рис. 39);

δ — толщина лопатки, замеренная в окружности входа.

Между толщиной лопатки s_1 , измеренной по нормали к ее поверхности, и толщиной δ_1 существует зависимость:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{\sin \beta_1}. \quad (30)$$

Как показывают опытные исследования несущих крыльев, заострение входной кромки не только не улучшает, но даже ухудшает коэффициент полезного действия лопаток. Закругление кромки делает лопатку менее чувствительной к незначительным отклонениям направления относительной скорости от направления начального элемента лопатки. Угол между этими направлениями называется углом атаки и имеет значение при проектировании колеса. Кроме того, закругление кромки делает лопатку менее подверженной износу. Примечательно также, что входная кромка влияет на величину возможной высоты всасывания, поэтому выше и рекомендовалось лопатку у входа утоньшать и закруглять.

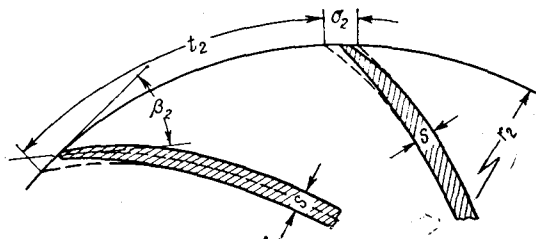


Рис. 40. Сечение лопастей и канала у выхода рабочего колеса центробежного насоса.

При выходе частицы жидкости с колеса (рис. 37) со скоростью v_2 жидкость может поступать в улитку или в направляющий аппарат (см. конструкцию насосов на рисунках 12 и 15). Рассматривая движение жидкости для первого случая, можно заметить, что частица жидкости должна отклониться от своего первоначального направления v_2 на угол α_2 и течь в направлении, касательном к колесу и к стенке улитки. Следовательно, составляющая скорости v_2 , v_{2m} , как нормальная к стенке улитки, будет потеряна при ударе об нее частиц, а жидкость станет двигаться с абсолютной скоростью v_{2u} . Поэтому и необходимо делать угол α_2 малым, но не равным 0, так как тогда $v_{2m} = 0$ и, следовательно, $Q = 0$ (формула 27), то есть насос не будет подавать воду. Потерянным напором при выходе жидкости с колеса называют

$$h_{\text{вых}} = \frac{v_{2m}^2}{2g}. \quad (31)$$

Кроме потери, связанной с изменением направлений абсолютных скоростей v_2 и v_3 , наблюдается потеря, связанная с замедлением течения при сходе жидкости с колеса, имеющего конечную толщину лопаток, при условии, что очертание концов лопаток соответствует нанесенному пунктиром на рисунке 40:

$$v_{3m} = v_{2m} \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2}. \quad (32)$$

При замедленном движении желательно постепенно увеличивать сечения. В связи с этим выходные кромки лопаток следует делать ост-

рыми, как изображено сплошными линиями на рисунке 40. Это требование подтверждается опытами. Рекомендуется угол заострения выбирать настолько малым, насколько это допускается условиями изготовления и изнашивания лопаток при работе.

§ 3. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ НАПОР НАСОСА ПРИ БЕСКОНЕЧНО БОЛЬШОМ ЧИСЛЕ ЛОПАСТЕЙ

Для вывода основного уравнения колеса центробежного насоса вообразим колесо с бесконечно большим числом лопаток, а протекающий в нем поток, состоящим из одинаковых элементарных струек, и

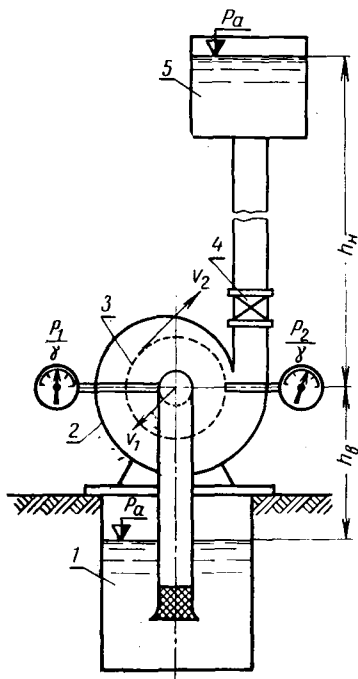


Рис. 41. Расчетная схема насосной установки:

1 — водозаборный колодец; 2 — центробежный насос; 3 — рабочее колесо; 4 — задвижка; 5 — напорный резервуар.

что движение его происходит без трения, задвижка на напорном патрубке закрыта. Работа центробежной силы, полученная из формулы (21), затрачивается на то, чтобы увеличить имеющееся давление (рис. 37, 41) на входе в рабочее колесо $\frac{P_1}{\gamma}$ (обычно меньше атмосферного — на входе вакуум) до давления $\frac{P_2}{\gamma}$ (избыточное, положительное выше атмосферного на выходе). Эти давления определяют с помощью вакуумметра и манометра, как гидравлические давления. При постепенном открытии задвижки на напорном патрубке начнется движение жидкости из насоса в напорный трубопровод и в рабочем колесе будет происходить уменьшение скорости относительного движения от w_1 (при входе) до скорости w_2 (при выходе) из-за увеличения сечения каналов, образуемых лопастями и дисками рабочего колеса. Это увеличит давление, создаваемое насосом

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} = H_{p\infty}. \quad (33)$$

$H_{p\infty}$ — напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса с бесконечно большим числом лопастей за счет преобразования в нем потенциальной энергии.

Уравнение (33) — основное уравнение действия центробежного насоса, но оно неудобно для практического использования, поэтому преобразуем его, заменяя $\frac{P_2 - P_1}{\gamma}$ напором.

Если не учитывать трение для входа, то можно написать

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \left(h_b + \frac{v_1^2}{2g} \right), \quad (34)$$

учитывая, что жидкость поднимается не только на высоту h_b , но ей еще и сообщается скорость v_1 .

На выходе из рабочего колеса (без учета трения) имеем:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma} + h_n \quad (35)$$

или

$$\frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} = H_{p\infty} = \frac{p_a}{\gamma} + h_n - \frac{v_2^2}{2g} - \frac{p_a}{\gamma} + \left(h_b + \frac{v_1^2}{2g} \right), \quad (36)$$

$$H_{p\infty} = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} = h_n + h_b - \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g}, \quad (37)$$

или

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = h_n + h_b - \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g}, \quad (38)$$

где

$$h_n + h_b = H_{r\infty}, \quad (39)$$

$$H_{r\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (40)$$

$$H_{r\infty} = H_{p\infty} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (41)$$

Уравнение (40) и есть основное теоретическое уравнение центробежного насоса, показывающее преобразование кинетической энергии в насосе, необходимой для преодоления геодезической высоты подъема, сопротивлений в самом насосе и трубопроводах. Уравнение (40) легко преобразуется заменой w_1 и w_2 выражениями из зависимости (24):

$$H_{r\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2 - v_1 u_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (42)$$

Это и есть формула Л. Эйлера.

При радиальном входе воды на колесо или при $\alpha_1 = 90^\circ$

$$H_{r\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{v_2 u_2}{g}. \quad (43)$$

Это уравнение может быть получено в результате применения закона момента количества движения, согласно которому изменение момента количества движения (по времени) массы жидкой среды относительно оси вращения в единицу времени равно моменту действующей на эту массу равнодействующей внешних сил относительно той же оси. Обозначив момент внешних сил через M , можно написать:

$$M = \frac{dm}{dt} (r_2 v_2' \cos \alpha_2 - r_1 v_1' \cos \alpha_1). \quad (44)$$

Величина $\frac{dm}{dt}$, принятая для всех каналов рабочего колеса, представляет собой постоянную массу подачи жидкой среды рабочим колесом за единицу времени и равна $\frac{Q\gamma}{g}$. Подставив это значение в уравнение (44) и умножив обе части его на угловую скорость ω , будем иметь:

$$M\omega = \frac{Q\gamma\omega}{g} (r_2 v_2' \cos \alpha_2 - r_1 v_1' \cos \alpha_1). \quad (45)$$

Учитывая, что $M\omega = N$; $\omega r_2 = u_2$ и $\omega r_1 = u_1$, имеем:

$$N = \frac{Q\gamma}{g} (u_2 v_2' - u_1 v_1'). \quad (46)$$

Без учета потерь и подставив значение мощности насоса, получим:

$$\gamma Q H_T = \frac{\gamma Q}{g} (u_2 v_2' - u_1 v_1'). \quad (47)$$

При $\alpha_1 = 90^\circ$

$$H_T = \frac{u_2 v_2'}{g}. \quad (48)$$

§ 4. ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В КАНАЛАХ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПРИ КОНЕЧНОМ ЧИСЛЕ ЛОПАСТЕЙ. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ НАПОР НАСОСА ПРИ КОНЕЧНОМ ЧИСЛЕ ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

В действительности движение жидкой среды по каналам рабочего колеса, образованным лопастями и дисками, гораздо сложнее, чем это предполагалось при выводе величины H_{∞} для плоского потока, образованного отдельными струями. Действительное распределение относительных скоростей отдельных струй симметрично относительно оси. Действительное движение вязкой жидкости в каналах колеса будет

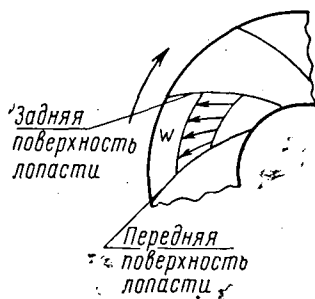


Рис. 42. Схема распределения относительных скоростей в потоке между лопастями внутри рабочего колеса по струйной теории.

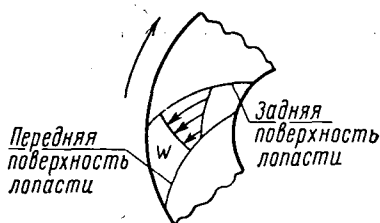


Рис. 43. Схема распределения относительных скоростей в потоке между лопастями при конечном числе их.

вихревым и более сложным, а гидравлические потери в колесе иными, чем предполагалось раньше. При конечном числе лопастей будет система вращающихся каналов, имеющих форму диффузоров с лопастями, загнутыми назад. Поток при входе в канал обтекает лопасти, которые, в свою очередь, воздействуют на поток при его протекании внутри колеса. При конечном числе лопастей приходится считаться со значительными сечениями каналов колеса и с возможностью нарушения равенства условий течения для всех элементарных струек потока, их скоростей, ускорений и направлений.

На рисунке 42 показано распределение относительных скоростей w в каналах колеса при струйном движении плоскопараллельного потока (то есть при бесконечно большом количестве лопастей). В сечении колеса по окружности радиуса r все относительные скорости одинаковы. Распределение скоростей w в каналах колеса при конечном числе лопастей представлено на рисунке 43. Как можно видеть, относительная скорость w у задней стенки лопасти будет всегда больше, чем у передней; в этом случае равномерного распределения скоростей не наблюдается. Неравномерное распределение скоростей w можно объяснить тем, что давление на переднюю стенку лопасти должно быть больше, чем на заднюю. Разность этих давлений и создает силовое воздействие лопасти на поток, одинаковое же давление с обеих сторон лопастей сделало бы невозможным передачу работы, вследствие чего не было бы и действия результирующей силы на лопасть.

Согласно закону сохранения энергии,
$$\frac{p_z}{\gamma} + \frac{w_z^2}{2g} = \frac{p_n}{\gamma} + \frac{w_n^2}{2g}$$
 (индексы «з» и «п» обозначают: задняя и передняя стенка), или
$$\frac{p}{\gamma} + \frac{w^2}{2g} = \text{const},$$
 откуда и следует, что с увеличением p уменьшается w ,

и наоборот. Если пространство между лопастями закрыть в их начальных и концевых частях, то жидкость будет иметь по отношению к колесу при его вращении непрерывное вращательное движение вокруг некоторой неподвижной точки в центре (рис. 44). Материальные частицы жидкости двигаются так, что направление вращения обратно вращению колеса. Если концы канала открыть, то и «относительный вихрь» изменит свой вид, так как окружности — внешняя и внутренняя — не будут больше линиями тока.

В опытах академик Г. Ф. Проскура [43] получил визуальные картины потока вязкой жидкости при протекании по каналам колеса. При подачах меньше нормальной (соответствующей наибольшему значению

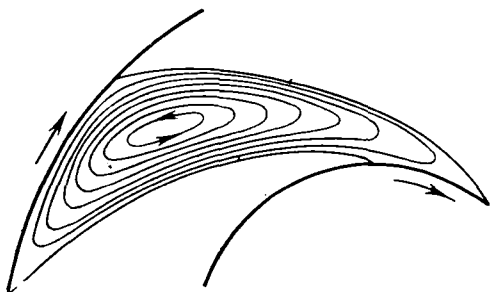


Рис. 44. Вихревое состояние потока внутри рабочего колеса при отсутствии выхода жидкости из него.

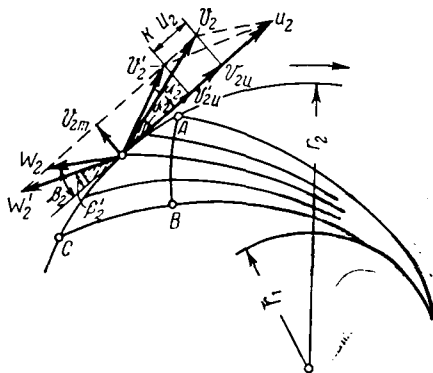


Рис. 45. Распределение скоростей потока на выходе — план скоростей при конечном числе лопастей.

к. п. д. насоса) отрыв потока от стенки получился у задней, неработающей части лопасти; наоборот, при подачах больше нормальной отрыв потока произошел не только от задней стенки, но и от рабочей — передней. Отрыв потока от лопасти ведет к уменьшению живого сечения его и к увеличению ω , а следовательно, к уменьшению H_T .

Протекающий поток внутри канала имеет в общем различные скорости вдоль одной и той же окружности, однако скорости относительного движения всегда имеют направление от центра к периферии.

Рассмотрим схематизированный поток, протекающий между лопатками колеса (рис. 45). Как можно видеть из различия расстояний между линиями тока, скорости ω увеличиваются, если идти по линии BA . Скорость ω_{2A} в точке A будет больше скорости ω_B в точке B , так как в точке A воздействие лопасти на жидкость прекратилось, а на протяжении от B до C давление лопасти на жидкость сохранилось. Скорость ω_{2A} в точке A будет незначительно отличаться от выравнивающейся за колесом скорости ω'_2 , в то же время скорость ω_B будет меньше скорости ω'_2 , поэтому она должна увеличиться при движении частицы к выходу. Следовательно, в области BCA будет наблюдаться приращение скорости. Так как ширина канала у выхода изменяется мало, то среднюю скорость по линии BA можно принять равной ω_2 , которая будет меньше выравнивающейся скорости на выходе ω'_2 . Так как $\omega_2 < \omega'_2$, то при одинаковой подаче в обоих случаях v_{2m} не изменится, а $v_{2m} = \omega_2 \sin \beta_2$, откуда следует, что при $\omega_2 < \omega'_2$ угол β'_2 будет меньше β_2 .

На рисунке 45 изображены параллелограммы скоростей для струйного движения со сторонами u_2 , ω_2 , диагональю v_2 и углами α_2 и β_2 , а для потока с конечным числом лопастей соответственно u'_2 , ω'_2 , v'_2 , α'_2 , β'_2 . Как следует из чертежа, при $\beta'_2 < \beta_2$ угол $\alpha'_2 > \alpha_2$; следовательно,

тангенциальная слагающая абсолютных скоростей $v_{2u} > v'_{2u}$, так как скорость отклонилась в направлении, обратном вращению колеса. Опираясь со скоростями для потока, стесненного лопатками, можно получить новое уравнение (в форме уравнения Эйлера) для теоретического напора H_T с конечным числом лопастей в виде:

$$H_{T, \text{Эйлера}} = \frac{v'_{2u} \cos \alpha'_2 - v'_{1u} \cos \alpha'_1}{g}$$

или

$$H_{T, \text{Эйлера}} = \frac{v'_{2u} u_2 - v'_{1u} u_1}{g}, \quad (49)$$

заменяя $v'_2 \cos \alpha'_2 = v'_{2u}$ и $v'_1 \cos \alpha'_1 = v'_{1u}$. Если принять $\alpha'_1 = 90^\circ$, то написать, что

$$H_{T, \text{Эйлера}} = \frac{v'_{2u} u_2}{g}, \quad (50)$$

так как $v'_{2u} < v_{2u}$, то, приняв их отношение равным χ , получим из уравнения (50):

$$H_T = \chi H_{T\infty}. \quad (51)$$

Зная зависимость χ от различных факторов (например, от числа лопастей, опытных данных по серийным колесам и т. д.), можно от условно принятого перейти к потоку, стесненному лопатками. При различных поправках на конечное число лопастей этот метод является наиболее распространенным для расчета колеса при густом расположении решеток лопаток (под решеткой в гидродинамике турбомашин понимается совокупность лопаток рабочего колеса лопастного насоса, отклоняющих поток от первоначального направления и имеющих своим назначением преобразование энергии жидкости).^{*} Ясно, что $H_T < H_{T\infty}$; это подтверждается и опытными данными. Коэффициент p определяется по формуле:

$$p = \frac{H_{T\infty} - H_T}{H_T}. \quad (52)$$

Из этой формулы следует, что $H_{T\infty} = (1+p) H_T$

и

$$\chi = \frac{1}{1+p}. \quad (53)$$

Значения коэффициентов χ или p зависят от формы и числа лопаток, от угла β_2 и отношения радиусов $\frac{r_2}{r_1}$, а также от условий протекания жидкости внутри насоса; для каждого вида насоса значения указанных коэффициентов определяют опытным путем. Особенно богатый опытный материал накоплен для насосов с ω_s от 5 до 10.

Значение p определяется в практике насосостроения на основе гипотезы о постоянстве перепада давления на единицу длины средней линии лопатки в меридиональном сечении (рис. 46):

$$p = \frac{\psi}{z} \frac{r_2^2}{S}, \quad (54)$$

^{*} Значения χ :

n_s	40	50	75	100	125	150	175	200	250
χ	0,78	0,8	0,81	0,82	0,805	0,77	0,715	0,675	0,55

где $S = \int_{r_1}^{r_2} r ds$ — статический момент средней линии лопатки; для лопатки с радиальным или близко совпадающим с радиальным направлением средней линии

$$S = \int_{r_1}^{r_2} r dr = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}.$$

Тогда

$$p = 2 \frac{\psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}. \quad (55)$$

Коэффициент ψ можно определять по формуле [44]:

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2. \quad (56)$$

Формула (55) подтверждается опытами [33], а для типовых отношений размеров рабочих колес $\frac{r_2}{r_1}$ и углов выхода $\beta_2 \cong 30^\circ$ поправка на конечное число лопастей достигает 30% напора.

Для пространственных лопаток струйная теория дает большее расхождение с практикой, и в гидромашиностроении пользуются иными методами построения и конструирования рабочего колеса.

К. Пфлейдерер [44] вводит понятие коэффициента реактивности насоса, значение которого при расчете колеса по элементарной (струйной) теории дает возможность определить некоторые скорости, например u_2 . Обозначив коэффициент реактивности через ρ_∞ или через ρ , при конечном числе лопастей будем иметь:

$$\rho_\infty = \frac{H_{p\infty}}{H_{\tau\infty}}, \quad (57)$$

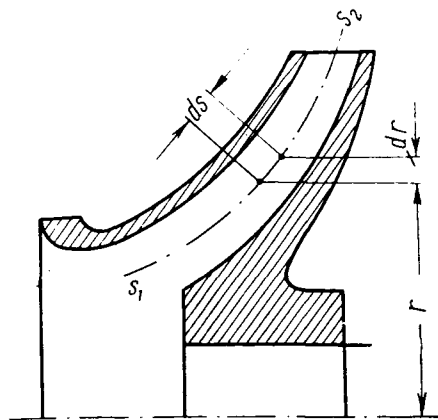


Рис. 46. Канал внутри рабочего колеса между дисками.

откуда и из формулы (41) и приняв потери в колесе $h_{\text{кол}} = 0$ получим:

$$H_{\tau\infty} = H_{p\infty} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

и

$$\rho_\infty = \frac{H_{\tau\infty} - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}}{H_{\tau\infty}} = 1 - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2gH_{\tau\infty}}. \quad (58)$$

Но из рисунка 37 следует, что $v_2^2 = v_{2m}^2 + v_{2u}^2$; принимая

$v_{2m} = v_{1m}$, $v_{1u} = 0$ и $v_{2u} = \frac{gH_{\tau\infty}}{u_2}$, получим из формулы (58):

$$\rho_\infty = 1 - \frac{gH_{\tau\infty}}{2u_2^2}. \quad (59)$$

Аналогично

$$\rho = 1 - \frac{gH_\tau}{2u_2^2}. \quad (60)$$

Для колес с быстроходностью от 50 до 100 рекомендуется как первое приближенное значение $\rho=0,7$. Из формулы (60), зная H_T и ρ , найдем величину скорости u_2 , а из нее и D_2 :

$$u_2 = \frac{1}{2\sqrt{1-\rho}} \sqrt{2gH_T}. \quad (61)$$

Для колеса центробежного насоса выгоднейшее число лопастей (z) определяют по формуле

$$z = 6,5 \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (62)$$

[для формулы (55)],

где 6,5 — опытный коэффициент [44].

§ 5. ВЛИЯНИЕ УГЛА ВЫХОДА β_2 НА НАПОР НАСОСА. ОЧЕРТАНИЕ ЛОПАСТЕЙ

В центробежных насосах лопасти рабочих колес могут быть трех типов: загнутые назад ($\beta_2 < 90^\circ$), как у рассмотренных конструкций; с радиальным выходом ($\beta_2 = 90^\circ$) и загнутые вперед ($\beta_2 > 90^\circ$) (рис. 47).

Угол β_2 , то есть угол наклона лопасти на выходе, оказывая влияние на форму лопасти, существенно влияет на величину напора, создаваемого насосом.

При $\beta_2 = 90^\circ$ напор насоса, по формуле (43),

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{2u}}{g} = \frac{u_2^2}{g},$$

так как $v_{2u} = u_2$. Если угол β_2 принять такой величины, чтобы $v_{2u} = 2u_2$, то $H_{T\infty} = \frac{2u_2^2}{g}$. Значит, с увеличением угла β_2 величина теоретического

напора, создаваемого центробежным насосом, растет и может показаться, что лопасти, загнутые вперед (при $\beta_2 > 90^\circ$), более практичны. Однако преобразование большой скоростной энергии в энергию давления сопряжено со значительными потерями, которые в сочетании с невыгодными условиями протекания по сильно искривленным лопастям снижают к.п.д. насоса. Кроме того, загнутые вперед лопасти создают неустойчивый режим работы насоса.

Используя для лопасти данные, приведенные на рисунке 47, б, можно написать $v_2^2 - v_1^2 = u_2^2$, так как $\omega_2 = v_{2m} = v_1$. Равенства $v_{2m} = v_1$ легко добиться подбором соответствующих размеров колеса. Тогда

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} = \frac{H_{T\infty}}{2}.$$

Согласно зависимости (41), имеем:

$$H_{T\infty} = H_{p\infty} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g},$$

то есть напор, создаваемый центробежным насосом с колесом, имеющим радиальные лопасти, получается преобразованием наполовину давления, а наполовину скоростной энергии. Аналогично для лопасти, приведенной на рисунке 47, в (при $\omega_2 = v_{2m} = v_1$), можно написать $v_2^2 - v_1^2 = (2u_2)^2$, следовательно,

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{4u_2^2}{2g} = \frac{2u_2^2}{g} = H_{T\infty}.$$

При такой конструкции лопастей рабочего колеса напор, создаваемый центробежным насосом, получается преобразованием только скоростной энергии.

Все это и заставляет применять лопасти, загнутые назад, причем для небольших напоров обычно снижают значения угла β_2 и соответственно повышают значения угла α_2 . В колесах средне- и высоконапорных насосов поступают наоборот.

На расчетные значения напора в итоге влияют величины углов β_1 и β_2 . Поэтому, казалось бы, безразлично, по какой кривой выполнена средняя часть лопасти, связывающая конечные участки лопатки. Но желание получить минимальные потери на трение и на преобразование скоростной энергии в энергию давления побуждает делать лопасти возможно меньшей длины, с постепенным изменением сечения между ними, без сильных уширений.

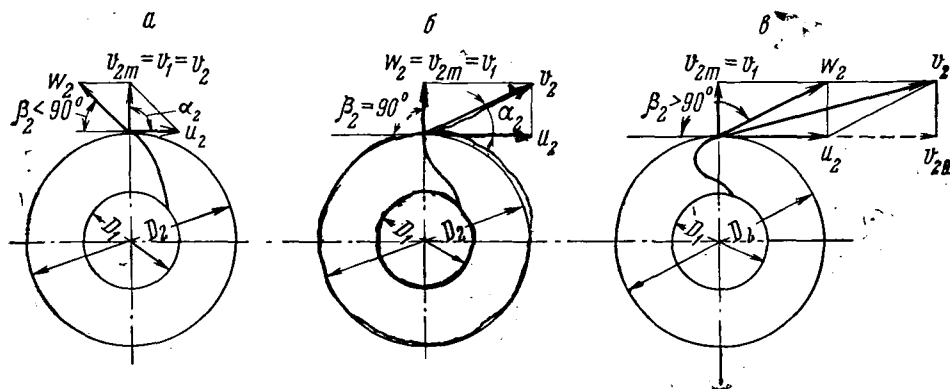


Рис. 47. Формы лопастей рабочего колеса центробежного насоса
а — при $\beta_2 < 90^\circ$; б — при $\beta_2 = 90^\circ$; в — при $\beta_2 > 90^\circ$.

Существуют два способа профилирования (построения очертаний) лопастей:

по форме окружности, или по эвольвентам круга, или по сопряженным окружностям и эвольвентам;

построением профиля по точкам (так называемый элементарный способ расчета поверхности лопатки двойной кривизны).

✓ Первый способ несовершенный и для построения «пространственных» лопастей двойной кривизны у насосов большой быстроходности не применяется.

✓ По второму способу лопасти рассчитывают вдоль каждой линии тока обособленно, исходя из значения v_m и общего для колеса напора. Поверхность лопасти конструируют из отдельных сечений, но при условии, чтобы была обеспечена плавность перехода от одного сечения к другому. Этот способ представляет собой развитие способа построения лопастей с цилиндрическими лопастями и является по существу эмпирическим. Чтобы получить наглядное представление о форме сечения лопатки и канала на основании расчета, проводят конформное отображение поверхности тока на коническую поверхность. При этом получается более отчетливое представление о профиле лопатки в сечении поверхности тока [33].

§ 6. ОТВОДЯЩИЕ УСТРОЙСТВА ОТ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Как указывалось выше (рис. 8, 9, 17, 18), в современных центробежных насосах жидкость, покидая рабочее колесо, поступает в спиральный кожух (улитку) насоса и, проходя через конический патрубок, попадает в напорную трубу. Экспериментальные исследования спиралей у центробежных насосов с высоким к. п. д. при нормальной

подаче (соответствующей $\eta_{\max}$) показали, что по всей окружности рабочего колеса наблюдается относительное постоянство: статического давления; средней радиальной составляющей скорости для различных точек окружности спирали; действительного угла наклона β относительной скорости. При отклонениях подачи от нормального постоянство указанных величин несколько нарушается, особенно около языка (рис. 48). Поэтому расчет спирали ведут, исходя из условия постоянства давления и скорости вокруг рабочего колеса насоса. Средняя скорость в сечениях спирали с увеличением угла θ не уменьшается, а увеличивается, потому что гидравлические сопротивления в этом случае уменьшаются. Д. Я. Суханов указывает, что основным при расчете

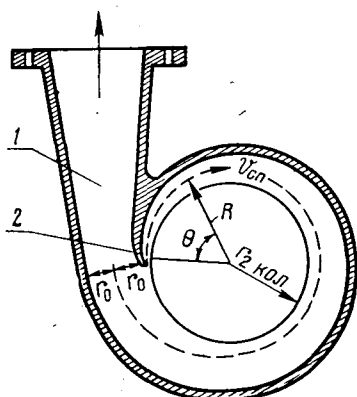


Рис. 48. Разрез спирального отвода (улитки):

1 — диффузор; 2 — язык.

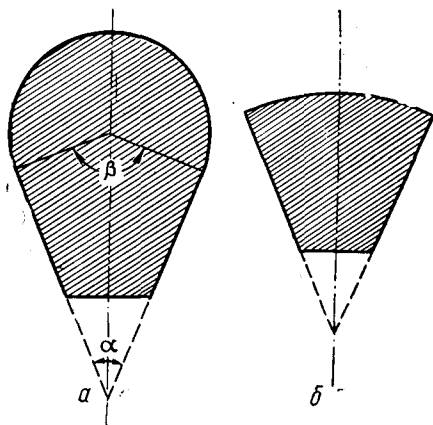


Рис. 49. Форма сечения спирали:

a — очерченная дугой круга и двумя пересекающимися прямыми; b — имеющая форму сектора с закругленными краями.

спирали следует считать «выбор значения средней скорости течения в спирали $v_{\text{сп}}$ в зависимости от быстроходности колеса и значения $v'_{\text{ш}}$ ».

Основное назначение спирали должно быть ограничено сбором и отводом жидкости с такой скоростью, которая обеспечивала бы минимум потерь на гидравлические сопротивления. Преобразование кинетической энергии в энергию давления в основном осуществляется в диффузоре, устраиваемом после спирали, а не в самой спирали, как это считалось раньше. Угол расширения диффузора принимается в пределах $6 \div 12^\circ$. Поток из спирали в диффузор должен поступать для высоконапорных и средненапорных колес (при быстроходности n_s до 150) со скоростью $v_{\text{сп}} = 0,75 v'_{\text{ш}}$, а для низконапорных с быстроходностью $200-250$ — $v_{\text{сп}} = 0,65 v'_{\text{ш}}$.

Распространен теоретический метод расчета спирали как канала спиральной формы с постепенно нарастающими сечениями. Движение жидкости в спиральной камере определяется условиями постоянства момента скорости и пропорциональности подачи Q насоса углу θ установившегося сечения.

В современных насосах применяют следующие формы поперечного сечения спирали: круглую, очерченную дугой круга и двумя пересекающимися прямыми, образующими угол α и касающимися концов дуги круга (рис. 49, a); имеющую форму сектора с закругленными краями (рис. 49, b). Наилучшими формами сечений спирали считаются две последние.

В центробежных многосекционных насосах вода по выходе из рабочего колеса попадает в особый направляющий аппарат, представляющий собой неподвижное колесо с лопастями, которое составляет или

одно целое с корпусом насоса, или укреплено в корпусе (рис. 15, 50 и 51). Характер лопаток и каналов направляющего аппарата в разных конструкциях насосов различен. Между направляющим аппаратом и колесом оставляют небольшой зазор. Направляющий аппарат на 1—2 мм шире колеса; число лопаток то же, что и у рабочего колеса, или отличается на одну единицу.

При сборке насоса необходимо обеспечивать правильное взаимное расположение отверстий колеса и направляющего аппарата. Начало лопаток обычно очерчивается по эвольвенте. При режиме насоса, отличном от нормального (за нормальный режим принимается тот, при котором насос работает с максимальным к. п. д.), при входе жидкости в направляющий аппарат могут возникнуть завихрения, что уменьшит к. п. д.

На рисунке 51 показан секционный насос ЦНС (МС) со снятой частью кожуха; виден установленный направляющий аппарат. В многосекционных насосах направляющие аппараты обеспечивают уравнивание поперечных сил при различных условиях работы насоса, поэтому их применяют и в настоящее время.

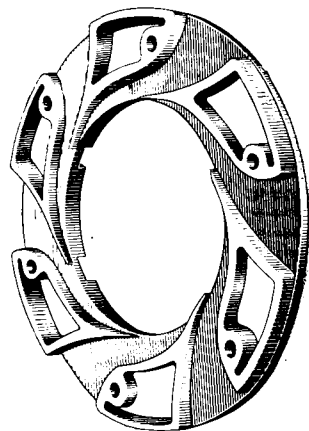


Рис. 50. Направляющий аппарат.

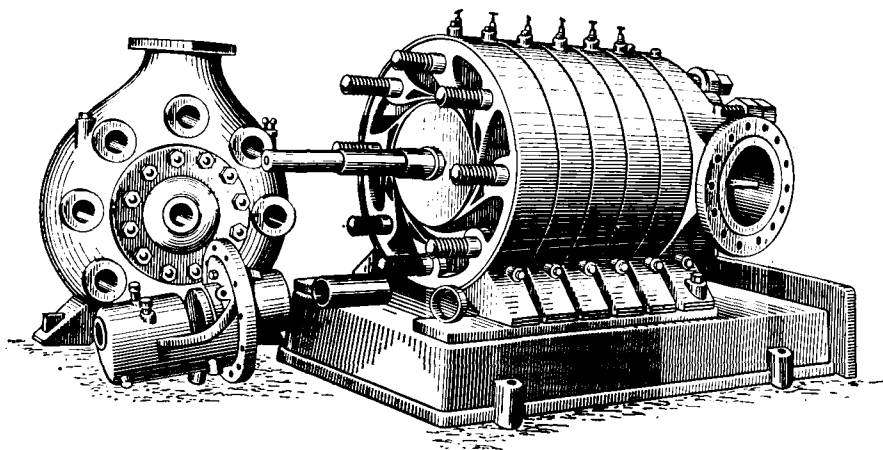


Рис. 51. Общий вид насоса ЦНС (МС) и разобранной его части.

§ 7. КРАТКАЯ ТЕОРИЯ ОСЕВОГО НАСОСА

Схема осевого (пропеллерного) насоса показана на рисунке 52. Принимая движение жидкости параллельным оси насоса, будем иметь на расстоянии r от оси насоса $u_1 = u_2 = u$, а при безударном входе жидкости на колесо $v_{1m} = v_1 = v_0$. При выходе жидкости с колеса можно принять $v_{2m} = v_1$, что бывает при чисто осевом насосе, если не учитывать сжатие потока лопатками колеса. Тогда в соответствии с формулами (40) и (50) расчетное уравнение для напора H_T выразится так:

$$H_T = \frac{(w_1')^2 - (w_2')^2}{2g} + \frac{(v_2')^2 - (v_1')^2}{2g} = \frac{v_2' u_2}{g}.$$

Схема течения жидкости внутри насоса приведена на рисунке 52 на развернутом в плоскости элементе лопатки колеса, ограниченной

цилиндрическими поверхностями с радиусами r и $r+dr$. Там же пунктиром нанесена траектория частицы, находящейся на цилиндрической поверхности. В действительности движение потока гораздо сложнее, чем показано на схеме, так как осевое протекание возможно только в каналах с бесконечно малым радиальным размером; благодаря значительному расстоянию между лопатками обтекание их происходит подобно обтеканию крыла безграничным потоком. Напор, создаваемый колесом для конечного числа лопаток, согласно уравнению (51), равен $H_T = \chi H_{T\infty}$, где χ зависит от некоторых конструктивных элементов колеса и характеризует условия отклонения потока для конечного числа лопаток.

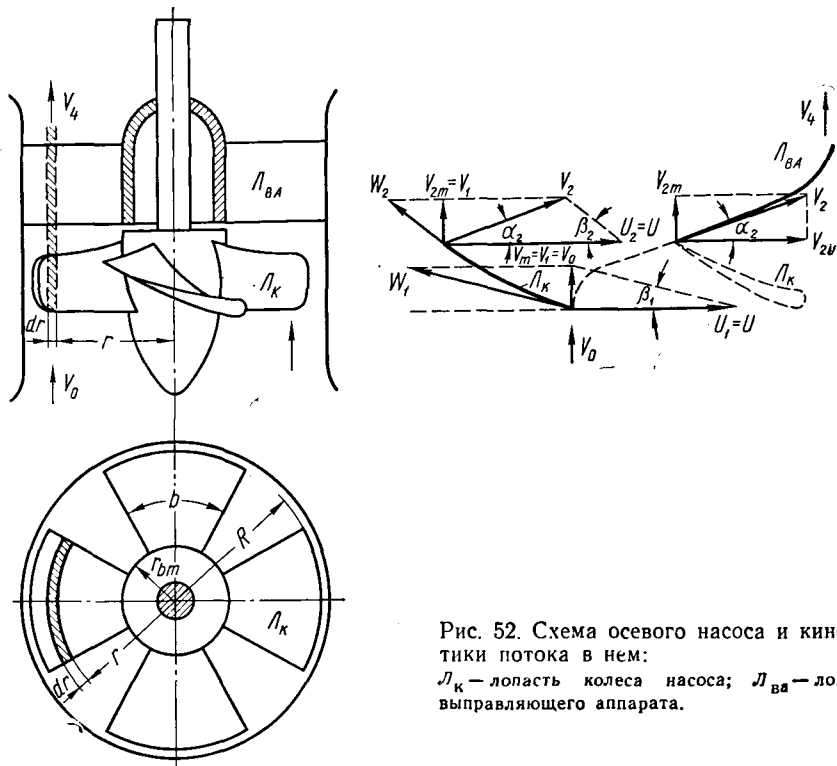


Рис. 52. Схема осевого насоса и кинематики потока в нем:
 $Л_k$ — лопасть колеса насоса; $Л_{ва}$ — лопасть выправляющего аппарата.

Подачу насоса определяют по формуле:

$$Q = v_{2m} \pi (R^2 - r_{вт}^2).$$

При предварительных подсчетах насос, работающий как сложный комплекс элементарных насосов, можно заменить одним элементарным, расположенным на среднем радиусе выходного сечения. Такой фиктивный насос называется эквивалентным элементарным. Он имеет одинаковые с действительным насосом частоту вращения, площадь выходного поперечного сечения F и расход Q . Напор, создаваемый таким насосом, приблизительно соответствует напору действительного насоса.

Радиус среднего эквивалентного насоса $r_{эkv}$ находят, предположив, что соответствующая ему площадь окружности делит ометаемую лопатками насоса площадь пополам; $r_{эkv}$ определяют из условия:

$$\pi r_{эkv}^2 - \pi r_{вт}^2 = \frac{\pi R^2 - \pi r_{вт}^2}{2}.$$

следовательно,

$$r_{эkv} = \sqrt{\frac{R^2 + r_{вт}^2}{2}}.$$

Определив $r_{\text{экв}}$, скоростные параметры потока, изображенные на рисунке 52, можно отнести к этой средней окружности. В действительности в пределах изменения r от $r_{\text{вт}}$ до R будет бесконечное число элементарных насосов, полученных от пересечения лопаток (в пределах от $r_{\text{вт}}$ до R) цилиндрическими поверхностями радиусом r и $r+rd$. Каждый из них имеет определенные значения скоростей входа и выхода с лопаток. В результате сложения потоков у таких элементарных насосов и получится какой-то средний поток; его то и относят к эквивалентному элементарному потоку.

При пересечении колеса осевого насоса цилиндрической поверхностью, ось которой совпадает с осью колеса, и при развертке поверхно-

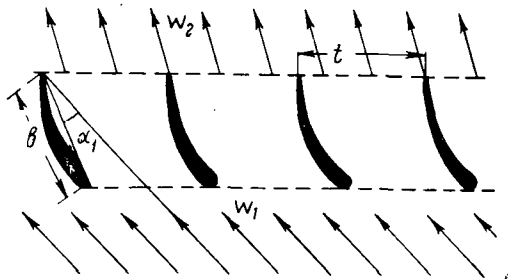


Рис. 53. Схема решетки осевого насоса.

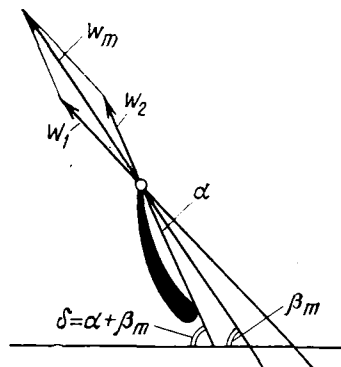


Рис. 54. Схема обтекания потоком одного крыла (лопасти) осевого насоса.

сти в плоскости можно получить ряд сечений лопастей колеса (рис. 53). Сечение лопаток в плоскости представляет так называемую решетку. При изучении потока, протекающего через решетку, принимаются условия обтекания потоком одного крыла, представляющего сечение лопасти (рис. 54).

Обозначив относительные скорости входа потока на лопатку и выхода с нее через w_1 , w_2 , найдем их геометрическую сумму $w_m = w_1 + w_2^*$. При этом допустим, что поток набегае на сечение лопатки со скоростью w_m . Угол α называется углом атаки, а угол β_m представляет собой угол наклона w_m к какой-нибудь горизонтальной плоскости; $\delta = \alpha + \beta_m$ определяет угол наклона лопатки и имеет большое значение при установке лопастей. При подборе профиля лопасти пользуются опытными характеристиками профилей, полученными путем продувки в аэродинамической трубе.

Приведенные сведения о протекании жидкости внутри осевого насоса не отражают действительной картины протекания потока, а также не дают понятия о силовом воздействии лопаток на жидкость (что является основным признаком для лопастных насосов как насосов обтекания) и передаче давлений от лопасти жидкости.

Существуют два способа расчета осевых насосов. Один способ основан на теории подъемных сил, возникающих при обтекании потоком лопасти, и исследованиях течения жидкости через гидродинамическую решетку, проведенных Н. Е. Жуковским и известных под названием «Теоретические данные для исследования действия турбин». В них приводится полное гидродинамическое решение задачи и показано влияние $\frac{b}{t}$ (где t — шаг, b — величина хорды профиля), угла наклона β на величину силы давления на лопасть (рис. 53).

* Приблизительно можно считать, что $w_m = 0,5 (w_1 + w_2)$.

В дальнейшем С. А. Чаплыгин изложил теорию турбин, пользуясь способом конформного отображения движения жидкости в решетке на полуплоскость. Применение математических способов решения задачи о протекании потока внутри осевых машин с последующим корректированием коэффициентов опытными данными послужило толчком в развитии отечественного гидромашиностроения. Г. Ф. Проскура [43], Я. Н. Вознесенский и его последователи (А. Ф. Лесохин и др.), научные работники ВИГМ С. С. Руднев, В. С. Квятковский и др. под руководством И. И. Куколевского успешно применяли теоретические положения гидродинамической школы Н. Е. Жуковского к расчету осевых насосов и турбин и конструктивному их осуществлению.

Результаты продувки одиночного профиля не всегда можно применять к решетке профилей, так как при этом не учитывается взаимное влияние лопаток решетки. Вследствие этого подъемная сила, возникающая на профиле в решетке, отличается от подъемной силы, возникающей при обтекании аналогичного одиночного профиля.

Другой способ расчета осевых насосов носит название «Расчет решетки тонких дужек методом интегральных уравнений И. Н. Вознесенского — В. Ф. Пекина». Интегральные уравнения позволяют решить задачу обтекания потоком решетки заданных размеров при условии безударного входа потока на дужку лопасти. Существует и приближенный способ расчета решетки тонких дужек по выбранному распределению вихрей, предложенный А. Ф. Лесохиным и Л. А. Симоновым [33].

В теории осевых насосов формулы (43) и (49) представляются в несколько ином виде. Если ввести понятие циркуляции скорости, то есть «работы скорости», как ее определяет Г. Ф. Проскура, то циркуляция на ободе рабочего колеса выразится как v_{2u} , умноженная на длину окружности. Таким образом,

$$\Gamma_2 = v'_{2u} 2\pi R_2 = 2\pi R_2 v'_{2u},$$

а во входной части

$$\Gamma_1 = 2\pi R_1 v'_{1u}.$$

Буквой Γ обозначается величина циркуляции, размерность которой будет выражена в $\text{м}^2/\text{с}$ или $\text{см}^2/\text{с}$ (аналогично кинематическому коэффициенту вязкости).

Тогда из уравнения H_T получим:

$$H_T = \frac{v'_{2u} u_2 - v'_{1u} u_1}{g} = \frac{2\pi v'_{2u} \omega R_2 - 2\pi v'_{1u} \omega R_1}{2\pi g}$$

или

$$H_T = \frac{(2\pi R_2 v'_{2u} - 2\pi R_1 v'_{1u}) \omega}{2\pi g} = \frac{(\Gamma_2 - \Gamma_1) \omega}{2\pi g}.$$

Если принять число лопастей z , а среднюю величину циркуляции лопасти обозначить через $\Gamma_{\text{л}}$, то $\Gamma_2 - \Gamma_1 = z\Gamma_{\text{л}}$, тогда формулу H_T преобразуем так:

$$H_T = \frac{z\Gamma_{\text{л}}\omega}{2\pi g}. \quad (63)$$

Это выражение и служит основным уравнением напора, создаваемого рабочим колесом лопастного насоса. Формулу (63) можно преобразовать, заменив $\omega = \frac{\pi n}{30}$, где n — частота вращения колеса в об/мин. Тогда

$$H_T = \frac{z\Gamma_{\text{л}} n}{60g}. \quad (64)$$

С. С. Руднев на основании экспериментальных исследований показал, что циркуляция скорости, создаваемая лопастями колеса, подчиняется линейной зависимости от Q и W . Теоретически это вытекает из

предположения, что протекающий поток в области колеса потенциальный, а ограничения, которые были приняты при теоретическом исследовании потока в области колеса как потенциального при разложении его на составляющие, подтверждаются опытами.

§ 8. ДЕТАЛИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Ресурс работы основных деталей насоса (ГОСТ 6812--69), изготовленных из материалов, требуемых чертежами, без восстановления или замены их должен соответствовать данным таблицы 1—2.

Таблица 1—2

Детали насоса	Ресурс работы (ч) при мощности (при максимальной частоте вращения для данного насоса и с неподрезанным колесом), кВт			
	до 100	от 100 до 500	от 500 до 1000	более 1000
Защитные втулки, уплотнительные кольца, грундбоксы	5 000	5 000	5 000	5 000
Механические торцевые уплотнения	10 000	8 000	5 000	5 000
Рабочие колеса и валы	10 000	15 000	20 000	25 000
Корпус, крышки	20 000	30 000	40 000	50 000

Средний ресурс насоса должен быть не меньше ресурса работы корпуса и крышек, приведенного в таблице 1—2.

Отливки, поковки и прокат должны быть без дефектов, снижающих прочность и качество отделки. Большое практическое значение при изготовлении деталей имеет их типизация, которая осуществляется на основе прогрессивных конструктивных и технологических решений с применением новых эффективных материалов и использованием общепромышленных деталей.

Сальники устраивают в месте выхода вала из корпуса наружу с напорной и всасывающей сторон. Назначение сальника на всасывающей стороне — не пропускать воздух в насос, работающий с положительной высотой всасывания, а сальника на напорной стороне — не пропускать воду из насоса. Поэтому различают напорные и всасывающие сальники.

Обычный сальник (рис. 12) состоит из следующих частей: запрессованной на вал грундбоксы, мягкой набивки, нажимной крышки, сальниковой пробки со шпильками, имеющими винтовую нарезку. Шпильки проходят через ушки крышки. Степень уплотнения сальника регулируется крышкой навинчиванием гаек. Во всасывающих сальниках обычно устраивают еще кольцо гидравлического уплотнения. К нему по каналу под давлением подводится вода, которая, расходясь в обе стороны от него, создает гидравлический затвор, мешающий проникновению воздуха в насос. Такие сальники применяют для создания лучшей непроницаемости и в напорной части высоконапорных насосов.

Во время работы центробежного насоса вал может сильно нагреваться от трения его о набивку, поэтому на набивку сальников и уход за ними обращают особое внимание. С этой целью применяют мягкую, упругую, прографиченную и пропитанную салом хлопчатобумажную набивку, которую можно заменять плетенкой из чистого льна, свободного от кострики. Срок службы набивки при чистой воде обычно 500—600 ч, а при грязной — 150—200 ч работы насоса. Набивку меняют после утраты ею первоначальной упругости.

Валы насосов изготовляют из литой стали, а в ответственных случаях — из специальных сортов стали с добавлением хрома, никеля и др.

При большой частоте вращения вала можно получить дополнительную нагрузку от центробежной силы, развивающейся вследствие не вполне точного сбалансирования рабочих колес и вала, так как добиться точного совпадения центра тяжести колес с их осью вращения довольно трудно. Поэтому вал проверяют на критическую частоту вращения n_k , при которой изгиб вала будет сопровождаться его изломом.

В крупных насосах, валы которых соединены муфтой с валом электродвигателя, может возникнуть вибрация валов. Это может привести к поломке отдельных деталей и выходу агрегата из строя.

Причины вибраций: несбалансирование ротора; неправильность осевых линий валов насоса и электродвигателя: задевание вращающихся частей о невращающиеся; большие зазоры в направляющих подшипниках; масляная пленка от смазки в подшипниках; совпадение критической частоты вращения вала с частотой агрегата; кавитационные явления в насосе; дефекты в изготовлении машин; ослабление болтовых соединений. Устранение причин, вызывающих вибрацию, позволит добиться правильной эксплуатации машин.

Радиальные и осевые усилия воспринимаются подшипниками и пятами* трения скольжения или качения (шариковые и роликовые). Применение того или иного типа подшипника обуславливается окружной скоростью шейки вала, нагрузкой и необходимым ресурсом непрерывной работы. Подшипники качения, обладая малыми габаритами, взаимозаменяемостью, простотой монтажа и другими преимуществами, менее долговечны по сравнению с подшипниками скольжения, которые при правильной эксплуатации (смазка и уход) и конструкции более долговечны, ресурс их практически неограничен. К преимуществам их относятся также бесшумность работы и гашение колебаний вала благодаря образованию масляной пленки. Кольцевая смазка применяется при скорости шейки вала до 8 м/с, а при больших скоростях переходят на принудительную смазку.

В крупных насосах обычно ставят подшипники скольжения. При работе на холодной воде подшипники имеют текстолитовые, лигнофолевые и резиновые вкладыши. Смазка в этом случае осуществляется водой. При масляной смазке вкладыши бывают бронзовые, чугунные с баббитовой заливкой и др. Эти подшипники устраивают разъемными, состоящими из двух половинок.

Подшипники трения скольжения уравнивают радиальные силы. Для уравнивания осевых сил, которые могут возникнуть у насосов с двойным входом воды на колесо, ставят радиально-упорные шарикоподшипники на одной из опор в общем корпусе с подшипником трения скольжения (рис. 12).

Для восприятия радиальных усилий в насосах К, Д, ЦНС широко применяют подшипники качения, в некоторых случаях они же воспринимают и осевые усилия.

В насосах ЦНС (рис. 15) осевые усилия воспринимаются гидравлическими пятами трения скольжения, а радиальные усилия — сферическими роликоподшипниками, а в более мощных насосах — подшипниками скольжения.

В вертикальных стационарных и артезианских насосах для восприятия радиальных усилий широко применяют подшипники скольжения с лигнофолевыми, текстолитовыми и резиновыми вкладышами и водяной смазкой. Опорные пяты у вертикальных насосов имеют обычные конструкции (см., например, рис. 21, 23).

Осевые и центробежные насосы большой подачи, например осевые на 40, 25 и 20 м³/с и центробежные 15 м³/с, имеют подпятники с сегментами. Они обеспечивают жидкостное трение благодаря применению

* Конструкции и расчет подшипников изложены в курсе «Детали машин».

самоустанавливающихся сегментов, в которых масляные клинья образуются автоматически во время работы.

Лопастные насосы имеют также вспомогательные детали: гайки, контргайки, винты, шпильки, муфты, уплотняющие втулки, пробки, краны и другие детали машин, размеры и конструкции которых стандартизованы.

§ 9. ОСЕВАЯ НАГРУЗКА НА КОЛЕСО И УСТРОЙСТВА ДЛЯ РАЗГРУЗКИ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ

Рассмотрим схему колеса центробежного насоса, изображенную на рисунке 55, а. Со стороны всасывающей трубы при работе насоса действует давление p_1 , которое при положительной высоте всасывания насоса меньше атмосферного.

Давление в зазоре между рабочим колесом и направляющим аппаратом, а при отсутствии последнего давление на периферии колеса обозначим через p_2 ; оно больше p_1 . Вследствие разности давлений $p_2 - p_1$ должен установиться ток жидкости (через щели и неплотности уплотняющих колец) от периферии колеса в пространство всасывающей трубы через полость, обозначенную на рисунке С. От вращения колеса в полости С возникнет центробежная сила, которая будет несколько задерживать жидкость, протекающую от периферии колеса во всасывающую трубу. В полости С установится некоторое давление, среднее между p_2 и p_1 . В полости В давление в жидкости около периферии колеса будет равно p_2 . По мере приближения к валу насоса от действия центробежной силы оно будет уменьшаться.

Если условно принять, что давление в полостях В и С одинаковое, то осевое давление, представляющее собой разность давлений по обе стороны колеса, определится так:

$$P_{oc} = (\pi r_2^2 - \pi r_{вт}^2) p_2 - (\pi r_2^2 - \pi r_{зав}^2) p_2 - (\pi r_{зав}^2 - \pi r_{вт}^2) p_1; \quad (65)$$

$$P_{oc} = (\pi r_{зав}^2 - \pi r_{вт}^2) (p_2 - p_1).$$

Для подсчета осевой нагрузки в обычных радиальных колесах с загнутыми назад лопастями можно пользоваться приближенной формулой:

$$P_{oc} = \gamma \pi (r_{зав}^2 - r_{вт}^2) H, \quad (66)$$

где H — напор, развиваемый колесом насоса;

γ — масса единицы объема жидкости.

Напор считается приложенным по всей площади отверстия колеса.

В действительности осевое давление будет меньше определяемого по формулам (65) и (66), так как нами не учитывалось некоторое давление от реакции воды при отклонении ее из осевого направления в радиальное во время входа на колесо. Это давление будет уменьшать

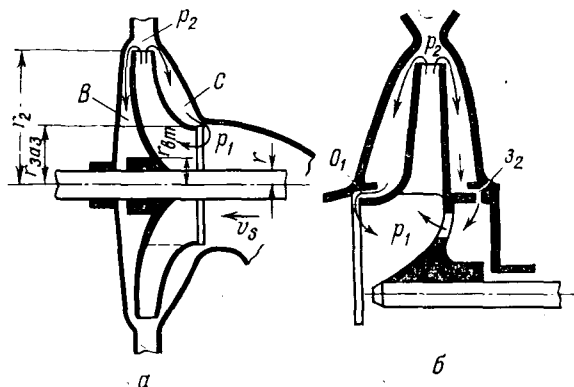


Рис. 55. Осевая нагрузка на рабочее колесо насоса:

а — без разгрузочного отверстия; б — с разгрузочным отверстием.

осевое. Кроме того, давление в полости C будет меньше, чем это указывалось выше, что тоже несколько уменьшит значение $P_{ос}$, определяемое по формулам (65) и (66).

На величину осевого усилия влияют различие по ширине и величине полостей B и C , условия протекания в них жидкости и случайный (при сборке) осевой сдвиг колеса относительно направляющего аппарата или корпуса насоса. На практике часто пользуются выведенными выше формулами для подсчета осевых усилий, хотя они и получены при целом ряде упрощающих условий.

Для уравнивания осевых усилий существует много способов, которые делятся на гидравлические и механические.

В одноколесных насосах применяют двухсторонний вход воды. Этим достигается гидравлическое уравнивание колес. Для восприятия случайных осевых усилий применяется механическое уравнивание, представляющее собой небольшие осевые опоры в виде шариковых или кольцевых пят (упорные подшипники) или установочных колец на валу.

При большой частоте вращения вала насоса ставят радиально-упорные или радиальные глубококанавчатые подшипники.

Многоколесные насосы в настоящее время конструируют с зеркальным и попарно симметричным расположением колес (рис. 16), чем достигается гидравлический способ уравнивания осевых усилий. Остаточные и случайные осевые нагрузки воспринимаются либо теми же радиальными подшипниками (рис. 16), либо механическими устройствами в виде радиально-упорного шарикового или роликового подшипника, расположенного в опоре вала (рис. 12). Недостаток симметричного расположения колес, несмотря на простой способ уравнивания осевых усилий, состоит в утяжелении и усложнении конструкции корпуса насосов.

В колесах с односторонним входом воды на колесо уравнивание осевых усилий в насосах некоторых конструкций достигается тем, что колесо снабжается со стороны, противоположной всасыванию, таким же уплотняющим кольцом, как и со стороны всасывания (рис. 55), а также в некоторых насосах K устраивают на внешней стороне заднего диска радиальные лопасти. Кроме того, в диске колеса около втулки высверливают отверстия, через которые проходит расход, пропущенный зазором z_2 ; таким образом, поддерживается давление, близкое к давлению всасывания p_1 . При одинаковых зазорах o_1 и z_2 и больших отверстиях в колесе последнее довольно хорошо уравнивается, хотя при этом и требуется устройство упорного подшипника для восприятия случайных осевых сил.

Гидравлический способ уравнивания колеса также имеет недостатки, заключающиеся в уменьшении к.п.д. насоса, так как при этом утечка происходит с двух сторон колеса.

В насосах K более ранних выпусков вместо отверстий в колесе применяли особую разгружающую трубу, которая соединяла полость за колесом около его втулки со всасывающим патрубком насоса. Кроме того, рабочее колесо имело второе уплотняющее кольцо. Вертикальные центробежные насосы с односторонним входом воды на колесо более ранних выпусков тоже имели особую трубу, соединяющую пространство за колесом с входным патрубком. Подобную конструкцию применяли и в вертикальных радиально-осевых турбинах.

В многосекционных насосах устраивают особые гидравлические разгрузочные диски или гидравлические пяты (рис. 15).

В процессе эксплуатации лопастных насосов особое внимание следует обращать на правильность работы разгрузочных устройств, руководствуясь заводскими указаниями по уходу за насосами, а также ведомственными инструкциями по эксплуатации машин.

§ 10. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Внутри насоса происходят потери энергии на гидравлические сопротивления в проточной части насоса, механические сопротивления (трение дисков колеса о жидкость и трение в подшипниках и сальниках), а также объемные потери. Гидравлические сопротивления в проточной части насоса $h_{\text{нас}}$ состоят из гидравлических сопротивлений во входной части насоса $h_{\text{в.нас}}$, в колесе $h_{\text{кол}}$ и отводе $h_{\text{н.нас}}$. Следовательно,

$$h_{\text{нас}} = h_{\text{в.нас}} + h_{\text{кол}} + h_{\text{н.нас}}.$$

Напор, развиваемый рабочим колесом и отводящими устройствами, составит:

$$H_{\text{т}} = H_{\text{г}} + h_{\text{т}} + h_{\text{в.нас}} + h_{\text{кол}} + h_{\text{н.нас}} = H + h_{\text{нас}}, \quad (67)$$

где H — напор насоса [см. формулу (1)].

Для насосной установки, изображенной на рисунке 3, напор H определяют по измерительным приборам, как указано в формуле (1). Отношение H к $H_{\text{т}}$ и будет гидравлическим к.п.д.:

$$\frac{H}{H + h_{\text{нас}}} = \frac{H}{H_{\text{т}}} = \eta_{\text{г}}. \quad (68)$$

Механический к. п. д. находят по формуле:

$$\frac{N - N_{\text{мех}}}{N} = \frac{N_{\text{т}}}{N} = \eta_{\text{мех}}, \quad (69)$$

где $N_{\text{мех}}$ — суммарные потери на механические сопротивления (трение дисков колеса о жидкость и трение в подшипниках и сальниках);

$N_{\text{т}}$ — по аналогии с поршневыми машинами называется индикаторной мощностью.

Объемный к. п. д. насоса определяют по формуле:

$$\frac{Q}{Q + q} = \frac{Q}{Q_{\text{т}}} = \eta_{\text{об}}, \quad (70)$$

где q — утечка через зазор (рис. 56).

Если при выходе с колеса центробежного насоса в направляющий аппарат или прямо в спиральный отвод (улитку) жидкость будет иметь давление p_2 , а во входной части перед колесом p_1 , то перепад давления $p_2 - p_1$ обуславливает возвращение некоторой части подачи q через зазоры (на окружности колеса и в месте примыкания колеса к входному патрубку через уплотнения) обратно во входную часть колеса. В действительности перепад давления Δp будет меньше $p_2 - p_1$, так как часть давления p_2 при протекании потока между корпусом и передним диском колеса будет уменьшаться благодаря медленному движению потока, увлекаемого вращающимся колесом [33]; давление перед уплотнением будет $p > p_1$ и $< p_2$. Это изменение давления определяется формой движения жидкости между корпусом и диском колеса.

На рисунке 56 протекание жидкости через зазоры (конструктивная форма их показана на рисунке 57) указано стрелками. Протекание жидкости через зазоры исследуется опытным путем. Если принять для всех видов уплотнений величину зазора $\Delta = \text{const}$, то коэффициент расхода μ в формуле

$$Q_{\text{заз}} = \mu F_{\text{заз}} \sqrt{2gh_{\text{заз}}}$$

составит: $\mu = 0,4 \div 0,5$ (рис. 57, а); $\mu = 0,35 \div 0,45$ (рис. 57, б); $\mu = 0,15 \div 0,20$ (рис. 57, в). При прочих равных условиях последний тип уплотнения используют для центробежных насосов с колесами малой быст-

роходности, то есть при больших напорах, создаваемых колесом. Уплотнения первого типа (рис. 57, а) применяют для быстроходных колес центробежных насосов.

Насосостроительные заводы имеют опытные данные по $\Delta p = \gamma h_{\text{заз}}$ и коэффициентам μ утечки жидкости через зазоры и уплотнения [52]. Колесо пропускает расход $Q_{\text{т}} = Q + q$; Q подается в напорную трубу, q возвращается обратно во входную часть насоса.

В насосах старых конструкций $\eta_{\text{об}} = 0,95 \div 0,98$, в современных американских и отечественных конструкциях $\eta_{\text{об}} = 0,995$. Величина q зависит не только от перепада давления, но и от формы применяемых уплотнений, величины зазора на уплотнении и, наконец, от ширины уплотнения.

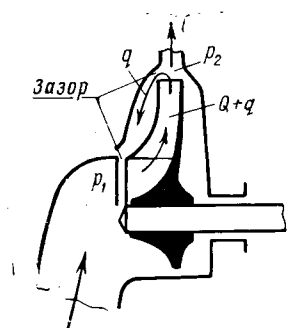


Рис. 56. Схема протекания жидкости через зазор.

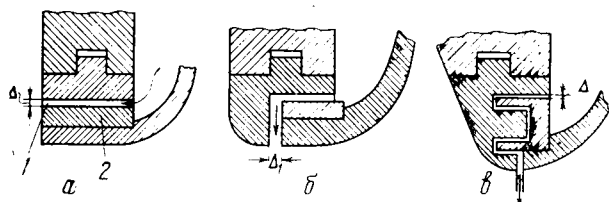


Рис. 57. Конструкция зазоров между рабочим колесом и корпусом насоса у входа на рабочее колесо: а — кольцевой; б — угловой; в — лабиринтовый; 1 — зазор; 2 — уплотняющее кольцо.

Произведение всех к. п. д. равно полному к. п. д. насоса. Докажем, что

$$\eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{н}}. \quad (71)$$

Для этого в формулу (71) подставим значения к. п. д. из формул (68), (69) и (70):

$$\eta_{\text{об}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{мех}} = \frac{Q}{Q+q} \cdot \frac{H}{H_{\text{т}}} \cdot \frac{N_i}{N} = \frac{QH}{(Q+q)H_{\text{т}}} \cdot \frac{N_i}{N} = \frac{9,81QH}{9,81(Q+q)} \cdot \frac{N_i}{H_{\text{т}}N}.$$

Но

$$9,81(Q+q)H_{\text{т}} = N_i,$$

тогда

$$\eta_{\text{об}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{мех}} = \frac{9,81QH}{N} = \eta_{\text{н}},$$

что и доказывает справедливость формулы (71).

В современных насосах достигнуты высокие к. п. д. Их значения, по данным Д. Я. Суханова, приведены в таблице 3.

Таблица 3

Марка насоса*	$\eta_{\text{н}}$	$\eta_{\text{об}}$	$\eta_{\text{г}}$	$\eta_{\text{мех}}$
ЗНК	0,77	0,94	0,9	0,91
8НД _в	0,815	0,975	0,9	0,93
12НД _с	0,88	0,99	0,92	0,965
16НД _н	0,88	0,995	0,92	0,97

* Марки сохранены в прежних обозначениях.

Повышение к.п.д. объясняется как улучшением конструкций деталей насосов, так и уменьшением гидравлических сопротивлений в проточной части насосов.

При отклонении рабочего режима насоса от нормального (соответствующего $\eta_{\max}$) изменяются и коэффициенты полезного действия насоса. Подведенная от двигателя к насосу мощность N расходуется: на полезную работу $N_{\text{пол}} = \frac{\gamma Q H}{102}$, механические сопротивления $N_{\text{мех}}$;

преодоление гидравлических сопротивлений в проточной части насоса $N_{\text{г.с}} = \frac{\gamma Q h_{\text{г.с}}}{102}$ и на протекание жидкости через зазоры и уплотнения,

то есть на так называемые утечки $N_y = \frac{\gamma \dot{q} H_T}{102}$. Баланс энергии для насоса будет иметь вид:

$$N = N_{\text{пол}} + N_{\text{мех}} + N_{\text{г.с}} + N_y. \quad (72)$$

Как показывают опыты [43], приведенный баланс энергии соблюдается лишь в случае нормального режима центробежного насоса. При подачах же меньших, чем при нормальном режиме, равенство нарушается, так как энергия, полученная насосом, затрачивается еще на преодоление тормозной мощности N_T вследствие образования вихревых токов внутри каналов рабочего колеса и наличия обратных скоростей у кромок рабочего колеса при малых расходах. Тогда получим:

$$N = N_{\text{пол}} + N_{\text{мех}} + N_{\text{г.с}} + N_y + N_T. \quad (73)$$

Таким образом, формула (72) — частный случай формулы (73).

Пример. При исследовании насоса оказалось, что $N=100$ кВт; $N_{\text{мех}}=7$ кВт; $H=35$ м; $Q=204$ л/с; $q=8,2$ л/с; $h_{\text{нас}}=9,3$ м; $N_{\text{пол}}=70$ кВт. Тогда $H_T=35+9,3=44,3$ м;

$$N_{\text{г.с}} = \frac{1 \cdot 204 \cdot 9,3}{102} = 19 \text{ кВт}; \quad N_y = \frac{1 \cdot 8,2 \cdot 44,3}{102} = 4 \text{ кВт}.$$

Из формулы (72) получим: $70+7+19+4=100$ кВт.
Составим баланс мощности:

$$\text{механические сопротивления } \frac{7}{100} 100 = 7\%;$$

$$\text{гидравлические сопротивления } \frac{19}{100} 100 = 19\%;$$

$$\text{утечка } \frac{4}{100} 100 = 4\%;$$

$$\text{полезная мощность } \frac{70}{100} 100 = 70\%;$$

$$\text{сумма } \frac{\Sigma N}{N} 100 = 100\%.$$

Баланс в данном случае составлен для нормальных условий работы насоса. Вычислим к.п.д. нашего насоса:

$$\eta_{\text{об}} = \frac{204}{212,2} = 0,96, \text{ или } 96\%;$$

$$\eta_{\text{г}} = \frac{35}{44,7} = 0,787, \text{ или } 78,7\%;$$

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{100 - 7}{100} = 0,93, \text{ или } 93\%;$$

$$\eta_{\text{н}} = 0,96 \cdot 0,775 \cdot 0,93 = 0,70.$$

Этот результат и должен был получиться, так как

$$\frac{N_{\text{пол}}}{N} = \frac{70}{100} = 0,7, \text{ или } 70\%.$$

В осевых насосах определение потерь в проточной части машины благодаря их взаимосвязанности сопряжено с большими трудностями. Наличие зазора между лопастями колеса и стенкой камеры, в которой установлено колесо, приводит к протеканию потока с рабочей стороны на нерабочую, что вызывает разрушение структуры потока и возникновение добавочных гидравлических потерь. Поэтому в осевой машине гидравлические потери внутри насоса рассматривают отдельно, вне общего к.п.д. машины; эти потери и будут характеризовать качество машины. Потери на трение в подшипниках и уплотнениях и внешние объемные потери определяют отдельно от гидравлических сопротивлений. Поэтому при составлении баланса мощности учитывают только внутренние гидравлические потери, которые разделяются на профильные, концевые и щелевые.

Подробно эти вопросы изложены в специальной литературе.

§ 11. ПОДОБИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Моделирование насосов позволяет на основе подобия физических процессов в проточной части модели лопастного насоса судить о потоке другого насоса, подобного модели, называемого натурой. В основу подобия лопастных насосов положено механическое подобие, которое заключается в равенстве отношения некоторых величин и характеризует две однотипные механические системы. При моделировании гидродинамических явлений потока в основу кладется геометрическое, кинематическое и динамическое подобие. Геометрическое подобие предполагает такое пропорциональное изменение рабочего колеса модели, при котором новое колесо натуры геометрически подобно колесу модели. Если обозначить любой из линейных размеров модели l_m , а натуры l_n , то отношение их будет:

$$\frac{l_n}{l_m} = i = \text{const.} \quad (74)$$

В практике за линейные размеры обычно принимают одноименные диаметры рабочих колес. Тогда

$$\frac{D_n}{D_m} = i_D = i_l. \quad (75)$$

Кинематическое подобие предполагает, что безразмерные поля скоростей в потоке модели и натуры одинаковы. Практически это сводится к постоянному отношению скоростей во входных и выходных треугольниках, а следовательно, и к равенству углов α' и β' в этих треугольниках.

Для выполнения динамического подобия в двух подобных потоках необходимо, чтобы отношение сил инерции к силам трения или тяжести было постоянным. Как следствие этого должно соблюдаться равенство критериев подобия, то есть отвлеченных параметров, постоянство которых выражает условия физического подобия различных явлений. Такими критериями служат числа Рейнольдса Re , Фруда Fr , Струхала Sh (критерий гомохронности) или Ho , Эйлера Eu . Таким образом, для динамических подобных потоков необходимо, чтобы соблюдались равенства основных, то есть определяющих, критериев:

$$\left. \begin{aligned} Re_n &= Re_m \\ Fr_n &= Fr_m \\ Sh_n &= Sh_m \end{aligned} \right\} \quad (76)$$

Перечисленные условия в формуле (76) достаточны для того, чтобы потоки были подобны. Но в практике могут встретиться случаи,

когда необходимо соблюдать лишь один из перечисленных критериев. Например, при протекании жидкости по трубе достаточно сохранить постоянство Re при моделировании потоков. Иногда при моделировании приходится выбирать иные критерии, чем указано выше. Так, в теории подобия гидромашин, как увидим ниже, за безразмерные величины принимают отношения параметров, характеризующих работу машины (подачу, напор, мощность).

Пусть два рабочих колеса будут геометрически подобны. Изменим режимы потоков, протекающих в этих колесах. При этом пропорционально изменяются все размеры колес и частота вращения (рис. 58). Допустим: 1) постоянство углов входа и выхода α' и β' в скоростных треугольниках; 2) равенство к. п. д. насоса (в действительности к. п. д.

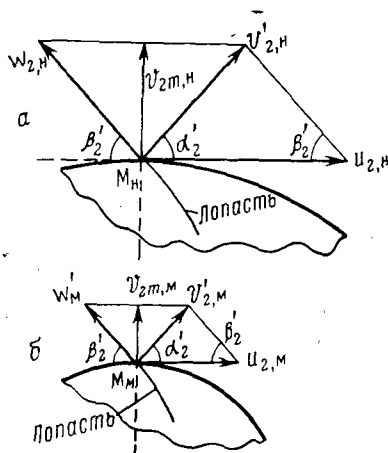


Рис. 58. План скоростей у выхода рабочего колеса:
а — колесо натуры; б — колесо модели.

несколько меняются, о чем будет сказано ниже). Пользуясь соотношениями $u = \frac{\pi D n}{60}$ и $v = u \frac{\sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)}$ (см. формулу 26), для выхода будем иметь:

$$\frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{D_{2H}}{D_{2M}} \frac{n_H}{n_M} = i_D i_n;$$

$$\frac{v'_{2H}}{v'_{2M}} = i_D i_n; \quad \frac{w'_{2H}}{w'_{2M}} = i_D i_n$$

или

$$\frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{v'_{2H}}{v'_{2M}} = \frac{w'_{2H}}{w'_{2M}} = i_D i_n. \quad (77)$$

Следовательно, треугольники $M_H u_{2H} v'_{2H}$ и $M_M u_{2M} v'_{2M}$ (рис. 58) подобны, как имеющие пропорциональные стороны.

Из этих формул следует, что любая скорость для модели и натуры находится в следующих соотношениях с D и n :

$$\frac{v'_{2H}}{D_H n_H} = \frac{v'_{2M}}{D_M n_M}$$

или

$$\frac{v'_2}{D_2 n} = \text{idem}^*;$$

аналогично

$$\frac{u^2}{D_2 n} = \text{idem} \quad \text{и} \quad \frac{w'_2}{D_2 n} = \text{idem}. \quad (78)$$

* idem — то же самое.

Это один из критериев подобия рабочих колес лопастных насосов. Нетрудно показать, что выражения (78) представляют собой критерий гомотокронности Sh . В самом деле n обратно пропорционально времени T , следовательно,

$$\frac{v_2' T}{D} = \text{idem}$$

или

$$\frac{D}{v_2' T} = \frac{\text{длина}}{\text{скорость} \times \text{время}} = Sh. \quad (78')$$

Можно написать, что

$$Q_H = \eta_{об} \pi D_{2H} b_{2H} v_{2H}' \sin \alpha_2',$$

$$Q_M = \eta_{об} \pi D_{2M} b_{2M} v_{2M}' \sin \alpha_2'.$$

Следовательно,

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{b_{2H}}{b_{2M}} \frac{D_{2H}}{D_{2M}} \frac{v_{2H}'}{v_{2M}'} = i_D i_D i_n = i_D^2 i_n. \quad (79)$$

Из формулы напомним:

$$\frac{Q}{D_2^3 n} = \text{idem}. \quad (80)$$

Для напора

$$H_H = \eta_{\Gamma} \frac{v_{2H}' u_{2H} \cos \alpha_2'}{g} \quad \text{и} \quad H_M = \eta_{\Gamma} \frac{v_{2M}' u_{2M} \cos \alpha_2'}{g},$$

откуда отношение

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{v_{2H}' u_{2H}}{v_{2M}' u_{2M}} = i_D i_n i_D i_n = i_D^2 i_n^2, \quad (81)$$

или

$$\frac{H}{D_2^2 n^2} = \text{idem}. \quad (82)$$

Так как при равных к. п. д.

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{Q_H H_H}{Q_M H_M} = i_D^3 i_n^2 i_D^2 i_n^2 = i_D^5 i_n^3, \quad (83)$$

то

$$\frac{N}{D_2^5 n^3} = \text{idem}. \quad (84)$$

Все выведенные в формулах (79, 81, 83) закономерности подтверждаются опытами с центробежными и осевыми насосами. Следовательно, принятые допущения о равенстве углов в скоростных треугольниках природы и модели и коэффициентов полезного действия сохраняют свою силу для лопастных насосов (незначительные изменения к. п. д. существенно не влияют на выведенные закономерности). Режимы работы лопастных насосов, при которых сохраняется подобие скоростных треугольников, называются изогональными, то есть равноугловыми. Если принять $i_n = 1$, то есть сохранить только геометрическое подобие рабочих колес, то

$$\frac{Q_H}{Q_M} = i_D^2; \quad \frac{H_H}{H_M} = i_D^2; \quad \frac{N_H}{N_M} = i_D^5. \quad (85)$$

При $i_D = 1$, то есть при изменении только оборотов у насосов (динамическое подобие), из формул (79), (81), (83) получим отношения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_H}{Q_M} &= \frac{Q_{n_1}}{Q_{n_2}} = \frac{n_1}{n_2} = i_n, \\ \frac{H_H}{H_M} &= \frac{H_{n_1}}{H_{n_2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = i_n^2 \quad \text{и} \quad \frac{N_H}{N_M} = \frac{N_{n_1}}{N_{n_2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = i_n^3. \end{aligned} \right\} \quad (86)$$

Выведенные закономерности широко применяют в практике строительства и эксплуатации насосов.

Из формул (79) и (81) можно вывести:

$$i_D = \sqrt{\frac{Q_H}{Q_M}} \sqrt[4]{\frac{H_M}{H_H}}, \quad (87)$$

$$i_n = \sqrt{\frac{Q_M}{Q_H}} \sqrt[4]{\left(\frac{H_H}{H_M}\right)^3}. \quad (88)$$

Законы подобия дают возможность:

зная эксплуатационные условия модельного колеса, определить условия работы его натуре;

при проектировании нового насоса (иногда больших размеров) запроектировать, построить и испытать только его модель и по модели построить новый насос;

по имеющейся модели определить размеры какой-либо натуре. Рассмотрим это на примерах.

Пример 1. Насос Д1250-65 (12 НДс) при частоте вращения вала 1450 об/мин к подаче 350 л/с создает напор 65 м. Коэффициент полезного действия насоса 88%. Определить подачу, напор и мощность насоса при $n=960$ об/мин.

Согласно формуле (86), получим:

$$i_n = \frac{960}{1450} = 0,66; \quad i_n^2 = 0,435; \quad i_n^3 = 0,286.$$

Следовательно,

$$Q_{960} = Q_{1450} i_n = 350 \cdot 0,66 = 230 \text{ л/с};$$

$$H_{960} = H_{1450} i_n^2 = 65 \cdot 0,435 = 28,3 \text{ м};$$

$$N_{1450} = \frac{1 \cdot 350 \cdot 65}{102 \cdot 0,88} = 254 \text{ кВт};$$

при $\eta_{1450} = \eta_{960}$

$$N_{960} = N_{1450} i_n^3 = 254 \cdot 0,286 = 72,5 \text{ кВт}.$$

Пример 2. Данные модели осевого колеса: $D_{2M}=350$ мм; $n_M=930$ об/мин; $Q_M=250$ л/с; $H_M=3,5$ м; $N_M=9,95$ кВт. Необходимо определить размеры и частоту вращения для натуре при $H_H=6$ м и $Q_H=4$ м³/с.

По формулам (87) и (88) находим:

$$i_D = \sqrt{\frac{4}{0,25}} \sqrt[4]{\frac{3,5}{6}} = 3,52;$$

$$i_n = \sqrt{\frac{0,25}{4}} \sqrt[4]{\left(\frac{6}{3,5}\right)^3} = 0,37.$$

Следовательно, $D_{2H} = D_{2M} i_D = 1220$ мм; $n_H = n_M i_n = 345$ об/мин; $N_H = N_M i_D^3 i_n^3 = 270$ кВт.

Следует заметить, что подобие может наблюдаться при полном механическом подобии потоков, протекающих по проточным частям двух насосов (натуре и модели), что, в свою очередь, требует подобного геометрического изменения шероховатости поверхности в рабочих органах насоса и равенства чисел Рейнольдса. Последнее условие приводит к большой частоте вращения вала у модельного насоса, поэтому в практике ограничиваются большей частью геометрическим подобием, так как процесс протекания потока жидкости происходит в автомодельных областях у модели и натуре, где не сказывается влияние чисел Рейнольдса. В гидротурбинах применяют ряд формул для пересчета к. п. д. натуре и модели на основании теоретических и опытных данных. В насосной практике этот вопрос не нашел еще достаточного обоснования [33]. А. А. Ломакин на основе заводских исследований центробеж-

ных насосов указывает, что гидравлический к. п. д. насоса можно определить из соотношения:

$$\eta_{г.н} = 1 - (1 - \eta_{г.м}) \left(\frac{\lg D_{1пр.н} - 0,172}{\lg D_{1пр.м} - 0,172} \right)^2, \quad (89)$$

где $D_{1пр} = 4000 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$ мм, Q принято в м³/с. Значение объемного к. п. д. определяют по формуле:

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{-2/3}}. \quad (90)$$

Механические потери (дисковые) относят к гидравлическим потерям, которые находят по формуле:

$$\eta_{мех} = \frac{n_s^2}{n_s^2 + 820}. \quad (91)$$

Вводя понятие внутреннего к. п. д. насоса η_i , равного произведению $\eta_{об}\eta_{г}\eta_{мех}$, можно принять, что в условиях автомодельности при различной частоте вращения $\eta_i = \text{const}$, то есть для натуры и модели этот к. п. д. не изменяется. При изменении масштаба η_i может изменяться за счет влияния относительной шероховатости на $\eta_{г}$ и относительной величины зазоров на $\eta_{об}$. Таким образом, пока нет окончательного решения об изменениях $\eta_{нат}$ и $\eta_{мод}$ при динамическом и геометрическом подобии насоса. В практике пользуются не совсем обоснованной формулой для насосов Moody при определении $\eta_{н}$ по $\eta_{м}$:

$$\eta_{н} = 1 - (1 - \eta_{м}) i_D^{-0,45} i_n^{-0,2}. \quad (92)$$

Пример. Дано: $\eta_{м} = 0,82$; $i_D = 2$; $i_n = 0,5$. Определить $\eta_{н}$.

$$\eta_{н} = 1 - 0,18 \cdot 0,84 = 0,85.$$

В действительности для крупных насосов получается небольшое увеличение к. п. д. по сравнению с к. п. д. его модели. Если в формуле (91) принять $i_D = 1$, то

$$\eta_{н} = 1 - (1 - \eta_{м}) i_n^{-0,2}.$$

Этой формулой иногда пользуются для пересчета к. п. д. при динамическом подобии.

§ 12. УДЕЛЬНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ НАСОСА n_s . КЛАССИФИКАЦИЯ КОЛЕС ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ ПО n_s

Удельной частотой вращения, или быстроходностью, n_s , рабочего колеса насоса называется частота вращения такого нового воображаемого колеса, которое во всех деталях геометрически подобно рассматриваемому. Размеры нового колеса (модели) подбирают так, что при напоре $H_{м} = 1$ м и полезной мощности 1 л. с. величина подачи равна 75 л/с (0,075 м³/с). Размеры и частоту вращения такого «эталонного» насоса определяют по формуле (88), принимая $n_{н} = n$; $Q_{н} = Q$; $H_{н} = H$.

$$n_{м} = n_s = n \sqrt[4]{\frac{Q}{Q_{м}}} \sqrt[4]{\left(\frac{H_{м}}{H}\right)^3}. \quad (93)$$

Если принять $Q_{м} = 0,075$ м³/с, а $H_{м} = 1$ м, то

$$n_s = \frac{3,65 n \sqrt[4]{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}, \quad (94)$$

или, вводя в уравнение (94) полезную мощность насоса $N_{пол} = \frac{1000QH}{75}$

вместо Q , получим:

$$n_s = \frac{n \sqrt[4]{N_{пол}}}{H \sqrt[4]{H}}. \quad (95)$$

Определенный интерес представляет принятие $Q_m = 102$ л/с,

$H = 1$ м и $N_{\text{пол}} = 1$ кВт, тогда

$$n_s = \frac{3,14n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (95')$$

но в этом случае в имеющиеся расчетные зависимости (на основе n_s) необходимо вводить поправку $k = \frac{3,14}{3,65} = 0,86$.

В формуле (94) Q следует брать в м³/с, а H в м одного колеса насоса с односторонним входом воды на колесо. При последовательном

Центробежные насосы			Диагональное (винтовое) колесо	Пропеллерное (осевое) колесо
Тихоходное колесо	Нормальное колесо	Быстроходное колесо		
I	II	III	IV	V
$n_s \approx 60$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 3$	$n_s = 70 \div 150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_s = 150 \div 350$ $\frac{D_2}{D_0} = 1,6 \div 1,2$	$n_s = 350 \div 600$ $\frac{D_2}{D_0} = 1,2 \div 1,1$	$n_s = 600 \div 1200$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0,8$

а

Тип насоса	К-консольный	Д-двухсторонний	ЦНС-многоступенчатый секционный	М-многоступенчатый	МД-многоступенчатый, первое колесо двухстороннее
Число колес	$i=1$	$i=1$	$i>1$, любое	$i>1$, четное	$i>1$, нечетное
Выъем крыльца	вертикальный	горизонтальный	вертикальный	горизонтальный	горизонтальный
Зскизы рабочих колес					
Формула n_s	$n_s = \frac{365n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$ где Q , м ³ /с; H , м; n , об/мин.	$n_s = \frac{365n\sqrt{Q/2}}{H^{3/4}}$	$n_s = \frac{365n\sqrt{Q}}{(H/i)^{3/4}}$	$n_s = \frac{365n\sqrt{Q}}{(H/i)^{3/4}}$	$n_{s,1} = \frac{365n\sqrt{Q/2}}{(H/i)^{3/4}}$

б

Рис. 59. Классификация:

а — рабочих колес лопастных насосов по быстроходности и приближенные значения соотношений основных размеров их; б — центробежных насосов по конструктивным признакам и определение их быстроходности.

расположении колес n_s определяют по напору, создаваемому одним колесом, для колес с двойным входом воды — по подаче Q , отнесенной к половине колеса.

Надо заметить, что n_s колеса и насоса не всегда совпадают: одинаковые n_s будут для одноколесных насосов с односторонним входом воды на колесо. За нормальное значение n_s принимается то, которое соответствует нормальному режиму работы колеса, то есть при определении n_s в формулу (94) подставляют значения Q и H , соответствующие η_{max} . При иных значениях Q и H будут получаться и другие значения n_s .

Выбор «эталона» с $Q=0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ и $H_m=1 \text{ м}$ условен. Можно принять $Q=1 \text{ м}^3/\text{с}$, а $H_m=1 \text{ м}$, тогда для n_s будут получаться иные значения и формула (95) примет вид:

$$n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}. \quad (95'')$$

Если в формулу (94) подставить значения величин из формул (27), (51) и (53), то можно вывести следующие зависимости n_s от конструктивных размеров колеса:

n_s тем больше, чем меньше $\frac{D_2}{D_1}$ и $\frac{D_2}{b_1}$, чем больше угол β_1 и, следовательно, чем больше скорость входа v_1 или v_0 ;

n_s тем больше, чем меньше угол лопатки β_2 при выходе, то есть чем сильнее загнута назад лопасть и чем меньше χ , что соответствует меньшему числу лопаток.

Подобные колеса имеют одинаковые значения n_s , но вообще не всегда при одинаковых значениях n_s колеса подобны.

Колеса лопастных насосов можно разделить на следующие группы: тихоходные, нормальные и быстроходные колеса центробежных насосов; особенности расположения рабочих колес насосов и определение быстроходности приведены на рисунке 59, а и б;

диагональные и осевые колеса диагональных и осевых насосов (рис. 59).

§ 13. ИСПЫТАНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

При приеме насосных станций в эксплуатацию проверяют и соответствие проекту поставки оборудования, правильность монтажа и работы его, а также гарантированные заводом-изготовителем параметры — напора H , подачи Q и потребляемой насосом мощности N при определенной частоте вращения вала насоса n , а также выясняют функциональные зависимости параметров H , N от параметра Q при постоянном значении n . Зависимости H , N от Q вычерчивают в виде графиков для замеренных и приведенных к $n=\text{const}$ величин Q , H , N . Попутно вычисляют к.п.д. насоса по формуле $\eta = \frac{9,81QH}{N}$ (если N определено в кВт) и для различных значений Q , H , N строят еще кривую зависимости η от Q . Такие кривые называются характеристиками насоса.

Различают следующие характеристики: напорные, представляющие зависимости H от Q ; мощностные, представляющие зависимости N от Q ; к.п.д., представляющие зависимости η от Q . Две последние характеристики принято еще называть энергетическими.

Характеристики H , N и η строят при постоянном значении n . На рисунке (60) приведены характеристики: напорная H (кривая 1), мощностная N (кривая 2) и к.п.д. η (кривая 3). Гарантированные заводом значения подачи, напора и мощности (оптимальные) или номинальные соответствуют максимальному к.п.д., они обозначены на рисунке 60 $N_{\eta_{\max}}$, $H_{\eta_{\max}}$, $Q_{\eta_{\max}}$.

Рекомендуемая область работы насоса, так называемый рабочий интервал, в заводских характеристиках, помещаемых в каталогах [22], обозначается особыми значками (на рисунке 60 — область значений от Q_1 до Q_2). Рабочий интервал соответствует сравнительно высоким значениям η в пределах от 0,9 $\eta_{\max}$ до $\eta_{\max}$. Правила и методы производства испытаний динамических насосов предусмотрены ГОСТ 6134—71, группа Г82 («Насосы динамические. Правила и мето-

ды испытаний»). В них подробно изложены способы испытаний и обработки наблюдений.

Стандарт распространяется на все динамические насосы с вращающимся рабочим органом (опытные, индивидуального и серийного производства) без ограничения мощности, рода перекачиваемой жидкости и устанавливает следующие виды испытаний: предварительные заводские; приемочные (государственные, межведомственные, ведомственные); испытания установочной партии; приемосдаточные; периодические; типовые; определительные испытания на надежность.

Каждый насос, поставленный на испытания, должен быть подвергнут обкатке. Обкаткой, проводимой в рабочем интервале подач, проверяют работоспособность насоса (без количественных измерений, за исключением в необходимых случаях измерения температуры). Время обкатки при номинальном режиме приведено ниже.

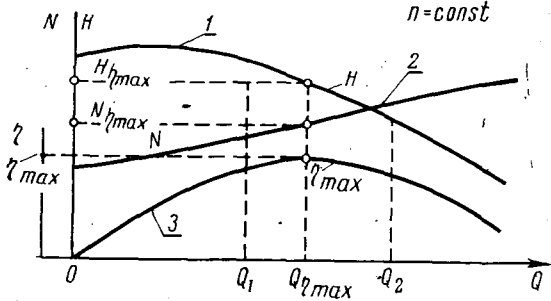


Рис. 60. Характеристики центробежного насоса: 1 — $H=f(Q)$ или $H-Q$; 2 — $N=f(Q)$ или $N-Q$; 3 — $\eta=f(Q)$ или $\eta-Q$.

Мощность гидравлическая, кВт	Длительность обкатки (ч) не менее
До 10	0,25
От 10 до 50	0,5
От 51 до 100	1,0
От 101 до 400	1,5
Более 400	2,0

Предварительные заводские испытания включают: параметрические испытания — получение характеристик (напорной, энергетической, кавитационной, виброшумовой, при необходимости); определение внешних утечек; тепловые испытания (при необходимости для насосов, предназначенных для горячих сред); определение массы насоса (точность 0,5); получение характеристики самовсасывания (для самовсасывающих насосов); электрические испытания (для электронасосов по ГОСТ 11828—66); контрольные или исследовательские испытания на надежность (проводят по специальной программе).

Предварительным заводским испытаниям подвергаются опытные насосы и насосы индивидуального производства для проверки соответствия их требованиям утвержденной технической документации и проводятся изготовителем с участием разработчика. Установлено число насосов, подвергаемых предварительным заводским испытаниям в зависимости от числа насосов в серии и группы их надежности. Согласно группе надежности, к которой относится насос, устанавливают перечень показателей надежности, подлежащих определению, и объем испытаний.

Установлены следующие группы надежности: I — насосы, отказы которых могут привести к авариям, человеческим жертвам и значительному материальному ущербу; II — насосы, используемые в ответственных и неответственных установках; III — насосы общего назначения, выпускаемые большими сериями.

Насосы малые (номинальная мощность до 100 кВт) и средние (номинальная мощность от 100 до 400 кВт и с внутренним диаметром всасывающего патрубка до 400 мм) испытывают на чистой воде при температуре не более 50 °С и частоте вращения, отличающейся от номинальной не более чем на 5%.

Крупные насосы (номинальная мощность более 400 кВт или с внутренним диаметром входного патрубка более 400 мм) допускается испытывать на воде на стендах изготовителя при уменьшенной частоте вращения (но не более чем в 2 раза по сравнению с номинальной) или на местах эксплуатации на натурной жидкости при частоте вращения, отличающейся от номинальной не более чем на 5%. Для крупных насосов допускается (при испытаниях) вместо получения характеристик (напорной и энергетической) определять напор и потребляемую мощность для режимов, указанных в утвержденной технической документации, и сравнивать с напорной и энергетической характеристиками, полученными при модельных испытаниях. Кавитационную характеристику допускается получать: для крупных насосов — пересчетом с данных модельных испытаний, а для малых и средних погружных насосов — при исследовательских испытаниях одной ступени.

Испытания электронасосов выполняют на расчетной частоте сети и напряжении, отличающемся от номинального не более чем на 10%.

Приемочным испытаниям подвергаются все насосы, прошедшие предварительные заводские испытания и доведенные до соответствия требованиям утвержденной технической документации; на их основании решают вопросы: целесообразности серийного их производства; в техническую документацию насосов серийного производства включают параметрические показатели и характеристики, полученные во время приемочных испытаний, и обосновывают приемо-сдаточные и эксплуатационные допуски; возможность передачи насосов индивидуального производства в эксплуатацию и включение в их техническую документацию параметрических показателей и характеристик, полученных во время приемочных испытаний.

Приемочные испытания включают весь перечень предварительных заводских испытаний. По решению приемочной комиссии в качестве приемочных испытаний могут быть приняты результаты предварительных заводских испытаний.

Испытания установочной партии проводят с целью подготовки и организации серийного производства насосов, принятых к производству на основе приемочных испытаний. Изготовление и испытание установочной партии проводят в том случае, если: после приемочных испытаний в конструкцию насоса или в технологию изготовления внесены изменения; изготовители опытных образцов и насосов серийного производства разные.

Приемо-сдаточным (контрольным) испытаниям подвергается каждый насос серийного производства для проверки соответствия его требованиям утвержденной технической документации. Если насос (или партия насосов) при испытаниях показал отрицательные результаты, то он (или партия насосов) возвращается на исправления и повторные испытания. При стабильном технологическом процессе и браке в среднем менее 2% допускаются для насосов II и III групп надежности выборочные испытания. Во время приемо-сдаточных испытаний, являющихся контрольными, проверяют: напорную характеристику; допустимый кавитационный запас; внешние утечки и вибрацию опор (насосы I группы надежности); температуру отдельных элементов; самовсасывающую способность (самовсасывающие насосы), электрические параметры (электронасосы).

Периодическим испытаниям подвергаются серийные насосы для проверки соответствия их требованиям утвержденной технической документации. Установлено число проверяемых насосов и периоды проведения периодических испытаний в зависимости от годовой программы производства и мощности насосов — от одного насоса в два года до шести в течение года. Периодические испытания включают: параметрические испытания (характеристики — напорная, энергетиче-

ская и кавитационная), определение внешних утечек и самовсасывающей способности (самовсасывающие насосы), электрические испытания (электронасосы). При неудовлетворительных данных, полученных во время этих испытаний, приостанавливают отгрузку насосов впредь до устранения недостатков и получения положительных данных при повторных испытаниях.

Типовым испытаниям подвергаются первые три насоса серийного производства, выпущенные после внесения изменений в конструкцию или технологию производства или замены материалов, для проверки соответствия их параметров и характеристик технической документации.

Определительными испытаниями на надежность уточняют показатели надежности, сроки и объемы ремонтов, потреб-

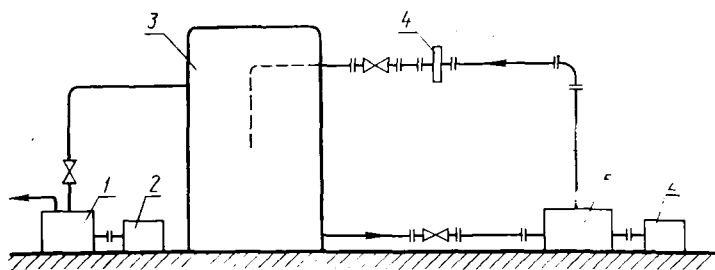


Рис. 61. Схема замкнутого (закрытого) испытательного стенда для насосов:

1 — вакуум-насос; 2 — двигатель; 3 — герметический (вакуумный) бак; 4 — измерительная шайба; 5 — испытываемый насос.

ность запасных частей для внесения этих данных в техническую документацию. Испытания проводят на стендах или в натурных условиях при подконтрольной эксплуатации и режимах, указанных в технической документации, и выполняют: с первыми насосами серийного и индивидуального производства; с первыми насосами после проведения типовых испытаний, а также еще с серийными насосами в сроки, указанные в технической документации. Определительные испытания проводят после параметрических испытаний и продолжают до возникновения необходимости капитального ремонта насоса или до окончательного отказа, если насос не подвергается капитальному ремонту.

Изложенные выше испытания проводят на специальных стендах, оборудованных необходимой аппаратурой соответствующей точности измерений. При выполнении испытаний в натуре на насосных установках по согласованию с заводом-изготовителем должны быть предусмотрены места для присоединения измерительной аппаратуры и условия для проведения испытаний.

Стенды (установки) для испытаний насосов бывают двух типов: открытого и замкнутого. Установка, приведенная на рисунке 3, при сбросе жидкости из напорного резервуара по трубе обратно в водозаборный колодец относится к установкам открытого типа. Схема замкнутой установки, которая может служить и для кавитационных испытаний центробежных насосов, представлена на рисунке 61. Установка для испытания осевых насосов представляет собой замкнутую кольцевую систему с включением в нее осевого горизонтального насоса и бака с присоединенным к нему вакуум-насосом. В последнее время в лабораторной практике центробежные насосы большой производительности испытывают на воздухе. Правила проведения этих испытаний изложены в специальной литературе [40].

Параметрические испытания малых и средних насосов, позволяющих регулировать давление на входе, выполняют по закрытой схеме.

При снятии для них кавитационных характеристик вакуум создается вакуум-насосом. Параметрические испытания крупных насосов, а также контрольные испытания проводят на открытых стендах. Параметрические испытания насосов, не позволяющих регулировать давление на входе (погружные и др.), разрешается проводить на открытом стенде, с возможностью изменения погружения насоса или подогревом воды до 65 °С. Внутренние диаметры подводящего и отводящего трубопроводов принимаются равными диаметрам соответствующих патрубков насосов, а длина прямого участка перед фланцем входного патрубка должна составлять при параметрических испытаниях не менее 15 (может быть уменьшено при установке успокоителя), а при контрольных — не менее четырех внутренних диаметров этого патрубка. Насосы, не имеющие в условиях эксплуатации перед входом прямого участка (например, вертикальные), обеспечиваются подводом жидкости, как и в эксплуатации.

Испытания для получения напорной ($H-Q$) и энергетической ($N-Q$ и $\eta-Q$) характеристик проводятся одновременно и для каждого режима измеряются и фиксируются: частота вращения (для электронасосов — частота и напряжение сети); подача; давление (разрежение) на входе и выходе; крутящий момент или мощность на валу (для электронасосов — потребляемая электрическая мощность); температура жидкости. Режим работы насоса регулируется задвижкой или затвором, установленным на отводящем трубопроводе. Число подач (режимов), при которых проводятся замеры, должно быть не менее 16, и подачи в соседних точках должны отличаться не более чем на 8% номинальной подачи. Если 25% точек будет сильно отличаться, то испытания следует повторить.

Снятие характеристик центробежных насосов начинается с нулевой подачи (задвижка закрыта), а осевых, диагональных, вихревых, лабиринтных и других подобных им насосов — с максимальной подачи. Характеристики регулируемых насосов получаются не менее чем для пяти положений регулируемого органа, в том числе и при номинальном положении.

Испытания на стенде проводят в интервале от нуля до подачи, превышающей не менее чем на 10% максимальную рабочего интервала подач по технической документации, при давлении на входе, исключающем кавитацию на всех режимах.

Измерение подачи проводится на выходе из насоса после мест отбора жидкости для собственных нужд насоса (смазка, охлаждение, промывка). Подача (при работе на воде) может измеряться: сужающим устройством (сопло, сопло Вентури, диафрагма); водосливом; измерением скоростей в мерном сечении (точечный способ с последующим интегрированием).

Сужающие устройства с подводящими и отводящими отрезками трубопроводов изготавливают из нержавеющей материалов. Вторичный прибор для измерения перепада давления в сужающем устройстве должен иметь класс точности не ниже 1,0 (предельная погрешность в %), и шкала его должна использоваться на $\frac{2}{3}$. Водослив и точечный способ применяют только при испытаниях крупных насосов в условиях эксплуатации.

Измерение давления проводится на расстоянии двух диаметров от входного и выходного патрубков насоса. Если скоростной напор в подводящем или отводящем трубопроводе превышает 5% номинального или внутренний диаметр подводящего трубопровода превышает 400 мм, для отбора давления устраивают во взаимно перпендикулярных плоскостях четыре отверстия ($d_0 = 3-6$ мм), соединенных кольцевым трубопроводом $d_{к.тр} = 1,5 d_0$. Перед манометром устанавливают трехходовой кран, а для уменьшения колебания стрелки прибора

устанавливают демпфер (пробка с отверстием малого диаметра). Присоединительные трубки прибора должны быть заполнены водой, и при измерении вакуума это заполнение обеспечивается опусканием в воду трубки, присоединяемой к трехходовому крану. Для измерения давления применяют следующие приборы:

на выходе: при параметрических испытаниях — манометры класса точности не ниже 0,5; при контрольных испытаниях — то же, но не ниже 1,0; при подконтрольной эксплуатации — то же, но не ниже 1,6;

на входе: при параметрических испытаниях — манометры (вакуумметры) класса точности не ниже 1,0; при контрольных испытаниях — то же, но не ниже 2,5.

Манометры (вакуумметры) выбирают так, чтобы шкала использовалась не менее чем на $\frac{2}{3}$. Высоту расположения манометра (вакуумметра) определяют до оси трехходового крана.

Измерение мощности у насосов, конструктивно не объединенных с двигателем, проводится на валу.

Различают электронасосный агрегат и электронасос. Конструкция первого насоса обычная, и приводящим двигателем является электродвигатель. Электронасос — насосный агрегат с приводом от электродвигателя, узлы которого входят в конструкцию насоса. Мощность или момент при одновременном измерении частоты вращения измеряются:

при испытаниях малых насосов — балансирным электродвигателем, двигателем на качающейся платформе;

при испытаниях средних и крупных насосов — балансирным электродвигателем, двигателем на качающейся платформе, измерением электрической мощности протарированного электродвигателя;

при подконтрольной эксплуатации — измерением электрической мощности электродвигателя, торсиомером на приводном валу.

Измерение частоты вращения у насосов, конструктивно не объединенных с двигателем, может проводиться:

тахометром (тахоскопом), соединенным с валом насоса передачей, не допускающей проскальзывания, или строботахометром;

автоматическим счетным устройством частоты вращения вала;

частотомером и прибором для измерения скольжения электродвигателя. Для электронасосов вместо частоты вращения определяют напряжение и частоту сети.

Измерение температуры жидкости проводят в подводящем трубопроводе (баке) на расстоянии от насоса не более 25 диаметров трубопровода, с точностью до 0,5°C при температуре жидкости до 40°C и 0,2°C более 40°C. Изменение температур при испытаниях не должно превышать 10°C.

Плотность и упругость паров жидкости определяют по таблице 4.

Измерительные устройства, применяемые при испытаниях, должны быть метрологически аттестованы и периодически проверяться.

Средства измерений выбирают так, чтобы относительная предельная погрешность приведенных результатов испытаний при номинальном режиме была не больше значений допустимых погрешностей (табл. 5).

Приведенные погрешности результатов испытаний определяются по допустимым предельным погрешностям измерительных приборов (устанавливаемых классом точности приборов) и принимаются (при экспериментальном или расчетном определении) равными двум среднеквадратичным отклонениям.

Относительные предельные погрешности результатов испытаний вычисляют по формулам:
для подачи

$$\Delta Q = \sqrt{\delta Q^2 + \delta n^2}, \quad (96)$$

где δQ и δn — относительные предельные погрешности измерения подачи и частоты вращения;
для напора

$$\Delta H = \sqrt{\delta H^2 + 4\delta n^2}, \quad (97)$$

где δH — относительная предельная погрешность измерения напора (рис. 62, а, б, в), вычисляемая по формуле:

$$\delta H = \sqrt{\left(\frac{1}{\rho g H}\right)^2 [(\delta p_{m_2} p_{m_2})^2 + (\delta p_{m_1} p_{m_1})^2] + \delta p^2 + \delta Z^2 \left(\frac{Z_{m_2} - Z_{m_1}}{H}\right)^2},$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м³;
 g — ускорение свободного падения ($g=9,81$ м/с²);
 H — напор насоса, м;
 δp_{m_2} и δp_{m_1} — относительные предельные погрешности приборов измерения давлений на выходе и входе в насос;
 p_{m_2} и p_{m_1} — показания приборов измерения давлений на выходе и входе, Па;
 δp — относительная предельная погрешность определения плотности жидкости;

Т а б л и ц а 4

Температура	Давление паров			Плотность
	Па	кгс/см ²	м вод. ст	
0	610,7	0,0062	—	999,8
5	822,6	0,0084	0,09	1000,0
10	1 207,7	0,0123	0,12	999,8
15	1 693,9	0,0173	—	999,0
20	2 337,0	0,0238	0,24	998,2
25	3 166,6	0,0323	—	997,0
30	4 241,4	0,0432	0,43	995,7
35	5 622,2	0,0573	—	993,9
40	7 374,7	0,0752	0,75	992,2
45	9 582,2	0,0977	—	990,2
50	12 335,1	0,1257	1,25	988,0
60	—	—	2,02	983,2
70	—	—	3,17	977,8
80	—	—	4,82	971,8
90	—	—	7,14	965,3
100	98 066,5	1,0	10,39	958,4

Т а б л и ц а 5*

Измеряемые параметры (приведенные)	Допустимые предельные относительные погрешности приведенных результатов испытаний (%) для испытаний					
	параметрических			контрольных		на надежность
	на стенде		в условиях эксплуатации	на стенде	в условиях эксплуатации	
	малых и средних насосов	крупных насосов				
Частота вращения	0,2	0,2	0,5	1,0	1,0	1,0
Подача	2,0	1,6	2,5	2,5	3,2	3,2
Напор	1,0	1,0	1,0	2,0	2,0	2,5
Механическая мощность на валу	1,6	1,0	2,0	—	—	3,2
К. п. д.	2,5	2,0	3,2	—	—	4,0

* ГОСТ 6134—71. Ориентировочные значения относительных предельных погрешностей средств измерений без приведения к номинальной частоте вращения приведены в таблице 6.

Таблица 6*

Измеряемая величина	Метод или средство измерения	Предельная относительная погрешность, %
Частота вращения	Тахометр (тахоскоп)	По классу точности прибора
	Автоматическое счетное устройство частоты вращения за определенное время:	
	механическое	0,5
	электронное	0,1
Подача	Частотомер класса точности 0,5 и прибор для измерения скольжения электродвигателя	0,5
	Мерный жесткий бак с перекидкой и автоматическим включением счетчика времени при времени перекидки менее 0,002 времени заполнения бака, разности уровней не менее 1 при условии применения иглы для замера уровней	0,3
	Сужающее устройство при работе на воде с использованием дифференциального манометра класса точности 1,0:	
	тарированное на мерном баке с погрешностью не более 0,3	1,0
	при внутреннем диаметре трубопровода $D \geq 200$ мм и модуле в пределах 0,3—0,5 с использованием расчетных данных	2,0
	то же, при $200 > D \geq 100$ мм	2,5
	Прямоугольный водослив без бокового сжатия с успокоительным колодцем и измерением уровня с помощью иглы	1,5
	То же, с боковым сжатием	2,0
	Вертушечная рама	2,5
	Вертушечная рама	2,5
Давление	Пружинный оттарированный манометр на давление p_n класса точности δp при измерении давления p	$\frac{\delta p \cdot p_n}{p}$
	Пружинный манометр на давление p_n класса точности δp при измерении давления p без тарировки	до 5 $\frac{\delta p \cdot p_n}{p}$
Скоростной напор	Определяется по подаче, измеренной с погрешностью δQ при круглом поперечном точно измеренном сечении	1,5 δQ
Плотность	При пользовании таблицами для воды при измерении температуры термометром с точностью до 1 °С	0,1
	При принятии плотности воды за 1000 кг/м³ при температуре до 35 °С	0,7
	То же, при температуре до 50 °С	1,2
	То же, при температуре до 50 °С	1,2
Мощность на валу	Электрическое измерение мощности трехфазного электродвигателя образцовыми приборами при наличии графика к. п. д. данного электродвигателя или при электрических испытаниях:	
	менее 25 кВт	1,5
	от 25 до 250 кВт	1,0
	свыше 250 кВт	0,8
	Балансирный двигатель при устройстве, исключающем силу трений в подвесных подшипниках при измерении плеча с погрешностью 0,1% и частоты вращения с погрешностью δn при применении весов класса точности 0,1	$\sqrt{0,3 + \delta n^2}$
	Балансирный двигатель без исключения трений в подшипниках при измерении плеча с погрешностью 0,1% и частоты вращения с погрешностью δn при применении весов класса точности 0,1	$\sqrt{1 + \delta n^2}$

δZ — относительная погрешность измерения расстояния по вертикали между приборами измерения давления или между приборами измерения и свободной поверхностью жидкости;

$Z_{M_2} - Z_{M_1}$ — расстояние по вертикали между приборами измерения давлений нагнетания и всасывания или положение манометра для измерения давления нагнетания над (под) свободной поверхностью жидкости, м;

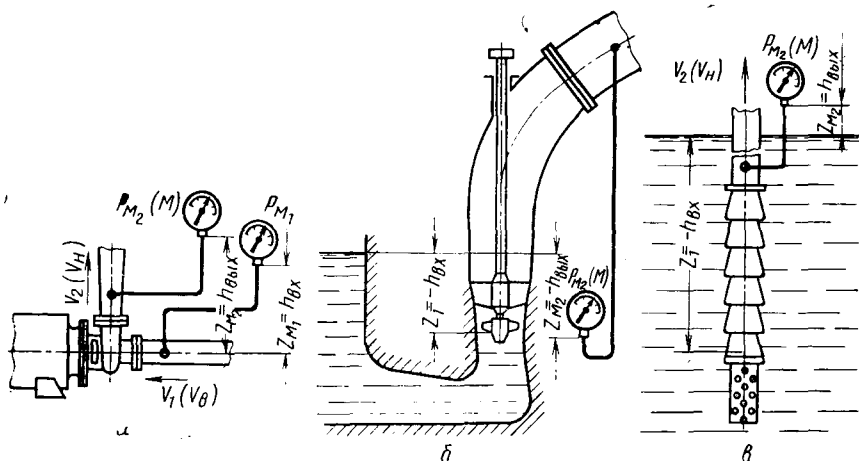


Рис. 62. Размещение приборов для измерения давления при различных схемах насосных установок:

а — установка горизонтального центробежного насоса (положительная и отрицательная высоты всасывания); *б* — установка осевого насоса с отрицательной высотой всасывания (с заглублением рабочего колеса насоса под уровень нижнего бьефа); *в* — установка скважинного насоса.

для потребляемой мощности

$$\Delta N = \sqrt{\delta N^2 + 9\delta n^2}, \quad (98)$$

где δN — относительная предельная погрешность измерения мощности; для к. п. д.

$$\Delta \eta = \sqrt{\delta N^2 + \delta Q^2 + \delta H^2 + \delta \rho^2}. \quad (99)$$

В результате испытаний непосредственно по измерительным приборам получают опытные значения: подачи $Q_{оп}$, м³/с; частоты вращения $n_{оп}$ (об/мин) или для электронасосов частоты $f_{оп}$ (Гц) и напряжения $U_{оп}$ (В) сети; электрической мощности $N_{оп}$ (кВт) для электронасосов.

В зависимости от схемы установки по формулам (3, 4, 4', 5, 6) определяется опытный напор, м:

$$\begin{aligned} H &= \frac{P_M + P_B}{\gamma} + Z + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g} = \\ &= 0,102 \frac{P_M + P_B}{\rho} + Z + 0,0827 \times Q_{оп}^2 \left(\frac{1}{d_H^4} - \frac{1}{d_B^4} \right)^*. \end{aligned} \quad (100)$$

$$\gamma = g\rho = 9,81\rho;$$

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{1}{19,62} \frac{Q^2 d^2}{\pi^2 d^4} = 0,0827 \frac{Q^2}{d^4};$$

* P_M и P_B — показания приборов манометра и вакуумметра, Па, при измерении давления приборами с градуировкой в кгс/см² проводится перевод в систему СИ:

$$1 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 98\,066 \text{ Па}.$$

Опытная мощность (кВт) на валу насоса:

$$а) N_{оп} = \eta_{дв} N_0, \quad (101)$$

где N_0 — электрическая мощность, потребляемая протарированным электродвигателем, а $\eta_{дв}$ его к. п. д., принимаемый по графику испытания двигателя;

б) при балансирном электродвигателе и двигателе на качающейся платформе

$$N_{оп} = \frac{\pi}{30\,000} n_{оп} l (F - F_0), \quad (102)$$

где l — плечо балансирного двигателя или качающейся платформы;

F — показание весов, Н;

F_0 — начальное усилие на весах, включая усилие от вентиляционного момента, Н.

К. п. д. (%) определяют по формуле:

$$\eta = 0,981 \frac{\rho Q_{оп} H_{оп}}{N_{оп}}. \quad (103)$$

Полученные опытные значения подачи Q , напора H , мощности N или P (для электронасосов) для построения характеристик приводятся к номинальной частоте вращения n_n (или для электронасосов — к номинальной частоте f_n и напряжению U_n сети) и плотности натурной жидкости, если она отличается, а испытания проводили на воде, по формулам:

$$Q = Q_{оп} \frac{n_n}{n_{оп}} \quad (104)$$

или для электронасосов

$$Q = Q_{оп} \frac{f_n}{f_{оп}} \left(\frac{n_{н.э} U_{оп}^2}{n_{н.э} U_n^2 + n_c (U_{оп}^2 - U_n^2)} \right), \quad (105)$$

$$H = H_{оп} \left(\frac{n_n}{n_{оп}} \right)^2, \quad (106)$$

или

$$H = H_{оп} \left(\frac{f_n}{f_{оп}} \right) \left(\frac{n_{н.э} U_{оп}^2}{n_{н.э} U_n^2 + n_c (U_{оп}^2 - U_n^2)} \right)^2, \quad (107)$$

$$N = N_{оп} \frac{\rho_{ж}}{\rho_{в}} \left(\frac{n_n}{n_{оп}} \right)^3, \quad (108)$$

или

$$N = N_{оп} \frac{\rho_{ж}}{\rho_{в}} \left(\frac{f_n}{f_{оп}} \right)^3 \left(\frac{n_{н.э} U_{оп}^2}{n_{н.э} U_n^2 + n_c (U_{оп}^2 - U_n^2)} \right)^3, \quad (109)$$

где n_c — синхронная частота вращения электродвигателя;

$n_{н.э}$ — номинальная паспортная частота вращения электродвигателя;

$\rho_{ж}$ и $\rho_{в}$ — плотности жидкости и воды.

Приведенные формулы применимы: (104—107), если частота вращения при испытании отличается от номинальной не более чем в 2 раза; (108—109) — не более чем на 5%.

В § 10 главы II изложен вопрос о балансе энергии центробежного насоса для случая $N_T = 0$ и нормальной его производительности. Однако можно составить баланс энергии и для иных режимов, исследуя работу насоса.

На рисунке 63 приведена характеристика насоса, на которой нанесены опытные кривые изменения мощностей: на валу насоса N , за-

траченной на механические сопротивления $N_{\text{мех}}$, на утечки — $N_{\text{у}}$, гидравлические сопротивления — $N_{\text{г.с.}}$, полезной — $N_{\text{пол}}$ и тормозной — $N_{\text{т}}$, в зависимости от Q .

Впервые вопрос о балансовых испытаниях в эксплуатационных условиях работы центробежных насосов был разработан и опубликован

в 1908—1912 гг. И. И. Куколевским. Позднее С. С. Рудневым была разработана методика исследований центробежных насосов и построена балансовая характеристика для реального насоса [45]. При исследовании для определения утечки жидкости через зазоры и потерь на трение дисков колеса о жидкость следует вскрыть испытуемый насос, залить рабочее колесо парафином, а на выходное отверстие колеса надеть бандаж, сделанный из тонкого листового железа. К напорному патрубку насоса надо присоединить трубопровод от отдельно установленного насоса (рис. 64), который должен поддерживать

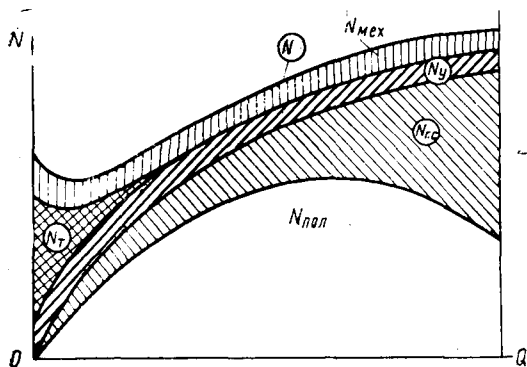


Рис. 63. Характеристика баланса мощности центробежного насоса:

N — мощность насоса; $N_{\text{мех}}$, $N_{\text{г.с.}}$, $N_{\text{у}}$ и $N_{\text{т}}$ — мощности, теряемые на механические и гидравлические сопротивления, утечку воды через зазор и тормозные потери.

внутри испытуемого насоса необходимое давление, развиваемое при его работе.

Как видно из рисунка, в точках 8 и 9 присоединены измерительные приборы. Точка 8 выбрана при входе воды на колесо, а точка 9 — в пространстве между колесом и корпусом насоса. Расход q измеряется при помощи протарированного сопла, установленного на трубопроводе от вспомогательного насоса к испытуемому. Расход q измеряется при

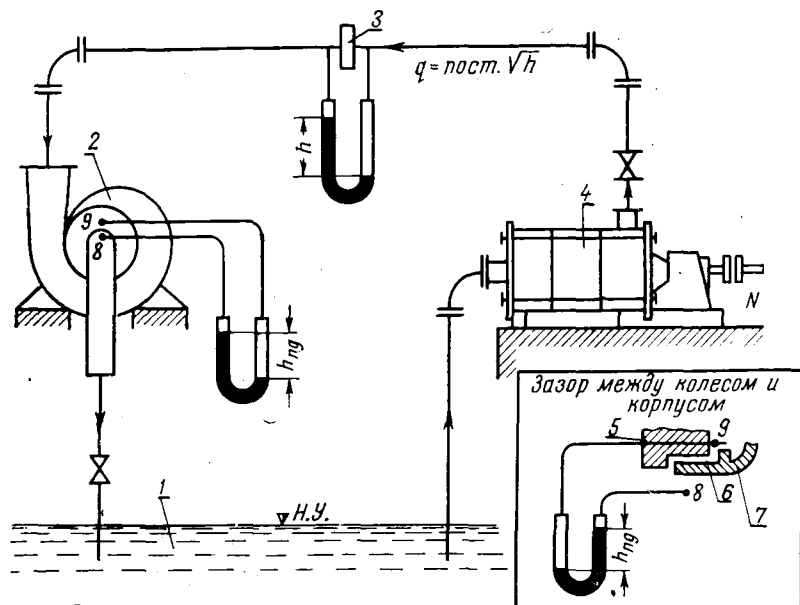


Рис. 64. Схема стенда для балансовых испытаний центробежного насоса: 1 — резервуар; 2 — испытуемый насос; 3 — сопло для измерения подачи; 4 — вспомогательный насос; 5 — корпус; 6 — зазор; 7 — колесо; 8 и 9 — точки присоединения прибора для измерения давления.

$n=0$, $n=n_{\text{ном}}$, причем если построить кривые $q=\text{const} \sqrt{h}$, то кривые почти совпадают для случая $n=0$ и $n=n_{\text{ном}}$. Если закрыть задвижку на присоединенной к насосу трубе и запустить испытуемый насос с залитым парафином колесом, но при $q=0$, то можно найти мощность, затрачиваемую на механические потери (трение дисков о жидкость, трение в подшипниках и сальниках). Мощность, затрачиваемую на трение в сальниках и подшипниках, можно определить, если запустить центробежный насос без жидкости и замерить его мощность, получаемую от двигателя. Тогда, зная $N_{\text{т.п}}$ (трение в подшипниках и в сальниках),

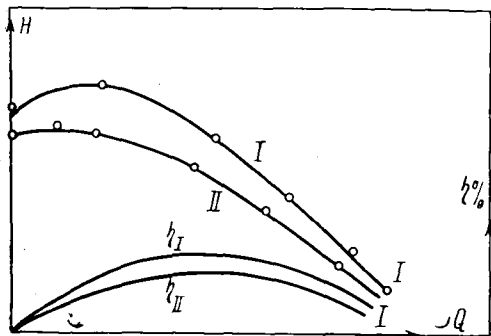


Рис. 65. Зависимость характеристики центробежного насоса от величины зазора: I — нормальный зазор; II — увеличенный зазор $a_1=5a$.

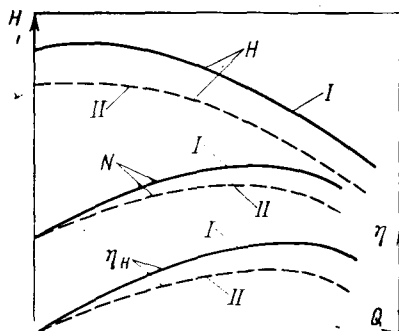


Рис. 66. Изменение характеристик насоса после дополнительной обработки рабочего колеса и спиральной отвода: I — после обработки; II — до обработки.

можно найти $N_{\text{т.д}}=N_{\text{мех}}-N_{\text{т.п}}$, то есть потери на трение дисков о жидкость и коэффициент A из формулы:

$$N_{\text{т.д}}=Au_2^3D_2^2,$$

где u_2 в м/с и D_2 в м. По этой формуле определяют $N_{\text{т.д}}$ при проектировании насоса. По Пфлейдереру $A=0,0012$ при $\frac{l}{r_2}=0,04$, $t=20^\circ$, где l — расстояние от диска до кожуха, r_2 — радиус диска; тогда $N_{\text{т.д}}=0,285u_2^5$ кВт.

Если рабочее колесо освободить от парафина и отключить вспомогательный насос, можно найти зависимость $h_{\text{т.д}}$ от Q . Зная $N_{\text{мех}}$, находим $N_i=N-N_{\text{мех}}$ и H_i , так как $N_i=9,81(Q+q)H_{\text{т}}$, кВт, а отсюда и $H_{\text{т}}$, так как $H_{\text{т}}=\frac{N_i}{9,81(Q+q)}$ (здесь все значения N , $N_{\text{мех}}$, Q и q опытные).

На рисунке 65 показана характеристика насоса H и $\eta_{\text{н}}$ в зависимости от величины зазора a , а на рисунке 66 — изменение характеристик насоса после дополнительной обработки колеса и спиральной камеры.

§ 14. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ, ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭТИХ НАСОСОВ И ПОЛЬЗОВАНИЕ ИМИ

1. Характеристики $H-Q$ центробежных насосов. В § 13 было указано, какими способами можно получить рабочие характеристики центробежных насосов H , N и $\eta_{\text{н}}$ при постоянной частоте вращения n вала насоса. Ниже приведены различные типы рабочих характеристик центробежных насосов.

На рисунке 67 представлены типичные для центробежных насосов характеристики H . Как можно заметить, характеристики a и b не име-

ют максимума H и поэтому относятся к группе характеристик непрерывно снижающихся значений H при возрастании Q . Характеристика θ принадлежит к группе характеристик, имеющих максимум H (точка M на рисунке 67). Кроме того, характеристика a относится к категории крутых, а b и θ — к категории пологих. Крутизну характеристики определяют из отношения:

$$k_{кр} = \frac{H_{0,a} - H_{a\eta_{max}}}{H_{a\eta_{max}}} 100\%, \quad (110)$$

где $H_{0,a}$ — напор насоса при работе с закрытой задвижкой;
 $H_{a,\eta_{max}}$ — напор насоса, соответствующий максимальному значению

к. п. д.

Пологая характеристика обычно имеет $k_{кр} = 10\%$. Насосы с такой характеристикой можно применять при широком диапазоне регулирования подачи напорной задвижкой. К недостаткам насосов с пологой характеристикой относится значительное колебание расходов при сравнительно небольших изменениях напора. Крутые характеристики, наоборот, говорят о значительном колебании напоров при изменении расхода насоса.

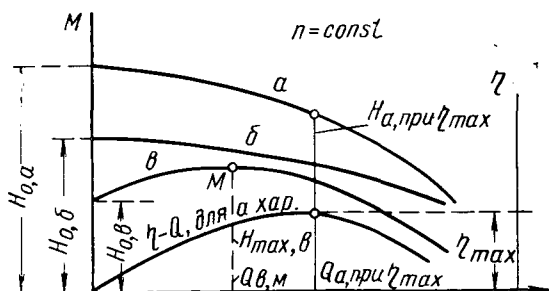


рис. 67. Типы характеристик центробежных насосов:

a — непрерывно снижающаяся — крутая; b — непрерывно снижающаяся — пологая; θ — с максимумом H в промежулке.

Тип характеристики зависит от быстроходности и числа лопаток, колес, углов α_2 и β_2 скоростных треугольников выхода воды с колеса, конструктивных форм

различных деталей насоса (лопаток, спирали и пр.).

Для насосов, имеющих характеристики третьего типа (кривая θ) с максимумом H , в пределах от $Q=0$ и $H_{0,\theta}$ до $Q=Q_{вм}$ при $H=H_{max}$ наблюдается зона неустойчивой работы насоса.

Это объясняется в основном появлением вихрей в каналах рабочего колеса, из-за чего невозможно добиться установившегося режима потока внутри рабочего колеса насоса. Работать можно в устойчивой зоне, то есть в снижающейся ветви характеристики H насоса, при $Q > Q_{вм}$. Характеристики a и b не имеют неустойчивой зоны. Насосо-строительные заводы обычно указывают на рабочих характеристиках пределы эффективной и возможной работы насоса.

2. Характеристики изменения мощности центробежного насоса при $n = \text{const}$ представляют собой различные по форме кривые. Для центробежных насосов кривая N (рис. 60, кривая 2) характеризует увеличение мощности при увеличении расхода насоса, а для некоторых насосов приближается к прямой линии.

Гидродинамическая высота подъема равна $H_0 = H_r + h_t$, где H_r — геодезическая высота подъема, а h_t — гидравлическое сопротивление во всасывающем и нагнетательном трубопроводах. Известно, что h_t зависит от диаметра и шероховатости трубопровода, формы и размеров его фасонных частей, расхода, транспортируемого трубопроводом. Следовательно, $h_t = f(Q)$, которая может быть определена в каждом частном случае. Поэтому если к H_r прибавлять соответствующие определенным значениям Q величины h_t , то можно графически в плоскости HQ получить кривую H_0 (рис. 69), называемую характеристикой

трубопровода или кривой сопротивлений трубопровода. Эта кривая пересекает кривую насоса H в точке A , называемой рабочей точкой насоса и трубопровода. При $n=\text{const}$ нельзя получить для данной установки расход $Q > Q_A$, однако работать с расходом, меньшим Q_A , можно, для чего надо погасить разность напоров $H - H_0$ сопротивлением задвижки $h_{\text{зав}}$, установленной на напорной трубе насоса (рис. 69). Однако работать путем регулирования подачи задвижкой невыгодно. Насос затрачивает на подъем воды мощность N и создает при этом напор H . Для преодоления же геодезической высоты подъема и гидравлических сопротивлений в трубопроводе (без задвижки) требуется напор H_0 . Следовательно, коэффициент использования насоса будет равен:

$$\eta_{\text{исп}} = \frac{9,81QH_0}{N} = \frac{H_0}{H} \frac{9,81QH}{N} = \frac{H_0}{H} \eta_n. \quad (111)$$

Так как $\frac{H_0}{H} < 1$, то $\eta_{\text{исп}} < \eta_n$.

На рисунке 68 показаны кривые $\eta_{\text{исп}} - Q$ для различных характеристик насосов — крутой и пологой (последняя на рисунке изображена пунктирной линией). Кривую $\eta_{\text{исп}}$ легко построить, уменьшив η_n в отношении $\frac{H_0}{H}$

(для простоты чертежа принята одна и та же кривая η_n , как для крутой, так и для пологой кривой H). На рисунке 69 показана теряемая в задвижке мощность:

$$N_{\text{зав}} = N - N',$$

где N — мощность на валу насоса, равная $\frac{9,81QH_n}{\eta_n}$;

$$N_{\text{зав}} = \frac{9,81QH_{\text{зав}}}{\eta_n} \text{ — мощность, поглощаемая задвижкой;}$$

$$N' = \frac{9,81QH_0}{\eta_n} \text{ — мощность, требуемая только для подъема воды.}$$

3. При работе насоса на преодоление геодезической высоты подъема удобнее пользоваться не кривой H , а $H_r = f(Q)$, которую легко получить, если из ординаты кривой H вычесть соответствующие значения гидравлических сопротивлений трубопровода h_r . На рисунке 70 представлена характеристика H_r при $n=\text{const}$. Рабочие точки A' , A'' , A''' соответствуют различным высотам подъема H_r и находятся на пересечении прямых $H_r = \text{const}$ с кривой $H_r = f(Q)$; при этом получают предельно возможные подачи $Q_{A'}$, Q_A , $Q_{A''}$ насоса для работы его на преодоление геодезических высот подъема.

4. Параллельная работа насосов. Работа нескольких центробежных насосов на общий напорный трубопровод называется параллельной работой насосов. На рисунке 71 показана схема установки двух цен-

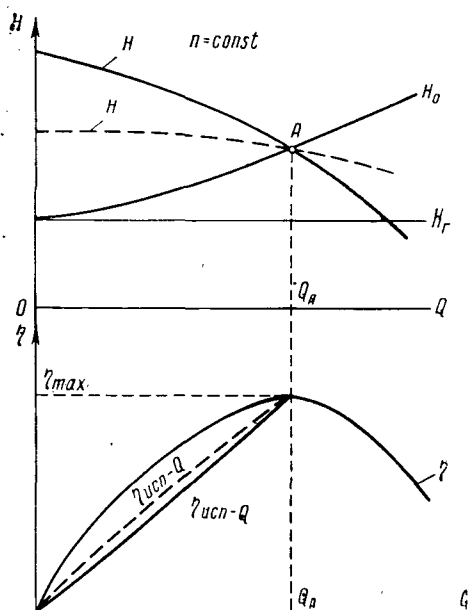


Рис. 68. Характеристика центробежного насоса и графическое получение рабочих параметров его: рабочей точки (A), подачи Q_A и к. п. д. насоса η_n и $\eta_{\text{исп}}$.

требужных насосов, работающих на общий напорный трубопровод, а на графиках — условия параллельной работы двух различных насосов. Предположим, что участки напорных трубопроводов от насосов до их соединения в общий трубопровод (точка M) короткие. В этом случае их влиянием можно пренебречь. Совместная работа двух насосов возможна, если в точке M установится одинаковый напор насосов. Поэтому для нахождения характеристики совместной работы двух насосов (кривой $I+II$) надо сложить подачи насосов для одинаковых напоров. Строя указанным способом точки новой характеристики и соединяя их, получим плавную кривую $I+II$. Кривая H_0 пересекает характеристику

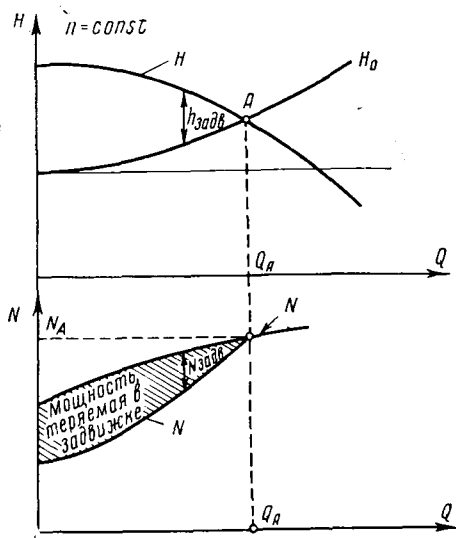


Рис. 69. Мощность, теряемая при регулировании подачи центробежного насоса задвижкой.

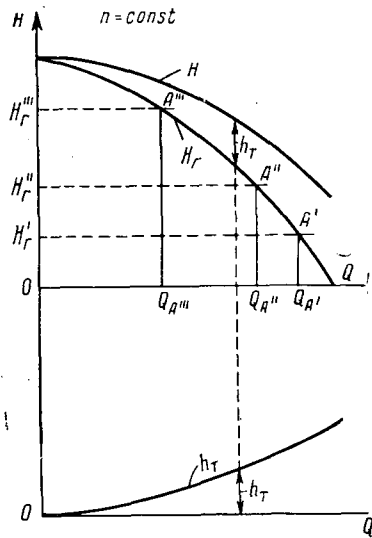


Рис. 70. Построение характеристики центробежного насоса H_g-Q .

$I+II$ в точке A ; при этом напор насосов будет H_A , а подача двух насосов Q_A ; при напоре H_A первый насос будет давать расход Q'_A , а второй Q''_A ; $Q_A = Q'_A + Q''_A$, что следует из условия построения характеристики $I+II$.

Каждый из двух насосов при работе на отдельный трубопровод имел бы свои рабочие точки (первый A_1 , а второй A_2), по которым определялись бы подачи насосов Q_{A1} и Q_{A2} . Суммарная подача насосов $Q_{A1} + Q_{A2}$ будет больше, чем подача при их параллельной работе Q_A . Разность $\Delta Q = Q_{A1} + Q_{A2} - Q_A$ можно назвать «дефицитность в подаче» при параллельной работе двух центробежных насосов. Величина ΔQ является одним из показателей при технико-экономическом сравнении двух вариантов: работе двух насосов на два отдельных напорных трубопровода и работе двух насосов на общий напорный трубопровод. При параллельной работе двух насосов первый работает с к. п. д. $\eta_{A'}$, а второй с $\eta_{A''}$. Общий к. п. д. системы двух параллельно работающих насосов найдем из их соотношения:

$$\eta_{I+II} = \frac{\gamma Q_A H_A}{\frac{\gamma Q_{A'} H_A}{\eta_{A'}} + \frac{\gamma Q_{A''} H_A}{\eta_{A''}}} = \frac{(Q_{A'} + Q_{A''}) \eta_{A'} \eta_{A''}}{Q_{A'} \eta_{A''} + Q_{A''} \eta_{A'}}, \quad (112)$$

где

$\gamma Q_A H_A$ — полезная мощность;
 $\frac{\gamma Q_{A'} H_A}{\eta_{A'}}$ и $\frac{\gamma Q_{A''} H_A}{\eta_{A''}}$ — мощности каждого из работающих насосов.

Изложенным способом можно найти условия параллельной работы любого числа насосов.

В частном случае условия параллельной работы насосов с одинаковыми характеристиками могут быть найдены более простым способом. На рисунке 72 показана параллельная работа двух центробежных насосов с одинаковыми характеристиками. Для построения характеристики двух работающих насосов достаточно изменить масштаб подачи, удвоив его (для работающих насосов надо умножить подачи одного насоса на i), так как определенному напору при двух параллельно работающих насосах будет соответствовать удвоенная подача. Но при увеличении подачи насосов в 2 раза сопротивление в трубопроводе увеличится в 4 раза (при $h_T = k_T Q^2$)*. Поэтому для параллельно рабо-

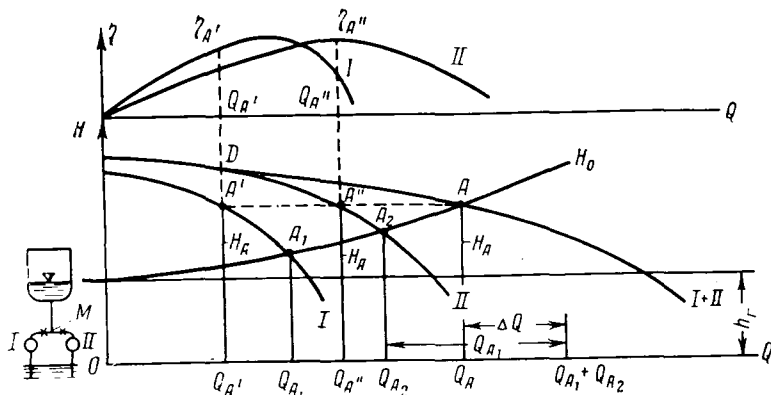


Рис. 71. Построение суммарной характеристики двух параллельно работающих центробежных насосов с различными характеристиками:

I — характеристика первого насоса; *II* — характеристика второго насоса.

тающих насосов надо построить новую характеристику трубопровода H_0 , увеличив в четыре раза сопротивления h_T , взятые по характеристике H_0 (для i параллельно работающих насосов надо увеличить сопротивления h_T в i^2 раз).

Следовательно, при совместной работе двух насосов их подача будет равна $2Q_A$. При работе двух насосов на два отдельных трубопровода подача двух насосов будет равна $2Q_{A1}$. Поэтому «дефицитность в подаче» ΔQ определится как разность $2Q_{A1} - 2Q_A$ и легко может быть подсчитана на чертеже по нижней шкале $2Q$ подач. Коэффициент полезного действия η_{I+II} системы двух параллельно включенных насосов равен для рассматриваемого случая η_A , то есть коэффициенту полезного действия одного из работающих насосов, что вытекает из формулы (112). При большой длине соединительного трубопровода l_1 у одного из насосов, когда нельзя пренебречь сопротивлениями h_{T1} на участке l_1 , условия параллельной работы двух насосов несколько изменяются и требуют особого рассмотрения. На рисунке 73 показана работа двух различных насосов при длинном соединительном трубопроводе у первого насоса.

Внизу графика построена кривая h_{T1} . Вычитая из ординат характеристики H первого насоса значения h_{T1} , найдем характеристику насоса *I*. Методом, разработанным выше (рис. 71), строим характеристику *I+II* двух параллельно работающих насосов. Из построения видно, что суммарная подача двух насосов будет Q_A при подаче первым насосом Q_{A1} и вторым Q_{A2} . Если не учитывать сопротивлений участка l_1 ,

* При протекании потока в автомодельной области.

то суммарная подача двух насосов будет Q_{A_0} , а подача насосов соответственно $Q_{A'_0}$ и $Q_{A''_0}$.

При параллельной работе центробежных насосов необходимо выбирать насосы с крутыми характеристиками без максимума H . Если насос имеет характеристику с резко выраженным максимумом (рис. 74), то надежная работа насосов возможна в ниспадающей ветви кривой H

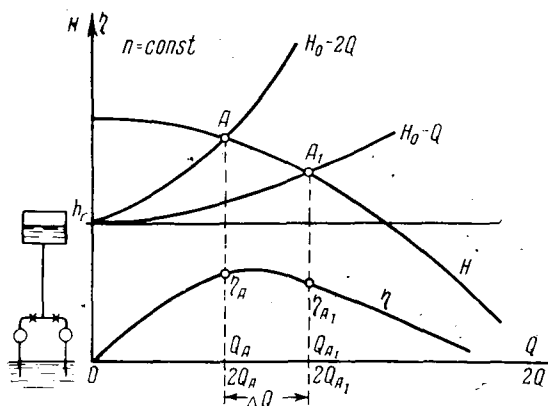


Рис. 72. Получение рабочих точек при параллельной работе двух центробежных насосов с одинаковыми характеристиками.

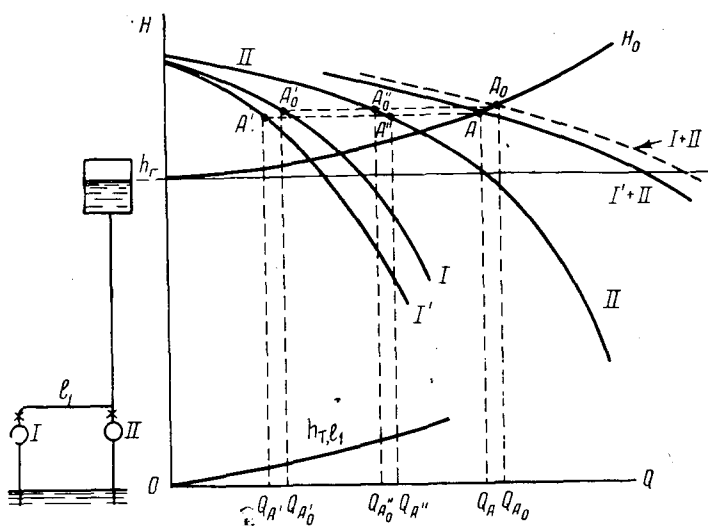


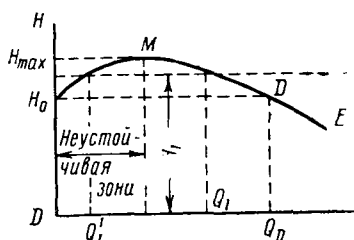
Рис. 73. Построение суммарной характеристики $H = f(Q)$ двух параллельно работающих центробежных насосов при длинном соединительном трубопроводе у одного из них.

при $Q > Q_D$. Разберем случай работы двух одинаковых насосов для какого-либо напора $H = H_1$ при $H_1 > H_0$ и $H_1 < H_{\max}$. При этом один насос может работать в зоне характеристики MD , а другой — в ее неустойчивой зоне; производительность одного из насосов будет Q_1 , а второго — Q'_1 . В результате один из насосов, работая в неустойчивой зоне, создает неустойчивую работу для двух агрегатов, работающих совместно. Следовательно, на устойчивость параллельной работы насосов влияют: характер, крутизна, длина неустойчивой зоны характеристик H насосов; количество параллельно работающих насосов; длина и диаметр трубопроводов.

5. Последовательная работа насосов. Последовательным называется такое соединение насосов, при котором насос I подает воду во всасывающий патрубок насоса II, а последний подает воду в напорную линию. Такая работа соответствует закрытию задвижки $З_2$ на всасывающей трубе и открытию задвижек $З_1$ и $З_3$ на напорных трубах (рис. 75). Последовательное соединение двух (или нескольких) насосов применяют, когда необходимо получить напор больше того, который может быть создан одним насосом.

Рассмотрим совместную работу двух одинаковых насосов, соединенных последовательно. Если характеристика каждого из насосов будет H , то при совместной работе новая характеристика $2H$ может быть построена путем удвоения ординат характеристики одного насоса. Представим, что статический напор насоса изменился от H'_r до H''_r (что может быть при необходимости увеличения конечного давления в тру-

Рис. 74. Характеристика центробежного насоса $H=f(Q)$ с резко выраженным максимумом.



бопроводе, например при пожаре). Построим новую характеристику трубопровода при условии, что сопротивления в трубопроводе не изменились. Тогда рабочей точкой двух совместно работающих насосов бу-

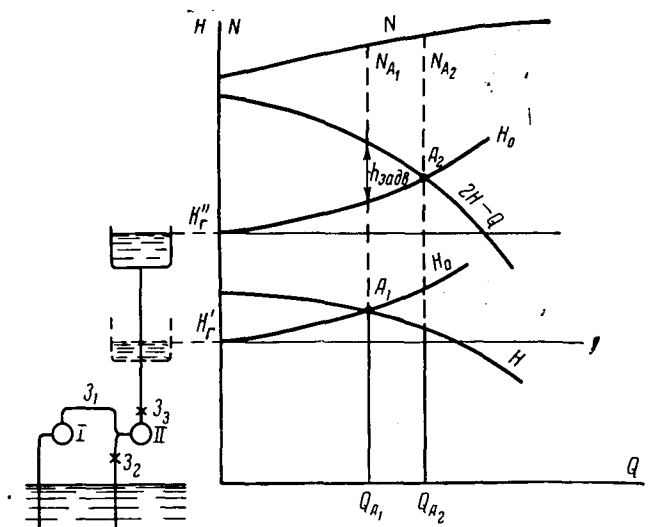


Рис. 75. Построение суммарной характеристики $H=f(Q)$ двух последовательно работающих центробежных насосов.

дет A_2 , а подача двух насосов Q_{A_2} при затрате мощности каждым насосом — N_{A_2} .

Если один насос работал при H'_r с подачей Q_{A_1} , потребляя при этом мощность N_{A_1} , то с увеличением H'_r до H''_r потребляемая каждым насосом мощность возрастает до N_{A_2} при соответственном увеличении подачи до Q_{A_2} . Если невозможна перегрузка двигателя на величину $N_{A_2} - N_{A_1}$, необходимо при последовательной работе насосов, прикрыв задвижку на напорной трубе Z_3 и уменьшив подачу насосов до Q_{A_1} добиться, таким образом, затраты прежней мощности N_{A_1} каждым насосом. Сопротивление задвижки, а следовательно, и степень ее прикрытия легко найти, зная величину поглощаемого задвижкой напора.

Анализ совместной последовательной работы двух насосов с разными характеристиками предлагается провести самостоятельно.

6. Работа центробежного насоса на два резервуара. Насос с данной характеристикой H подает воду в резервуары II и III, горизонты воды в которых находятся на разных уровнях (рис. 76). Построим новую характеристику насоса с учетом сопротивлений на участке 1 трубопровода, для чего надо из ординат H вычесть ординаты H_{τ, l_1} . Обозначим новую характеристику H' . Сопротивления в трубопроводах 2 и 3 после разветвления графически могут быть изображены в виде кривых II и III. Суммарная характеристика этих трубопроводов II+III строится путем сложения соответствующих одному и тому же напору подач

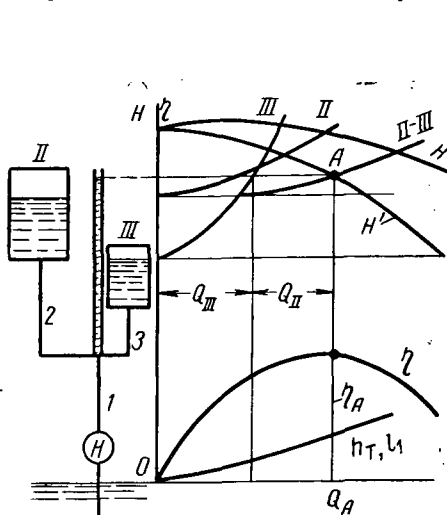


Рис. 76. Работа центробежного насоса на два резервуара (вода поступает в оба резервуара).

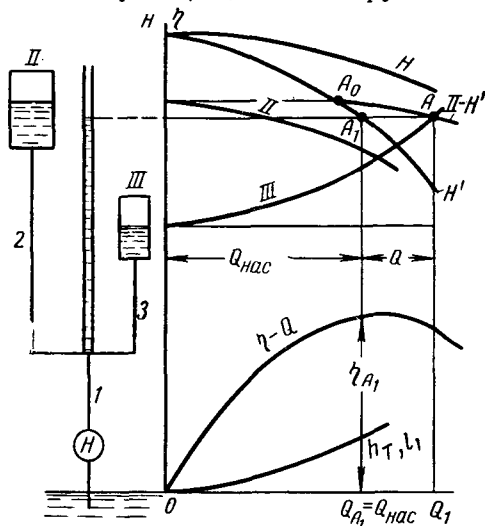


Рис. 77. Работа центробежного насоса на два резервуара (вода поступает в один резервуар).

Q_{II} и Q_{III} , протекающих по трубам 2 и 3. Пересечение характеристик трубопровода II+III и насоса H' дает рабочую точку A. Следовательно, насос имеет подачу Q_A , которая распределяется между двумя трубопроводами, причем $Q_A = Q_{II} + Q_{III}$. Коэффициент полезного действия насоса η_A , соответствующий расходу Q_A , легко находится из чертежа. Ясно, что высота точки A есть высота уровня в пьезометре, помещенном в точке разветвления трубопроводов. Если уровень в пьезометре выше горизонта воды в резервуаре II, то насос подает воду в оба резервуара. Наоборот, если уровень в пьезометре установился ниже горизонта воды в резервуаре II, последний совместно с насосом будет питать резервуар III. Такой случай показан на рисунке 77. Характеристика трубопровода 2 строится от горизонтальной линии, соответствующей горизонту воды в резервуаре II, и изображается в виде кривой II— H' . Совместная работа этого трубопровода с насосом представлена кривой II как случай параллельной работы двух агрегатов с разными характеристиками. Пересечение характеристики третьего трубопровода III с характеристикой II— H' дает рабочую точку A. В этом случае насос имеет подачу $Q_{нас}$, а второй трубопровод — подачу Q , а $Q_{нас} + Q_{II} = Q + Q_A$. Насос работает при к. п. д. η_{A_1} , соответствующем подаче $Q_{нас} - Q_{A_1}$. Если характеристика III пересекает характеристику насоса в точке A_0 на высоте горизонта воды в резервуаре II, то $Q_{II} = 0$, и насос один будет подавать воду в резервуар III.

Разобранные случаи работы насоса на два резервуара могут встретиться в практике машинного водоподъема для оросительных си-

стем (подача насосом воды в различные по высоте расположения зоны орошения) и в водоснабжении (работа насоса в сеть с контррезервуаром).

7. Построение характеристик при частоте вращения n_1 по данным характеристикам для n . Покажем применение закона динамического подобия в различных условиях практики. Положим, нам нужно строить характеристики насоса для частоты n_1 , если даны характеристики H, N, η_n для частоты n .

На кривой H при $n = \text{const}$ (рис. 78) возьмем произвольную точку D , которой соответствует подача Q и напор H . Согласно уравнениям (86), подача и напор при частоте n_1 будут равны $Q_1 = Qi_n$; $H_1 = Hi_n^2$, где $i_n = \frac{n_1}{n}$. Откладывая значения Q_1 и H_1 в плоскости HQ , можно найти точку D_1 , принадлежащую другой характеристике H при частоте n_1 . Повторяя подобные построения для других точек кривой H при n , можно построить ряд точек для той же кривой при n_1 . Соединяя найденные точки, можно получить H для частоты n_1 . Если непрерывно изменять частоты от n до n_1 , то Q и H будут изменяться по закону параболы, что следует из уравнений (86):

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \frac{Q_1}{\sqrt{H_1}} = \text{const}, \quad (113)$$

или

$$Q = \text{const} \sqrt{H}. \quad (114)$$

Эта парабола при данных координатах точки D имеет $\text{const} = \frac{Q_D}{\sqrt{H_D}}$ и представляет кривую

ODD_1 , проходящую через начало координат. Итак, для всех точек кривой H при частоте n можно провести параболы и на них найти точки, соответствующие другим частотам насоса. Семейство парабол будет иметь вершину в начале координат и характеризоваться различными параметрами $\frac{Q}{\sqrt{H}} = \text{const}$, зависящими от положения точки на кривой H при частоте n .

Таким же способом можно построить кривую N при частоте n_1 по заданной кривой для частоты n . Способ построения ясен из чертежа. Следует заметить, что точки F и F_1 лежат на кубической параболе вида $\frac{Q}{\sqrt[3]{N}} = \text{const}$, где $\text{const} = \frac{Q_F}{\sqrt[3]{N_F}}$.

Так как при выводе уравнений (86) предполагалось, что к. п. д. насоса η не изменялся, то η при n_1 частоте вращения несколько сместится от своего прежнего положения (вправо при $n_1 > n$, влево при $n_1 < n$). Способ построения ясен из рисунка 78.

В практике приходится определять частоту вращения насоса при заданных значениях Q_B и H_B по характеристике насоса H при частоте

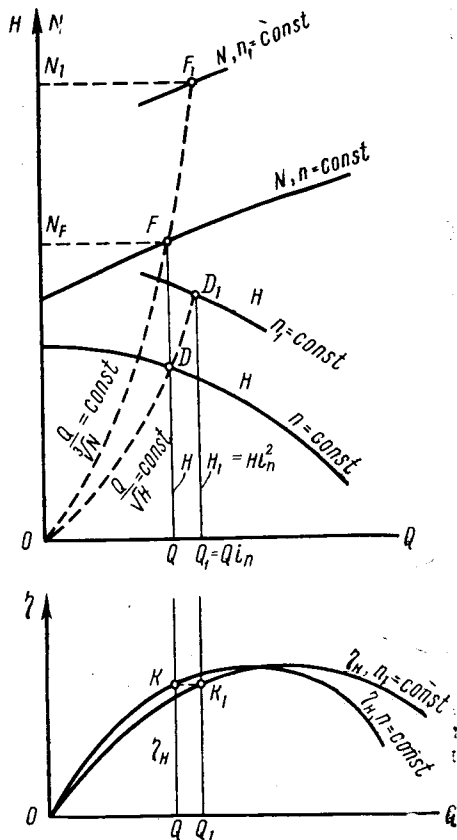


Рис. 78. Построение рабочих характеристик насоса при изменении частоты вращения его (с n на n_1).

те n ; при этом соответствующая заданным координатам точка B лежит вне кривой H (рис. 79).

Проведя через точку B параболу по уравнению

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \frac{Q_B}{\sqrt{H_B}} = a = \text{const},$$

где Q и H — текущие координаты, можно найти точку E пересечения параболы с кривой H . Согласно закону динамического подобия

$$\frac{n_B}{n} = \frac{Q_B}{Q_E},$$

или

$$\frac{n_B}{n} = \sqrt{\frac{H_B}{H_E}}.$$

Отсюда искомая частота вращения

$$n_B = n \frac{Q_B}{Q_E}.$$

Проверкой n_B может служить уравнение:

$$n_B = n \sqrt{\frac{H_B}{H_E}}.$$

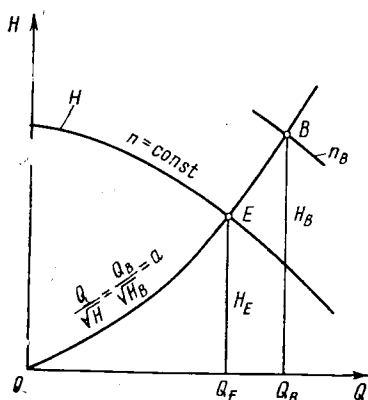


Рис. 79. Построение универсальной характеристики центробежного насоса.

8. Универсальная характеристика центробежного насоса. Имея характеристики H и N при частоте n , можно построить характеристики и для других частот, меньших или больших n , пользуясь законом динамического подобия. На рисунке 80 показаны построенные характеристики H и N для $0,7n$, $0,8n$, $0,9n$, $1,1n$ и $1,2n$. Можно перестроить* и линии к. п. д., соответствующие новым оборотам. В плоскости HQ на кривых H находим точки, соответствующие одина-

ковым к. п. д. Соединяя линиями точки с одинаковыми к. п. д., можно получить кривые одинаковых к. п. д. насоса. Как видно из чертежа, эти линии имеют форму вытянутых кривых, замкнутых внизу и замыкающихся также при достаточном продолжении вверх. Полученные кривые, изображенные на рисунке 80, называются универсальной (или топографической) характеристикой центробежного насоса. Имея такую характеристику, можно наглядно показать условия работы насоса на какую-либо гидравлическую систему. Покажем это на примере.

При $H_T = \text{const}$, характеристике трубопровода H_0 и частоте вращения n рабочей точкой насоса будет точка A . При этом насос работает с к. п. д. $\eta = \eta_{\text{max}}$, потребляет мощность $N = N_A$ и создает напор H_A при подаче Q_A . Если условия системы изменятся, например H_T возрастет до H'_T , то при работе насоса на постоянной частоте n рабочая точка A переместится в A_1 и насос будет иметь подачу $Q_{A_1} < Q_A$, затрачивая мощность $N = N_{A_1} < N_A$ и создавая при этом напор H_{A_1} , при к. п. д. насоса $0,7 \eta$. Желание сохранить у насоса прежнюю подачу приведет к работе насоса с частотой $1,09 n$, большей, чем n . При этом рабочей точкой будет A_2 , которой соответствует напор H_{A_2} , а затрачиваемая при этом мощность (соответствующая $1,09 n$) почти равна N_{A_2} , к. п. д.

* В практике для построения универсальных характеристик рекомендуется строить линии к. п. д. на основании результатов испытания насоса при частоте, отличающейся от нормальной, так как при изменении частоты вращения к. п. д. несколько изменяется

насоса будет около 0,79 η . Работа насоса при переменных условиях в области хороших к. п. д. возможна при изменении частоты вращения.

Универсальная характеристика насоса позволяет довольно просто установить наивыгоднейшие Q , H , η , а также определить значение этих величин, если какая-либо из них является заданной.

9. Работа насоса при измененной характеристике трубопровода. Характеристика трубопровода $H_0 = H_r + h_T$, где h_T — сопротивления в системе, в которую насос подает воду. В общем случае $h_T = k_T Q^2$, где k_T — коэффициент системы, зависящий от конфигурации, длины и диаметров трубопроводов, а также коэффициентов их сопротивлений. Величину

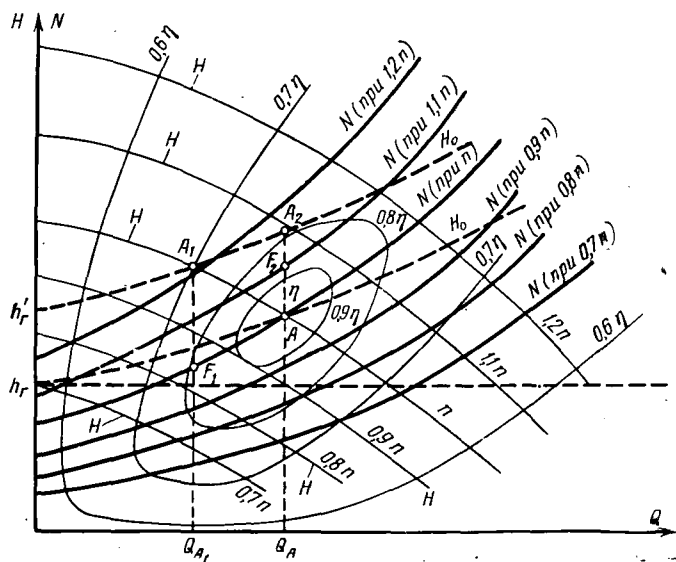


Рис. 80. Универсальная характеристика центробежного насоса.

k_T определяют по различным формулам гидравлики. Так, если имеется простой трубопровод, по которому подается вода от насоса до выпускного отверстия из трубопровода, например в напорный бассейн (см. рис. 2), то потерю по длине можно определить по таблице для расчета трубопроводов по формуле:

$$h_T = \theta_2 A l Q^2,$$

где θ_2 — поправочный коэффициент для переходной области;

A — удельное сопротивление трубопровода;

l — длина трубопровода, м;

Q — подача, м³/с.

Значения θ_2 и A берутся из таблиц. Если учесть местные потери, то надо h_T умножить на некоторый коэффициент α_m или подсчитать их. Тогда $h_T = \alpha_m \theta_2 A l Q^2$, обозначив величину $\alpha_m \theta_2 A l$ через k_T , получим:

$$k_T = \alpha_m \theta_2 A l. \quad (115)$$

Из формулы (115) видно, от каких условий зависит k_T .

На рисунке 81 можно видеть, как изменение k_T вызывает изменение подачи насоса при работе с открытой задвижкой на напорном трубопроводе. При увеличении k_T уменьшается подача. Подобные случаи встречаются в практике водоснабжения, когда анализируют работу насосных станций второго подъема на кольцевую сеть и контррезервуар, при максимуме водопотребления и максимуме транзита, а также во время аварии. Если учесть изменения геодезической величины подъема H_r и k_T , то увязка работы и подбор насосов представляют сложную за-

дачу. Таким же приемом, однако, можно разрешить вопрос водоотдачи водопроводных сетей на пожарные нужды.

10. Обточка колеса центробежных насосов. Насосостроительные заводы практикуют обточку колеса насоса по внешнему диаметру. Например, для насоса 12НДс (Д1250-65) приведенные в каталоге характеристики H , N , η_H даются для значений D_2 , равных 460, 430, 400 мм;

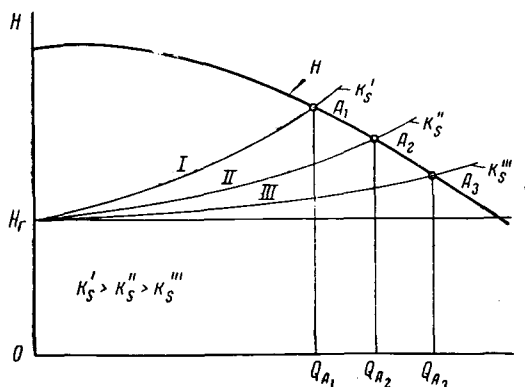


Рис. 81. Работа насоса при измененной характеристике (сопротивлений) трубопровода.

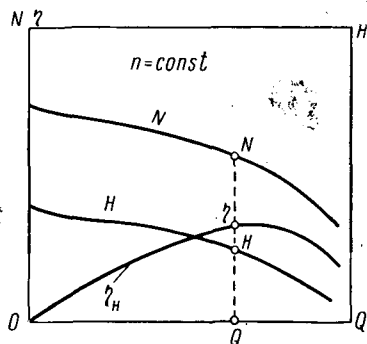


Рис. 83. Характеристики осевых насосов.

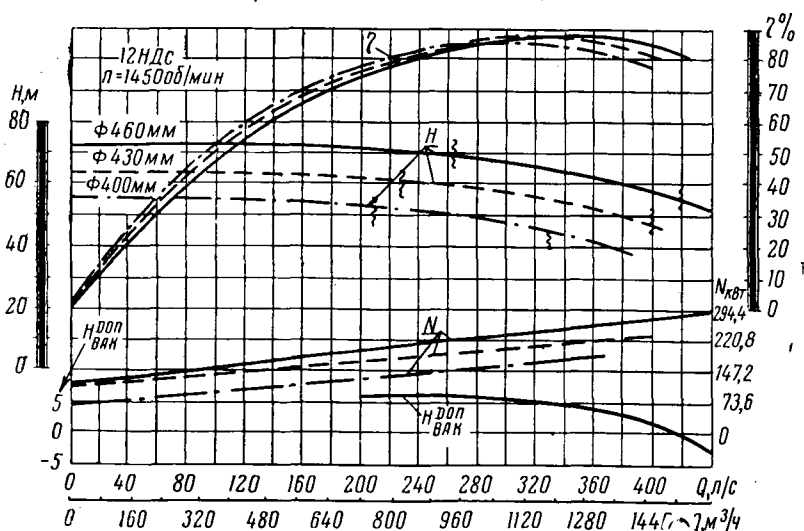


Рис. 82. Построение рабочих характеристик центробежного насоса при обточке рабочего колеса.

таким образом, наибольшая обточка колеса составляет 13% от нормального диаметра. Соответственно этому изменяются диапазоны рабочих режимов для Q , H , N :

при $n=960$ об/мин и $D_2=460$ мм расход $Q=280$ л/с, $H=24$ м, $N=79$ кВт;

при $D_2=430$ мм и той же частоте $Q=260$ л/с, $H=22$ м, $N=62,5$ кВт;

при $D_2=400$ мм, $Q=244$ л/с, $H=18$ м, $N=53$ кВт.

На характеристиках центробежных насосов наносят несколько кривых H , N , η — соответственно числу обточенных колес. Обычно наибольшая величина обточки составляет не больше 15—20% и зависит от n_s . Обточенное колесо не подобно первоначальному, так как не сохраняется геометрическое подобие.

В практике нередко пользуются следующими соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_{обг}}{Q} &= \frac{D_{обг}}{D_2} \\ \frac{H_{обг}}{H} &= \left(\frac{D_{обг}}{D_2} \right)^2 \\ \frac{N_{обг}}{N} &= \left(\frac{D_{обг}}{D_2} \right)^3 \end{aligned} \right\} \quad (116)$$

При указанном проценте обточки колеса опытные характеристики подтверждают соотношения (116). На рисунке 82 приведены характеристики центробежного насоса с обточенным колесом.

11. Характеристики осевых насосов. На рисунке 83 даны характеристики осевого насоса: H , N , η при $n = \text{const}$. Как видно из рисунка, кривая H представляет собой крутую характеристику без максимума H .

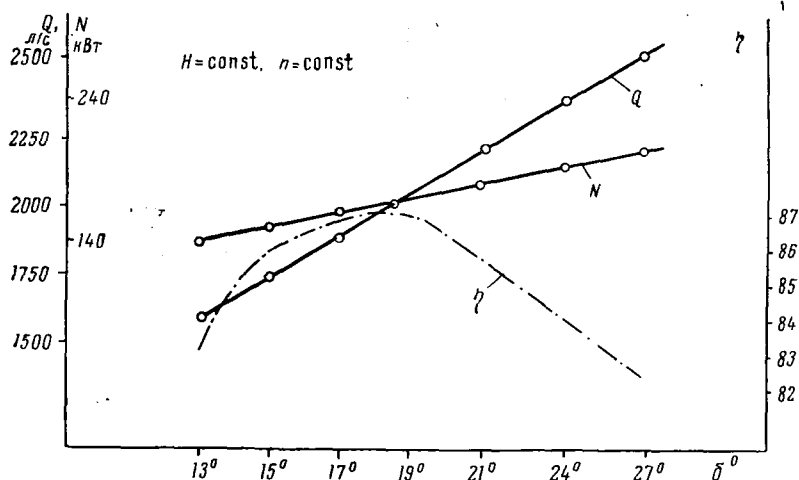


Рис. 84. Возможное изменение Q , N и η при $H = \text{const}$ и $n = \text{const}$ для осевого насоса в зависимости от поворота лопастей и угла установки их δ .

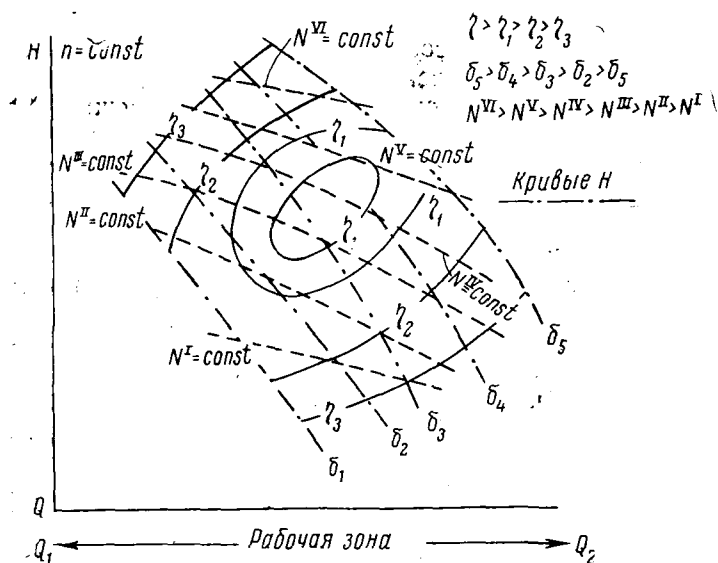


Рис. 85. Универсальная характеристика осевого насоса.

Мощностная кривая N отличается от аналогичных кривых для центробежных насосов тем, что по мере увеличения подачи мощность падает. Наибольшая мощность у осевых насосов соответствует $Q=0$, то есть работе с закрытой задвижкой. Это обстоятельство надо учитывать при эксплуатации осевых насосов и не запускать их при закрытой задвижке, чтобы не перегружать двигатель.

На рисунке 84 показано изменение Q , N и η при $H=\text{const}$ и $n=\text{const}$ в зависимости от поворота лопастей и угла установки их δ . Как видно из рисунка, при постоянном H можно достичь (при хороших к. п. д. насоса) значительных изменений Q при соответственном изменении N . Изменение угла установки лопаток дает возможность рабо-

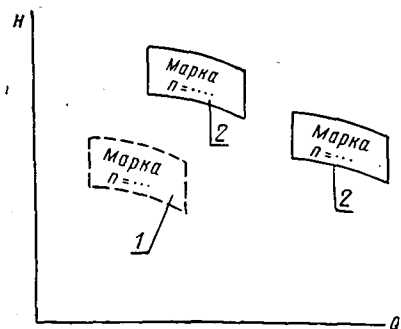


Рис. 86. Поля $H-Q$ насосов, приводимые в каталогах:

1 — наметен к изготовлению; 2 — изготавливается.

тать при переменных H и Q , что можно видеть из рисунка 85, на котором представлена универсальная характеристика осевого насоса. Если одновременно с углом установки лопастей можно изменять и частоту вращения вала насоса, то осевой насос можно поставить в преимущественное положение перед другими лопастными насосами в практике механического водоподъема для осушительных систем.

12. Поля $Q-H$ насосов. В каталогах приводятся поля $Q-H$. Они представляют собой схематическое изображение марки и типа насоса в виде отрезков характеристик H : верхняя линия — для нормального колеса центробежного насоса, нижняя — для обрезанного колеса (рис. 86). В фигуру вписывается марка насоса. При подборе насоса легко наметить его по Q и H . Предполагается, что выбирающий учел все положительные и отрицательные качества машины, а также и те условия, при которых будет работать насос. Расширение области применения насоса при $n=\text{const}$ достигается в соответствии с данными каталога:

для центробежных насосов всех типов, за исключением ЦНС, — смещением рабочего режима по кривой $H=f(Q)$ и обточкой рабочего колеса по D_2 ;

для центробежных насосов ЦНС — смещением рабочего режима по напорной кривой и изменением числа ступеней;

для осевых насосов — смещением рабочего режима по кривой H и изменением угла установки лопастей рабочего колеса.

13. Безразмерные характеристики осевых (рис. 87, а) и центробежных (рис. 87, б) насосов позволяют по одной характеристике путем пересчета по формулам подобия получить универсальные характеристики нескольких насосов определенного типа, но различных размеров.

Безразмерные характеристики получают пересчетом по формулам подобия с опытных характеристик, заменяя действительные величины рабочих параметров Q , H , Δh коэффициентами, которые и служат координатами для построения графиков характеристик.

Для осевых насосов приняты коэффициенты K_Q , K_H , $K_{\Delta h}$, величины которых находятся в таких зависимостях от рабочих параметров:

$$K_Q = \frac{Q}{nD^3}; \quad K_H = \frac{H}{n^2D^2}; \quad K_{\Delta h} = \frac{\Delta h}{n^2D^2}.$$

Линии к. п. д. наносят по действительным величинам их значений. При определении коэффициентов n обычно принимают в оборотах в секунду.

По безразмерной характеристике, приведенной на рисунке 87,а, пользуясь табличными данными значений nD^3 и n^2D^2 можно получить универсальные характеристики девяти осевых насосов типа О5 с различными диаметрами (от 29,5 до 185 см) колес.

Пример. Для точки А на характеристике (рис. 87,а) имеем значения: $K_Q=0,5$; $K_H=0,135$ и $K_{\Delta h_1}=0,123$. Величины параметров QH и Δh_1 для насоса О5-55 при $n=960$ об/мин в точке А будут:

$$Q = K_Q \cdot nD^3 = 0,5 \cdot 2,67 = 1,335 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$H = K_H \cdot n^2D^2 = 0,135 \cdot 77,57 = 10,5 \text{ м};$$

$$\Delta h_1 = K_{\Delta h_1} \cdot n^2D^2 = 0,123 \cdot 77,57 = 9,5 \text{ м}.$$

Для получения полной универсальной характеристики необходимо при пересчете на каждой кривой $H-Q$ (при разных углах разворота лопастей δ) взять не менее 16 точек.

Для центробежных насосов безразмерные коэффициенты обозначают $\bar{Q}$, $\bar{H}_m$, $\bar{\Delta h}$ и определяют по материалам испытания модельного насоса по зависимостям:

$$\bar{Q} = \frac{Q}{nD^3}; \quad \bar{H}_m = \frac{gH_m}{n^2D^2}; \quad \bar{\Delta h} = \frac{g\Delta h}{n^2D^2}.$$

Влияние масштабного эффекта при пересчете на натуру напора и к. п. д. насоса по безразмерной характеристике насоса с колесом размера D учитывается по зависимостям, предложенным ВИГМ (ВНИИгидромаш):

$$\bar{H} = \bar{H}_m + \bar{h} \left(1 - \sqrt{\frac{1}{\lambda}} \right) \quad \text{и} \quad \eta = \eta_{\text{мех}} \eta_m \frac{\bar{H}}{\bar{H}_m},$$

где Q — подача, $\text{м}^3/\text{с}$;

H_m — напор модельного насоса, м;

Δh — кавитационный запас, м;

n — частота вращения в секунду;

D — выходной диаметр колеса, м;

$\eta_{\text{мех}}$ — механический к. п. д., учитывающий потери в подшипниках и сальнике натурального насоса;

η_m — к. п. д. модельного насоса (на характеристике приведены за вычетом потерь в подшипниках и сальнике);

$\bar{H}$ — безразмерный коэффициент натурального насоса;

λ — коэффициент масштабного пересчета;

h — безразмерный коэффициент гидравлических потерь в насосе.

На рисунке 87,б приведен пример безразмерной характеристики модельного центробежного насоса с быстроходностью 120. По этой характеристике и таблице можно в результате пересчета получить характеристики центробежных насосов 28В-12, 32В-12 и 40В-12. На характеристике, кроме основной кривой $H-Q$, приведены кривые для обточенных колес. В ГОСТ 4241—62 приведены безразмерные характеристики модельных центробежных вертикальных насосов для быстроходностей 120, 160, 220.

§ 15. КАВИТАЦИЯ НАСОСОВ.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОЙ ВЫСОТЫ ВСАСЫВАНИЯ

Если давление внутри потока жидкости по какой-либо причине упадет до давления, равного упругости пара жидкости, то в потоке будут образовываться пустоты, заполненные парами и газами, находящимися в жидкости. Образование таких пустот в жидкости называется кавитацией.

В лопастных насосах внутри рабочего колеса и корпуса явление кавитации может происходить из-за понижения давления в жидкости. Давление понижается: от повышения относительной скорости потока в колесе (например, при увеличении расхода насоса); от образования вихрей и отрыва потока от стенок колеса; большой высоты всасывания насоса; низкого барометрического давления; повышения температуры перекачиваемой жидкости и от неудовлетворительных условий входа жидкости на колесо и конструкции лопатки.

Кавитация возникает обычно около стенок, в местах пониженного давления. Выделяющиеся при этом пары и газы увлекаются потоком и, попадая в другие условия, конденсируются; окружающие частицы жидкости с весьма большими скоростями, не встречая особого сопротивления от незначительного количества разреженного пара, устремляются в пространство, занятое паром. При движении с большими скоростями частицы жидкости, ударяясь друг о друга, развивают большие давления, достигающие тысячи атмосфер.

В первую очередь разрушаются те места материала, которые имеют микроскопические трещины на поверхности стенок. Далее, в образовавшихся на поверхности углублениях и раковинах происходит более интенсивное разрушение материала от удара частиц.

Кроме того, материал стенок подвергается разрушению от химического воздействия воздуха, богатого кислородом, и различных газов, выделяющихся из воды; следовательно, происходит и коррозия материала. Коррозия, связанная с кавитацией, разрушает лопатки, иногда очень быстро, через несколько часов после начала работы насоса. На рисунке 88 показано разрушение лопаток центробежных насосов на оросительной насосной станции вследствие кавитации.

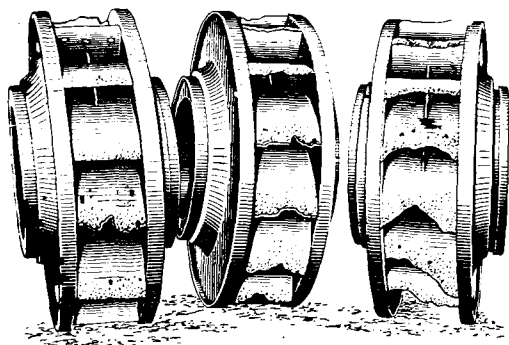


Рис. 88. Примеры разрушения рабочих колес центробежных насосов вследствие кавитации.

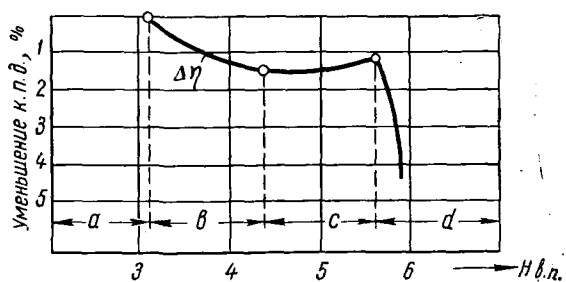


Рис. 89. Нарастание кавитации и снижение к.п.д. насоса вследствие изменения высоты всасывания $H_{в.п.}$.

Кавитацию в насосе легко обнаружить по шуму, треску и дрожанию насосного агрегата, что сопровождается падением расхода, напора, мощности и к. п. д.

На рисунке 89 показан процесс нарастания кавитации и уменьшения к.п.д. насоса в зависимости от высоты всасывания $H_{в.п.}$ при постоянном напоре насоса H . Область a соответствует началу кавитации; здесь кавитации нет или она весьма незначительна. В наиболее опасных местах могут появляться пузырьки пара, но это явление еще не оказывает влияния на подачу, напор и к.п.д. насоса. При увеличении $H_{в.п.}$ парообразование усиливается, в насосе появляется легкий шум, к.п.д. и расход уменьшаются, но незначительно. Это соответствует области b . При дальнейшем увеличении $H_{в.п.}$ начинается выделение пара в насосе, слышен треск (область c). Области b и c соответствуют тому периоду кавитации, при котором пары и газы увлекаются потоком

жидкости и, попадая в другие условия, конденсируются; в это время происходит интенсивное ударное действие жидких частиц.

При дальнейшем увеличении $H_{в.п}$ парообразование происходит по всей поверхности лопатки; к. п. д., расход и напор резко падают (область d), треск в насосе переходит в легкое шуршание.

Виды кавитации. Профильная кавитация возникает на лопасти, обтекаемой потоком. Этот вид кавитации зависит от условий подвода и входа потока в лопасть. Например, у осевых насосов влияние оказывает профиль лопасти, форма обтекателя, конструкция ребра, поддерживающего обтекатель, и т. д. Профильная кавитация зависит

также от того, как обтекается лопасть свободным потоком, то есть потоком, поступающим в рабочее колесо через межреберное пространство, или как она обтекается потоком, поступающим из зоны торможения за ребрами обтекателя. При анализе обтекания лопасти в целом в условиях появления и развития в ней кавитации вводится понятие о числе, характеризующем кавитацию решетки:

$$\lambda = \frac{h_1 - h_{п.ж}}{\frac{v_1^2}{2g}}, \quad (117)$$

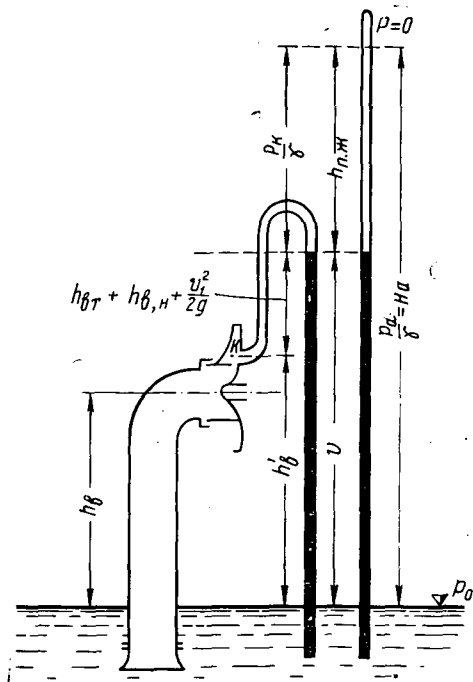


Рис. 90. Схема соотношений параметров, влияющих на возникновение явления кавитации.

где h_1 — высота, соответствующая абсолютному давлению в потоке перед лопастью колеса (м);

$h_{п.ж}$ — высота, соответствующая давлению насыщенных паров жидкости (м);

v_1 — осевая слагающая скорости потока перед колесом, м/с.

Щелевая кавитация разделяется на торцевую и концевую. Щелевая торцевая кавитация возможна, когда торцевая кромка лопасти имеет прямоугольный входной край, а концевая, когда торцевая кромка лопасти имеет форму C , то есть входной край щелевого отверстия округлен радиусом 20 мм. Условия возникновения щелевой концевой кавитации в области минимального давления и профильной кавитации почти одинаковы.

Кавитация, возникающая от неровности поверхности стенок камеры, в которой помещено колесо осевого насоса, опасна так же, как профильная кавитация лопасти.

При эксплуатации насосов, особенно осевых, надо обнаружить начало эрозии материала, возникающей от появляющейся кавитации, выяснить вид кавитации и принять соответствующие меры. Кавитационному разрушению подвержены чугун, углеродистая сталь; устойчивостью против кавитации обладают лигнофоль, нержавеющая сталь, бронза. Для устранения эрозии поврежденные места стальных камер вырубают, заваривают нержавеющей сталью особых марок и зачищают наплавленные поверхности; можно устанавливать облицовочные пояса из нержавеющей стали, лигнофоля и других стойких материалов. В последнее время разрушенные поверхности (кавитационный и абра-

зивный износ) стали восстанавливать с помощью полимерных материалов (на основе эпоксидных смол) с добавками.

Допустимая высота всасывания насоса определяется следующим образом. Напишем уравнение Бернулли для потока жидкости (рис. 90) от свободной ее поверхности при давлении P_a , равном атмосферному, до точки K , взятой на поверхности лопатки колеса насоса около входа на лопатку. Приняв за плоскость сравнения свободную поверхность, определим давление в точке K . Из уравнения Бернулли имеем:

$$\frac{P_K}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - h'_B - h'_{B.П} - h_{B.Т} - \frac{v_1^2}{2g}, \quad (118)$$

где $\frac{P_a}{\gamma} = H_a$, а $h_{B.Т}$ — потери на гидравлические сопротивления во всасывающем трубопроводе до точки замера вакуума;

$h_{B.П}$ — потери на гидравлическое сопротивление при входе на лопатку колеса, которые можно определить по формуле:

$$h_{B.П} = \xi_{вх} \frac{w_1^2}{2g}, \quad (119)$$

$\xi_{вх}$ — коэффициент сопротивления при входе на лопатку. Это — величина, значение которой зависит от формы головки и профиля лопасти колеса, угла атаки, влияния друг на друга лопаток, составляющих решетку;

w_1 — входная скорость относительного движения потока;

v_1 — скорость при входе воды на колесо. При неравномерном распределении скоростей у входа на колесо в условиях начинающейся

кавитации необходимо вместо $\frac{v_1^2}{2g}$ взять величину $\alpha \frac{v_1^2}{2g}$,

где α — опытный коэффициент, равный примерно 1,5, аналогичный коэффициенту кинетической энергии потока.

Кавитация начинается при значении $\frac{P_K}{\gamma}$, равном давлению паров жидкости $h_{п.ж}$, и соответствующей температуре жидкости (табл. 4).

Следовательно, при $\frac{P_K}{\gamma} = h_{п.ж}$ и замене $h'_B + h_{B.Т} = H_{B.П}$ можно определить из уравнения (118) критическое (наибольшее) значение высоты всасывания $H_{вп.кр}$, при которой начинается явление кавитации:

$$H_{вп.кр} = H_{ат} - h_{п.ж} - \xi_{вх} \frac{w_1^2}{2g} - \alpha \frac{v_1^2}{2g}. \quad (120)$$

Заменяя

$$\xi_{вх} \frac{w_1^2}{2gH} + \alpha \frac{v_1^2}{2gH} = \sigma_{кр} \quad (121)$$

($\sigma_{кр}$ называется коэффициентом кавитации), найдем:

$$H_{вп.кр} = H_{ат} - h_{п.ж} - \sigma_{кр} H. \quad (122)$$

В действительности кавитация наступает раньше, чем $\frac{P_K}{\gamma}$ достигает величины $h_{п.ж}$. Поэтому в насосной установке принимают $H_{вп.доп} < H_{вп.кр}$, чему соответствует коэффициент кавитации $\sigma > \sigma_{кр}$.

Отношение $\frac{\sigma}{\sigma_{кр}}$ представляет собой некоторый коэффициент безопасности B , который для насосов с плохим $\sigma_{кр}$ принимается равным 1,3.

Следовательно, допустимая высота всасывания

$$H_{вп.доп} = H_{ат} - h_{п.ж} - \sigma H. \quad (123)$$

Кавитационный запас. Приведенные выше расчетные данные, объясняющие смысл кавитации, не совсем удобны для практического применения, так как в них рассматриваются входная часть насоса и вход воды на колесо. Давление и коэффициенты сопротивлений можно определить при исследованиях насосов на кавитацию. Поэтому удобнее пользоваться понятием кавитационного запаса, так как давления и скорости в этом случае определяются во входном патрубке. Обозначим: абсолютное давление в точке замера давления вакуумметром — p_A (давление замеряется в точке A , находящейся в горизонтальной плоскости, проходящей через ось входного патрубка); среднюю скорость в сечении, проходящем через A — v_B ; упругость паров жидкости — $h_{п.ж}$. Тогда кавитационный запас Δh определяется по формуле:

$$\Delta h = \frac{p_A}{\gamma} + \frac{v_B^2}{2g} - h_{п.ж}, \quad (124)$$

то есть Δh представляет собой превышение суммы потенциальной энергии, отнесенной к оси входного патрубка горизонтального насоса $\frac{p_A}{\gamma}$ и кинетической энергии $\frac{v_B^2}{2g}$ в метрах столба подаваемой насосом жидкости над упругостью ее паров, если насос работает со всасыванием. Если же насос работает с подпором, то $p_A > p_{ат}$ и формула (124) остается в силе (см. рис. 4). При $p_A > p_{ат}$ из формул (8) и (9) для $y=0$

$$\frac{p_A}{\gamma} = \frac{p_{ат}}{\gamma} - H_{вп} - \frac{v_B^2}{2g} = H_{ат} - H_{вп} - \frac{v_B^2}{2g}.$$

Подставляя последнее выражение в формулу (124), получим:

$$\Delta h = H_{ат} - H_{вп} - h_{п.ж}$$

или

$$\frac{\Delta h}{H} = \frac{H_{ат} - H_{вп} - h_{п.ж}}{H}.$$

Обозначая $\frac{\Delta h}{H}$ через σ , найдем, что $\Delta h = \sigma H$:

$$H_{вп} = H_{ат} - h_{п.ж} - \sigma H, \quad (125)$$

то есть мы получили выражение, аналогичное уравнению (123). Формула (125) в теории гидромашин давно известна как формула Тома.

Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп}$ обеспечивает работу насоса без изменения основных технических показателей и вычисляется на основании критического кавитационного запаса $\Delta h_{кр}$, определяемого по кавитационной характеристике насоса по формуле:

$$\Delta h_{доп} = A \Delta h_{кр}, \quad (126)$$

где A — ориентировочный коэффициент кавитационного запаса, принимаемый для центробежных насосов по кавитационной характеристике, полученной на холодной воде (ГОСТ 6134—71) по формуле:

$$A = a K_6 K_{ж}, \quad (127)$$

где a — коэффициент, зависящий от величины $\Delta h_{кр}$, принимаемый по таблице 7;

K_6 — коэффициент, зависящий от быстроходности, принимаемый по таблице 8;

$K_{ж}$ — коэффициент, определяемый родом жидкости (для воды $K_{ж}=1$).

Ориентировочное значение коэффициента кавитационного запаса A для осевых насосов принимается по таблице 9.

В необходимых случаях величина коэффициента кавитационного запаса A может устанавливаться либо техническими условиями для данного насоса, либо по соглашению заказчика и изготовителя.

Кавитационная характеристика — зависимость допустимого кавитационного запаса от подачи — наносится на график характеристик насоса (рис. 91, б) на основании кавитационных испытаний. Испытания выполняются в рабочем интер-

вале подач для трех величин (минимальной, номинальной и максимальной с отклонением не более 5%), то есть получается три частных кавитационных характеристики (рис. 91, а), каждая при постоянной подаче и берется не менее чем за 16 опытных точек, в области от начала кавитации до полного срыва работы насоса должно быть не менее 8 точек. Частные кавитационные характеристики представляют собой зависимости напора насоса от кавитационного запаса. При проведении испытаний при каждом режиме (постоянной подаче) измеряют и записывают подачу, давление на входе, давление на выходе, частоту вращения (для электронасосов частота и напряжение сети), температуру жидкости и крутящий момент или мощность на валу (для электронасосов потребляемая электрическая мощность) в каждой опытной точке. Регулирование подачи проводят запорным органом (задвижка или затвор) на напорном трубопроводе, а давление в баке стэнда (на входе в насос) ступенчато понижают вакуум-насосом. Постоянство подачи с изменением давления на входе поддерживают регулированием запорным органом на напорном трубопроводе (приоткрывая его).

Кавитационные характеристики для регулируемых насосов (например, осевых) должны быть получены не менее чем для пяти положений регулируемого органа, включая и номинальное положение.

За критический кавитационный запас принимают величину запаса, соответствующую снижению напора на частной кавитационной характеристике на 2% от напора насоса (или первой ступени многоступенчатого насоса), и которая при напоре более 50 м составляет 1 м.

Кавитационный запас опытным путем определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{оп}} &= H_{\text{ат}} - H_{\text{вп}} - h_{\text{п.ж}} = H_{\text{ат}} - h_{\text{вак}} + \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} - h_{\text{п.ж}} = \\ &= 0,102 \frac{p_6 - p_{\text{вак}} - p_{\text{п.ж}}}{\rho} + 0,0827 \frac{Q_{\text{оп}}^2}{d_{\text{в}}^4}, \end{aligned} \quad (128)$$

где p_6 — барометрическое давление, Па;

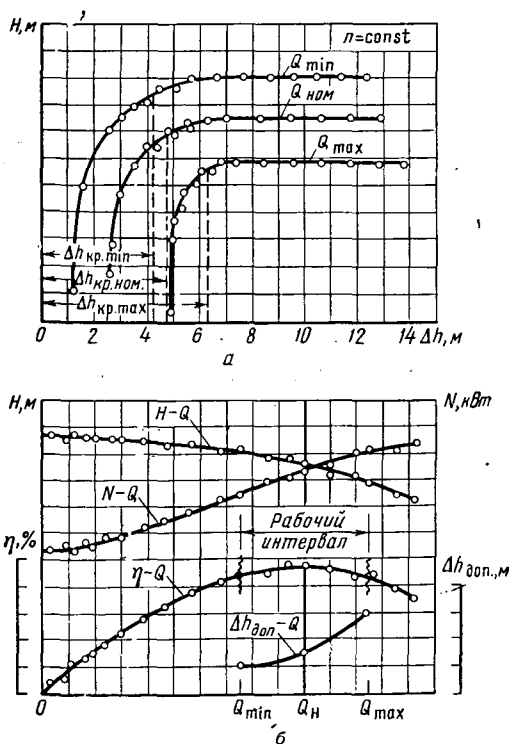


Рис. 91. Характеристики, получаемые в результате кавитационных испытаний:

а — частные кавитационные характеристики ($H = \Delta h$) с нанесением $\Delta h_{\text{кр}}$; б — характеристики насоса с нанесением $\Delta h_{\text{доп}}$ в зависимости от подачи Q .

Таблица 7

$\Delta h_{кр}$	0	2	4	6	7	8	10	12	14	16
a	1,6	1,37	1,20	1,13	1,10	1,09	1,08	1,07	1,06	1,06

Таблица 8

$\frac{D_2}{D_0}$	1	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0
K_6	1,1	1,1	1,094	1,052	1,014	1,0

D_2 — наружный диаметр рабочего колеса;
 D_0 — входной диаметр рабочего колеса.

Таблица 9

Диаметр рабочего колеса, м	До 0,55	>0,55 до 0,87	>0,87 до 1,10	>1,10 до 1,85	>1,85
Материал рабочих органов:					
нержавеющая сталь	1,0	1,04	1,07	1,12	1,15
углеродистая сталь	1,05	1,08	1,10	1,14	1,16

$p_{вак}$ — показание вакуумметра, взятое над верхней точкой области возникновения кавитационных явлений, Па;

$p_{п.ж}$ — упругость паров перекачиваемой жидкости, Па.

Если насос погружен под уровень воды, то

$$\Delta h_{оп} = 0,102 \frac{p_6 - p_{п.ж}}{\rho} + Z, \quad (129)$$

где Z — погружение от свободной поверхности до верхней точки области возникновения кавитационных явлений.

Полученные опытные значения кавитационного запаса $\Delta h_{оп}$ для построения на характеристиках приводятся к номинальной частоте вращения n_n по формуле:

$$\Delta h = \Delta h_{оп} \left(\frac{n_n}{n_{оп}} \right)^2. \quad (130)$$

По этой же зависимости пересчитывается допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп}$ при изменении частоты вращения.

Для электронасосов значения кавитационного запаса, полученные опытным путем, для построения характеристик пересчитываются аналогично пересчету напора по формуле (107).

Иногда, когда опытных данных нет, а известно только n_s , пользуются эмпирическими формулами для определения σ . К числу таких формул относится формула Г. фон Видерн (Escher Wyss Mitteilungen № 1, S, 14—21):

$$\sigma = \frac{n_s^{4/3}}{A_1}.$$

Число A_1 в знаменателе постоянно (4630), поэтому формула пригодна для ограниченного числа случаев. Более подходит формула С. С. Руднева:

$$\sigma = \frac{n_s^{4/3}}{A},$$

где A зависит от конструкции насоса и n_s ; $A = 4700$ для $n_s = 110$, $A = 6300$, для $n_s = 180$.

Есть некоторые основания для определения σ как функции n_s . При проектировании гидромашин скорости выражают уравнением:

$$v = k_v \sqrt{2gH} \quad \text{или} \quad \frac{v^2}{gH} = 2k_v^2.$$

Но коэффициенты k_v перед радикалом, по опытным данным, для определенных серий насосов считают как функцию n_s . Выражение $\frac{v^2}{gH}$ представляет в теории подобия некоторую критериальную величину, аналогичную числу Фг. Следовательно, в подобных машинах k_v сохраняет постоянную величину. Исходя из этого в формуле 121 можно считать, что

$$\frac{w_1^2}{2gH} = f_I(n_s) \quad \text{и} \quad \frac{v_1^2}{2gH} = f_{II}(n_s),$$

тогда

$$\sigma_{кр} = \xi_{вх} f_I(n_s) + a f_{II}(n_s).$$

Следовательно, $\sigma_{кр}$ зависит от $\xi_{вх}$ и a , то есть от конструктивных форм входной части насоса и n_s . Таким образом, имеется логическое основание выражать σ через n_s , но надо учитывать и конструктивные формы. Это и находит свое отражение в формуле С. С. Руднева, в которой A учитывает особенности конструкции и быстроходность колеса насоса.

По действию рабочей части насосы можно разделить на следующие типы: поршневые, в которых рабочая часть (поршень, плунжер) совершает возвратно-поступательное движение; роторные с непрерывно вращающимися вокруг оси рабочими органами (одно-, двух-, трехроторными); крыльчатые с кругообразно возвратным движением рабочей части (поршня).

§ 1. ДЕЙСТВИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Объемные приводные поршневые насосы являются насосами малой подачи ($0,01—250 \text{ м}^3/\text{ч}$) и высокого давления ($0,25—250 \text{ МПа}$).

По конструктивному признаку поршневые насосы можно разделить на две группы — собственно поршневые и плунжерные.

В собственно поршневых насосах (рис. 92) основными деталями являются цилиндр с хорошо обработанной поверхностью идвигающийся в нем (взад и вперед) дисковый поршень, плотно прилегающий к рабочей поверхности цилиндра и скользящий по ней.

В плунжерных (скальчатых) насосах (рис. 93) вместо поршня двигается цилиндрический плунжер, который через сальник входит внутрь насосной камеры, являющейся в этом случае цилиндром насоса. С гидравлической точки зрения и по рабочему процессу обе группы насосов одинаковы.

Конструктивное различие насосов делает их пригодными для разных случаев работы. Так, при высоких напорах (свыше 100 м) целесообразнее применять плунжерные насосы, при меньших — поршневые. В эксплуатации проще плунжерные насосы, так как у них нет сменяемых деталей (поршневых колец, манжет и пр.), которые имеются у поршневых.

Рассмотрим действие поршневых и плунжерных насосов, предварительно введя следующие обозначения:

$F_{\text{п}}$ — площадь сечения поршня или плунжера, равная $\frac{\pi D^2}{4}$, м^2 ;

D — диаметр поршня, м;

f — площадь сечения поршневого штока, м^2 ;

S — ход поршня, равный $2r$ для насосов с кривошипно-шатунным механизмом (r — радиус кривошипа), м;

n — число двойных ходов поршня или плунжера или частота вращения вала кривошипа в минуту при кривошипно-шатунном передаточном механизме;

V — объем, описываемый поршнем или плунжером за один ход, м^3 ;

Q — действительная подача насоса в $\text{м}^3/t$ (t может равняться 1 с, 1 мин, 1 ч);

$Q_{\text{т}}$ — теоретическая подача насоса, $\text{м}^3/t$.

Во время движения поршня или плунжера (см. рис. 92) внутри цилиндра при установившейся работе насоса (в случае заполнения цилиндра и всасывающей трубы жидкостью) происходит переменное всасывание и нагнетание жидкости. При движении поршня вправо в цилиндре образуется вакуум, поэтому всасывающий клапан K_v откроется и насос засосет за ход поршня объем жидкости $V = F_n S$. При движении поршня влево за тот же ход S благодаря развиваемому давлению поршня нагнетательный клапан K_n откроется, и объем жидкости $V = F_n S$ вытолкнется в напорную трубу. Следовательно, насос за один

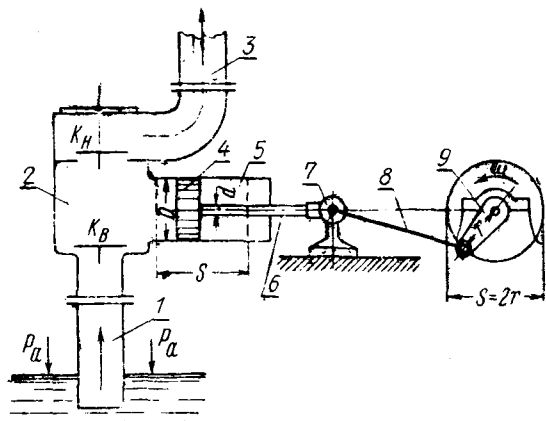


Рис. 92. Горизонтальный поршневой насос одностороннего действия:

1 — всасывающий трубопровод; 2 — рабочая камера; 3 — напорный трубопровод; 4 — поршень; 5 — цилиндр; 6 — шток; 7 — крейцкопф; 8 — шатун; 9 — кривошип.

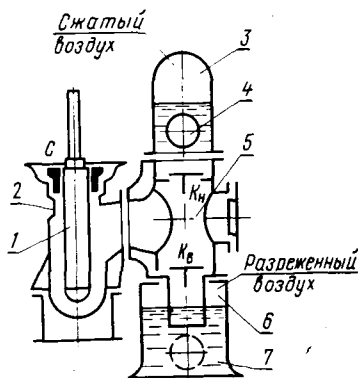


Рис. 93. Вертикальный плунжерный насос одностороннего действия:

1 — плунжер; 2 — цилиндр; 3 — нагнетательный воздушный колпак; 4 — напорный трубопровод; 5 — рабочая камера; 6 — всасывающая воздушная камера; 7 — всасывающая труба.

ход будет всасывать жидкость, а за другой, обратный ход — нагнетать ее.

Такие насосы называются насосами одностороннего (одинарного) действия. Секундную подачу такого насоса при n двойных ходах в минуту определяют по формуле:

$$Q_{\tau} = \frac{F_n S n}{60}, \quad (131)$$

а часовую по формуле:

$$Q_{\tau} = 60 F_n S n. \quad (131')$$

На рисунке 93 представлена схема насоса одностороннего действия, но с вертикальным плунжером, проходящим через уплотнительный сальник C внутрь насоса. Этот насос работает так же, как изображенный на рисунке 92 горизонтальный поршневой насос. Дополнительными деталями являются всасывающая воздушная камера и нагнетательный воздушный колпак. Эти детали, как увидим дальше, имеют важное значение для работы насоса и могут быть и у насоса с горизонтальным плунжером (см. рис. 6) или поршнем.

По расположению оси различают насосы горизонтальные (см. рис. 92) и вертикальные (см. рис. 93). На рисунке 94 показаны схемы поршневых насосов двухстороннего действия, а на рисунке 95 — схема плунжерного насоса двухстороннего действия.

Действие всех показанных насосов одинаково. При движении поршня (плунжера) влево при установившейся работе насоса клапан K_v будет закрыт, а K_n открыт, и через него насос подаст в нагнетательную трубу за ход S объем воды $V_1 = F_n S$. В это время в правой рабо-

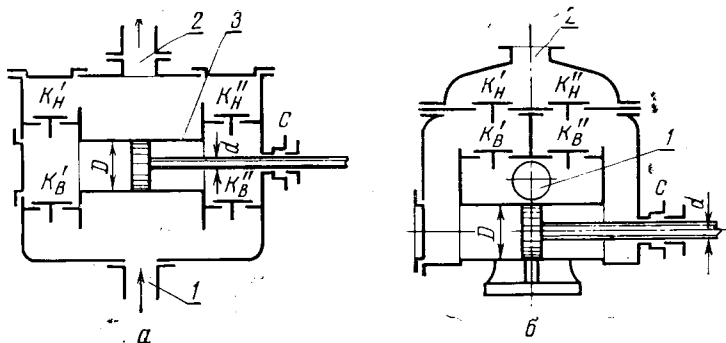


Рис. 94. Горизонтальный поршневой насос двухстороннего действия: а — расположение клапанов с разных сторон оси поршня; б — расположение клапанов по одну сторону оси поршня; 1 — всасывающий трубопровод; 2 — напорный трубопровод; 3 — цилиндр.

чей камере насоса через клапан K''_B будет засасываться вода, клапан K''_H закрыт. При движении поршня (плунжера) вправо засасывание будет происходить через клапан K'_B , а нагнетание — через K''_H ; при этом насос за ход S подаст объем $V_2 = (F_n - f)S$. Следовательно, за два хода подача насосом будет равна:

$$V = V_1 + V_2 = F_n S + (F_n - f)S = (2F_n - f)S,$$

а секундная подача насоса при n двойных ходах в минуту

$$Q_r = \frac{(2F_n - f)Sn}{60}, \quad (132)$$

часовая подача

$$Q_r = 60(2F_n - f)Sn. \quad (132')$$

Возможно устройство и сдвоенных насосов одностороннего действия, имеющих, например, общий двукоренчатый вал; кривошипы в этом случае расположены под углом 180° . Такой насос имеет два независимых друг от друга цилиндра: когда в одном цилиндре происходит засасывание воды, то в другом — нагнетание. Секундную подачу такого насоса определяют по формуле:

$$Q_r = \frac{2F_n Sn}{60}. \quad (133)$$

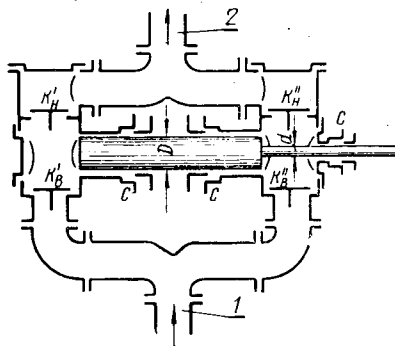


Рис. 95. Горизонтальный плунжерный насос двухстороннего действия: 1 — всасывающий трубопровод; 2 — напорный трубопровод.

Можно получить насос тройного действия, составив его из трех насосов одностороннего действия, имеющих общий коренчатый вал, а кривошипы — расположенные под углом 120° . Подача за рабочий цикл насоса $V = 3F_n S$. Секундная подача

$$Q_r = \frac{3F_n Sn}{60}, \quad (134)$$

а часовая

$$Q_r = 60 \cdot 3F_n Sn. \quad (134')$$

Такие насосы имеют общий всасывающий и напорный трубопроводы.

Сдвоенные насосы двухстороннего действия называются насосами четвертого действия. Секундная подача такого насоса

$$Q_{\tau} = \frac{2(2F_{\pi} - f)Sn}{60}, \quad (135)$$

а часовая

$$Q_{\tau} = 60 \cdot 2(2F_{\pi} - f)Sn. \quad (135')$$

Насосы свыше четверного действия мало распространены. Следует только отметить, что равномерную подачу воды без участия воздушного колпака дают насосы с нечетным числом цилиндров — три, пять и т. д.

Заслуживают внимания вертикальные поршневые штанговые насосы для трубчатых колодцев, называемые иногда глубокими поршневыми насосами.

На рисунке 96, а показана схема простейшего штангового поршневого насоса. Насос состоит из цилиндра 2, всасывающей трубы с клапаном, поршня 3 со сквозным отверстием, закрываемым клапаном K_{π} . Такой поршень называется проходным. Поршень приводится в движение от штанги 5, с которой он соединен вилкой 4. При установившейся работе насоса поршень при подъеме вверх на высоту хода S через клапан K_{π} засасывает в цилиндр объем воды $F_{\pi}S$ и в то же время нагнетает в напорную трубу объем $F_{\pi}S$, причем клапан K_{π} закрыт*. При опускании поршня клапан K_{π} закроется, а через открывшийся клапан K_{π} будет протекать в пространство над поршнем объем воды $F_{\pi}S$, который и заполнит освободившееся внутри цилиндра пространство при опускании поршня. При этом насос не будет подавать воду в напорную трубу. Если поршень совершает в минуту n двойных ходов, то подача насоса определяется по формулам (131) или (131'). Следовательно, рассмотренный насос относится к группе насосов одностороннего действия и имеет рабочий ход при движении поршня вверх.

Этот насос несколько более упрощенной конструкции был известен еще древним грекам около 2500 лет тому назад. Его применяют и в настоящее время для подъема жидкости из глубоких скважин и колодцев.

На рисунке 96, б изображен штанговый поршневой дифференциальный насос. В нижней части он ничем не отличается от простого насоса, изображенного на рисунке 96, а, в верхней же части имеет плунжер (или ныряло) 7.

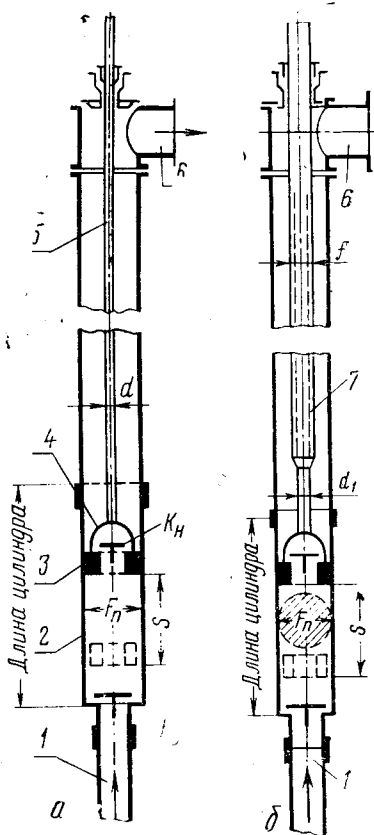


Рис. 96. Штанговый поршневой насос:

а — простейшей конструкции; б — дифференциальный; 1 — всасывающий трубопровод; 2 — цилиндр; 3 — поршень проходной; 4 — вилка; 5 — штанга; 6 — напорный трубопровод; 7 — ныряло (дифференциал).

* В целях лучшего усвоения процесса работы насоса предполагается, что диаметр штанги невелик, и объемом $f = \frac{\pi d_1^2}{4} S$ можно пренебречь.

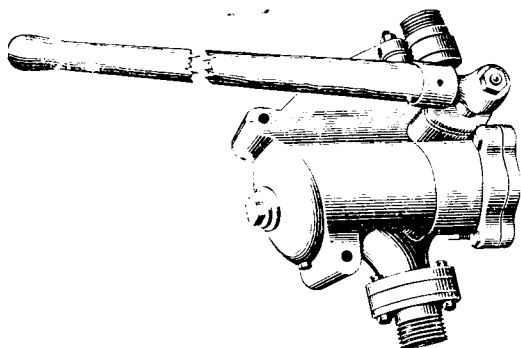


Рис. 97. Общий вид ручного поршневого насоса двухстороннего действия.

тает по принципу дифференциального насоса. При подъеме поршня объем жидкости, поданной в трубу, равен $(F_{\text{п}} - f)S$, а объем жидкости, засасываемой через клапан $K_{\text{в}}$, составляет $F_{\text{п}}S$. При опускании поршня плунжер вытесняет в напорную трубу объ-

ем fS . Следовательно, подача за два хода равна $V = F_{\text{п}}S$, а расход насоса определяется по формулам (131) или (131').

Штанговые насосы могут иметь два поршня. Каждый поршень при ходе вверх производит одновременно всасывание и нагнетание. Штанга верхнего поршня трубчатая; внутри нее проходит сплошная штанга нижнего поршня. Штанги приводятся в движение коленчатым валом, одно колено которого повернуто на угол 180° по отношению к другому.

Если нижний поршень опускается, то верхний поднимается, причем последний поднимает объем (не учитывая объем штанг) $V_1 = F_{\text{п}}S$.

Следует обратить внимание на одно существенное обстоятельство работы двухпоршневого насоса. Штанги обоих поршней при подъеме любого из них работают только на растяжение; опускание вниз происходит под действием веса поршней и штанг. Нагрузка обоих ходов одинакова, поэтому работа во время всего оборота кривошипа совершается довольно равномерно и особых приспособлений для выравнивания работы здесь не нужно, как это, например, требуется для насоса, показанного на рисунке 96.

В зависимости от назначения, условий работы и свойств перекачиваемой жидкости поршневые насосы бывают различных конструкций.

По расположению оси различают насосы горизонтальные и вертикальные. Последние могут быть установлены на отдельных фундаментах или, как штанговые насосы, опущены в скважины.

По устройству поршня различают насосы поршневые и плунжерные.

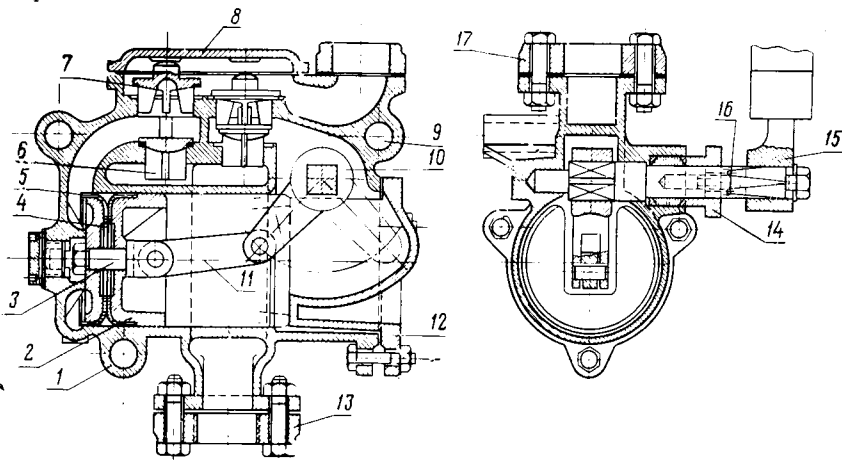


Рис. 98. Ручной поршневой насос двухстороннего действия:

1 — корпус насоса; 2 и 4 — шайбы поршня; 3 — поршневой болт; 5 — манжеты; 6 и 7 — всасывающий и нагнетательный клапаны; 8 — верхняя крышка; 9 — отверстия для крепления насоса; 10 — рычаг (кривошип); 11 — шатун; 12 — крышка; 13 и 17 — всасывающий и напорный патрубки; 14 — крышка сальника; 15 — рукоятка; 16 — валик.

По характеру действия насосы бывают: одностороннего и двухстороннего действия; с дифференциальным плунжером.

По числу поршней (плунжеров) или цилиндров различают насосы: однопоршневые (одноплунжерные), двухпоршневые (двухплунжерные) и более.

По способу приведения в действие насосы бывают: паровые — прямодействующие, у которых поршень насосного цилиндра непосредственно общим штоком связан с поршнем паровой машины, составляющей, таким образом, один общий агрегат с насосным цилиндром; приводные от отдельно расположенного двигателя, соединенного с насосом какой-либо передачей; ручные, имеющие ручной привод.

Ручной насос двухстороннего действия. На рисунке 97 показан общий вид ручного насоса двойного действия, а на рисунке 98 — его разрез. Внутри насосного цилиндра движется поршень 2, приводимый в движение от рукоятки 15 при шатунном механизме 11. Клапаны насоса (всасывающий 6, нагнетательный 7) расположены в общей клапанной коробке сверху цилиндра (рис. 98). Доступ к ним возможен через верхнюю крышку насоса 8.

Подача этих насосов от 0,84 до 4 м³/ч при напоре 30 м и числе двойных качаний 40—60 в минуту. Ручные насосы могут перекачивать холодную и горячую воду, чистую и слегка загрязненную нефть, керосин, спирт, масла и другие жидкости. Марка насоса БКФ (бензиновый — керосиновый) № 2 или № 4.

Обычно этот насос имеет чугунный корпус и чугунные поршни. Поршни изготавливаются с кожаными манжетами — для перекачивания холодных, слегка загрязненных жидкостей, не разрушающих кожу, или с металлическими кольцами — для перекачивания чистой горячей воды, керосина, нефти, спирта и других жидкостей, вредно действующих на кожу. Клапаны — бронзовые или бронзовые с кожаными прокладками (для жидкостей, не разрушающих кожу). Этот насос относится к группе всасывающих и нагнетательных ручных насосов.

§ 2. ПОДАЧА, ЧИСЛО ДВОЙНЫХ ХОДОВ НАСОСОВ

Если пренебречь площадью штока f при определении подачи насоса, то его теоретическая секундная подача может быть определена из общей формулы:

$$Q_T = i \frac{F_n S n}{60}, \quad (136)$$

где i — число действий насоса (для насоса одинарного действия $i=1$, двойного $i=2$, тройного $i=3$ и т. д.).

В действительности насос имеет подачу меньше Q_T , обозначая объемный к. п. д. насоса $\eta_{об}$ (называемый иногда коэффициентом наполнения поршневого насоса) как отношение действительной подачи Q к теоретической Q_T :

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q_T}; \quad (137)$$

определяют секундную подачу Q из следующего соотношения:

$$Q = \eta_{об} i \frac{F_n S n}{60}. \quad (138)$$

В среднем $\eta_{об}=0,9$. В различных насосах $\eta_{об}$ изменяется от 0,85 до 0,99, в зависимости от условий исполнения и их работы. В общем $\eta_{об}$ зависит: от степени точности изготовления поршней, клапанов и сальников; состояния этих деталей во время эксплуатации насосов; несоот-

ветствия числа ходов насоса размерам его клапана и высоте всасывания и от запаздывания открытия всасывающего и закрытия нагнетательного клапанов.

Поясним основные положения возможного уменьшения $\eta_{об}$ примерами. Через неплотности в соединениях насоса (сальники, краны, фланцы и пр.) в рабочую камеру может проникать воздух или воздух вместе с водой, находясь в ней в растворенном или взвешенном (в виде мелких пузырьков) состоянии. Этот воздух выделяется из воды вследствие вакуума во всасывающей трубе и рабочей камере в период всасывания. Заполнение частей рабочей камеры воздухом уменьшает объем воды. Это одна из причин снижения подачи насоса Q и $\eta_{об}$.

Другой причиной уменьшения $\eta_{об}$ является запаздывание открытия и закрытия клапанов насоса. В идеальных условиях клапаны должны открываться и закрываться, когда поршень находится в мертвых положениях. В действительности этого не бывает, потому что для открытия и закрытия клапана необходимо определенное время, тогда как смена процессов всасывания и нагнетания происходит почти мгновенно. Поэтому в начале нагнетания всасывающий клапан бывает еще несколько открыт и пропускает обратно воду из цилиндра во всасывающую трубу. В начале всасывания нагнетательный клапан также еще не совсем закрыт, поэтому из нагнетательной трубы через неплотно закрытый клапан некоторое количество жидкости вытекает обратно в цилиндр насоса, где в это время давление понижается всасывающим ходом поршня.

Время, необходимое на окончательное закрытие клапана, зависит от его системы и конструкции: от числа же двойных ходов n поршня будет зависеть продолжительность той части хода поршня, на протяжении которой клапан завершает свою запоздалую посадку. От числа двойных ходов n поршня зависит и величина утечки. Поэтому при увеличении числа двойных ходов поршня $\eta_{об}$ понижается для данной конструкции клапана; наоборот, если изменить конструкцию клапана соответственно большим значением n , то у насоса можно повысить двойное число ходов.

В лучших условиях находятся клапаны в некоторых прямодействующих насосах. Например, в двухцилиндровых насосах поршень одного цилиндра, дойдя до мертвой точки, останавливается на некоторое время (такая работа насоса называется работой с паузой). За это время поршень второго цилиндра совершает половину своего полного хода, после чего первый поршень начнет свой обратный ход, в течение первой половины которого второй поршень остается неподвижным. Следовательно, здесь клапан имеет большее время для посадки, совершаемой при неподвижном поршне, поэтому и $\eta_{об}$ близок к единице. Наоборот, в приводных насосах движение поршня непрерывное, так как оно осуществляется от кривошипно-шатунного механизма, вследствие чего запаздывания посадки и открытия клапанов неизбежны.

Ход поршня S зависит от требуемой подачи насоса $V = F_{\pi} S$ при заданном числе n и расходе Q .

Подача $V = S \frac{\pi D^2}{4}$ может быть получена при различных отношениях $\frac{S}{D}$. Следует заметить, что при большом диаметре и соответственно уменьшенном значении S получается большое усилие на поршень, а следовательно, и на все детали передающего это усилие механизма, что требует усиления деталей механизма и увеличения силы, развиваемой двигателем. Но уменьшение S несколько сокращает длину насоса, поэтому насосы, рассчитанные на малые давления, имеют относительно малые размеры S и большие диаметры поршней D . Такие же

соотношения применяются и в вертикальных насосах для уменьшения их строительной высоты. При малом D и большом значении S длина всего насоса будет больше, чем в первом случае, а усилие, передаваемое механизмом поршню, меньше; следовательно, отдельные детали передаточного механизма получатся по расчету легче. В связи с этим насосы, рассчитанные на большие давления, имеют, как правило, большой ход и сравнительно малый диаметр поршня.

Следует, однако, обратить также внимание и на силы инерции движущихся частей насоса: поршня или плунжера, крейкофа, шатуна, так как чем больше S (при $n = \text{const}$), тем больше скорость и ускорение этих частей, а следовательно, и развивающиеся при этом силы инерции.

Для вертикальных приводных штанговых насосов отношение $\frac{S}{D}$ находится в пределах $4 \div 8$. Обыкновенные поршневые насосы в зависимости от их быстроходности и конструкций имеют значение $\frac{S}{D}$ в пределах $0,8 \div 2$. В пожарных ручных насосах $\frac{S}{D}$ в среднем равно 3.

Число двойных ходов n насосов изменяется для различных насосов от 20 до 500 в минуту и определяет быстроходность насоса*.

§ 3. НАПОР НАСОСА. МОЩНОСТЬ НАСОСА. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Напор насоса определяется при наличии воздушных колпаков (см. рис. 6) по формуле (4), а при отсутствии их — по той же формуле, только в последнем случае измерительные приборы надо устанавливать, как показано на рисунке 3.

Мощность поршневого насоса определяется по формуле (14).

Особого внимания в поршневых насосах заслуживает индикаторная мощность:

$$N_i = N - N_{\text{мех.пот}},$$

где $N_{\text{мех.пот}}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление механических сопротивлений в насосе, то есть на трение в подшипниках и сальниках.

В отличие от центробежных насосов индикаторную мощность в поршневых насосах сравнительно легко можно получить, если имеется индикаторная диаграмма, снятая с рабочей камеры насоса. Для получения индикаторной диаграммы в практике пользуются индикатором, соединенным с рабочей камерой. Индикатор (рис. 99) представляет собой небольшой цилиндр 1 с тщательно пришлифованным з нем поршнем 2, нагруженным протарированной пружиной 3. Цилиндр 1 в нижней части соединен с рабочей камерой. Под действием давления в камере поршень, сжимая (или в некоторых случаях растягивая) пружину 3, перемещает карандаш 6, находящийся в конце рычажка механизма, и сообщает ему прямолинейное движение по особому барабану, на который натянута бумага. Перемещения карандаша 6 пропорциональны деформации пружины и показывают на диаграмме в определенном масштабе давления. Шнурок 5, намотанный на барабан и соединенный

* Следует различать быстроходность центробежных и поршневых насосов. В поршневых насосах под быстроходностью принято понимать число двойных ходов поршня или плунжера в минуту.

через ходоуменьшитель с плунжером или штоком поршня, передает вращательное движение барабану.

Таким образом, ординаты, начерченные на бумаге, показывают в некотором масштабе давления, а абсциссы — перемещения поршня. На индикаторной диаграмме можно получить линию атмосферного давления; для этого цилиндр индикатора надо соединить с атмосферой и от руки вращать барабан. Горизонтальная линия, которую при этом нарисует карандаш, и будет представлять собой линию атмосферного давления, причем линии, ранее начерченные на диаграмме, покажут давления, большие или меньшие чем атмосферное, в зависимости от того, располагаются ли они выше или ниже атмосферной линии. На

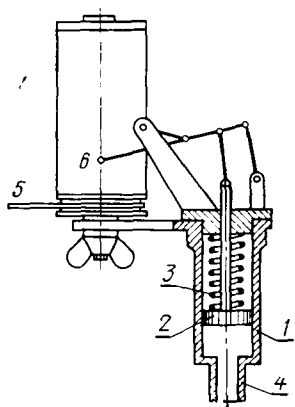


Рис. 99. Индикатор:

1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — пружина протарированная; 4 — труба соединения с рабочей камерой насоса; 5 — шнурок к ходоуменьшителю; 6 — барабан.

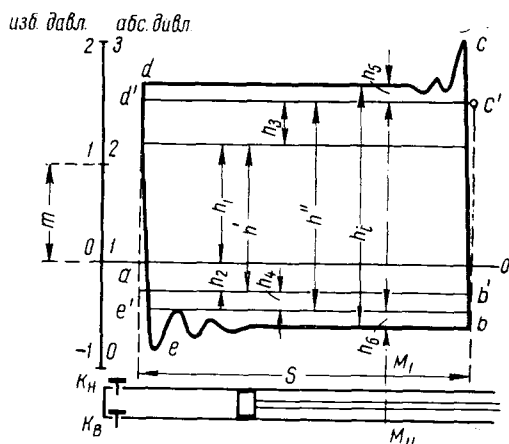


Рис. 100. Индикаторная диаграмма.

рисунке 100 показана действительная индикаторная диаграмма насоса, а внизу — схема цилиндра поршневого насоса в искаженном масштабе.

При движении поршня вправо происходит засасывание жидкости в цилиндр. Этот процесс на диаграмме изображается кривой линией eb . При движении поршня из мертвого положения влево будет происходить нагнетание. Давление в цилиндре при этом должно мгновенно повыситься до требуемого. Это повышение давления показано линией bc , которая может несколько отклониться от прямой bc' , так как, например, в цилиндре может быть воздух, а закрытие всасывающего клапана запаздывает, эти обстоятельства несколько замедлят повышение давления в цилиндре, в результате чего изменение давления будет охарактеризовано кривой bc , а не прямой $b'c'$. Наивысшая точка кривой cd соответствует наибольшему давлению, развиваемому поршнем в цилиндре в момент поднятия нагнетательного клапана с седла. Следовательно, разность ординат точек c и c' будет соответствовать напору, затраченному на преодоление сопротивлений клапана подъему. После некоторых колебаний, связанных с инерционными силами жидкости и колебаниями механизма индикатора, установится какое-то постоянное давление в цилиндре, при котором и будет происходить протекание жидкости из цилиндра в нагнетательный колпак.

В левой мертвой точке падение давления будет происходить не сразу по прямой de' , а с некоторым замедлением по кривой de . Это объясняется тем, что закрытие нагнетательного клапана запаздывает, а для подъема всасывающего клапана требуется некоторое время. Потеря напора во всасывающем клапане изобразится разностью ординат

линией eb и $e'b'$. После некоторых колебаний давление в цилиндре насоса установится более или менее постоянным при движении поршня до мертвой точки b . После этого цикл повторится.

Если в масштабе диаграммы от атмосферной линии aa отложить вверх величину h_1 , соответствующую геодезической высоте нагнетания насоса h_n , а вниз h_2 , соответствующую геодезической высоте всасывания h_v , и провести горизонтальные прямые, то расстояние между ними будет соответствовать давлению геодезической высоты подъема H_T .

Точно так же, откладывая h_3 и h_4 соответственно давлениям, затрачиваемым на преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводах при нагнетании и всасывании, и проведя горизонтальные линии $d'c'$ и $e'b'$, можно получить давление, соответствующее полному напору насоса H , в виде вертикальной линии h'' . Для определения среднего индикаторного давления h_i , надо определить планиметром величину площади $cdeb$ и разделить ее на длину диаграммы S . Полученное значение h_i дает величину среднего индикаторного давления в масштабе m давлений.

Среднее индикаторное давление можно получить, если h разделить на m

$$p_i = \frac{h_i}{m}; \quad (139)$$

$$H_i = \frac{p_i}{\gamma}, \quad (140)$$

что определит индикаторный напор насоса. Нетрудно вывести, что $H_i = H + h_{\text{нас}}$, где $h_{\text{нас}}$ — гидравлические сопротивления внутри насоса, соответствующие какому-либо положению поршня внутри цилиндра, например M_I, M_{II} .

Работа A_i (Дж), совершаемая поршнем площадью F_n за его ход S при давлении на поршень p_i в кг/см^2 , выразится формулой:

$$A_i = 98\,100 p_i F_n S. \quad (141)$$

Если F_n выразить в квадратных сантиметрах, то мощность N_i (кВт), развиваемая насосом,

$$N_i = \frac{9,81 F_n p_i S n}{60 \cdot 10^3}; \quad (142)$$

Гидравлический коэффициент полезного действия насоса определяют из формулы (68):

$$\eta_r = \frac{H}{H_i}, \quad (143)$$

а механический коэффициент полезного действия вычисляем по формуле:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_i}{N}; \quad (144)$$

Нетрудно показать, что произведение объемного гидравлического и механического коэффициентов полезного действия равно полному (экономическому) коэффициенту полезного действия насоса. В самом деле

$$\eta_{\text{об}} \eta_r \eta_{\text{мех}} = \frac{Q}{Q_r} \cdot \frac{H}{10 p_i} \cdot \frac{98\,100 p_i F_n S n}{60 \cdot 10^3 N} = \frac{9,81 Q H}{N} = \eta.$$

Таким образом, получена та же зависимость, которая была выведена ранее для центробежных насосов.

Для насосов кратного действия i индикаторную мощность определяют из соотношения:

$$N_i = \frac{i \cdot 9,81 p_i F_n S n}{60 \cdot 10^3}; \quad (145)$$

При точных подсчетах надо снимать индикаторную диаграмму с каждой стороны поршня (плунжера) для насосов двухстороннего действия и для каждого цилиндра насосов тройного действия. Вычисленные таким образом значения для отдельных элементов насоса N_i надо сложить для получения полной индикаторной мощности насоса.

Испытание поршневых насосов при постоянных двойных ходах поршня состоит в определении $\eta_{об}$, η_r , $\eta_{мех}$ и η_n ; для этого необходимы замеры подачи, мощности насоса и определение напора по показаниям вакуумметра и манометра такими же методами, как было указано выше (см. § 13, гл. II) при испытании центробежных насосов. Дополнительно необходимо снять индикаторную диаграмму внутри цилиндра насоса.

В том случае, когда у насоса нет всасывающего и нагнетательного колпаков, движение жидкости в трубопроводах будет переменное. Скорости жидкости в трубах определяются из условия неразрывности потока. Так, для нагнетательного трубопровода

$$v_n F_n = c F_n,$$

где c — скорость движения поршня;

F_n — площадь сечения нагнетательной трубы;

v_n — скорость жидкости в трубе. Аналогично для всасывающей трубы:

$$v_{вс} = \frac{F_n}{F_{вс}} c.$$

Таким образом, скорости в трубах пропорциональны скорости движения поршня; следовательно, кривые изменения скоростей выражаются синусоидами скоростей поршня, ординаты которых должны быть изменены в отношении $\frac{F_n}{F_n}$ для нагнетательного трубопровода и $\frac{F_n}{F_{вс}}$ для всасывающего.

Как следует из выражений для v_n и $v_{вс}$ скорости переменны, а для насосов одностороннего и двухстороннего действия имеют и нулевые значения. Следовательно, поток жидкости в трубах будет периодически останавливаться; для приведения его вновь в действие требуется известная затрата энергии, что, конечно, отразится на работе насоса; кроме того, при остановке жидкости будут возникать гидравлические удары в трубопроводе. Для уменьшения неравномерности движения жидкости в трубопроводах на них устанавливают особые воздушные колпаки для выравнивания скоростей в трубах и поглощения гидравлических ударов. При наличии воздушных колпаков неравномерное движение жидкости будет наблюдаться на коротких участках трубопроводов: от всасывающего колпака до поршня в цилиндре насоса и от поршня до нагнетательного колпака. Затрачиваемая при этом энергия на ускорение короткой колонны воды между цилиндром и колпаками значительно меньше той энергии, которая была бы затрачена при отсутствии воздушных колпаков на ускорение длинной колонны воды во всей всасывающей или нагнетательной линии.

Отсюда ясно, почему нужно устанавливать воздушные колпаки на длинных всасывающих линиях насосов, не имеющих воздушной камеры, непосредственно под рабочей камерой насоса.

Всасывающий воздушный колпак. На рисунке 6 был показан воздушный колпак, представляющий собой замкнутый резервуар, помещенный под рабочей камерой насоса. Часть воздушной камеры (примерно $\frac{1}{3}$ ее объема) наполнена разреженным воздухом; остальное пространство заполнено водой. Насос засасывает воду из воздушной камеры, в которую вода более или менее равномерно поступает из вса-

сывающего трубопровода. Благодаря всасывающей камере приемный колодец как бы приближается к насосу на высоту $h_{вс}'$.

Так как во всасывающей камере имеется вакуум, то в ней может собираться воздух из-за неплотности во всасывающей линии насоса; воздух может также выделяться из воды, в которой он находится в растворенном состоянии. При накоплении воздуха во всасывающей камере уровень воды в ней понизится и может достигнуть положения высоты торца всасывающего патрубка. Скопившийся в колпаке воздух частично может быть засосан в цилиндр насоса. В больших насосах воздух удаляется специальными воздушными насосами, а в небольших — автоматически самим насосом.

Желательно иметь во всасывающей воздушной камере насоса большую поверхность воды. В общем форма колпака или камеры безразлична, но условия подвода жидкости в колпак имеют значение. Особенно это относится к колпакам, устанавливаемым на всасывающих линиях, при отсутствии воздушной камеры в самом корпусе насоса или при недостаточном ее объеме. Такой колпак необходимо как можно ближе устанавливать к насосу.

Нагнетательный воздушный колпак. Нагнетательный колпак помещается обычно над нагнетательным клапаном насоса (рис. 6). Жидкость в нагнетательный колпак поступает, следуя закону движения поршня. В насосах с кривошипно-шатунным передаточным механизмом график подачи жидкости изображается, как это было показано для всасывания насоса, по синусоиде. Жидкость, поступающая в колпак из рабочей камеры (цилиндра) насоса, периодически изменяет давление в колпаке; практически такое изменение давления допускается в пределах 1—5% избыточного давления p_k в колпаке.

Если объемы колпаков, установленных на насосах, меньше требуемого объема, то необходимо установить на нагнетательной линии вблизи насоса дополнительный воздушный котел. Он должен быть такого объема, чтобы в сумме с объемами колпаков насоса давал требуемый объем воздуха.

Для правильной работы нагнетательного колпака необходимо поддерживать в нем нормальный объем воздуха (приблизительно $\frac{2}{3}$ всего объема колпака), периодически добавляя некоторое количество воздуха, так как он, постепенно растворяясь в воде, уносится из колпака в нагнетательную линию.

Для предохранения труб напорной линии от внезапно увеличившегося давления на нагнетательном колпаке ставят предохранительный клапан. Для указания уровня воды в колпаке устанавливают водомерное стекло.

Диаметр колпака насоса принимают $D_{колп} = 2,5 D$, где D — диаметр поршня или плунжера. Диаметр котла на нагнетательной линии $D_{кот} = 1,5 D_{колп}$. Высоту котла обычно назначают $H_{кот} = 1,8 \div 3,5 D_{кот}$. Полный объем котла складывается из объемов воздуха и воды, находящихся в котле. Обычно принимают, что объем, занимаемый воздухом, составляет $\frac{2}{3}$ полного объема котла.

Напорные котлы должны выдерживать гидравлическое давление, равное напору насоса, плюс 0,5 МПа (5 атм), общее давление в сумме должно быть равно не менее 1,0 МПа (10 атм).

В котлах предусмотрены водомерное стекло с краном, спускной кран в низшей точке котла, предохранительный рычажный клапан, манометр и запорный клапан в высшей точке для подвода извне сжатого воздуха.

Клапаны насоса и их назначение. Клапаны являются ответственными деталями насоса и служат для разобщения и соединения рабочей камеры или цилиндра насоса с всасывающей и нагнетательной трубами или всасывающим и нагнетательным колпаками.

§ 4. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Порядок пуска в ход и остановки поршневых насосов в основном сводится к следующему.

Перед пуском в ход насос тщательно осматривают, очищая смазочные приборы и заливая их маслом. При пустых насосных камерах и при работе со значительной высотой всасывания насос перед пуском заполняют жидкостью. Во время наполнения насоса жидкостью проверяют, нет ли утечки ее через крышки или фланцы. Перед пуском открывают задвижку на напорной и всасывающей трубах. Непосредственно перед моментом пуска открывают краны смазочных приборов.

Надо помнить, что пуск в ход поршневых насосов при закрытой напорной задвижке недопустим, так как это может вызвать поломку насоса. Когда указанные выше предварительные операции выполнены, пускают в ход двигатель, если возможно, при пониженном числе оборотов; затем постепенно число оборотов доводят до нормального.

Причину неправильной работы клапанов, рабочей камеры или цилиндра, всасывающей линии можно обнаружить, анализируя снятые с цилиндра индикаторные диаграммы насоса.

§ 5. РОТОРНЫЕ НАСОСЫ

У роторных насосов в отличие от рассмотренных ранее объемных насосов (поршневых и плунжерных) всасывание и нагнетание производятся вращением около неподвижной оси рабочих частей (вытеснителей, расположенных в корпусе насоса). Рабочие части (вытеснители) действуют подобно поршням насосов. В отличие от них они имеют не возвратно-поступательное движение, а непрерывное вращательное вокруг оси. Вытеснители, вступая один за другим в рабочую область своего пути, отсекают соответствующий объем перемещаемой ими жидкости, благодаря чему нет необходимости в клапанах, как у поршневых или плунжерных насосов.

Рабочий орган роторных насосов состоит из трех частей — статора, ротора и замыкателя. Ротор — вращающаяся часть рабочей части; статор — неподвижный орган, обладающий приемной и напорной камерами; замыкатель — рабочий орган, который отсекает при проточном движении жидкости, перемещаемой в напорную камеру, некоторый объем жидкости.

Пример роторного насоса — шестеренный насос, изображенный на рисунке 101. Он имеет две шестерни 1 и 4, вращающиеся по направлению стрелок в кожухе (статоре), который охватывает зубчатки с небольшим зазором. Нижнее колесо 1 является ведущим, это ротор; на валу его 2 вне кожуха насажено приводное устройство. Колесо 4 (ведомое) получает вращение от колеса 1 и является отсекателем. Жидкость захватывается впадинами зубчатых колес из всасывающего пространства 3 и при вращении колес подается в нагнетательную часть кожуха 5 до места зацепления колес, где зубья одного колеса вытесняют жидкость из впадин другого. Из пространства 5 жидкость нагнетается в напорную трубу. На рисунке 102 приведен общий вид характеристики шестеренного насоса.

Шестеренные насосы — наиболее распространенный вид роторных насосов. Преимущество их — простота изготовления, а недостатки — неуравновешенность внутренних усилий, пульсация подачи, шум, вибрация, ограниченное давление нагнетания. Промышленность выпускает шестеренные насосы с подачей от 0,22 до 144 м³/ч, давлением от 0,4 до 2,5 МПа, для перекачивания чистых жидкостей с кинематической вязкостью от 0,2 до 100 см²/с и температурой до 250 °С. Характерной вели-

чиной их является рабочий объем — подача за один оборот. Насосы с рабочим объемом до 1200 см³ изготавливаются с цилиндрическими прямозубыми шестернями, а более 1200 см³ с шевронными косозубыми шестернями с углом наклона зуба 20°. Срок службы насосов до капиталь-

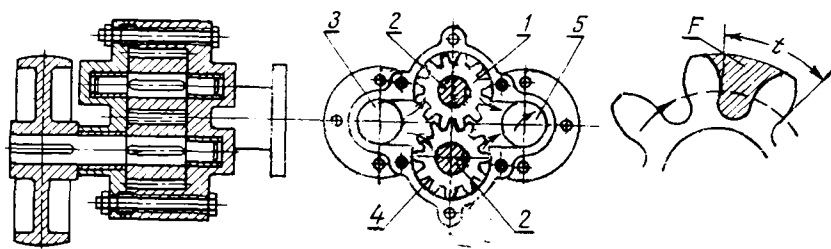


Рис. 101. Шестеренный насос:

1 — ведущая шестерня; 2 — валы; 3 — входная камера; 4 — ведомая шестерня; 5 — выходная камера.

ного ремонта при работе на чистом минеральном масле с кинематической вязкостью не менее 0,2 см²/с и температурой до 100°C не менее 15 000 ч.

Пример условного обозначения шестеренного насоса марки Ш8-25: рабочий объем, равный 80 см³, уменьшенный в 10 раз; 25 — давление, равное 2,5 МПа (25 кгс/см²). При косозубых и шевроновых шестернях достигается более плавная и бесшумная работа.

Шестеренные насосы могут быть не только двухшестеренными, но и трех- и многшестеренными.

Для предупреждения возможных повреждений насоса в случае резкого увеличения давления нагнетания (например, при закупорке трубопровода) роторные насосы снабжают предохранительными клапанами, которые обеспечивают перепуск жидкости из напорной камеры во всасывающую. Насосы используют в масляном хозяйстве гидростанций и насосных станций, в станках, в строительных и дорожных машинах и т. д.

Для расчета подачи насосов применяется ряд формул, однако большинство из них неточно, так как они не учитывают разности размеров зацепляемых зубьев, объемов впадин и др.

Профессор Т. М. Башта [3] рекомендует для ориентировочных подсчетов подачи шестеренных насосов пользоваться приближенной формулой, в основу которой положено допущение, что насос за каждый оборот подает количество жидкости, равное сумме объемов впадин между зубьями (то есть сумме объемов впадин без объемов радиальных зазоров), а объем впадины равен объему зуба:

$$Q_T = 2\pi D_{н.о} m b n. \quad (146)$$

Примем, что число зубьев $z = 7 \div 12$ и что объем зубьев несколько меньше объемов впадин, и, увеличивая π до 3,5, найдем сначала теоретическую подачу

$$Q_T = 7 D_{н.о} m b n,$$

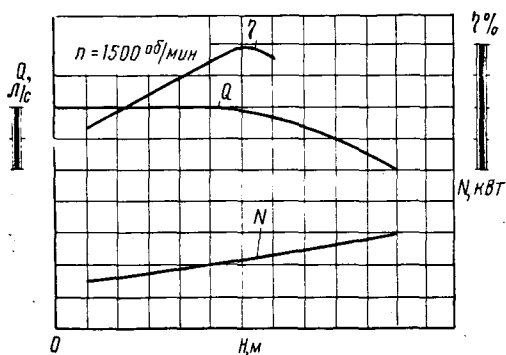


Рис. 102. Общий вид характеристики шестеренного насоса.

а затем действительную

$$Q = \eta_{об} Q_T,$$

(147)

где $D_{н.о}$ — диаметр начальной окружности ведущей шестерни, см;
 m — модуль зацепления, см;
 b — ширина колеса, см;
 n — частота вращения ведущей шестерни, об/мин;
 $\eta_{об}$ — объемный к. п. д. насоса, который для практических расчетов принимают от 0,8 до 0,9;
 z — число зубьев, которое рекомендуется принимать одинаковым для ведущей и ведомой шестерней.

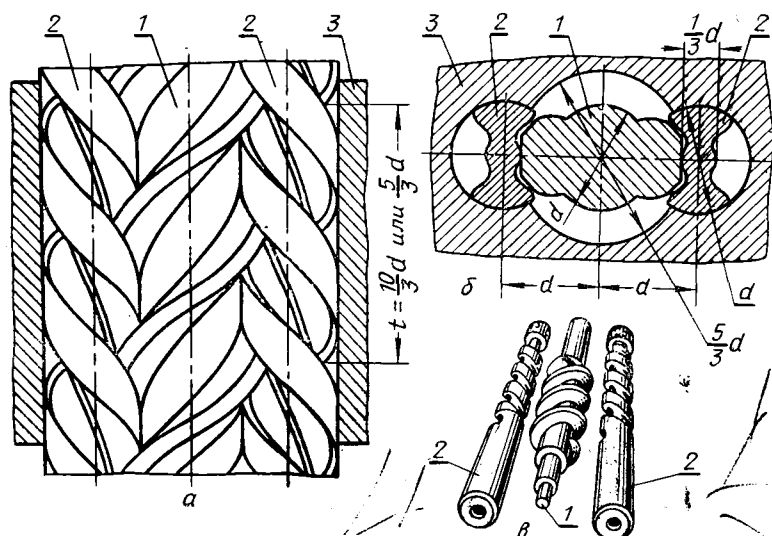


Рис. 103. Схема трехвинтового масляного насоса типа 3В:

a и $б$ — разрезы насоса; $в$ — винты насоса; 1 — ведущий винт; 2 — ведомый винт; 3 — обойма; t — ход.

Основываясь на теории зацепления зубчатых колес, можно более точно определить Q_T . Расчетная подача шестеренных насосов может быть проверена и ручным прокачиванием на стенде.

Следует помнить, что в ход пускать насос с закрытой задвижкой на напорном трубопроводе нельзя. К. п. д. насосов 60% и более.

Роторными являются и винтовые насосы. Ротор и замыкатель такого насоса представляют собой винты, которые герметически отделяют приемную часть насоса от напорной и заставляют жидкость двигаться от приемной части к напорной, образуя коловратный насос. Винтовые насосы обладают строго равномерной подачей, работают без шума и перемешивания жидкости внутри насоса, отличаются малой массой, высоким к. п. д. Их можно применять при подаче от 0,3 до 800 м³/ч и при давлении нагнетания 0,5—25 МПа при к. п. д. 60—85%.

На рисунке 103 показана схема рабочей части трехвинтового насоса и винты-роторы. Трехвинтовые насосы изготавливаются с односторонним подводом жидкости (тип 3В) и двухсторонним (3В×2). Винты стальные и заключены в обойму. Средний винт ведущий, а два крайних ведомые. Нарезка винтов двухзаходная с циклоидным зацеплением, левая на ведущем винте и правая на ведомых винтах. Эти насосы применяют для перекачивания неагрессивных жидкостей без абразивных примесей, обладающих смазывающей способностью и имеющих кинематическую вязкость от 0,1 до 60 см²/с и температурой до 250 °С. Они обозначаются 3В q/p , где 3В — трехвинтовой;

q — подача в литрах за 100 оборотов ведущего винта;

p — давление нагнетания, кгс/см².

Подачу трехвинтового насоса (Q см³/мин) можно определить по формуле [3]:

$$Q = \frac{3\pi n t}{16} (D^2 - d^2), \quad (148)$$

где t — шаг винта, см;

D — диаметр окружности головок среднего винта, см;

d — диаметр окружности впадин среднего винта (равен диаметру внешней окружности боковых винтов), см;

n — частота вращения насоса, об/мин.

Имеются и двухвинтовые насосы.

На рисунке 104 изображен одновинтовой насос марки 1ВВ-1,6/16, что означает: 1В — одновинтовой; В — водяной; 1,6 — округленная подача воды в литрах за 100 оборотов винта; 16 — напор, создаваемый насосом (давление), кгс/см² (1,6 МПа). Маркировка одновинтовых насосов и их параметры определены ГОСТ 10057—62 (переиздан в 1971 г.): насосы предназначены для подачи чистой и загрязненной (до 0,2% по массе) жидкости, в том числе и химически активной, в количестве от 0,3 до 40 м³/ч при давлении нагнетания от 0,5 МПа до 2,5 МПа. Рабочие органы насосов — однозаходный стальной винт и двухзаходная резиновая обойма с конструктивными параметрами по упомянутому выше ГОСТ (эксцентриситете вращения винта и др.). Обозначение марки насоса: 1В- q/p . Допускается добавление в марку двух букв, характеризующих назначение насоса и его конструктивное исполнение (например, В — только для воды, Э — электропривод и др.).

Насос, изображенный на рисунке 104, комплектуется погружным электродвигателем марки ПЭДВ и служит для подъема воды из колодцев и скважин и напоминает насосы типа ЭЦВ. Выпускаются и горизонтальные винтовые насосы, имеющие обозначения: ВН — винтовой насос. Вращаясь, винт совершает сложное движение — вращение вокруг собственной оси и вращение по траектории с радиусом, равным эксцентриситету винта. Шаг винтовой поверхности обоймы равен двойному шагу винта. Эксцентриситет винта представляет собой расстояние от оси вращения винта до центров отдельных сечений винта, вращающихся по винтовой линии.

При вращении винта между его поверхностью и поверхностью обоймы образуются полости, в которых поднимается жидкость герметически замыкается и при дальнейшем вращении перемещается вдоль оси винта к полости нагнетания. Резиновая двухзаходная обойма вваривается внутрь стального цилиндра, который крепится к корпусу насоса. В связи со специфичностью движения винта соединение с приводным валом должно осуществляться: карданным валом, эксцентриковой муфтой и др.

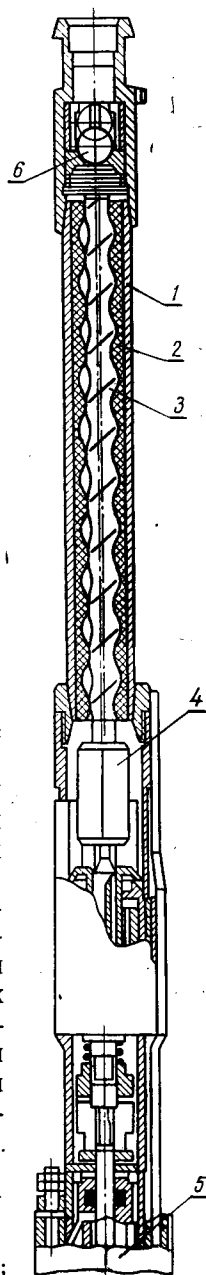


Рис. 104. Одновинтовой вертикальный насос типа 1ВВ-1,6/16:

1 — корпус насоса; 2 — обойма; 3 — ротор (винт); 4 — муфта эксцентриковая; 5 — электродвигатель; 6 — шаровой обратный клапан.

Необходимо также предусмотреть в зависимости от типа установки винтового насоса защиту его и трубопроводов от возможного повышения давления путем установки предохранительных клапанов. Одновинтовые насосы имеются и других конструкций, а также могут иметь несколько отличные от указанных обозначения.

Подачу одновинтовых насосов приближенно можно определить по формуле:

$$Q_T = 4eDtn, \quad (149)$$

где e — эксцентриситет, м;

D — диаметр сечения винта, м;

t — шаг винтовой поверхности обоймы, м;

n — частота вращения, об/с.

Винтовые насосы просты по конструкции, имеют равномерную по дачу и хорошую износостойчивость, создают значительные напоры, обладают хорошей всасывающей способностью и имеют высокий к. п. д. (55—60%).

Имеются и другие типы роторных насосов: с замыкателями в виде поршеньков — поршеньковые насосы; с замыкателями в виде пластин, называемых шиберами, — шиберные насосы и др. Их применяют в машиностроении для гидроприводов.

§ 6. КРЫЛЬЧАТЫЕ НАСОСЫ С РУЧНЫМ ПРИВОДОМ

Действие крыльчатого насоса аналогично действию поршневого. Оно заключается в том, что при возвратно-поворотном движении крыла в неподвижном цилиндрическом корпусе, к стенкам которого плотно прилегает крыло, возникает всасывание вследствие увеличения приле-

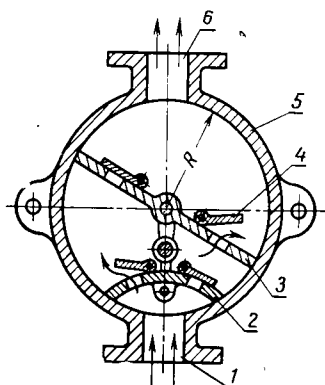


Рис. 105. Крыльчатый ручной насос (насос Альвейлера):

1 — входной патрубкок; 2 — неподвижная диафрагма с двумя всасывающими клапанами; 3 — крыло; 4 — нагнетательный клапан; 5 — корпус; 6 — нагнетательный патрубкок.

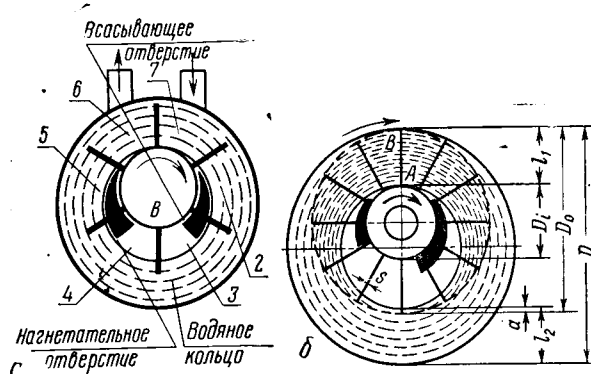


Рис. 106. Схема водокольцевого вакуум-насоса (а) и расположение водяного кольца при работе вакуум-насоса (б).

гающего к всасывающей трубе пространства в корпусе. Одновременно возникает нагнетательное действие в результате вытеснения засосанной жидкости из корпуса. У крыльчатых насосов приходится ставить клапаны (откидные или подъемные).

Крыльчатые насосы бывают двухроторного или четверного действия. Весьма распространен ручной насос Альвейлера двухстороннего действия для перекачивания чистых жидкостей (рис. 105). При повороте рукоятки слева направо в левой половине корпуса происходит всасывание через патрубкок, а в правой — нагнетание жидкости через клапан 4. Движение воды показано стрелками. При диаметре патруббка 1,5" по-

дача насоса $Q=90$ л/мин. Насосы могут всасывать жидкость на высоту до 7 м и создавать напор 30—40 м.

Секундная подача насоса определяется по формуле:

$$Q = \eta_{об} 2\pi (R^2 - r^2) b \frac{\alpha^n n}{360 \cdot 60}, \quad (150)$$

где R — внутренний радиус цилиндрического корпуса насоса;

r — радиус насаженной на оси вращения втулки, которая не принимает участия в подаче;

b — внутренняя ширина корпуса;

α — угол, на который крыло поворачивается; обычно α имеет величину, близкую к 90° ;

n — число двойных качаний в минуту;

$\eta_{об}$ — к. п. д.; у хорошо выполненных насосов $\eta_{об}=0,8-0,9$.

Крыльчатые насосы обычных конструкций не имеют специальных сменных уплотнений крыла, поэтому плотность между полостями обуславливается только качеством обработки и взаимной пригонки крыла и корпуса насоса. Недостаток этих насосов состоит в быстром износе их, особенно при работе на воде, загрязненной песком. Поэтому при давлениях 0,15—0,25 МПа и при большой высоте всасывания лучше применять насосы с уплотнением поршня кожаными манжетами.

§ 7. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ — ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

Для заливки центробежных насосов устанавливают особые вакуумные насосы. В практике насосных станций широко применяют водокольцевые, вакуумные насосы, называемые сокращенно вакуум-насосы. На рисунке 106, а приведена схема, поясняющая его действие. Звездообразное колесо-ротор В расположено эксцентрично в цилиндре, частично заполненном водой. При вращении колеса В образуется эксцентричное кольцо воды с одной стороны (вверху), касающееся втулки колеса, и пространства между лопатками, начиная от точки касания, будут увеличиваться от 1 до 3, а далее (от 4 до 6) уменьшаться. При этом газ или воздух будут засасываться из всасывающего отверстия и соответственно нагнетаться в нагнетательное.

Расход вращающейся воды (вспомогательного рабочего тела в насосе) равняется объему, который проходит через сечение АБ ротора В (рис. 106, б). Следовательно, при числе лопаток z , средней толщине их s , ширине b и скорости вращения колеса n (об/мин) этот расход выразится так:

$$Q_v = \left[\frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) - z l_1 s \right] b \frac{n}{60}. \quad (151)$$

Теоретический объем газа или воздуха, перемещаемый насосом в секунду, при условии погружения лопатки в толщу кольца внизу на глубину a и касания вверху втулки поверхности водяного кольца, то

есть для $l_1 = \frac{D_o - D_i}{2}$, определяют по формуле:

$$v_t = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D_o - 2a)^2 - D_i^2] - z (l_1 - a) s \right\} b \frac{n}{60}. \quad (152)$$

При $a=0$ $v_t=Q_v$. Если же учесть влияние неплотностей и сопротивлений при всасывании и ввести объемный к. п. д. насоса $\eta_{об}$, то действительно засасываемый объем воздуха будет равен $V = \eta_{об} v_t$. Величина $\eta_{об}$ достигает в современных насосах 70% и выше. Общий к. п. д. насоса невелик (от 30 до 20%), но это обычно не имеет существенного

значения, так как такой насос при заливке работает периодически и короткое время.

Касание водяного кольца втулки препятствует проникновению откачиваемого воздуха из напорной во всасывающую часть. Для работы

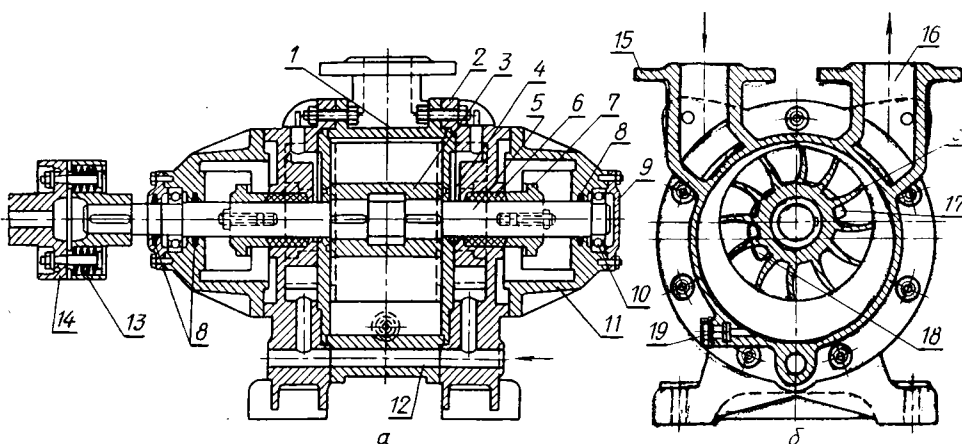


Рис. 107. Водокольцевой вакуум-насос:

а — разрез по оси вала насоса; б — по колесу-ротору насоса; 1 — цилиндрический корпус; 2 — крышки-лобовины; 3 — рабочее колесо-ротор; 4 — камера гидравлического затвора; 5 — вал; 6 — набивка сальника (хлопчатобумажная просаленная); 7 — крышка (бука) сальника; 8 — войлочное уплотнение; 9 — крышка; 10 — радиально-упорный шарикоподшипник; 11 — фонарь; 12 — подвод воды; 13 — насосная полумуфта; 14 — полумуфта привода; 15 — всасывающий патрубок; 16 — нагнетательный патрубок; 17 — отверстие для воздуха входное; 18 — то же, выходное; 19 — слив воды.

водокольцевых насосов не требуется очистка воздуха и газа, а также допускается попадание в насос жидкости вместе с засасываемым воздухом.

Водокольцевые насосы просты по конструкции и надежны в эксплуатации, но для заливки рабочей воды следует использовать чистую воду, иначе будут изнашиваться в месте примыкания лопатки ротора и щеки крышек-лобовин, что резко снижает их работоспособность. Зазоры между ротором и корпусом насоса не превышают 0,1 мм. Промышленность выпускает водокольцевые вакуум-насосы типа ВВН и РМК. Водокольцевые машины изготавливаются двух типов: В — простого действия и ДВ — двойного действия, а также в двух исполнениях: ВН — для работы в качестве вакуум-насоса и К — для работы в качестве компрессора.

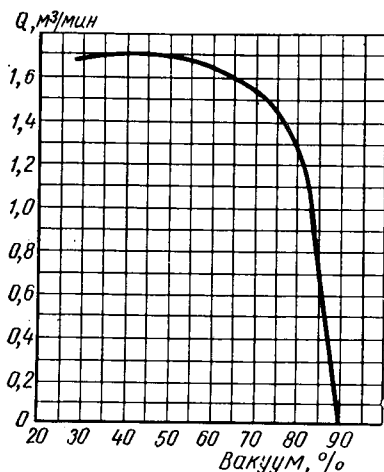


Рис. 108. Характеристика насоса ВВН-1,5.

Основными параметрами водокольцевых вакуум-насосов типа ВВН простого действия (ГОСТ 10889—64, переиздание 1970 г.): подача от 0,75 до 50 м³/мин, а двойного действия до 150 м³/мин, максимальный вакуум от 85 до 95%; типа РМК (ротационный мокрый компрессор) от 3,6 до 27 м³/мин, с предельным вакуумом от 90 до 96%.

На рисунке 107 показана конструкция водокольцевого вакуум-насоса.

Характеристика насоса ВВН-1,5 приведена на рисунке 108. Водокольцевые вакуум-насосы обозначаются ВВН-*Q*, где В — водокольцевой; ВН — вакуум-насос; *Q* — подача насоса в м³/мин. Насосы РМК (ротационный мокрый компрессор) обозначаются РМК-*Q*, где *Q* — по-

дача насоса в $\text{м}^3/\text{мин}$ (всего Q имеет три значения — 3,6; 11,5 и $27 \text{ м}^3/\text{мин}$).

Во время работы часть воды насосом выбрасывается вместе с воздухом, поэтому ее необходимо добавлять в насос равномерно в необходимом количестве (200—300 л/ч на подачу насоса $1 \text{ м}^3/\text{мин}$). Если кольцо не будет заполнено водой (не залит верх втулки колеса при работе насоса), нарушится плотность и насос не будет работать. Кроме того, вода в насосе нагревается и добавление ее необходимо для охлаждения. Вода из водопровода подводится в камеру гидравлического затвора, расположенную за набивкой сальника, откуда вода поступает к ступице (втулке) колеса ротора и под действием центробежной силы

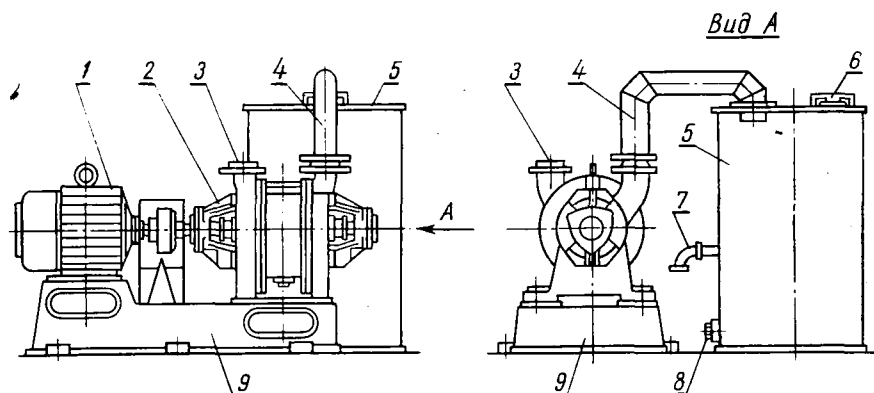


Рис. 109. Установка насоса ВВН:

1 — электродвигатель; 2 — насос ВВН; 3 — всасывающий патрубок; 4 — нагнетательная труба; 5 — бачок-водосборник; 6 — отверстие для выпуска воздуха; 7 — сливная труба для воды; 8 — отверстие для опорожнения бачка; 9 — фундаментная установочная рама.

растекается по торцевым плоскостям, уплотняет зазор между колесом и лобовинами, образуя водяное кольцо. Частично вода из камеры проходит через сальник, охлаждает его и одновременно создает уплотнение. Сильно поджимать сальник нельзя, так как он должен пропускать воду в виде капель или тонкой струи. Сальники и подшипники (шариковые радиально-упорные) — очень важные детали насоса.

Для отделения воды, которая выбрасывается вместе с газом, и сбора ее устанавливают водосборник-бачок (рис. 109), в средней части которого имеется сливная труба, внизу отверстие для полного слива воды, закрытое пробкой; в верхнем днище — два отверстия: одно для установки трубопровода, соединяющего нагнетательный патрубок с водосборником, а второе — для выхода газа в атмосферу.

Перед пуском насос заполняют водой, излишнее ее количество уменьшит (в первое время) подачу насоса.

Привод насоса осуществляют от электродвигателя с помощью упругой муфты. Насос и электродвигатель смонтированы на общей фундаментной плите.

На рисунке 109 показана установка водокольцевого вакуум-насоса.

У малых насосов (ВВН-1,5; ВВН-3) бачок-водосборник может быть установлен на напорном патрубке насоса.

Глава IV. НАСОСЫ ТРЕНИЯ И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ПОТОКА ВНЕШНЕЙ СРЕДЫ

В этой главе рассматриваются динамические насосы, в которых поток жидкости (подъем жидкости) создается в результате использования сил трения или энергии, заключенной в подводимом к насосу потоке внешней среды (вода, воздух, пар), а именно: вихревые, шнековые, лабиринтные, струйные, вибрационные и воздушные водоподъемники (эрлифты) — наиболее распространенные в практике подъема воды для сельского и водного хозяйства.

§ 1. ВИХРЕВЫЕ НАСОСЫ

Вихревые насосы — насосы трения со специальным рабочим колесом и боковыми каналами в корпусе насоса благодаря простоте конструкции, малому весу и небольшому габариту получили в последнее время широкое распространение. Они предназначены для перекачки маловязких жидкостей, не содержащих абразивных примесей. В зависимости от конструкции рабочего колеса и отводного канала различают два основных типа вихревых насосов — закрытый и открытый, которые изготовляют самовсасывающими и несамовсасывающими. Принцип действия вихревых насосов был изложен выше (см. «Введение»).

Промышленностью (ГОСТ 10392—68, переиздание 1972 г.) выпускаются вихревые насосы следующих типов: В — вихревой с проходным валом; ВС — то же, самовсасывающий; ВК — вихревой консольный; ВКС — то же, самовсасывающий; ВКО — вихревой консольный обогревной (охлаждаемый); ЦВ — центробежно-вихревой; ЦВС — то же, самовсасывающий.

Вихревые насосы типа В и ВС имеют подачу от 1,8 до 22,7 м³/ч, напор от 18 до 40 м, допустимую вакуумметрическую высоту всасывания 6—3 м, высоту самовсасывания для самовсасывающих насосов до 4 м; типа ВК, ВКС и ВКО — подачу от 3,6 до 36 м³/ч, напор 16—45 м, допустимую вакуумметрическую высоту всасывания 6—3 м, высоту самовсасывания для самовсасывающих насосов 3,5—3 м; типа ЦВ и ЦВС — подачу от 14 до 36 м³/ч, напор 80—160 м, допустимую вакуумметрическую высоту всасывания 7,5—5,5 м, высоту самовсасывания для самовсасывающих насосов до 6 м.

Всасывающие характеристики приведены для температуры воды 25 °С и барометрического давления 760 мм рт. ст.

Обозначение марки вихревых насосов: ВКС- Q/H , где ВКС — вихревой консольный самовсасывающий; Q — подача, л/с; H — напор, м (ВКС-2/26).

Насосы предназначены для подачи воды и других жидкостей вязкостью до 0,36 см²/с, не содержащих абразивных включений и температурой 85 °С для вихревых насосов и 105 °С для центробежно-вихревых.

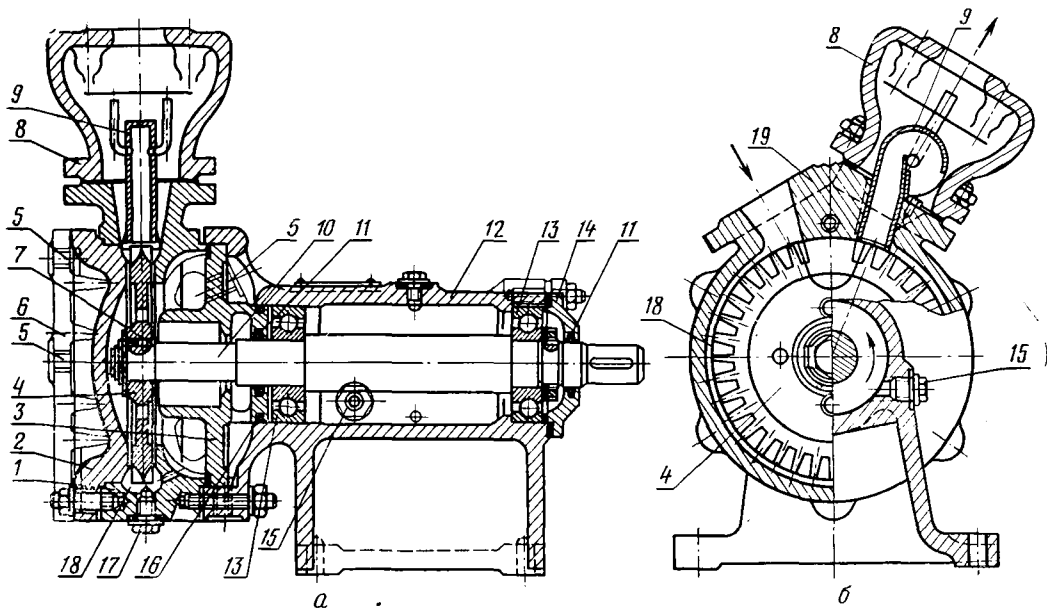


Рис. 110. Конструкция вихревого самовсасывающего насоса:

а — разрез по оси вала; *б* — разрез по рабочему колесу нормально к валу; *в* — схема устройства фрезерованных пазов на выходном диаметре закрытого колеса и каналов в корпусе, схема движения воды в вихревом насосе (движение в каналах и циркуляция потока между ячейками рабочего колеса и каналами в корпусе); 1 — корпус; 2 — крышка; 3 — внутренняя крышка (задняя стенка); 4 — рабочее колесо (стальной диск с пазами); 5 — отверстия для присоединения паропроводов; 6 — крышка обогревная (устанавливается в обогревных насосах); 7 — зазор, регулируемый кольцами; 8 — колпак; 9 — воздуховод; 10 — вал; 11 — уплотняющие войлочные кольца; 12 — опорная стойка; 13 — радиально-упорные шарикоподшипники; 14 — крышка; 15 — пробки отверстий заливки, слива и контроля масла; 16 — резиновое кольцо; 17 — пробка сливная; 18 — каналы в корпусе; 19 — входной патрубок; 20 — фрезерованный паз (ячейка).

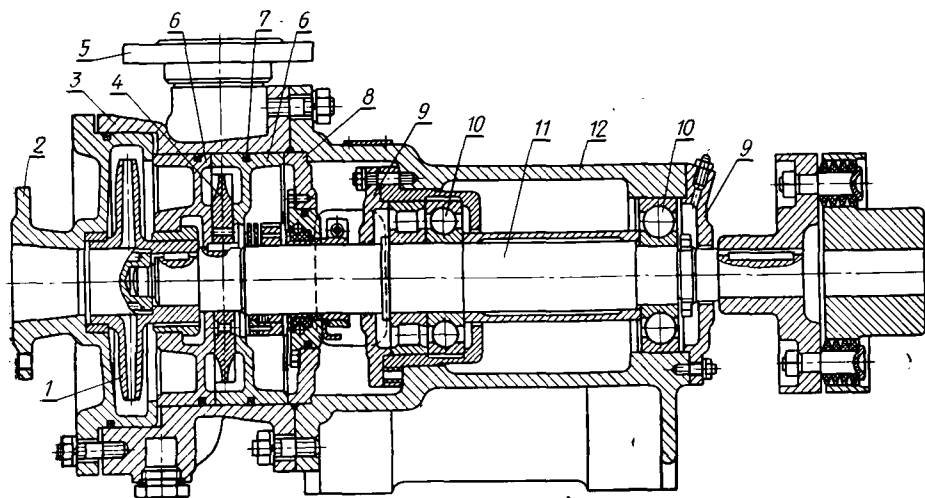


Рис. 111. Центробежно-вихревой насос (ЦВ):

1 — центробежное колесо; 2 — входной патрубок с крышкой; 3 — корпус насоса; 4 — вихревое колесо; 5 — нагнетательный патрубок; 6 — вставные детали корпуса; 7 — уплотнения; 8 — внутренняя крышка; 9 — крышка подшипника; 10 — подшипники; 11 — вал насоса; 12 — стойка (опора).

Обогревные насосы предназначены для перекачки легко застывающих жидкостей, например фенола, и отличаются наличием обогревной крышки, прикрепляемой снаружи в дополнение к имеющейся на насосах типа ВК и образующей обогревную камеру.

Самовсасывающие насосы отличаются устройством на напорной части специального узла, состоящего из колпака и воздухоотвода, которые и обеспечивают самовсасывающую способность насоса.

На рисунке 110 показан вихревой консольный самовсасывающий насос (ВКС), а на рисунке 111 центробежно-вихревой насос (ЦВ).

У вихревых самовсасывающих насосов и у вихревых насосов оба патрубка выводятся на верх насоса. Вода поступает во всасывающий патрубок и заполняет каналы в корпусе и ячейки рабочего колеса. При открытом типе колеса вода поступает к центру колеса и от ступицы (втулки) движется к периферии колеса. В центробежно-вихревом насосе вода вначале проходит центробежное колесо, а потом передается на вихревое. Отмечается определенная общность схемы движения потока в вихревом насосе и гидромуфте.

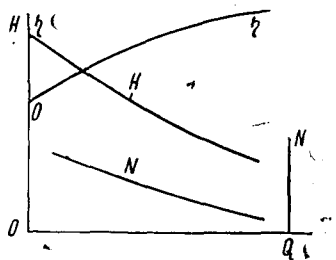


Рис. 112. Общий вид характеристики вихревого насоса.

Общий вид характеристики вихревого насоса, кривые $H-Q$ и $N-Q$ имеют снижающийся вид и по начертанию близки к прямым линиям (рис. 112). Вихревые насосы и центробежно-вихревые, как имеющие малую подачу и большой напор, используются в основном как вспомогательные насосы (откачка фильтрационных и осушительных вод в насосных станциях, пожарные нужды, питание котлов (малой мощности), поддержание давления в различных емкостях. Особое значение имеет очень важное свойство — самовсасывание. Недостатки — работа на чистой воде и малый к. п. д. у вихревых насосов (0,25—0,45), у центробежно-вихревых около 0,45.

§ 2. ШНЕКОВЫЕ НАСОСЫ

Шнековые насосы — насосы трения, в которых жидкость перемещается шнеком (винтом), через него и вдоль его оси (рис. 113). Основные детали шнекового насоса: шнек (винт) — вращающийся рабочий орган; обойма (рабочая камера), в которой вращается шнек; вал и подшипники.

Шнек — плоская трехзаходная спираль, навитая на вал и соединенная с ним сваркой. Вал у крупных шнеков пустотелый — труба.

Обойма — направляющее и защитное устройство — выполняется круглой и замкнутой формы, либо с плоским верхом, закрытым или открытым; материал стенок — металл или железобетон.

Подшипников два — радиальный (нижний) и радиально-упорный (верхний), могут быть скольжения или качения. Корпус нижнего подшипника обтекаемой формы, смазку его проводят с избыточным давлением. Верхний подшипник устанавливается выше уровня воды.

Частота вращения шнека малая (25—100 об/мин, а иногда несколько больше), окружная скорость 2—5 м/с, что требует устройства текстурной (клиноременной) или редукторной передачи от привода — электродвигателя. Применяется защита шнека от коррозии металлизацией и покрытием составами из синтетических смол.

Нормальный угол установки шнеков в практике 25—30°, бывает и 40°, но это уменьшает к. п. д., хотя и сокращает длину шнека.

Большая подача требует большого диаметра шнека, что повышает его жесткость, прочность и надежность, но увеличивает стоимость установки. При большой подаче возможна параллельная установка нескольких шнеков. Выбор решения должен иметь технико-экономическое обоснование с учетом надежности работы.

Длину шнека принимают обычно 10—15 м, что при угле установки 30° создает высоту подъема 5—7,5 м. При большой высоте подъема возможно устройство нескольких последовательных установок.

В нашей стране шнековые насосы пока не нашли применения. За рубежом шнековые насосы используют для перекачки фекальной жидкости*. Они имеют диаметр шнеков от 0,65 до 3,0 м, преодолеваемый напор 2,8—5,2 м, подачу 0,18—2,7 м³/с, установленную мощность агрегата 9,2—187 кВт, к. п. д. 0,56—0,75.

Есть сведения об изготовлении шнековых насосов с подачей до 5 м³/с.

Преимущества шнековых насосов:

простота конструкций установки и возможность открытой установки, закрывая кожухом привод и передачу;

простота конструкции насоса, надежность в работе, долговечность;

простота пуска и автоматизации;

при значительном колебании подачи небольшое снижение к. п. д. на 8—10%; исключается необходимость регулирования при переменной подаче (притоке). Это значительное преимущество в сравнении с лопастными насосами;

исключается необходимость устройства резервуаров большой емкости, установки дробилок и решеток (станции перекачки). Эти насосы могут перекачивать достаточно загрязненную жидкость;

упрощается схема и конструкция внутристанционных коммуникаций, исключается в обычном понятии установка запорной и регулирующей аппаратуры;

упрощается эксплуатация (обслуживание и ремонт).

Шнековые насосы могут найти соответствующее применение в мелиоративных насосных станциях.

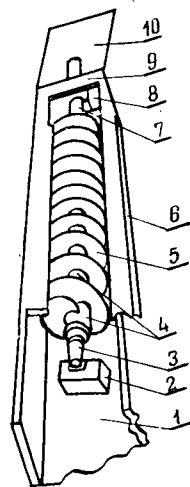


Рис. 113. Схема установки шнекового насоса:

1 — приемная камера; 2 — бетонная опора нижнего подшипника; 3 — нижний подшипник в кожухе; 4 — вал насоса (труба); 5 — спираль шнека; 6 — железобетонная обойма (камера); 7 — вал (верхняя часть трубы); 8 — вход жидкости в верхнюю камеру; 9 — стенка верхней камеры; 10 — верхняя камера (привод, передача, фундамент подшипника и привода не показаны).

§ 3. ЛАБИРИНТНЫЕ НАСОСЫ

Лабиринтные шнековые насосы, в которых шнек и обойма (рис. 114, а) имеют нарезки (выемки-каналы) противоположного направления. Эти насосы применяются в химической промышленности и являются насосами малой подачи (до 4 м³/ч) и больших напоров (до 80 м) и изготовляются из стойких материалов.

Лабиринтные насосы просты по устройству и могут быть рекомендованы для реагентного хозяйства очистных сооружений водопроводов.

Основные детали — ротор-шнек с нарезкой и обойма с нарезкой противоположного направления.

* Журнал «Водоснабжение и сантехника», № 12, 1970.

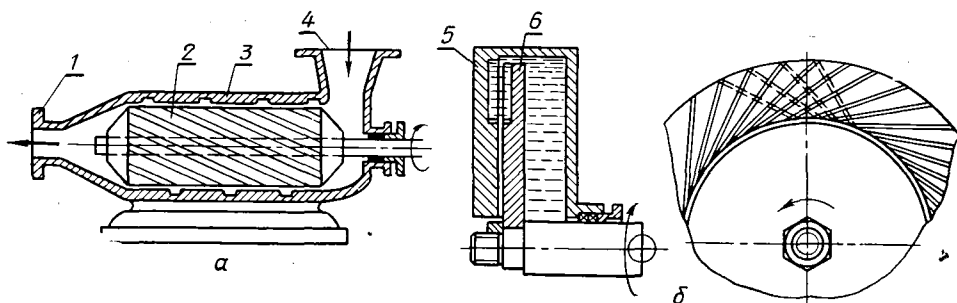


Рис. 114. Схемы лабиринтных конструкций:

а — насос; *б* — радиально-вихревой импеллер; 1 — напорный патрубок; 2 — ротор-цилиндр с винтовой нарезкой; 3 — корпус (обойма-статор) с противоположной нарезкой; 4 — входной патрубок; 5 — корпус; 6 — импеллер.

Устройства, аналогичные лабиринтным насосам, применяются как уплотнения в насосах для химической промышленности вместо сальников: радиально-вихревой импеллер (рис. 114, б) или устройства, аналогичные лабиринтному насосу, расположенные на валу насоса.

§ 4. ВОДОСТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

Водоструйные насосы — насосы трения, использующие энергию подводимой извне жидкой среды, применяют как основные водоподъемники или ставят как вспомогательные для центробежных насосов, чтобы увеличить высоту всасывания.

На рисунке 115, *а* показан водоструйный насос. Вода под давлением подводится из напорной трубы к соплу, через которое с большой скоростью попадает в смесительную камеру и далее через диффузор поступает в рабочий трубопровод. Струя воды увлекает сначала из смесительной камеры воздух, а затем создает в ней разрежение — вакуум. Благодаря вакууму, образовавшемуся в смесительной камере от действия подводимой напорной воды, будет происходить засасывание воды

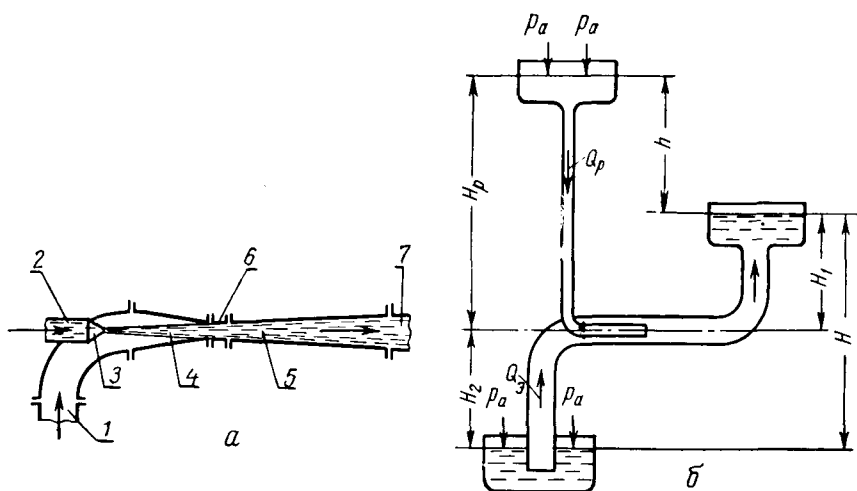


Рис. 115. Водоструйный насос:

а — схема насоса; *б* — схема установки насоса; 1 — всасывающая труба; 2 — напорная труба; 3 — сопло; 4 — смесительная камера; 5 — диффузор; 6 — горловина; 7 — трубопровод.

из какого-либо резервуара во всасывающую трубу. Вода из нее попадает в смесительную камеру, откуда и будет подаваться вместе с рабочей водой в трубопровод.

Схема установки изображена на рисунке 115, б. Для подъема количества воды Q_p на высоту H затрачивается энергия воды $\gamma Q_p h$. Следовательно, коэффициент полезного действия насоса равен:

$$\eta_n = \frac{Q_p H}{Q_p h}. \quad (153)$$

Напор для рабочей жидкости может быть создан каким-либо другим насосом.

Водоструйные насосы применяют в гидромеханизации для подъема и транспортировки гидромассы. На строительстве канала имени Москвы применяли водоструйные насосы (гидроэлеваторы) с подачей от 150 до 1200 л/с при напоре 6—12 м. Рабочая вода под напором подавалась от особого центробежного насоса. Эти насосы широко применяются при водопонижении. Водоструйным насосам посвящено много работ советских и зарубежных ученых. Это объясняется тем, что их применяют как вспомогательные устройства для перемещения жидкости и создания необходимого давления для перемещения.

Рабочей жидкостью может служить не только вода, но также газ и пар. Если в качестве рабочей жидкости используется пар, а эжектируемой — вода, то подобный аппарат представляет собой инжектор, который служит для питания паровых котлов на паровозах, котлов небольших теплоэлектростанций и т. д. Основным эффектом действия инжектора заключается в том, что он подает в котел подогретую воду под тем давлением, которое пар имеет в котле. Водоструйные насосы применяют и для создания вакуума в конденсаторах и т. д. (Общую классификацию насосов см. Введение.)

Для объяснения процесса, происходящего при смешении жидкостей, и определения конструктивных размеров водоструйных насосов разработаны различные теории, которые проверяются широко поставленными исследованиями. В дальнейшем ограничимся приведением опытного материала по исследованию этих насосов (см. главу VIII). Обобщенная характеристика водоструйного насоса (эжектируемая и рабочая жидкость — вода) приведена на рисунке 116.

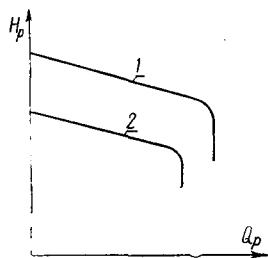


Рис. 116. Общий вид характеристики водоструйного насоса при различных Q_p и H_p (расходе и напоре рабочей жидкости — внешнего потока жидкой среды):

1 — при больших величинах;
2 — при меньших величинах.

§ 5. ВИБРАЦИОННЫЕ НАСОСЫ

Вибрационные насосы (по ГОСТ) относятся к насосам трения, в которых жидкая среда перемещается в процессе возвратно-поступательного движения. В них используются инерционные свойства поднимаемой жидкой среды. Рабочим органом является клапан-поршень, имеющий возвратно-поступательное движение и приводимый в действие механическим вибратором. Поднимаемой жидкости сообщаются колебательные движения путем создания клапаном-поршнем попеременных усилий сжатия и разрежения, благодаря чему возникают в жидкости инерционные силы и она поднимается. Имеется несколько типов насосов, отличающихся конструктивным устройством, а по расположению вибраторов различают насосы с погружным и поверхностным вибраторами.

Вибрационный водоподъемник с погружным вибратором НЭБ-1/20, выпускаемый московским заводом «Динамо» им. С. М. Кирова представлен на рисунке 117. При нормальной работе насос подает 1 м³/ч воды при напоре 20 м. Максимальный напор 30 м, подача 0,15—0,20 л/с. Максимальная подача 0,9 л/с при напоре 1 м. Максимальная мощность насоса 250 Вт. Электромагнитный вибратор состоит из П-образного пакета железа и двух катушек, залитых эпоксидными смолами в корпусе. Все корпусные детали отлиты из селумина или литевой пластмассы. Якорь электромагнита, собранный из прессованного железа толщиной 0,5 мм, установлен на штоке и зажимается с одной стороны головкой штока, а с другой — резинометаллическим амортизатором. Резинометаллический амортизатор состоит из селуминового фланца, стальной обоймы и эластичной наполнитель-формованной резиновой смеси. Амортизатор к якорю прижимается гайкой. Шток проходит через резиновую диафрагму, разделяющую электромагнитную и гидравлическую части, служащую направляющей для штока. Рабочий орган резиновый. Корпусные детали соединяются на резиновой прокладке. В наружной детали имеется обратный клапан. Ввод кабеля герметизирован натяжным штуцером с сальником. Насос с помощью шпилек закрепляют в понтоне из пенопласта (два цилиндра), и насос плавает. Насос приводится в действие включением в осветительную сеть. Насос можно применять для перекачки жидкости, содержащей взвеси, и для подачи воды из скважин и шахтных колодцев диаметром более 165 мм. В последнем случае понтон располагают выше насоса или подвешивают насос на тросе с резиновой подвеской на конце. Рабочий орган-поршень совершает 6000 колебаний в минуту.

Вибрационный водоподъемник (ВПУ-1) с поверхностным вибратором московского завода «Динамо» им. С. М. Кирова показан на рисунке 118. В качестве источника колебания служит электромагнитный вибратор, питаемый от однофазной сети переменного тока 220 В (50 Гц) через селеновый выпрямитель. Подача насоса 1 л/с, напор 25 м, при частоте колебаний 3000 мин и потребляемой мощности 700 Вт.

Недостатки вибрационных насосов — невысокий к.п.д. (0,20—0,35) и малая подача.

§ 6. ВОЗДУШНЫЕ ВОДОПОДЪЕМНИКИ (ЭРЛИФТЫ)

При подъеме подземных вод из скважин большое распространение получили воздушные водоподъемники, называемые эрлифтами, которые разделяются на нагнетательные и всасывающие.

У нагнетательных эрлифтов в трубу, опущенную в скважину и заглубленную под уровень воды, подводится под давлением сжатый воздух (рис. 119, а). Образовавшаяся при этом смесь (эмульсия) воздуха и воды поднимается на поверхность земли в особый резервуар или бачок. Воздух выходит из эмульсии, а вода остается в резервуаре или бачке. Наоборот, у всасывающего эрлифта (рис. 119, б) труба опускается немного ниже уровня воды в колодце. Внизу в трубу вводится воздух из атмосферы через специальный насадок. В подъемной трубе вакуум-насосом создается вакуум. Благодаря разрежению, создаваемому насосом, введенный в трубу воздух смешивается с водой, а эмульсия поднимается на поверхность земли. Высота подъема жидкости соответствует плотности эмульсии.

У нагнетательных эрлифтов (рис. 119, а) в обсадную трубу опущены отдельно водоподъемная и воздушная трубы; последняя входит в подъемную трубу несколько ниже уровня воды в скважине. Эмульсия поднимается на высоту h благодаря разности плотности воды в скважине и эмульсии в подъемной трубе. Обозначим удельный вес эмульсии

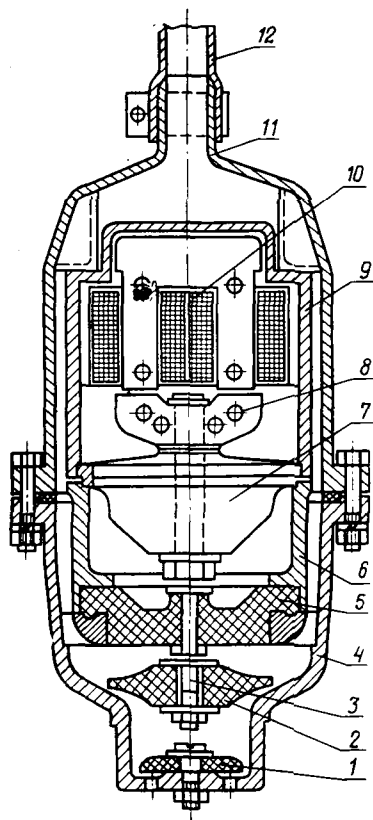


Рис. 117. Вибрационный насос с погружным вибратором (НЭВ-1/20):

1 — клапан обратный; 2 — рабочий орган (поршень); 3 — шток; 4, 6, 5, 11 — корпусные детали; 5 — диафрагма; 7 — амортизатор; 8 — якорь; 10 — электромагнит (катушки с сердечником); 12 — гибкий шланг.

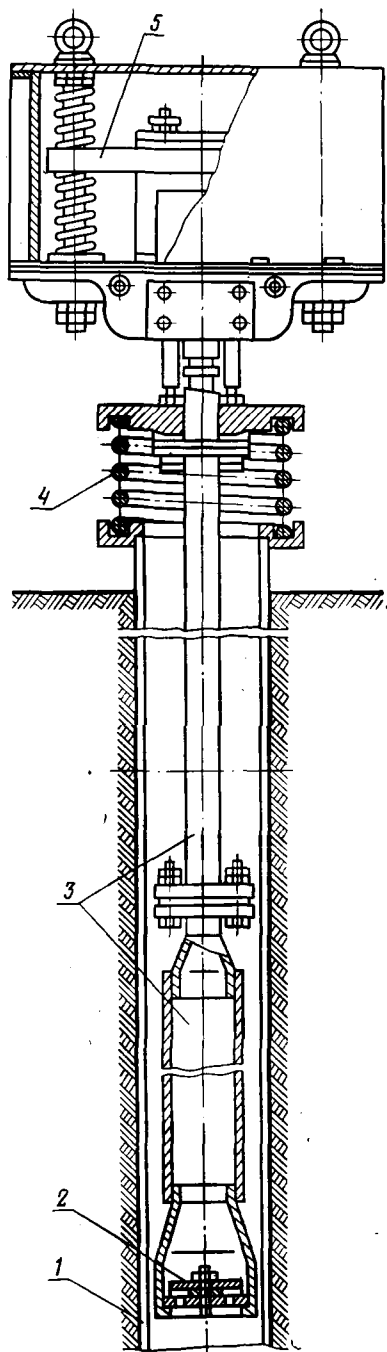


Рис. 118. Вибрационный насос с поверхностным вибратором ВПУ-1:

1 — обсадная труба скважины; 2 — нижний обратный клапан; 3 — водоподъемные трубы; 4 — амортизатор пружинный; 5 — вибратор.

$\gamma_{эм}$, а воды γ . На основании закона сообщающихся сосудов, которыми являются скважина и водоподъемная труба (в скважине находится вода, а в водоподъемной трубе — столб эмульсии), можно написать, что при равновесии давления от воды и эмульсии на единицу площади равны, то есть

$$\gamma h_1 = \gamma_{эм} h = \gamma_{эм} (h_1 + h_r),$$

откуда

$$h_r = \left(\frac{\gamma}{\gamma_{эм}} - 1 \right) h_1. \quad (154)$$

Следовательно, высота подъема воды h_r зависит от отношения $\frac{\gamma}{\gamma_{эм}}$ и глубины погружения водоподъемной трубы.

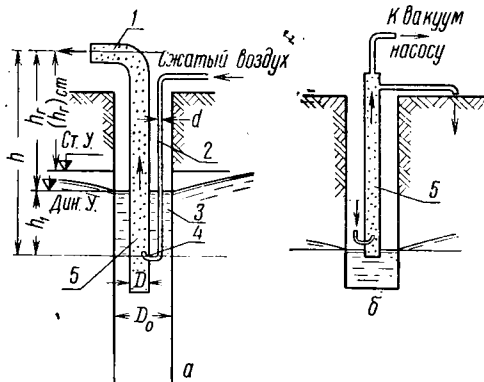


Рис. 119. Схема работы эрлифта:
а — нагнетательного; б — всасывающего.
1 — водоподъемная труба, 2 — воздушная труба;
3 — обсадная труба; 4 — башмак (форсунка); 5 — эмульсия.

Если $\gamma h_1 > \gamma_{эм} h$, то движение эмульсии по водоподъемной трубе возможно. Такова упрощенная схема действия нагнетательного эрлифта. В действительности явление движения смеси воздуха и воды довольно сложно. Предложенные различными авторами теории эрлифта не всегда совпадают с данными практики, поэтому теоретические расчеты не находят пока применения в эрлифтах. В практике нагнетательные эрлифты рассчитывают по опытным данным.

Коэффициент полезного действия эрлифта

$$\eta_{эрл} = \frac{\gamma Q h_r}{A}, \quad (155)$$

где Q — подача воды, поданная на высоту h_r , $\text{м}^3/\text{с}$;

A — энергия сжатого воздуха в месте его входа в водоподъемную трубу, $\text{кгм}/\text{с}$;

γ — удельный вес, $\text{Н}/\text{м}^3$,

Энергия сжатого воздуха определяется так:

$$A = P_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1},$$

где P_1 — начальное абсолютное давление воздуха, $\text{кг}/\text{м}^2$ ($9,81 P_1$, Па);
 V_1 — количество засасываемого компрессором воздуха при давлении P_1 , $\text{м}^3/\text{с}$;

p_2 — конечное абсолютное давление воздуха у места входа в водоподъемную трубу, $\text{кг}/\text{см}^2$ ($98100 p_2$, Па);

p_1 — начальное абсолютное давление воздуха, $\text{кг}/\text{см}^2$ ($98100 p_1$, Па;
 $P_1 = 98100 p_1$).

Величина p_2 определяется глубиной погружения трубы и равна $\frac{\gamma h_1 + 98100}{98100}$, где γ — удельный вес воды, $\text{Н}/\text{м}^3$; h_1 — высота, м (при работе эрлифта воздуху надо продавить столб воды высотой h_1).

При известной величине $\eta_{эрл}$ можно определить объем воздуха, который должен подаваться компрессором в скважину:

$$V_1 = \frac{\gamma Q h_r}{\eta_{эрл} P_1 \ln \frac{p_2}{p_1}}, \quad (156)$$

если $\gamma=9810 \text{ Н/м}^3$, а $P_1=98100 \text{ Па}$, Q в $\text{м}^3/\text{с}$, а

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = \ln \frac{h_1 + 10}{10} = 23 \lg \frac{h_1 + 10}{10},$$

$$V_1 = \frac{Q h_\Gamma}{23 \eta_{\text{эрл}} \lg \frac{h_1 + 10}{10}}. \tag{156'}$$

Разделив обе части равенства на Q , можно определить $\frac{V_1}{Q} = q$, то есть так называемый удельный расход воздуха в м^3 на подъем 1 м^3 воды.

Следовательно,

$$q = \frac{h_\Gamma}{23 \eta_{\text{эрл}} \lg \frac{h_1 + 10}{10}}. \tag{157}$$

Как видно из формулы (157), удельный расход воздуха зависит от коэффициента полезного действия эрлифта $\eta_{\text{эрл}}$, глубины погружения трубы h_1 и от высоты подъема h_Γ . Связь этих элементов друг с другом определяется на основании опытных данных.

Если в скважину подается недостаточное количество воздуха, то эрлифт вовсе не подает воду или подает ее с перерывами. При увеличении подачи сжатого воздуха начнет непрерывная подача воды. Начало такой непрерывной подачи обыкновенно соответствует

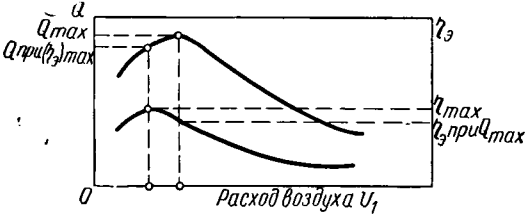


Рис. 120. Зависимость $\eta_{\text{эрл}}$ и Q от количества подаваемого воздуха в водоподъемную трубу.

наибольшему к. п. д. эрлифта. При дальнейшем увеличении количества подаваемого воздуха подача воды вначале увеличивается, а затем падает. Коэффициент полезного действия при этом уменьшается, так как при избытке воздуха вода не может в прежних количествах поступать в водоподъемную трубу из-за вытеснения ее воздухом. В практике, желая получить больше воды из скважины, чем это было бы при работе эрлифта с наибольшим к. п. д., работают иногда с несколько пониженным значением к. п. д. эрлифта.

На рисунке 120 приведены кривые зависимости $\eta_{\text{эрл}}$ и Q от количества подаваемого в водоподъемную трубу воздуха.

Отношение $m = \frac{h_1}{h} 100$ называется процентом погружения трубы. По опытным данным американской фирмы «Ингерсолль», при работе с наибольшим к. п. д. эрлифта принимаются следующие значения величины m :

$h_\Gamma, \text{ м}$	До 40	40—45	45—75	90—120	120—180
$m, \%$	65—70	60—65	55—60	50—55	40—45

Ниже приводим данные зависимости по $\eta_{\text{эрл}} = f(R)$, взятые из графика Я. С. Суреньянце [51]:

k	1,5	2	2,5	3,0	3,5
$\eta_{\text{эрл}}$	0,39	0,5	0,57	0,59	0,605

k — коэффициент погружения трубы.

Глава V. КАПИЛЛЯРНЫЕ НАСОСЫ И НАСОСЫ ИНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

§ 1. КАПИЛЛЯРНЫЕ НАСОСЫ

В последнее время получили довольно широкое применение в сельском хозяйстве республик Средней Азии и Казахстана для подъема воды из шахтных и буровых колодцев ленточные и шнуровые водоподъемники (рисунок 121).

Подъем жидкости проводят с помощью бесконечной хлопчатобумажной прорезиненной ленты, перемещаемой с помощью верхнего приводного шкива, размещенного над колодцем. В колодце имеется концевой шкив с грузом для выправления и натяжения ленты. Вода за счет трения и прилипания к ленте поднимается вверх, и на перегибе, на верхнем шкиве, под действием центробежной силы и нарушения капиллярного натяжения стекает с ленты в лоток и далее в бак.

Ленточный водоподъемник показан на рисунке 121, а. Сечения ленты 50×5, 100×4, 100×5 мм. Натяжное устройство погружается под динамический уровень не менее чем на 0,5 м. Водоприемный корпус, в котором размещен верхний (ведущий) шкив, имеет сливной лоток и откидную крышку для осмотра. К.п.д. ленточного водоподъемника возрастает с увеличением высоты подъема воды, уменьшением заглубления ленты под уровень и увеличением скорости движения ленты. Скорость движения ленты 3,5—6 м/с наиболее рациональна. Ленточные водоподъемники имеют несколько модификаций и в движение могут приводиться электродвигателями и ДВС. Глубина подъема воды ленточными водоподъемниками (водоподъемник ЛВ-200) достигает 250 м при подаче 3—5,4 м³/ч, скорость движения ленты 4,5—6,5 м/с, мощность двигателя 6,5 кВт.

Технические характеристики ленточных водоподъемников для оптимальных условий работы приведены в таблице 10.

Таблица 10

Характеристика водоподъемника при ленте 100×5 мм и скорости ее движения 6 м/с	Высота подъема воды, м					
	20	40	60	70	100	200
Подача, м³/ч	6,5	6,3	6,0	5,95	5,5	4,3
К. п. д. установки:						
при гладкой резиновой ленте	0,24	0,36	0,42	0,46	0,49	0,56
при прорезиненном ремне	0,25	0,38	0,45	0,51	0,54	0,59
при шероховатой ленте	0,28	0,41	0,52	0,57	0,60	0,65
Мощность электродвигателя, кВт	1,7	—	—	2,8	4,5	7,0

Шнуровой водоподъемник изображен на рисунке 121, б. Рабочий орган — перфорированная прорезиненная лента сечением 32×7 и 32×11 мм или круглой формы. В отличие от ленточного здесь водоподъемная ветвь ленты движется в трубе диаметром 1½" и предназна-

чен он для подъема воды из трубчатых колодцев. Имеется несколько марок шнуровых водоподъемников:

5-СВ	подача до	8	м ³ /ч	при высоте подъема	20 м
ВШ	»	»	3,5	»	»
ВШП-30	»	»	4,5	»	»
					30 м

Средняя скорость движения ленты 5 м/с и максимальное значение гидравлического к.п.д. равно 0,5 при заглублении водоподъемной трубы на 2—3 м.

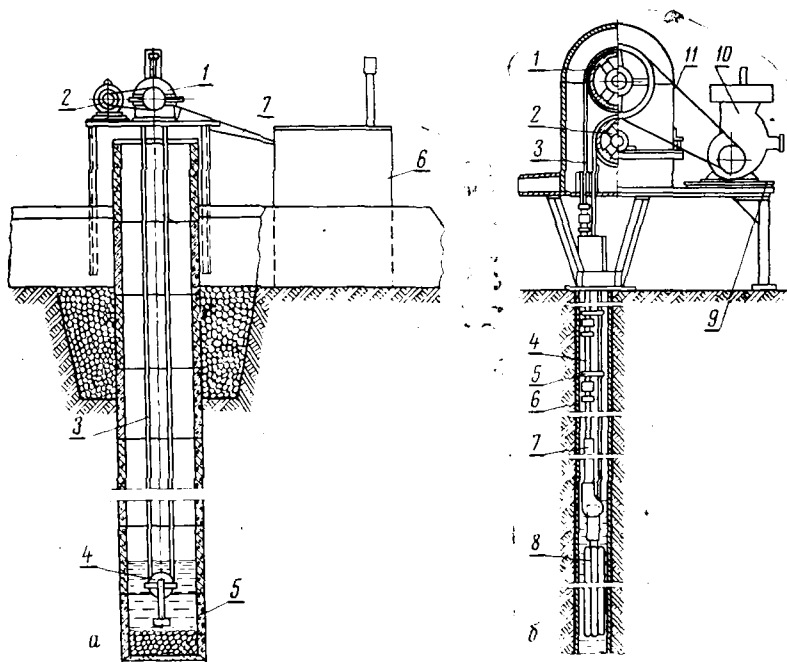


Рис. 121. Схема установки ленточного и шнурового водоподъемников:

а — ленточный водоподъемник; 1 — ведущий шкив; 2 — электродвигатель; 3 — лента (водоподъемная ветвь); 4 — блоковое натяжное устройство; 5 — шахтный колодец; 6 — водоприемный резервуар; 7 — сливной лоток; б — шнуровой водоподъемник; 1 — ведущий барабан; 2 — направляющий барабан; 3 — шнур (лента); 4 — труба (кожух водоподъемной ленты); 5 — фиксирующее устройство; 6 — обсадная труба; 7 — телескопическое устройство (регулирование длины трубы 4); 8 — натяжной груз; 9 — фундаментная плита; 10 — двигатель; 11 — ременная передача.

§ 2. НАСОСЫ ДРУГИХ КОНСТРУКЦИЙ

В народном хозяйстве используются насосы различных конструкций. Ниже перечислены насосы малой подачи, не описанные ранее, но которые применяются для подъема воды в сельском и водном хозяйстве.

Плавающие центробежные насосы смонтированы на понтоне. Применение их при временных откачках облегчает устройство и эксплуатацию насосных установок, хотя они и несколько громоздки. Марки плавающих насосов ПН-10, ПН-25, ППН-25. Подача насосов 4—7 м³/ч при напоре около 25 м.

Черпаковые насосы — насосы с вращающимся корпусом, используемые для подачи чистой и запескованной воды, имеют малые подачи и высокие напоры и достаточно высокие к.п.д. (35—50%). Быстроходность n_5 их от 10 до 25.

Диафрагменные насосы, пневматические насосы замещения, гидравлические тараны и различные бытовые насосы и др.

§ 1. СХЕМЫ УЗЛОВ СООРУЖЕНИЙ МАШИННОГО ВОДОПОДЪЕМА ДЛЯ МЕЛИОРАТИВНЫХ СИСТЕМ

Оросительные системы. Головные сооружения, устраиваемые в месте водозабора при машинном водоподъеме в оросительных системах, в общем случае представляют собой комплекс сооружений, располагаемых последовательно в следующем порядке: водозаборное сооружение или устройство для забора воды из водисточника, сооружения для транспортировки воды от водоприемника до здания насосной станции (открытые каналы, закрытые каналы или трубопроводы); аванкамера перед насосной станцией и сооружения, сопрягающие аванкамеру со зданием насосной станции, здание насосной станции, напорные трубопроводы, водовыпуск или напорный бассейн, являющийся главной частью машинного канала в оросительных системах (см. рис. 2).

Перечисленный комплекс сооружений называется гидротехническим узлом сооружений машинного водоподъема. Под термином машинный водоподъем следует понимать подачу воды на командную отметку гидравлическими машинами (обычно насосами).

На рисунке 122, а представлены схема и состав элементов гидротехнического узла машинного водоподъема одной оросительной системы для сравнительно больших расходов ($18 \text{ м}^3/\text{с}$) при заборе воды из открытого водисточника — реки.

В зависимости от естественноисторических, эксплуатационных и производственных условий некоторых элементов гидротехнического узла машинного водоподъема может не быть или они могут быть объединены в одно сооружение друг с другом. Например, отстойник может отсутствовать или находиться перед водозаборным устройством (ковши-водоприемники, устраиваемые при круглогодичной работе насосных станций, служат одновременно и отстойниками, и сооружениями для борьбы с донным льдом); он может быть расположен и перед насосной станцией (совмещен с аванкамерой), а также и в конце напорного трубопровода. На рисунках 123 и 124 показан план отдельных сооружений и поперечный разрез здания насосной станции для узла, схематически изображенного на рисунке 122, а.

В том случае, когда нет отстойника и мероприятия по борьбе с наносами при водозаборе недостаточны, роль отстойника могут выполнять подводящие сооружения (рис. 122, б) — открытый канал 3 и аванкамера 4' перед насосной станцией (уширение канала), специально проектируемые. Перед насосной станцией имеется водозаборное устройство (2'), которое сооружают при подводе воды к станции открытым каналом, конструкция которого показана на рисунках 145 и 149, когда станция проектируется раздельного или совмещенного с водозаборным устройством типа. Такой узел сооружений может вызывать затруднения в эксплуатации, так как при наличии наносов в водисточнике приходится регулярно очищать канал и аванкамеру. В оросительных системах с зональным расположением орошаемых земель водисточником для на-

сосных станций, подающих воду на верхние зоны, служат оросительные каналы. Часто при благоприятных условиях в голове подводящего канала водозаборных сооружений не устраивают, ограничиваясь устройством сопряжения канала-источника и подводящего канала.

Насосная станция, расположенная перпендикулярно к оси подводящего канала (а следовательно, и к оси аванкамеры), называется насосной станцией с прямым водозабором; расположенная параллельно его оси — насосной станцией с боковым водозабором; расположенная под углом к оси подводящего канала — насосной станцией с косым водозабором. Если канал, подводящий воду к насосной станции, оканчивается около нее (рис. 148), это пример расположения насосной станции на тупиковом канале. При боковом водозаборе, когда насосная станция расположена на берегу водоисточника (см. рис. 228, 229), аванкамеры может не быть, ее можно не устраивать и при подводе воды к насосам непосредственно от водозаборного сооружения или из источника по трубам или штольням (рис. 122, в, 123, 124).

Здание насосной станции иногда объединяют с водозаборным сооружением. Для этого совмещают водозаборное и подводящее устройства, аванкамеру, здание насосной станции. Такая система называется совмещенной в отличие от рассмотренной выше раздельной.

На рисунке 122, в изображена схема гидротехнического узла машинного водоподъема, в которой насосная станция совмещена с водозаборным устройством. На рисунке 140 показана конструкция такого узла. При малых напорах, средней и большой подаче станции возможна компоновка узла с полным совмещением всех сооружений — водозаборного, здания станции и водовыпуска в одно целое; отсутствуют подводящие и напорные трубопроводы, и, как правило, это оптимальное решение по капитальным и эксплуатационным затратам.

В оросительных системах возможен забор воды насосными станциями из водохранилищ. В этом случае применяют три схемы гидротехнического узла машинного водоподъема.

Здание насосной станции расположено перед плотиной в самом водохранилище (рис. 125, а). Вода к зданию насосной станции подводится каналом 2; перед зданием насосной станции устраивается аванкамера 3. Водозаборное сооружение 4 совмещено со зданием насосной станции 5, которая испытывает непосредственное влияние колебания горизонтов воды, действие волн и льда в водохранилище.

Здание насосной станции расположено за плотиной в нижнем бьефе (рис. 125, б). Вода к зданию насосной стан-

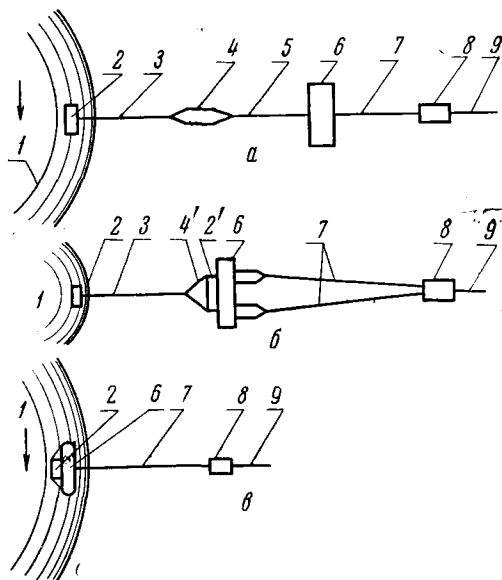


Рис. 122. Схема гидротехнического узла машинного водоподъема для оросительных систем:

а — общая; б — с подводящим каналом без отстойника; в — объединенная; 1 — водоисточник (река); 2 и 2' — водозаборное устройство; 3 — подводящий водовод; 4 — отстойник; 4' — аванкамера; 5 — водовод к насосной станции; 6 — здание насосной станции; 7 — напорные трубопроводы; 8 — водовыпускное сооружение — напорный бассейн, являющийся головной частью машинного канала; 9 — машинный канал.

ции подводится специальными трубопроводами или используют трубопроводы донного водоспуска 11 с отводами от них труб 2', подводящих воду к насосам.

На рисунке 126 представлено конструктивное оформление узла сооружений при втором способе размещения насосной станции, в котором аванкамера отсутствует.

Здание насосной станции расположено в теле плотины. Такое расположение здания насосной станции вызывает значи-

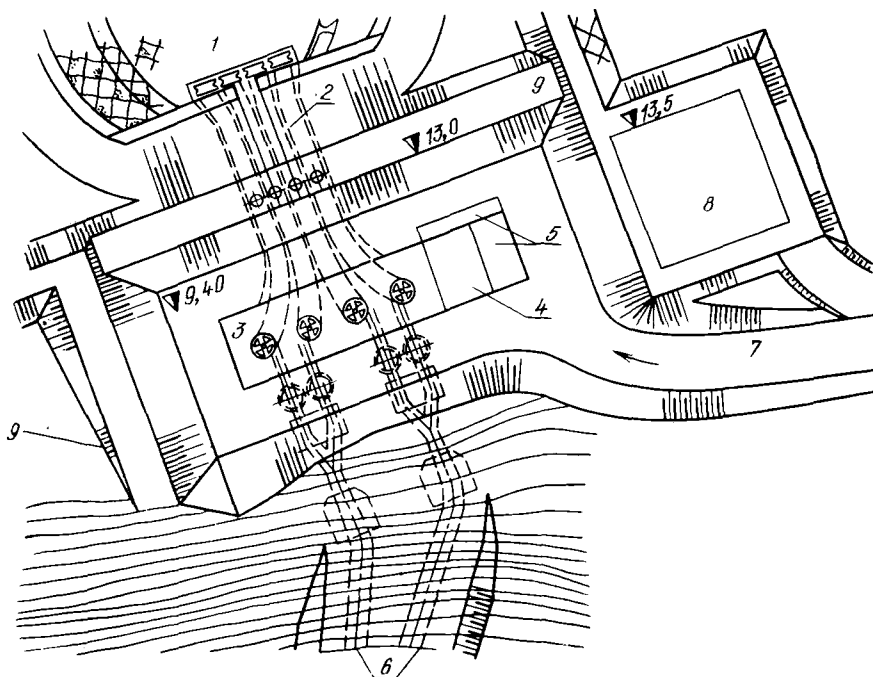


Рис. 123. План насосной станции и части примыкающих сооружений гидроузла: 1 — отстойник; 2 — подводящий воду к насосам прямоугольный железобетонный четырехочковый водовод; 3 — здание насосной станции; 4 — монтажная площадка; 5 — распределительное устройство; 6 — напорные трубопроводы; 7 — подъезд к станции ($i=0,07$); 8 — понизительная подстанция; 9 — дамба обвалования.

тельные затруднения при строительстве и усложняет конструкцию сооружений: грунты в основании станции обычно слабые; здание станции работает как водоподпорное сооружение; сложность сопряжения здания станции с земляной плотиной и мероприятий по борьбе с фильтрацией. Эта схема гидротехнического узла в практике встречается редко — только при малых напорах станции и использовании русла реки как канала с обратным уклоном.

Осушительные системы. В осушительных системах возможны случаи перекачки воды насосами из каналов или коллекторов в реку, являющуюся водоприемником сбросных вод.

На рисунке 127 представлена схема узла, которая может быть принята как общая для гидротехнического узла машинного водоподъема осушительных систем.

Возможны, конечно, и другие схемы. Например, элементы узла 4 и 6 могут быть объединены в одно сооружение — один общий трубопровод как для самотечного сброса, так и для перекачиваемой насосами воды. Это также позволит принять одно водовыпускное устройство 8.

На рисунке 128 показан узел осушительной насосной станции, здание которой расположено перед дамбой. Кроме того, возможна постройка насосной станции в теле дамбы и за дамбой в самом водоприемнике

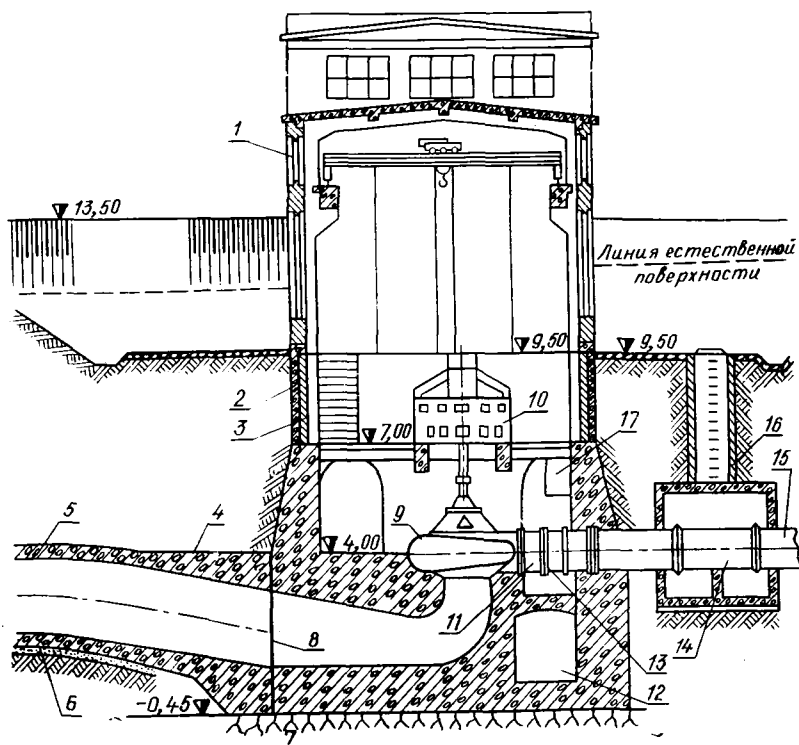


Рис. 124. Поперечный разрез здания насосной станции (см. рис. 123):

1 — здание станции; 2 — железобетонная стенка с наружной гидроизоляцией асфальтом; 3 — кирпичная облицовка; 4 — покрытие асфальтом и толем; 5 — подводящий прямоугольный четырех-очковый водовод; 6 — бетонная подготовка; 7 — известняк плотный; 8 — водонепроницаемый шов; 9 — центробежный вертикальный насос ($Q=4.5 \text{ м}^3/\text{с}$); 10 — электродвигатель; 11 — монтажная вставка; 12 — потерна; 13 — дроссельный затвор; 14 — водомер; 15 — напорный водовод; 16 — смотровой колодец; 17 — кабельный канал.

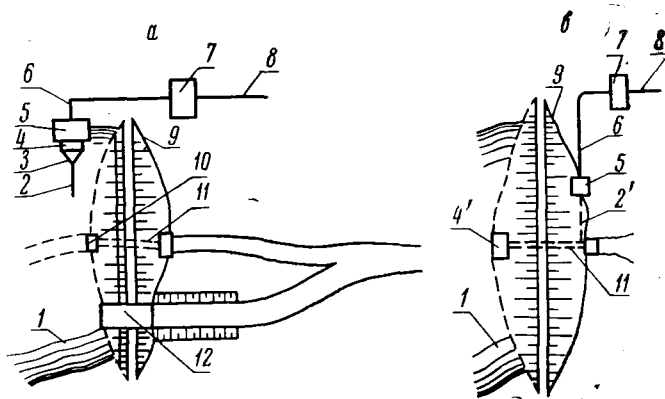


Рис. 125. Схемы гидроузлов машинного водоподъема оросительных систем при водозаборе из водохранилища:

а — насосная станция расположена в верхнем бьефе; б — насосная станция расположена в нижнем бьефе; 1 — водохранилище; 2 — подводящий канал; 2' — всасывающий (подводящий) трубопровод; 3 — аванкамера; 4 — водозаборное устройство; 4' — водозаборное устройство (башня донного водоспуска); 5 — здание насосной станции; 6 — напорные трубопроводы; 7 — водовыпуски; 8 — машинный канал; 9 — плотина; 10 — башня донного водоспуска; 11 — трубы донного водоспуска; 12 — водосбросное сооружение.

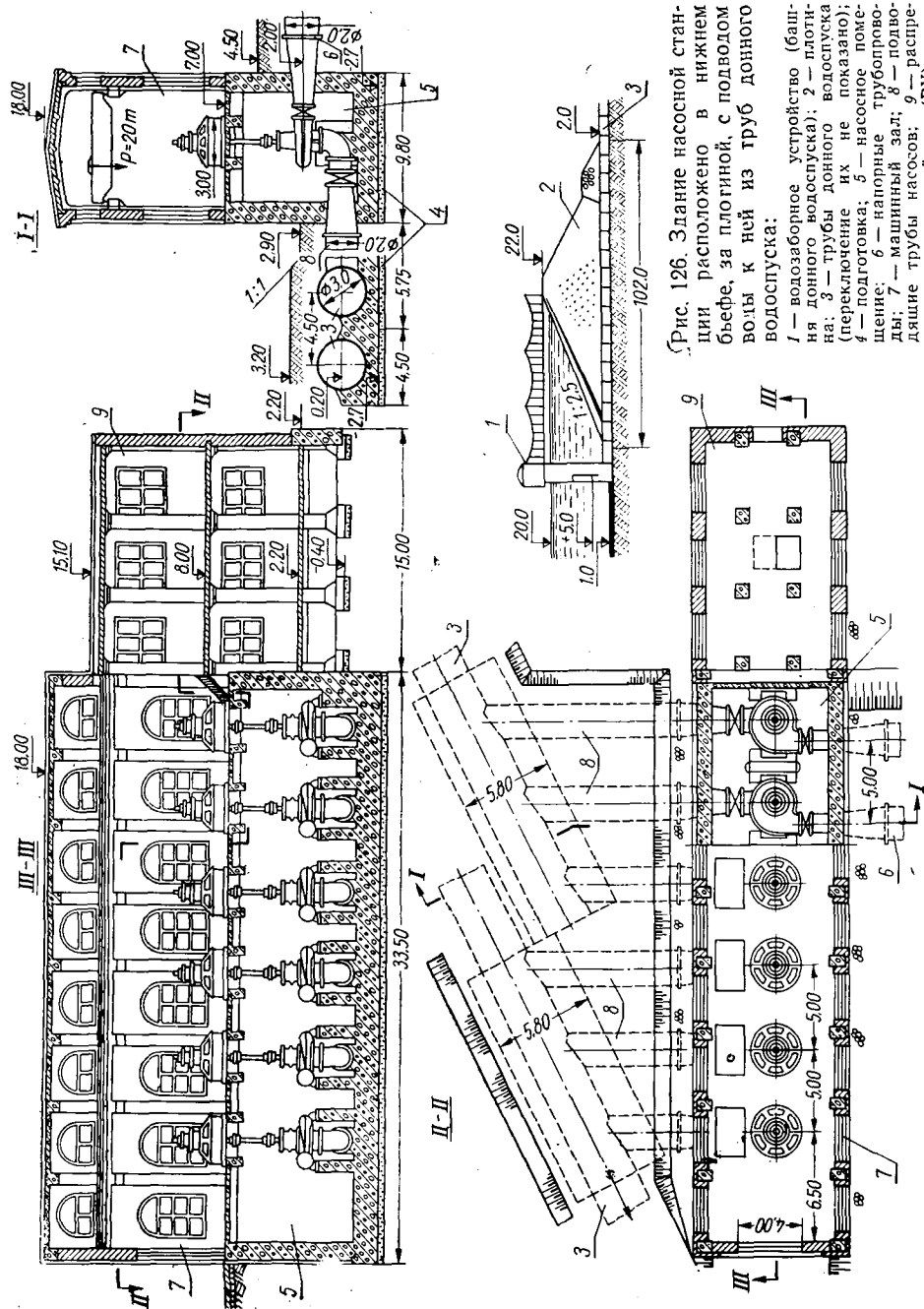


Рис. 126. Здание насосной станции расположено в нижнем бьефе, за плотиной, с подводом воды к ней из труб донного водоспуска:

1 — водозаборное устройство (бан-
ня донного водоспуска); 2 — плотина;
3 — трубы донного водоспуска
(перекрытие их не показано);
4 — подготовка; 5 — насосное поме-
щение; 6 — напорные трубопрово-
ды; 7 — машинный зал; 8 — подво-
дящие трубы насосов; 9 — распре-
делительное устройство (РУ).

(например, при устройстве плавучей насосной станции, расположенной в самом водоприемнике).

В заграничной практике насосные станции осушительных систем довольно часто устраивают в теле дамбы.

На рисунке 129, а показан план гидротехнического узла машинного водоподъема с расположением здания насосной станции в теле дамбы,

Рис. 127. Общая схема гидротехнического узла машинного водоподъема осушительных систем:

1 — магистральный осушительный канал; 2 — аванкамера; 3 — здание насосной станции; 4 — напорные трубопроводы; 5 — шлюз самотечного сброса; 6 — трубопровод самотечного сброса; 7 — дамба обвалования осушаемой низменности, для откачки воды с которой сооружается насосная станция; 8 — водовыпускные устройства; 9 — водоприемник (обычно река).

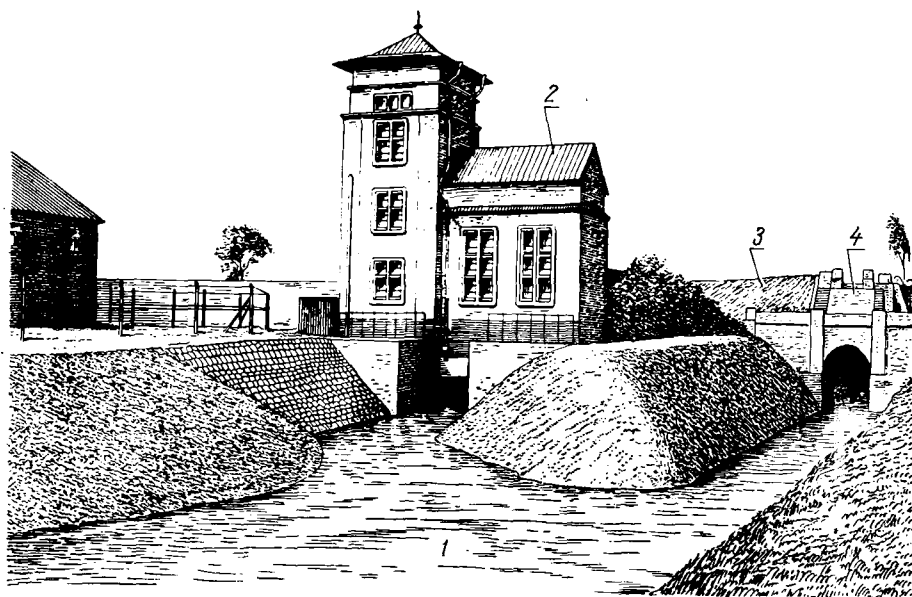
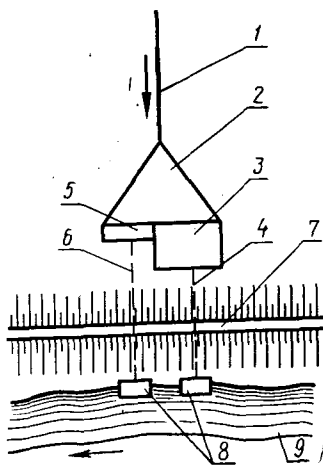


Рис. 128. Узел сооружений осушительной насосной станции, расположенной перед дамбой:

1 — подводящий канал; 2 — насосная станция; 3 — дамба обвалования; 4 — шлюз самотечного сброса.

а на рисунке 129, б приведен поперечный разрез этой насосной станции. Самотечный сброс запроектирован в виде отдельного закрытого канала, внутри здания насосной станции. От насосной станции отходит канал, сбрасывающий воду в водоприемник. Эта насосная станция является примером совмещенного решения: водозабор, шлюз, здание насосной станции и водовыпуск совмещены в одном сооружении с общей железобетонной фундаментной плитой.

При подводе воды с осушаемой территории к насосной станции закрытым коллектором схема гидротехнического узла машинного

водоподъема несколько изменяется. На рисунке 130 приведены схема и состав такого узла.

Насосная станция осушительной системы предназначена для перекачки поверхностных сточных вод с осушаемой площади: в практике насосные станции устраивают и для понижения уровня грунтовых вод.

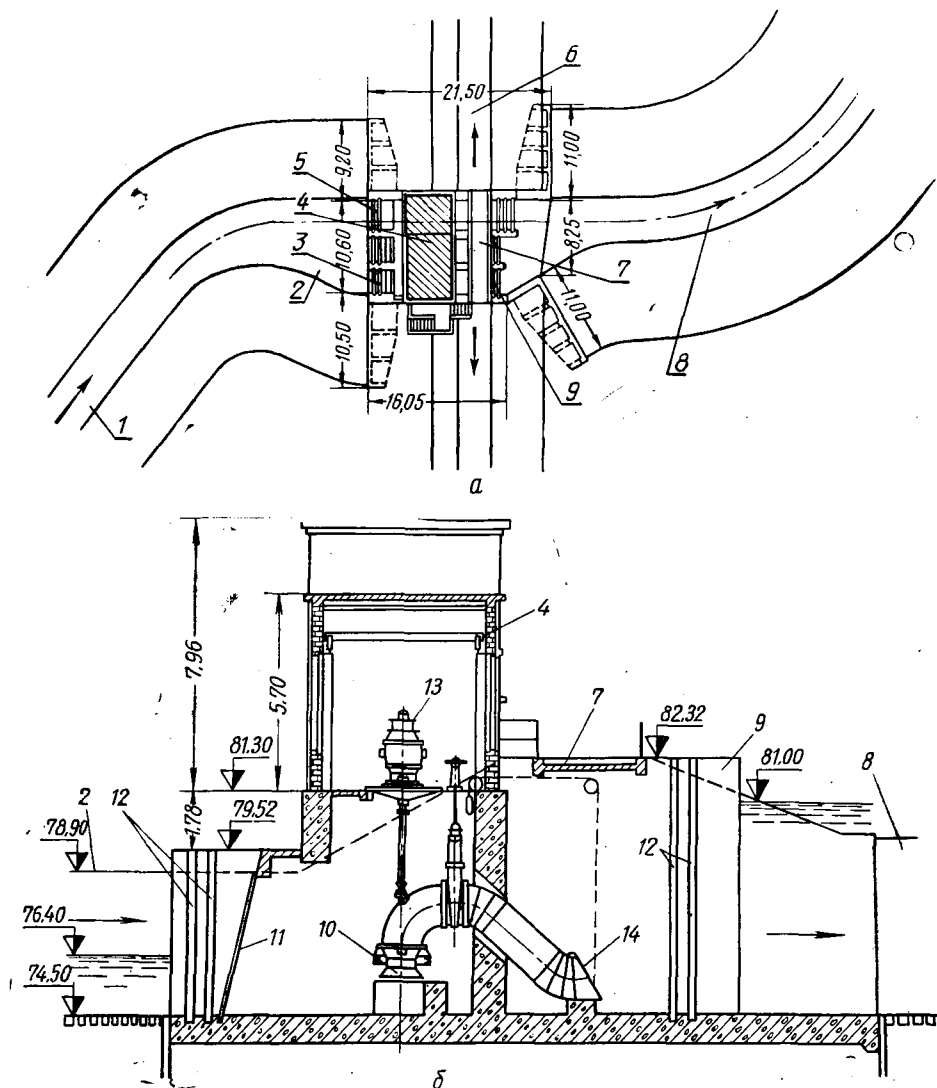


Рис. 129. Гидротехнический узел сооружений осушительной насосной станции, расположенный в дамбе обвалования:

а — план узла; б — поперечный разрез по насосной станции и примыкающим сооружениям; 1 — подводящий канал; 2 — аванкамера; 3 — водозаборное устройство; 4 — здание насосной станции; 5 — самотечный сброс (шлюз); 6 — дамба; 7 — мост; 8 — отводящий канал; 9 — водовыпуск; 10 — осевой насос; 11 — сороудерживающая решетка; 12 — пазы ремонтных и эксплуатационных заграждений; 13 — электродвигатель; 14 — затвор-хлопушка.

Поверхностный сток воды с осушаемой площади неравномерен и зависит от распределения выпадающих осадков по времени, почвенно-геологических условий, рельефа местности и т. д., поэтому для уменьшения неравномерности подачи воды насосной станцией перед ее зданием устраивают особую регулируемую емкость, называемую часто резервуаром. Этот резервуар, аккумулирующий воду, создает более или менее (в зависимости от его объема) равномерный режим работы насосов. Следовательно, в этом случае аванкамера служит одновременно и аккумулирующим, и приемным резервуаром.

Из изложенного мы видим, что приток воды к осушительным насосным станциям в очень малой степени зависит от воли человека. Это основная особенность данных станций.

Рис. 130. Схема гидротехнического узла машинного водоподъема осушительной насосной станции при подводе воды к ней закрытым коллектором:

1 — коллектор; 2 — трубы, подводящие воду к зданию станции; 3 — затворы; 4 — трубопровод самотечно-напорного отвода воды. Остальные обозначения те же, что на рисунке 127.

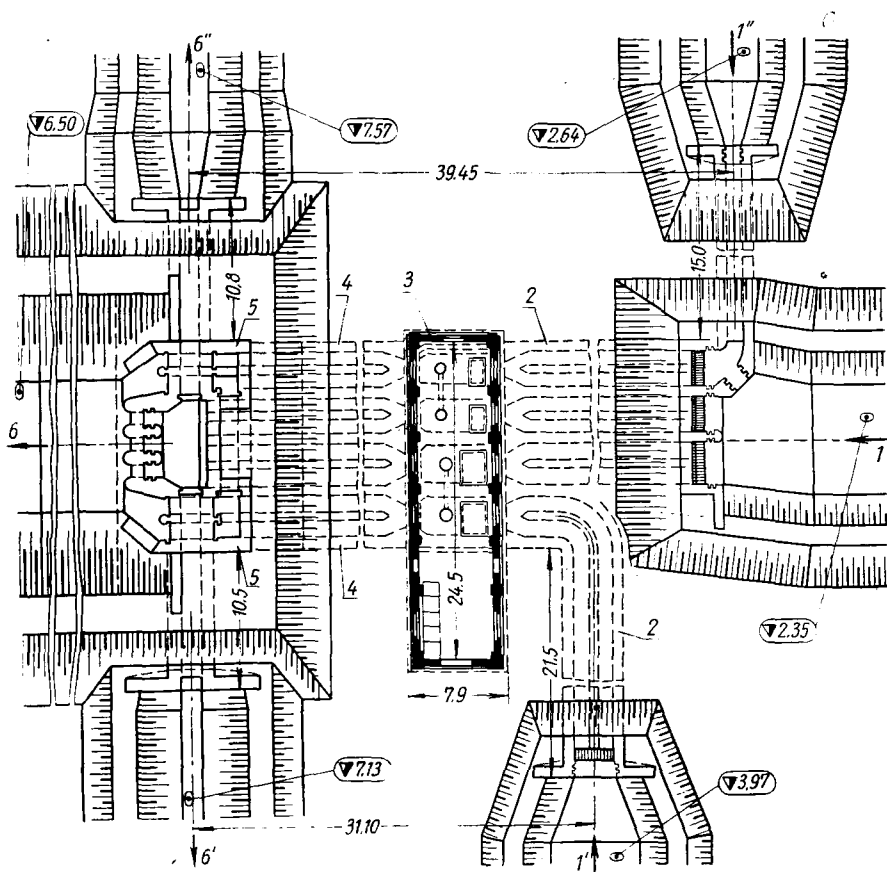
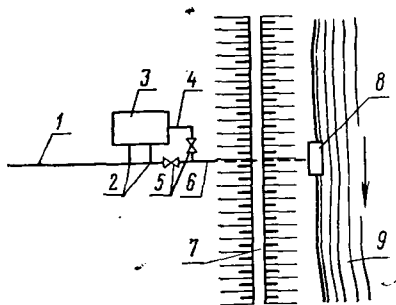


Рис. 131. План гидротехнического узла сооружений осушительной насосной станции для откачки сбросных вод с оросительной системы:

1 — подводящий коллектор ($Q_{\max} = 5,2 \text{ м}^3/\text{с}$); 1' — подводящий коллектор ($Q_{\max} = 3,9 \text{ м}^3/\text{с}$); 1'' — подводящий коллектор ($Q_{\max} = 1,1 \text{ м}^3/\text{с}$); 2 — подводящие трубы прямоугольного сечения; 3 — здание насосной станции; 4 — напорные трубопроводы прямоугольного сечения; 5 — водовыпускное сооружение; 6 — канал, отводящий воду в водоприемник — реку ($Q_{\max} = 10,2 \text{ м}^3/\text{с}$); 6' — канал, отводящий воду для повторного использования при орошении ($Q_{\max} = 2,6 \text{ м}^3/\text{с}$); 6'' — то же ($Q_{\max} = 3,5 \text{ м}^3/\text{с}$).

Осушительные насосные станции иногда характеризуются большими расходами паводковых вод, поэтому приемный резервуар должен иметь большие размеры и является дорогим сооружением. Часто роль резервуара выполняют обычная аванкамера и запасная емкость осуши-

тельных каналов. Резервуар же устраивают лишь при наличии естественных оврагов и впадин, которые и используются как готовые природные регулирующие емкости. Когда амплитуды колебания притока большие и нет возможности устроить регулируемую емкость, выбор числа насосных агрегатов для станции и их производительности должен учитывать эти особенности режима работы.

Насосные станции для отвода сбросных вод в оросительных системах представляют собой станции перекачки; по своему назначению и конструкции они почти ничем не отличаются от насосных станций осушительных систем. При определенных условиях они по конструкции имеют и много общего с низконапорными оросительными насосными станциями.

На рисунке 131 приведен план достаточно сложного узла сооружений насосной станции, откачивающей с оросительной системы сбросные воды, подводимые к станции тремя коллекторами с разными отметками дна и расходами воды. Отводятся сбросные воды также тремя каналами: одним на сброс в реку и двумя для повторного использования при орошении.

§ 2. СХЕМЫ УЗЛОВ СООРУЖЕНИЙ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Сельскохозяйственное водоснабжение

Схемы узла при водозаборе насосными станциями I подъема. Насосные станции I подъема, применяемые для сельскохозяйственного водоснабжения и небольших коммунальных хозяйств, характеризуются в большинстве случаев небольшими подачами воды (редко выше 500—

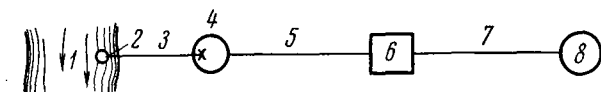


Рис. 132. Схема узла сооружений насосной станции I подъема:

1 — водонесточник (река); 2 — водозаборное устройство; 3 — самотечные трубы; 4 — береговой колодец; 5 — всасывающие трубы насосов; 6 — здание насосной станции; 7 — напорные трубопроводы; 8 — приемная камера смесителя или водонапорная башня.

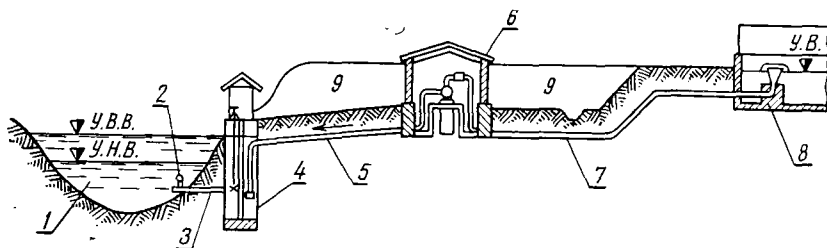


Рис. 133. Конструктивная схема узла насосной станции, приведенного на рисунке 132:

9 — выемка. Остальные обозначения те же, что на рисунке 132.

700 л/с) по сравнению с мелиоративными насосными станциями. Схема и состав узла сооружений насосной станции I подъема приводятся на рисунке 132, а конструктивная схема его — на рисунке 133.

Как в рассмотренных ранее схемах узлов для мелиоративных систем, так и для насосных станций I подъема водопроводов возможна не только раздельная, но и объединенная схема здания насосной станции и водозаборного сооружения (см. рис. 316). В последней схеме по сравнению с общей (рис. 132) нет таких деталей, как самотечные

трубы и приемный колодец, который в этом случае совмещен с водозабором.

При большой подаче насосной станции I подъема нет принципиального различия между схемами узла сооружений машинного водоподъема для сельскохозяйственного водоснабжения и для мелиоративных систем. Существует две схемы взаимного расположения насосных станций I и II подъема: раздельная и объединенная (в одном здании).

Схемы узла сооружений насосных станций II подъема. На рисунке 134 показана схема размещения очистных и других сооружений

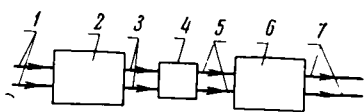


Рис. 134. Раздельное расположение насосных станций I и II подъемов:

1 — напорные водоводы от насосной станции I подъема; 2 — очистные сооружения; 3 — трубопроводы от очистных сооружений к резервуару чистой воды; 4 — резервуар чистой воды; 5 — всасывающие трубопроводы насосов станции II подъема; 6 — насосная станция II подъема; 7 — напорные трубопроводы насосной станции II подъема, подающие воду в сеть.

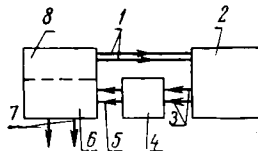


Рис. 135. Объединенное расположение (в одном здании) насосных станций I и II подъемов:

8 — насосная станция I подъема. Остальные обозначения те же, что на рисунке 134.

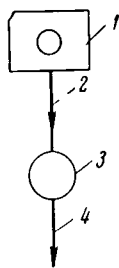


Рис. 136. Схема узла с индивидуальной насосной установкой на скважине:

1 — скважина с насосной установкой; 2 — напорный трубопровод; 3 — водонапорная башня; 4 — разводящая сеть водопровода.

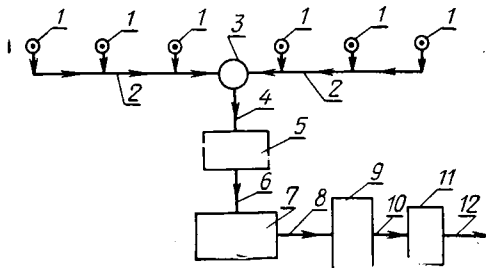


Рис. 137. Групповой водозабор из скважин с очисткой воды:

1 — скважины; 2 — самотечный трубопровод; 3 — сборный колодезь; 4 — всасывающие трубопроводы; 5 — насосная станция I подъема; 6 — напорные трубопроводы; 7 — очистные сооружения; 8 — самотечные трубопроводы; 9 — резервуар чистой воды; 10 — всасывающие трубопроводы; 11 — насосная станция II подъема; 12 — напорные трубопроводы к водопроводной сети.

в комплексе с насосной станцией II подъема. Вода насосной станцией 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. В простейшем случае вода насосами II подъема может подаваться непосредственно в водонапорную башню, а из нее прямо в сеть. Выбор той или иной схемы зависит от принятой системы водоснабжения совхоза, колхоза или группы колхозов, населенного пункта и т. д.

На рисунке 135 показана другая схема узла сооружений насосных станций. Здесь насосные станции I и II подъемов объединены в одном здании. Вода насосами I подъема подается на очистные сооружения; отсюда отфильтрованная и хлорированная вода поступает в резервуар чистой воды, откуда насосы II подъема подают ее потребителю. Возможны и иные схемы узлов сооружений для водоснабжения.

Схемы узла сооружений насосных станций, забирающих подземные воды. Возможен случай, когда каждая скважина имеет индивидуальную насосную установку (насосы ЭЦВ, ЦТВ, А, АТН, поршневые штанговые,

горизонтальные центробежные с водоструйным насосом, эрлифты и т. д.), как показано на рисунке 136. Вода подается в водонапорную башню и оттуда в сеть или в контррезервуар.

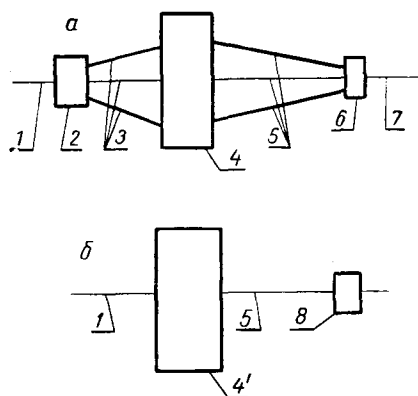
При заборе подземных или грунтовых вод может встретиться случай (рис. 137), когда из нескольких скважин вода поднимается тем или иным способом (например, эрлифтами, установленными в каждой из скважин, или сифонными колодцами) в сборный резервуар, а оттуда насосной станцией подается в сеть. В необходимых случаях вода перед подачей в сеть либо только хлорируется, либо подвергается очистке, что соответственно изменяет схему узла. В первом случае достаточна схема, показанная на рисунках 136 и 137 (без сооружений 7, 8, 9, 10, 11, 12)

Если вода поднимается эрлифтами, в здании насосной станции I подъема устанавливаются компрессоры и станция называется насосно-компрессорной; в этом случае (при чистой воде) могут не потребоваться очистные сооружения и здание насосной станции II подъема, а центробежные насосы, установленные в насосно-компрессорной станции, будут подавать воду непосредственно в сеть, выполняя тем самым функции насосов II подъема. Если имеется сифонный водозабор, то узел сооружений может быть таким, как на рисунке 137. Вся территория, на которой расположены сооружения (например, показанные на рисунке 137), называется водопроводной станцией.

Канализация

Схемы узла канализационных насосных станций. Канализационные насосные станции поднимают сточные воды (дождевые, бытовые, хозяйственно-фекальные или производственные), осадок и ил.

Рис. 138. Схемы узла сооружений канализационной насосной станции: а — раздельное расположение приемного резервуара с решетками от здания станции; б — совместное расположение приемного резервуара со зданием станции; 1 — коллектор подводящий (нижний); 2 — приемный резервуар с решетками; 3 — подводящие (всасывающие) трубы; 4 — здание насосной станции; 4' — здание насосной станции, объединенное с приемным резервуаром с решеткой; 5 — напорные трубопроводы; 6 — колодец; 7 — коллектор верхний (отводящий); 8 — очистные сооружения.



Их устраивают, чтобы избежать большого заглубления коллектора: по условиям рельефа или большой длины его, когда транспортирование сточной жидкости самотеком становится экономически нецелесообразным. Они бывают главными или районными. Главные насосные станции перекачивают сточные воды всего населенного пункта или промышленного предприятия на очистные сооружения или в главный магистральный коллектор, а районные — из пониженных мест на очистные сооружения или в выше расположенный коллектор.

Приемный резервуар с решетками может быть совмещен со зданием станции или располагаться отдельно. У главных насосных станций камеру решеток устраивают в конце напорного трубопровода, и она входит в состав очистных сооружений. Схемы некоторых узлов канализационных насосных станций представлены на рисунке 138.

§ 3. СХЕМЫ УЗЛОВ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ ПРИ РАСПОЛОЖЕНИИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ПЕРЕКАЧКИ НА СУДОХОДНЫХ КАНАЛАХ

На крупных судоходных каналах насосные станции служат для перекачки воды, потребной для питания каналов. Например, на канале им. Москвы вода из Волги подается на водораздельный бьеф путем последовательной перекачки пятью насосными станциями на высоту 40 м. Канал им. Москвы предназначен для судоходства, обводнения территории, по которой он проходит, и для водоснабжения Москвы. В его состав входят как необходимые элементы водохранилища на водораздельном плато. Таким образом, по назначению канал им. Москвы

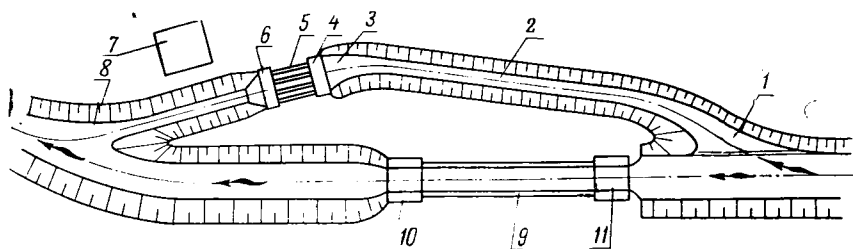


Рис. 139. Схема сооружений на канале им. Москвы:

1 — железобетонная эстакада — водозаборное устройство и предохранение для судов; 2 — подводящий канал; 3 — аванкамера; 4 — здание насосной станции, совмещенное с водозаборным устройством; 5 — акведуки — напорные трубопроводы по числу насосов; 6 — водовыпуск с автоматически падающими щитами; 7 — понизительная подстанция; 8 — отводящий канал; 9 — шлюз; 10 и 11 — верхняя и нижняя головы шлюза.

является транспортно-обводнительным и частично энергетическим, так как в системе канала имеются деривационная и плотинные ГЭС (последние небольшой мощности).

Волго-Донской канал им. В. И. Ленина снабжается водой из р. Дона, подаваемой на водораздельное плато на высоту 44 м тремя последовательно расположенными в системе канала насосными станциями. Канал предназначен для транзитного прохода судов с Волги на Дон и обратно, а также для орошения и обводнения территории, прилегающей к каналу. Следовательно, этот канал является транспортно-ирригационным.

На рисунке 139 изображена схема, включающая насосную станцию и шлюз, одного из пяти гидроузлов на канале им. Москвы.

На рисунке 140 показаны план и поперечный разрез насосной станции канала им. Москвы.

На каналах применяются крупные насосные станции: на канале им. Москвы насосная станция имеет подачу $Q_{н.ст} = 100 \text{ м}^3/\text{с}$, а на Волго-Донском канале им. В. И. Ленина — $Q_{н.ст} = 45 \text{ м}^3/\text{с}$.

В настоящее время на резервные места устанавливается пятый агрегат с большей подачей, что значительно увеличит подачу насосных станций канала им. Москвы.

Рассмотренные схемы и примеры конструкции насосных станций и сооружений узла позволяют сделать следующие выводы.

1. Общей схемой гидротехнического узла машинного водоподъема оросительных систем для насосных станций с большой подачей при заборе воды из реки или канала будет схема, изображенная на рисунке 122, а при водозаборе из водохранилища — схемы, показанные на рисунке 125.

2. Общей схемой гидротехнического узла машинного водоподъема для осушительных систем будет схема, представленная на рисунке 127.

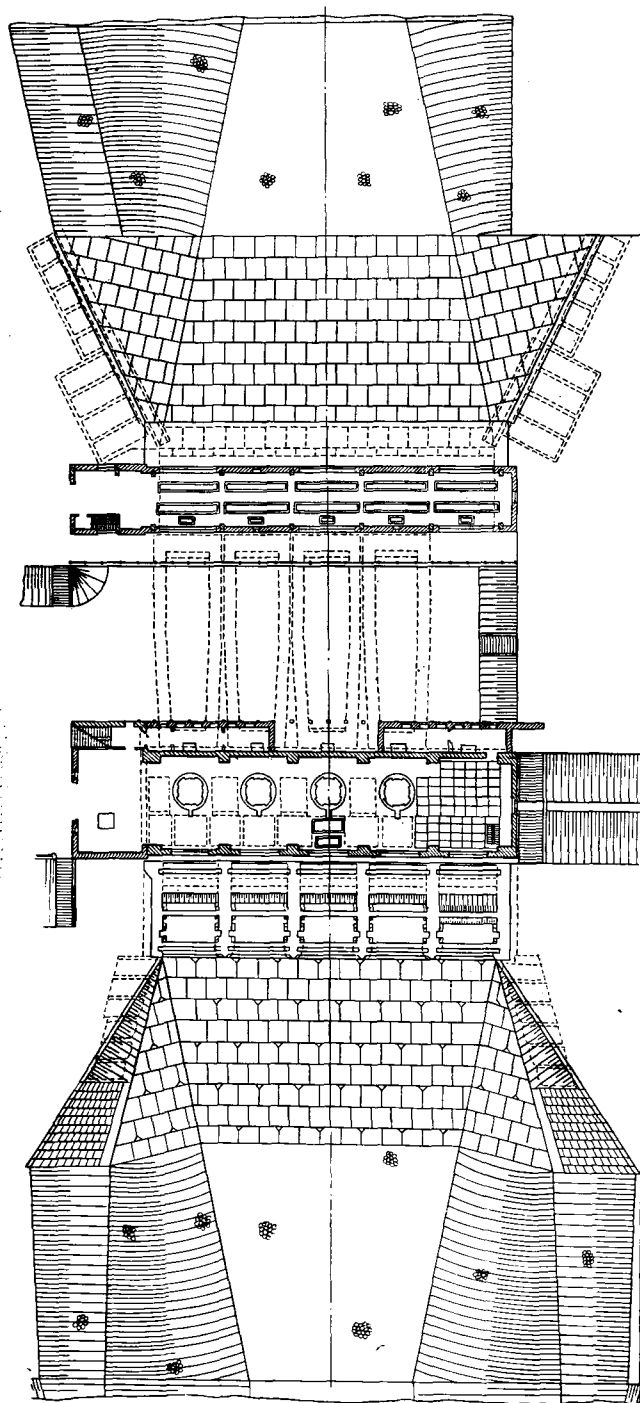
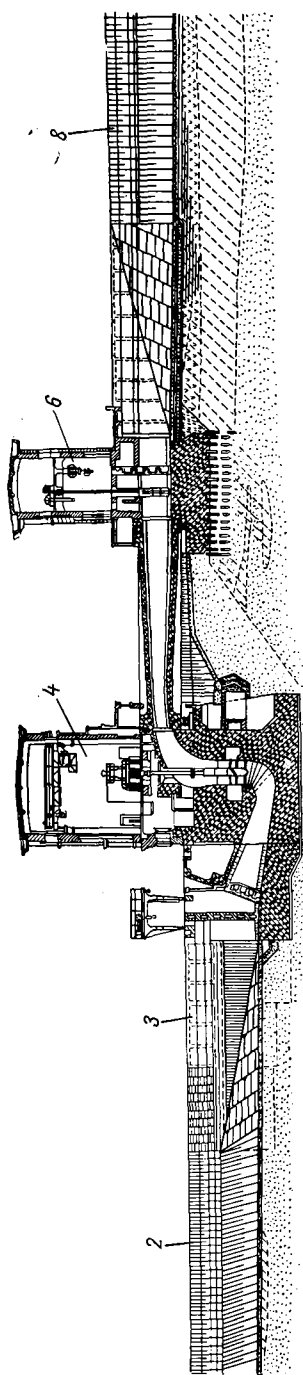


Рис. 140 Поперечный разрез и план верховной стальной каната им. Москвы. Обозначения те же, что на рисунке 139.

3. Рассматривая схемы гидротехнического узла сооружений машинного водоподъема для иных (немелиоративных объектов), можно заметить общность их деталей с деталями гидротехнического узла механического водоподъема для мелиоративных систем как по цели назначения, так иногда и по конструкции элементов. Рассмотренные схемы гидроузлов являются простейшими; в мелиоративных системах возможны и более сложные схемы узлов.

§ 4. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ МЕЛИОРАТИВНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Мелиоративные насосные станции могут иметь различные подачи и мощность в зависимости от размеров мелиорируемой площади, состава сельскохозяйственных культур и высоты подъема воды. Различают следующие виды мелиоративных насосных станций: большой подачи — от 10 до 600 м³/с; средней подачи — от 1 до 10 м³/с и малой подачи — не более 1 м³/с. Эту классификацию насосных станций для других, немелиоративных целей, например для питьевого или промышленного водоснабжения, применять нельзя. Так, насосная станция с подачей воды 1 м³/с для условий хозяйственно-питьевого водоснабжения является крупной насосной станцией.

Для размещения гидромеханического и силового оборудования (как основного, так и вспомогательного), а также коммуникаций трубопроводов и обеспечения нормальных условий работы обслуживающего персонала и эксплуатации оборудования возводят здания насосных станций различных типов с учетом местных условий и назначения станции.

Тип и конструкция здания стационарной мелиоративной насосной станции в основном зависят от способа соединения здания насосной станции с водозаборным сооружением (два отдельных сооружения или одно — совмещенное), типа и конструкции насоса, режима водоисточника, характера грунтов и условий залегания грунтовой воды в месте расположения насосной станции и вида строительных материалов для здания станции.

По конструктивным признакам здания насосных станций можно разделить на три типа с соответствующими подразделениями.

Здания насосных станций «блочного» типа. В основании этих зданий находится бетонный массив — «блок». Вода к насосу подводится всасывающими или напорными трубами (имеется в виду отрицательная высота всасывания насоса) криволинейного или прямоугольного профиля (аналогично отсасывающим трубам турбин гидростанций). Подобный тип насосных станций был изображен на рисунке 124 (с вертикальным насосом типа В), где вода подводится к насосам по криволинейной трубе. Здание насосной станции «блочного» типа с осевым насосом изображено на рисунке 140. Труба, подводящая воду к насосу, имеет криволинейный профиль оси и переменное поперечное сечение. В зданиях насосных станций «блочного» типа устанавливают также горизонтальные центробежные или осевые насосы и не только с электрическими, но и с тепловыми двигателями, но это встречается редко.

Некоторое видоизменение зданий «блочного» типа — здание насосной станции «блочно-шахтного» типа с вертикальными насосами и электродвигателями, показанное на рисунках 141, 142, 150. Основанием здания такой насосной станции служит тот же массивный блок, а передача энергии от двигателя к насосу осуществляется с помощью сравнительно длинного вала ($l \approx 10-15$ м). Насосное помещение представляет собой глубокую шахту, в остальном насосная станция ничем не отличается от изображенной на рисунке 124 станции «блочного» типа.

Здания насосных станций «блочно-шахтного» типа применяют при значительном колебании горизонтов воды в водоисточнике. Они могут

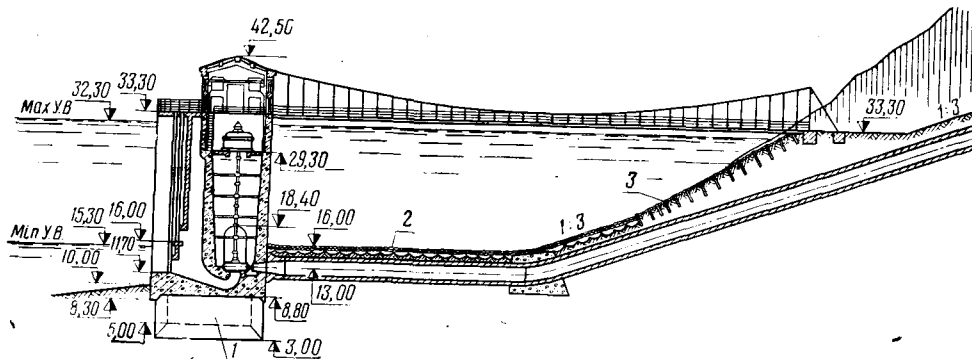


Рис. 141. Русловое здание насосной станции «блочно-шахтного» типа, совмещенное с водоприемником:

1 — опускной колодец (основание — песчаник); 2 — крепление тяжелыми фашинами; 3 — каменная мостовая в плетневую клетку.

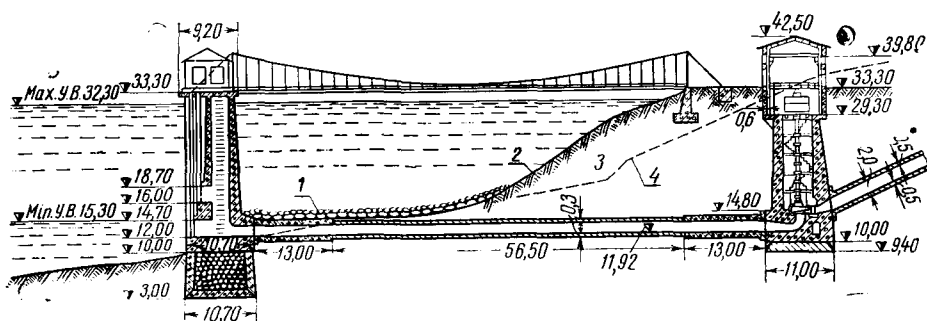


Рис. 142. Береговое здание насосной станции «блочно-шахтного» типа, разделенное с водоприемником:

1 — фашинный тюфяк; 2 — крепление мостовой в плетневую клетку; 3 — подсыпка для планировки берега в пределах сооружения; 4 — естественная поверхность земли.

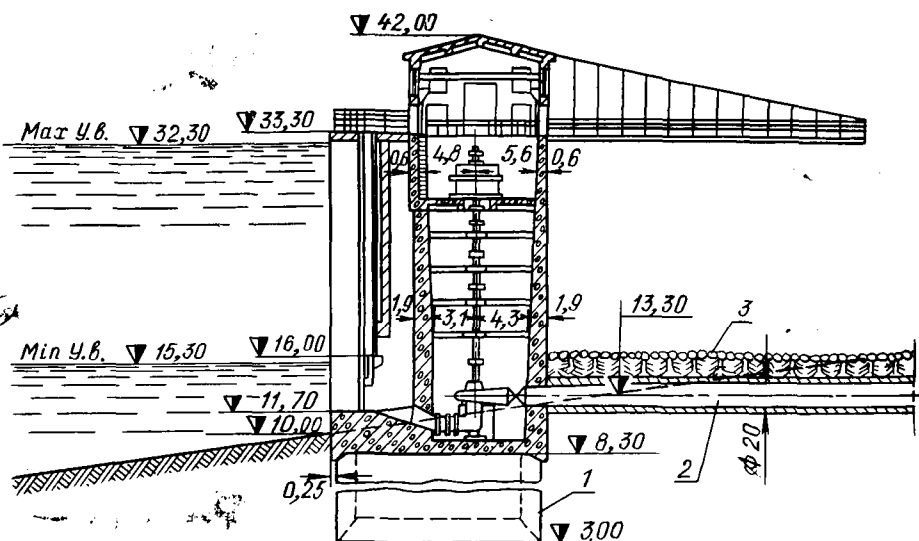


Рис. 143. Русловое здание насосной станции «шахтно-камерного» типа с «сухой» камерой, объединенное с водоприемником:

1 — опускной колодец; 2 — напорный железобетонный трубопровод; 3 — тяжелые фашины.

быть объединены с водоприемником (рис. 141) или располагаться отдельно от него (рис. 142). Здания насосных станций с горизонтальными насосами и двигателями при наличии глубокой шахты и блочного основания также должны быть отнесены к «блочно-шахтному» типу.

К зданиям «блочного» типа можно отнести и здания насосных станций так называемой сифонной установки. В основании этих насосных станций находится блок с расположенными в нем всасывающими и напорными трубами (рис. 5).

Таким образом, здания насосных станций «блочного» типа можно разделить на три группы: с относительно невысоким насосным помещением, «блочно-шахтного» типа с большой высотой насосного помещения (шахтой) и здания сифонной насосной установки. Последний тип в практике встречается очень редко.

Здания насосных станций «камерного» типа. Эти насосные станции могут быть разделены по конструктивным признакам на несколько групп.

Основанием здания насосной станции с «сухой» камерой, которая является насосным помещением, служит плита. Вода подводится к насосам по металлическим трубам внутри «сухой» камеры. При заглублении насосной станции в землю или при большой длине вала вертикальной электронасосной установки тип здания насосной станции с «сухой» камерой называется «шахтно-камерный». На рисунке 143 изображена объединенная с водоприемником насосная станция, здание которой выполнено по «шахтно-камерному» типу с «сухой» камерой. Здания «шахтно-камерного» типа довольно широко распространены также для насосных станций водоснабжения и канализации в различных отраслях народного хозяйства. В таких насосных станциях можно устанавливать как вертикальные, так и горизонтальные насосы. Насосная станция с «сухой» камерой и вертикальным насосом приведена на рисунке 126, а с горизонтальным насосом — на рисунках 154, д, 265 и 312.

К насосным станциям «камерного» типа с «мокрой» камерой можно отнести станции с «затопленными» насосами, например осевыми, имеющими отрицательную высоту всасывания и поэтому погруженными под уровень воды в камере (рис. 144). В этом случае мы имеем насосную станцию с «мокрой» камерой и с затопленным насосом. Такая конструкция применяется в мелиоративных насосных станциях, но редко.

Возможно и другое конструктивное видоизменение здания насосной станции «камерного» типа с «мокрой» камерой, но с «незатопленным» насосом. В этом случае «мокрая» камера служит резервуаром для всасывающих труб насосов (см. рис. 155, б), а машинное помещение находится выше «мокрой» камеры. При вертикальных насосах подобная насосная станция имеет три этажа: первый этаж — это резервуар для всасывающих труб насосов («мокрая» камера), второй является насосным помещением, а третий представляет собой электромашинный зал, где установлены электродвигатели и пусковая аппаратура.

На рисунке 155, а приведена насосная станция, конструктивно напоминающая станцию с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением, но несколько иной конструкции, рекомендуемой для станции с осевыми насосами, которую следует отнести к станциям «блочного» типа с горизонтальной подводящей трубой.

Таким образом, здания насосных станций «камерного» типа могут быть: с «сухой» камерой, с «сухой» шахтой-камерой; с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом, с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением.

Здания насосных станций «назаглубленного» типа. К этому типу относятся такие станции, в которых насосные агрегаты находятся на отдельном фундаменте, не связанном конструктивно со зданием стан-

ции, то есть в основании здания насосной станции нет ни плиты, ни блока. Здание станции этого типа представляет собой обычное здание промышленного назначения с фундаментом ленточного или другого типа, причем отметка пола его всегда выше отметок уровней воды в водосточнике и грунтовых вод. Этот тип здания насосных станций ранее называли «водопроводный», но это название не отражает его конструктивных особенностей.

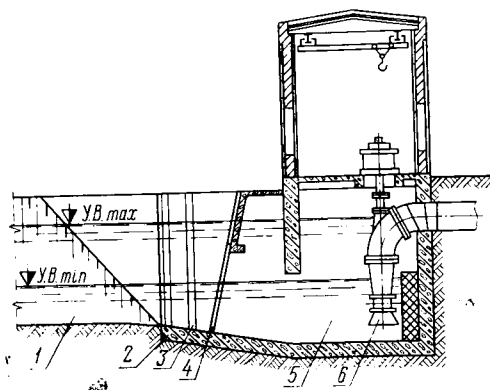


Рис. 144. Здание насосной станции «камерного» типа с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом, объединенное с водозабором:

1 — аванкамера; 2 — водозаборное устройство; 3 — паз для шандор; 4 — сороудерживающая решетка; 5 — «мокрая» камера; 6 — осевой «затопленный» насос.

Подобная конструктивная схема рассмотрена раньше (рис. 133). Насосная станция «назатопленного» типа с прямым водозабором изображена на рисунке 145.

Приведенные описания различных насосных станций как для мелиоративных систем, так и для водоснабжения дают возможность сделать следующие выводы.

1. Здания насосных станций можно определять по конструктивному признаку как здания «блочного», «камерного» и «назатопленного» типов.

2. Определяющими условиями применения различных конструкций зданий насосных станций являются: режим водосточника, строительные условия (грунты в

месте расположения насосной станции, грунтовые воды, строительные материалы и пр.); тип и конструкция насоса, а также условия подвода к нему воды и расположение входного патрубка.

3. Тип двигателя существенно не влияет на конструкцию здания насосной станции.

Передвижные и съемные (сезонные) насосные станции. В настоящее время для мелиоративных целей построено значительное количество плавучих насосных станций, которые могут быть отнесены к насосным станциям, объединенным с водозаборным устройством. Плавучая насосная станция представляет собой понтон (из железобетона, металла или дерева; для постоянных станций дерево не применяют), в трюме которого располагаются насосы, двигатели, трубопроводы. Плавучие насосные станции могут быть самоходными и буксирными, а при необходимости перемещаться вдоль берега, обслуживая несколько водопользователей, уменьшая затраты на прокладку напорных трубопроводов.

При больших колебаниях горизонтов воды в водосточнике они перемещаются по вертикали (в зависимости от изменения отметок уровней в водосточнике), не требуя устройства дорогих фундаментов (при плохих грунтах основания), большой высоты здания станции и ограждающих перемычек при производстве работ.

Плавучие насосные станции можно отнести к категории насосных станций «камерного» типа с «сухой» камерой. Схема состава гидротехнического узла машинного водоподъема с плавучей насосной станцией и конструктивное оформление приведены на рисунке 146. Береговая опора 5 представляет собой часть водовыпуска. Соединительный плавучий трубопровод расположен на отдельных парных понтонах, секции его соединены гибкими резиновыми шлангами. Схема этого гидроузла напоминает схему гидроузла, приведенную на рисунке 122, в.

На построенных и введенных в последнее время в эксплуатацию плавучих насосных станциях напорные трубопроводы, называемые соединительными, имеют шарнирные соединения, которые получают сейчас преимущественное распространение, как наиболее экономичные (рис. 147). Понтоны станций металлические. Плавающие насосные станции, применяемые вместо стационарных для дождевальных установок и небольших оросительных систем типа СНПЛ (самоходная плавучая насосная станция), представляют собой



Рис. 146. Схема гидротехнического узла машинного водоподъема с плавучей насосной станцией:

а — план узла; б — разрез вдоль трассы водоводов; 1 — водосточники — река (водохранилище, озеро); 2 и 3 — плавучая насосная станция (водозабор и насосная станция совмещены); 4 — соединительный трубопровод на понтонах; 5 — береговая опора; 6 — водовыпуск; 7 — машинный канал; 8 — сваи с обвязкой для укладки понтонов при минимальном горизонте воды.

небольшие понтоны, на которых смонтированы насосные агрегаты. Такие насосные станции обладают большой маневренностью, благодаря чему их широко применяют при орошении овощных культур, площади которых располагаются по берегам рек.

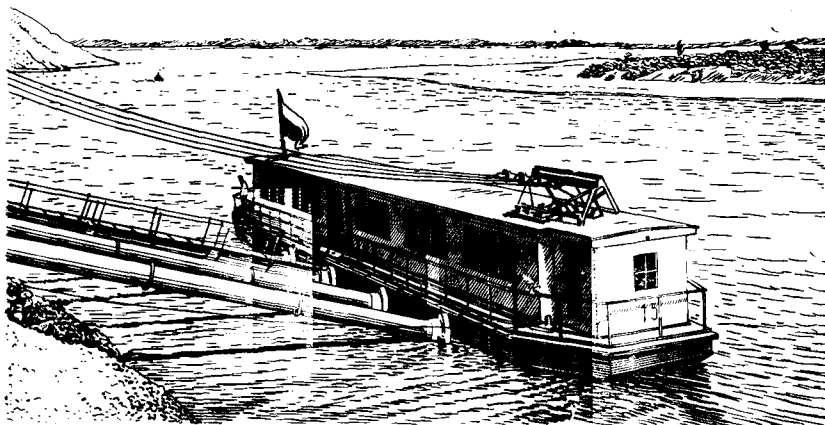


Рис. 147. Плавучая насосная станция. Соединительные трубопроводы с шарнирными соединениями.

Насосные станции СНПЛ, оборудованные салазками, становятся универсальными в отношении передвижения: самоходны на воде, могут перевозиться на автомашинах и платформах и буксироваться на суше тракторами. Для транспорта СНПЛ, спуска их в водоем и выемки из него целесообразно устраивать специальные (отдельные) салазки или тележки.

Большое распространение в орошении, особенно для полива дождеванием, получили передвижные насосные установки наземного типа —

самоходные, а также перемещаемые на тракторе или автомобиле. Эти установки размещают на тракторе, тележках или салазках. На тракторе может быть смонтирован дождевальная агрегат, включающий насос и дождевальный аппарат, приводимые в действие и перемещаемые трактором (ДДА-100М и др.). Есть установки, смонтированные на автомашинах. Установки на тележках или салазках могут приводиться в действие от постоянно установленного двигателя внутреннего сгорания или электродвигателя, а также от трактора через карданный вал. Трактор в этом случае перемещает установку к месту работы и обратно, а в непольный период его можно использовать на других работах.

Подача воды передвижными насосными установками редко превышает 150÷350 л/с.

Практика показала, что в большинстве случаев передвижные установки, за исключением дождевальных машин, в течение оросительного периода не перемещаются. Поэтому их более правильно называть не передвижными, а съемными сезонными установками, которые на зиму убирают в ангары для хранения сельскохозяйственных и других машин. Такие установки не следует устраивать на колесном ходу. Это увеличивает их массу, стоимость и может затруднять транспортировку к месту работы. Чем проще и легче такая установка, тем она надежнее в работе, дешевле и транспортабельнее. Централизованное изготовление таких насосных установок на заводе, безусловно, обеспечивает лучшее их качество и меньшую стоимость. Подача их при благоприятных местных условиях и надлежащем технико-экономическом обосновании может быть и увеличена. Такие установки не требуют капитальных зданий станций. Технические характеристики и конструкция передвижных насосных станций даны в литературе [22, 46].

Есть еще передвижные насосные установки, перемещаемые вдоль откоса берега, которые применяют при больших колебаниях горизонтов воды в водоемнике (см. рис. 238).

Если рассматривать расположение насосных станций по отношению к открытому водоемнику, их можно разделить на следующие типы: русловые, расположенные в самом русле реки, здания которых подвергаются частичному временному или постоянному затоплению при паводках; такие насосные станции обычно совмещены с водозабором (рис. 141);

береговые, располагаемые на берегу водоемника (реки, водохранилища, озера); такие насосные станции могут быть совмещены с водоприемником или расположены отдельно от него; в первом случае здания насосных станций затопляются при высоких горизонтах источника водоснабжения, во втором — здания станций располагаются на некотором расстоянии от берега и не затопляются (рис. 142).

Здание насосной станции может быть заглублено в землю или расположено на поверхности земли. Часто такие насосные станции делят на заглубленные и поверхностные. В зависимости от конструкции здания заглубленные насосные станции могут быть «блочного» или «камерного» типа, а поверхностные — «незаглубленного» типа (рис. 145).

Встречаются насосные станции, которые забирают воду из подземных резервуаров. Они также бывают заглубленные или поверхностные. К ним относятся насосные станции II подъема или насосные станции для захвата подземных вод. Станции могут быть расположены ниже уровня воды в реке и размещаться в теле плотины.

В последнее время для уменьшения объема строительных работ и где это позволяют климатические и эксплуатационные условия, стали сооружать здания насосных станций без верхних надстроек. При этом оборудование может быть открытым или закрытым. В последнем случае насосы, двигатели и вспомогательное оборудование размещаются в помещениях (шахтах), располагаясь ниже максимальных горизон-

тов воды. Здания насосных станций и сооружения узла могут быть выполнены из сборных элементов и несборными. Работа насосных станций может быть сезонной и круглогодичной. В зависимости от этого конструктивные решения элементов узла будут различны.

Особое место занимают гидроаккумулирующие электрические станции (ГАЭС) и водо-электрические аккумулирующие станции (ВЭАС). Эти станции предназначены для использования энергии в провалах графика нагрузки и отдачи энергии при пиках ее в системе. Это дает возможность выровнять работу агрегатов тепловых электростанций и уменьшить затраты по содержанию горячего резерва на них.

При уменьшении нагрузки в энергосистеме включаются агрегаты (насосы) аккумулирующих станций и накачивают воду в верхний аккумулирующий бассейн. При пиковой нагрузке в системе включаются агрегаты (гидротурбины) гидроаккумулирующих станций ГАЭС, выполняющие чисто энергетическую роль. ВЭАС строят на оросительных системах; они должны в провалах графика нагрузки создать запас воды в верхнем резервуаре не только для покрытия пика нагрузки, но и для нужд орошения. Оборудование ГАЭС и ВЭАС бывает трех типов: машины обратимого типа (насосо-турбины и мотор-генераторы), то есть работающие в насосно-турбинных режимах; необратимые, когда монтируют отдельно турбинные и насосные установки; строенное оборудование, когда на одном валу располагаются мотор-генератор, турбина и насос. Обратимые машины следует считать наиболее перспективными и экономичными. В СССР осуществлено строительство Киевской ГАЭС (мощность 200 МВт) и планируется строительство еще более мощных ГАЭС. За границей (Швейцария, США и др.) эксплуатация ГАЭС в определенных условиях показала их техническую и экономическую целесообразность.

Глава VII. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Разнообразие условий работы насосных установок и станций в сельском хозяйстве требует различного оборудования.

Во введении, § 1 и 2 главы первой были указаны типы насосов и аппаратов, которые могут применяться в сельском хозяйстве. Там же была приведена классификация насосных установок и станций по цели их назначения.

В каждой насосной станции имеется гидромеханическое и энергетическое оборудование, которое делится на основное и вспомогательное.

Гидромеханическое оборудование включает: основные, или главные, насосы, в задачу которых входит полное обеспечение водой потребителя, согласно графику водоподачи; всасывающие, или подводящие, напорные и их переключающие трубопроводы, фасонные части трубопроводов; устанавливаемые на трубопроводах регулировочные, переключающие, аварийные затворы (задвижки, дроссели и пр.); контрольно-измерительную аппаратуру (водомеры и пр.); предохранительную аппаратуру (предохранительные клапаны, обратные клапаны); вспомогательное гидромеханическое оборудование — вспомогательные насосы (например, вакуум-насосы для запуска главных насосов); осушительные и грязевые насосы для удаления жидкости и грязи из различных сооружений и помещений насосной станции, трубопроводы и их фасонные части, задвижки, клапаны и др. для вспомогательных насосов, а также противопожарные насосы и относящееся к ним оборудование (трубы, задвижки и пр.) для нужд насосной станции и примыкающих к ней служебных и хозяйственных помещений.

Энергетическое оборудование включает: двигатели для главных насосов; двигатели для вспомогательных и противопожарных насосов, а также для управления различными затворами; двигатели или аппараты для получения постоянного тока, необходимого для автоматики привода; вспомогательные генераторы, например, для освещения насосной станции при отсутствии основного электропитания; пусковую и другую аппаратуру двигателей.

Кроме того, в насосных станциях в зависимости от типа двигателей для главных насосов устанавливают особое оборудование: для привода насоса от двигателя; для водоснабжения и топливоснабжения тепловых двигателей; для распределительного устройства и понизительной подстанции, пульта управления, панелей автоматики и дистанционного управления в электрифицированных насосных станциях.

В больших насосных станциях устраивают централизованное масляное хозяйство, в которое входят масляные насосы, маслопроводы, баки, устройства для очистки масла.

В насосных станциях устраивают вентиляцию, а в станциях, работающих круглый год, устанавливают отопительную аппаратуру.

Для монтажа и демонтажа оборудования насосной станции устраивают постоянные или временные устройства: краны, кошки и пр.

В зависимости от типа основных двигателей для привода главных насосов насосные станции бывают: нефтемоторные, с паровыми двигателями, электронасосные, газогенераторные, ветронасосные.

По способу управления насосами и электродвигателями различают насосные станции: неавтоматические, то есть с местным децентрализованным управлением; с полуавтоматическим управлением; автоматические, которые могут быть и полностью автоматизированными с дистанционным или телемеханическим управлением.

В *неавтоматических* насосных станциях управление агрегатами осуществляется вручную обслуживающим персоналом. В *автоматических* насосных станциях процессы пуска, остановки агрегатов, а также операции регулирования работы и защиты агрегатов автоматизированы.

На полностью автоматизированных станциях нет обслуживающего персонала, и все управление осуществляется автоматически, при помощи соответствующих реле, без участия человека. Такие насосные станции применяют, например, в осушительных системах для перекачки и др. Работа их связана с частыми перерывами и требует специальной аппаратуры для пуска и остановки агрегатов.

Автоматические станции с дистанционным или телемеханическим управлением характеризуются тем, что часть операций по управлению и регулированию насосных установок выполняется из одного места (с диспетчерского пункта) по специальным проводам связи. Если диспетчерский пункт находится в здании автоматической насосной станции или вблизи нее, то такое управление называется дистанционным. Телеуправление станцией ведется на значительном расстоянии (иногда за десятки километров).

Полуавтоматические насосные станции характеризуются тем, что пуск в ход и нормальная остановка агрегатов производится вручную со щита или пульта управления насосной станцией, находящегося в здании, либо с диспетчерского пульта, расположенного в нескольких километрах от насосной станции; нормальная же работа, регулирование и защита от аварий осуществляются автоматически.

§ 2. ВЫБОР ТИПА НАСОСА И ВЛИЯНИЕ ЕГО КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ НА КОНСТРУКЦИЮ ЗДАНИЙ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Мелиоративные насосные установки и станции могут иметь различную подачу — от самой малой, 1—2 л/с, до 400 000 л/с и выше, а также различные высоты подъема (от 1 до 80 м и выше).

Насосные станции для сельскохозяйственного водоснабжения также имеют напоры от 10 до 250 м и подачу от 1 до 500 л/с. Высокие напоры свойственны насосным станциям с глубоководными насосами. При захвате вод поверхностного стока напоры обычно бывают не выше 100 м.

Благодаря таким широким диапазонам подачи и напоров возможно применение самых различных водоподъемников, начиная от простейших водоподъемных устройств и кончая современными насосами.

Водоподъемник должен обладать высоким к. п. д.; быть более простым, что уменьшает габариты насоса и двигателя, снижает стоимость их и уменьшает габариты здания; иметь хорошие эксплуатационные качества (легкость монтажа и демонтажа, уравновешенность осевых усилий, надежные подшипники и надлежащее уплотнение сальников, если последние имеются); быть устойчивым к кавитации при гарантированной заводом высоте всасывания; материал отдельных деталей водоподъемника должен противостоять в случае необходимости действию агрессивных вод; конструкция его должна обеспечивать ком-

пактность здания станции; желательно, чтобы он был освоен промышленностью. Если расчетами обоснована экономическая и техническая целесообразность применения нового насоса, следует его применить с учетом времени и затрат на его освоение.

В этом разделе мы коснемся лишь лопастных насосов — центробежных и осевых, вопрос же о других водоподъемниках будет освещен при изложении специфических особенностей различных насосных станций — мелиоративных, сельскохозяйственного водоснабжения и пр. При устройстве мелиоративных насосных станций с большой подачей (свыше $10 \text{ м}^3/\text{с}$) и насосах с подачей свыше $2 \text{ м}^3/\text{с}$ следует отдавать предпочтение вертикальным насосам и электродвигателям перед горизонтальными, так как при этом: уменьшается площадь здания станции, что сокращает капитальные затраты по зданию, особенно при значительном колебании горизонтов воды в водоемнике и в связи с этим большой высоте здания; вертикальный насос может быть установлен ниже минимального уровня воды в водоемнике значительно проще и дешевле, чем горизонтальный. Его пуск будет осуществляться без зарядки вакуум-насосом, что упрощает схему автоматики. Заглубление насоса (устройство отрицательной высоты всасывания) может быть и обязательным, что, как мы видели ранее, зависит от его кавитационных свойств и характерно для насосов большой производительности и малого напора, а отметку пола электромашиного зала имеется возможность устанавливать на необходимой высоте. Это при колебании горизонтов воды в водоемнике дает возможность располагать электродвигатели в сухом помещении. При горизонтальных насосных агрегатах установка крупных электродвигателей в сыром подвальном помещении нерациональна, так как противосыровая изоляция значительно повышает стоимость электродвигателей, необходима более сложная система вентиляции и тщательная осушка помещения, где установлены насосные агрегаты; при аварии с трубопроводами в насосном помещении в станциях с вертикальным оборудованием меньше вероятность затопления силового оборудования.

Конструкция насосного помещения и основания здания насосной станции зависит: от типа насоса — вертикального или горизонтального; условия подвода воды к входному патрубку насоса и условий отвода воды от него; гидрологии водоемника и от свойств грунта основания в месте расположения насосной станции и уровней стояния грунтовых вод.

Условия подвода воды к насосу зависят от его конструкции. При рассмотрении конструкции насосов было выяснено, что вертикальные центробежные насосы типа В (рис. 18) и вертикальные осевые насосы ОВ и ОПВ (рис. 28, 29) имеют осевой вход воды, благодаря чему подвод воды к ним должен быть осуществлен снизу подводящей трубой, расположенной на полу насосного помещения (рис. 126) или расположенной в бетонном массиве — блоке. При этом труба может быть горизонтальной (рис. 155, а) или иметь изогнутую форму (рис. 124, 140, 141).

Отвод воды от насоса типа В осуществляется по спирали, поэтому напорные трубы с их арматурой размещают на полу насосного помещения. У вертикальных насосов типа ОВ и ОПВ отвод воды осевой, переходящий в диффузор и колено, размещается вертикально и требует соответствующей высоты насосного помещения, что можно видеть на рисунках 140, 149.

Горизонтальные осевые насосы могут быть расположены в насосных станциях «блочного» типа в «сифонных» установках (рис. 5).

Здания насосных станций «камерного» типа с «сухой» камерой имеют в основании плиту, а трубы, подводящие воду к насосу, располагаются на полу насосного помещения. В «камерных» станциях с «сухой»

камерой во всех случаях насосное помещение загромождается трубами и арматурой, что требует устройства переходных мостиков. Поэтому в практике проектирования крупных мелиоративных насосных станций применяют насос в зависимости от напора типа В или ОВ и ОПВ и здания «блочного» типа.

В качестве примера опишем гидротехнический узел машинного водоподъема одной оросительной насосной станции (рис. 148), в которой установлено пять вертикальных осевых насосов типа ОПВ. Подача насосной станции при форсированном расходе $17,5 \text{ м}^3/\text{с}$, таким образом, каждый насос имеет подачу $3,5 \text{ м}^3/\text{с}$ и напор от 9 до 11 м. Как видно из рисунка, здание насосной станции «блочного» типа. Подводящая труба имеет криволинейную ось и переменное сечение: при входе прямоугольное и у входного патрубка насоса круглое. Более подробно здание насосной станции изображено на поперечном и продольном разрезах (рис. 149, а, в) и в плане (рис. 149, б). Из рисунка 148 можно видеть, что аванкамера насосной станции в плане имеет форму трапеции с основаниями 2,5 и 22,5 м и длиной 35 м; на расстоянии 5,85 от входных бычков аванкамера имеет уклон 0,2 к входным отверстиям. Бычки сопрягаются с открылками — железобетонными контрфорсными стенками, расположенными под углом 45° к оси аванкамеры. Насосы заглублены под уровень воды на 2,9 м при самом низком горизонте воды в подводящем канале у здания насосной станции.

Насосы имеют осевой отвод воды от выправляющего аппарата диффузорного типа, переходящий в колено. Диффузорный патрубок коленом соединяется с коротким металлическим трубопроводом. Последний является соединительным звеном с примыкающим к зданию насосной станции напорным железобетонным трубопроводом диаметром 1,5 м, длиной 33 м. Так как напорный трубопровод короткий, то каждый из насосов подает воду в свой отдельный трубопровод. Вода из напорного трубопровода через водовыпускное отверстие поступает в водовыпуск, который обеспечивает плавное сопряжение потока воды, выходящего из напорного трубопровода, с потоком воды в магистральном оросительном канале.

На канале, недалеко от водовыпуска, запроектирован небольшой регулировочный резервуар с трехчасовым запасом воды на случай кратковременной остановки агрегатов насосной станции. Из регулировочного резервуара вода поступает в тот же магистральный канал. Насосное помещение разделено поперечными стенками, оси которых служат продолжением осей бычков примыкающего к зданию станции водозаборного устройства. В поперечных стенках устроены отверстия для сквозного прохода вдоль насосного помещения. Раздельные стенки в насосном помещении выполняются редко, их устройство следует обосновывать, они могут и отсутствовать (см. рис. 28). Над насосным помещением на междуэтажном перекрытии в электромашинном зале установлены вертикальные электродвигатели. Для подъема вверх деталей насосов при ремонте в полу зала устроены люки.

Электромашинный зал представляет собой обычное промышленное помещение каркасного типа, выполненное из железобетонных рам с кирпичным заполнением стен между стойками. В электромашинном зале запроектирован кран для проведения монтажно-демонтажных работ и перемещения деталей оборудования на монтажную площадку и обратно. К зданию насосной станции примыкает одноэтажная пристройка для распределительного устройства. Размеры здания насосной станции по наружному обмеру в плане: длина 39,28 и ширина 7,39 м. Пристройка для размещения аппаратуры распределительного устройства имеет длину 7,91 и ширину 7,26 м. Высота насосного помещения 5,7 м, а здания электромашинного зала 10 м. Средняя высота блока основания 2,9 м. В блоке выполнены трубы, подводящие воду к насосу,

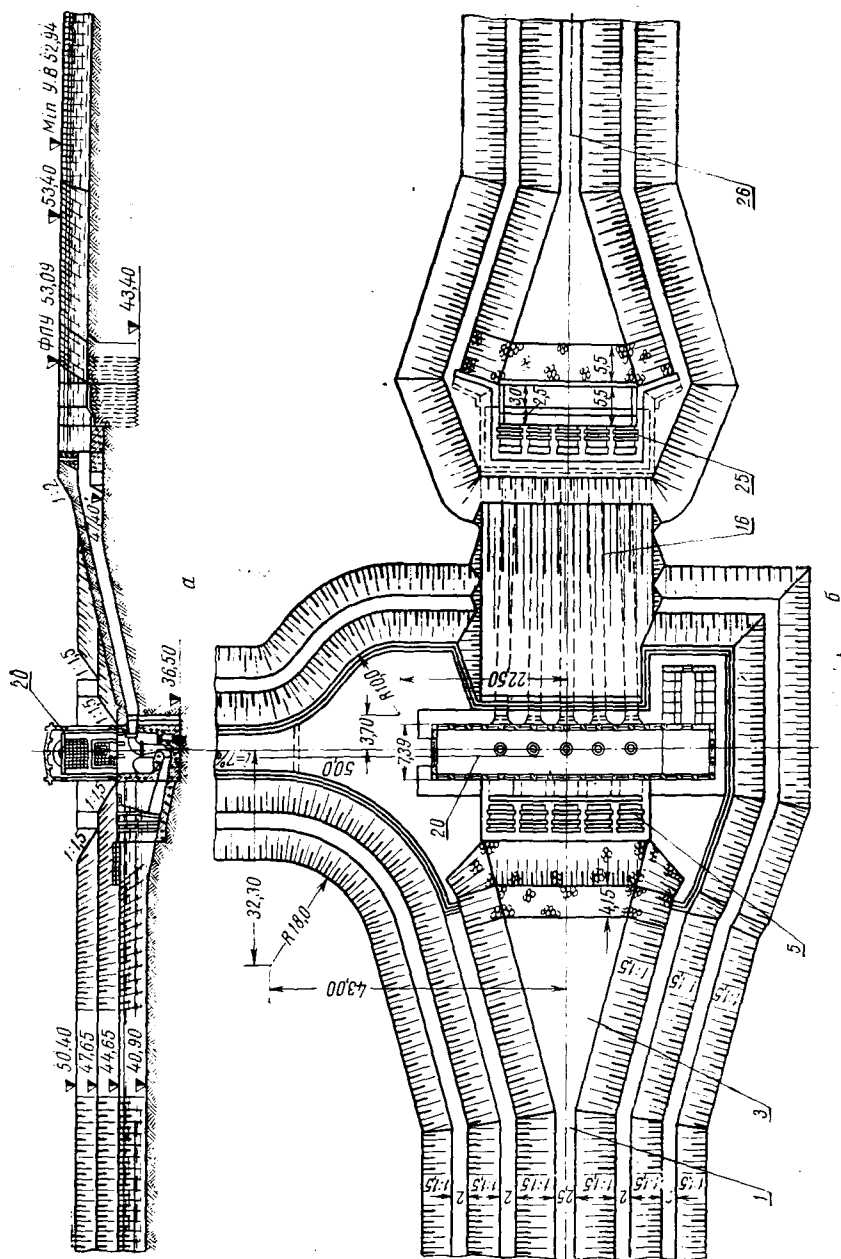


Рис. 148. Гидротехнический узел машинного водоподъема оросительной насосной станции «блочного» типа с вертикальными осевыми насосами:
 а — разрез — профиль по оси водотока узла; б — план узла; 20 — водовыпуск; 25 — машинный канал. Остальные обозначения те же, что на рисунке 149.

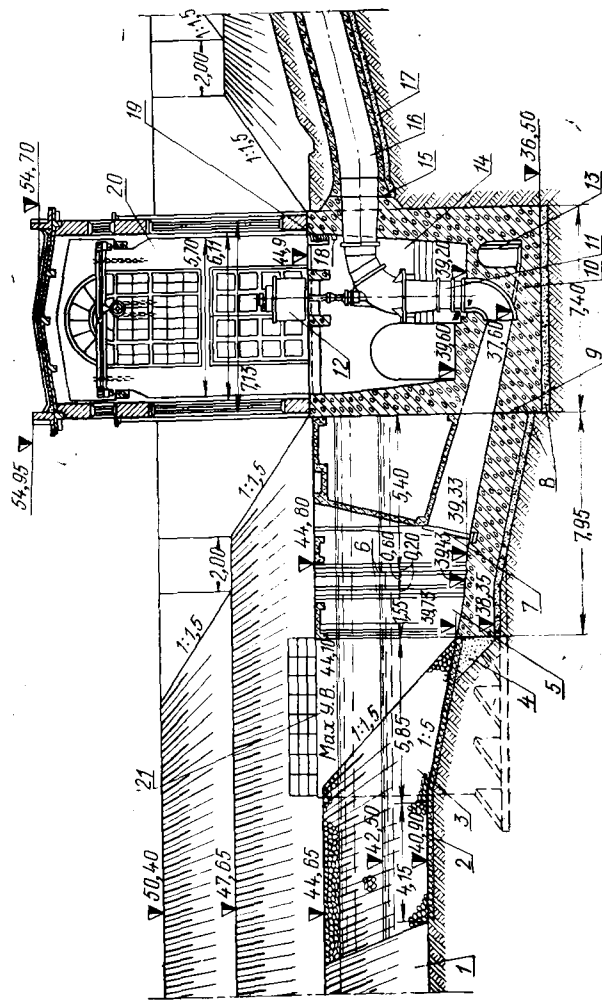


Рис. 149. Насосная станция «блонного» типа с вертикальными осевыми насосами:

а — поперечный разрез; б — план; в — продольный разрез; 1 — подводящий канал; 2 — мощное одиночное по песчано-гравийной подготовке; 3 — аванкамера; 4 — обратный фильтр; 5 — волозаборное устройство, смещающее (примыкающее) с насосной станцией, но отделено от нее осадочным швом; 6 — пазы аварийно-рабочих затворов; 7 — сорудерживающая решетка; 8 — подготовка из тощего бетона 20 см; 9 — водо-непроницаемый осадочный шов; 10 — железобетон; 11 — осевой вертикальный насос типа ОВП ($Q = 3,5 \text{ м}^3/\text{с}$; $H = 9-11 \text{ м}$); 12 — электродвигатель; 13 — осушительная труба в дренажно-смотровой галерее; 14 — насосное помещение типа «сухой» камеры; 15 — водонепроницаемый осадочный шов; 16 — напорный железобетонный трубопровод (количество по числу насосов); 17 — щебенчатая подготовка с проливкой цементным раствором 15 см; 18 — пожарная труба; 19 — кабельный канал; 20 — машинный зал — надстройка каркасного типа (каркас монолитный железобетонный) с заполнением стен из кирпича; 21 — открывки для сопряжения водозаборного устройства с откосами канала; 22 — монтажная площадка; 23 — здание распределительного устройства; 24 — стеклянная перегородка.

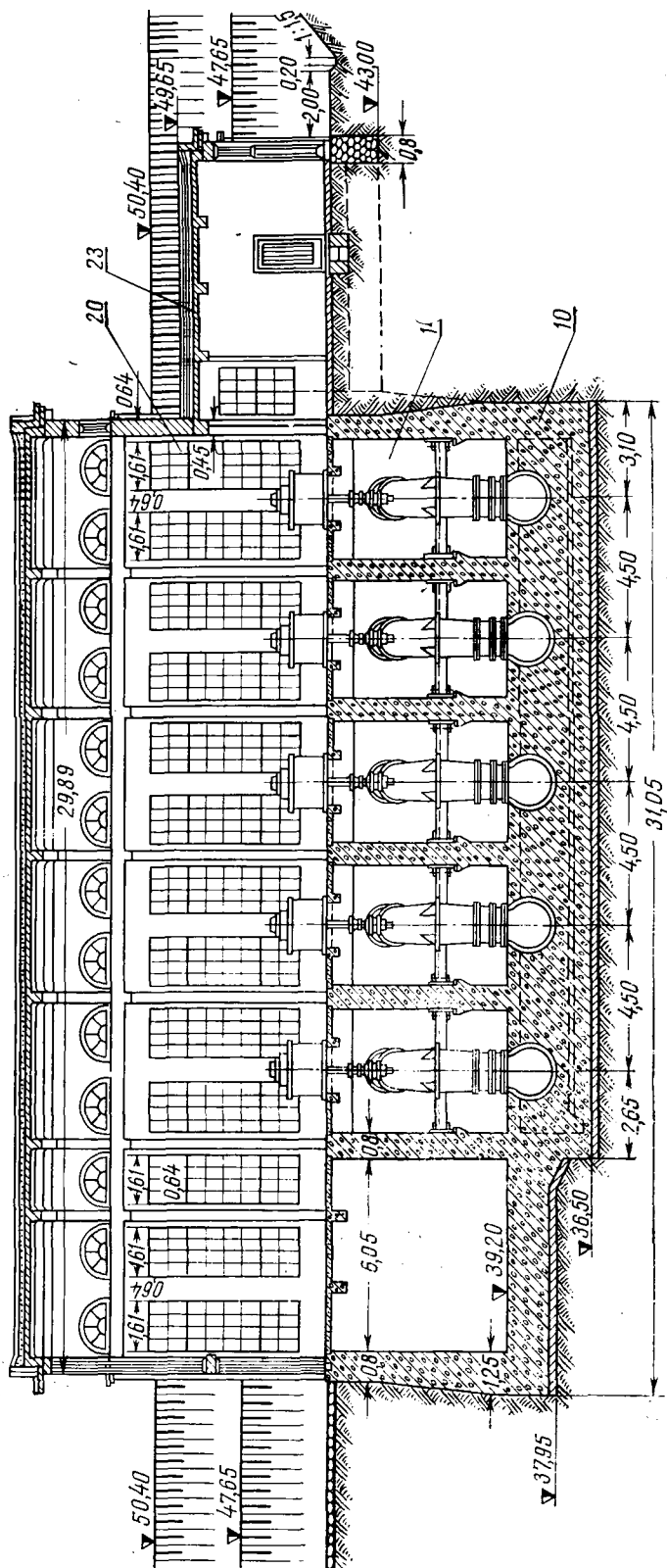


Рис. 149. Продолжение.

с криволинейной осью и потерна. Подводящая труба насоса имеет подъем в сторону водозабора, что уменьшает заглубление последнего. На рисунке 150 такой подъем трубы не осуществлен, но устройство его, если это дает преимущество и позволяют условия, следует рекомендовать. Насосное помещение заглублено в землю на 8,3 м.

На рисунке 140 была изображена насосная станция «блочного» типа с пятью насосными агрегатами. В настоящее время на станции установлено четыре агрегата с осевыми насосами ОПВ-250 ($n_s=780$ об/мин, $Q=25,0$ м³/с и $H=8,5$ м) и с синхронными электродвигателями мощностью по 3000 кВт и частотой вращения 214 об/мин. Подводная часть насосного здания представляет собой массив с размерами в плане $17,5 \times 44,5$ м и высотой 20 м. В ней размещены трубы, подводящие воду к насосам, отводы в виде диффузора и колена. Массив подводной части прорезан проходами сложной конфигурации для обслуживания оборудования и здания. В подводной части массива нет конструктивных швов, что при неоднородных грунтах основания здания насосной станции потребовало армирования бетонного блока пространственной арматурной сеткой со стержнями на расстоянии 80 см один от другого и с усилением арматуры по контуру.

Фундаменты под агрегаты приняты рамного типа и имеют в плане размеры $4,2 \times 4,2$ м между осями стоек. Конструкция фундаментов опирается на массив блока и поверху связана железобетонным перекрытием. Здание электромашиного зала каркасное (каркас металлический), стены с кирпичным заполнением, высота его около 18 м. Монтажная площадка выполнена как независимая от здания насосной станции конструкция и отделена от него сквозным осадочным швом.

В ГОСТ (19740—74 и 9366—71) приводятся рабочие параметры лопастных насосов, выпускаемых заводами СССР, которые можно применять для крупных насосных станций: центробежные вертикальные типа В с напорами 40, 63, 110 м ($\omega_s = \frac{n_s}{10} = 12, 16, 22$), диаметрами напорных патрубков 600, 800, 1000, 1200, 1600, 2000, 2400 мм и осевые вертикальные и горизонтальные типа О и ОП, с диапазоном подачи от 0,08 до 40 м³/с и напоров от 2,5 до 26 м.

На рисунке 150 приведен разрез насосной станции «блочного» типа с вертикальными центробежными насосами: вывод напорного трубопровода из условия надежности и эксплуатации лучше принять по рисункам 228, 229, а для уменьшения высоты ремонтного затвора (поз. 2) следует устроить забральную стенку (см. рис. 141, 143).

При выборе типа насосной станции нужно иметь в виду следующее.

1. Здания насосной станции «блочного» типа с изогнутой всасывающей трубой следует применять с насосами типа В или ОВ и ОПВ. подачей $Q > 4 \div 5$ м³/с: с осевыми насосами ОВ и ОПВ-145 и более; с насосами 1000 В и более.

2. Насосы типа ОП, ОПВ-110 и менее в насосных станциях «блочного» типа с горизонтальной подводящей трубой (см. рис. 155, а). И как исключение при благоприятных условиях насосы типа ОВ и ОПВ-87 и менее возможно при обосновании устанавливать в насосных станциях «камерного» типа «с мокрой» камерой и «затопленным» насосом (см. рис. 155, в).

3. Насосы типа В: 600 В и 800 В следует устанавливать в насосной станции «камерного» типа с «сухой» камерой (см. рис. 126, 152).

4. Насосы типа ОГ-70 и менее можно устанавливать в насосных станциях «незаглубленного» типа (рис. 153), с «сухой» камерой (рис. 156, б), «блочного» типа с сифонной всасывающей трубой (рис. 5).

5. Окончательный выбор типа здания для определенного насоса в случае, когда возможны различные решения, обосновывается технико-экономическим сопоставлением ряда технически целесообразных вариан-

тов с учетом местных условий: колебания горизонтов воды в водосточнике, геологических условий территории расположения насосной станции и сооружений узла и т. д. Это условие обязательно для станции любой подачи и назначения.

Здания насосной станции с подачей от 1 до 10 м³/с можно принимать различных конструкций. Так, здания стационарных насосных станций могут быть: «блочного» типа с вертикальными насосами типа В, ОВ и ОПВ; «камерного» типа с «сухой» камерой с гори-

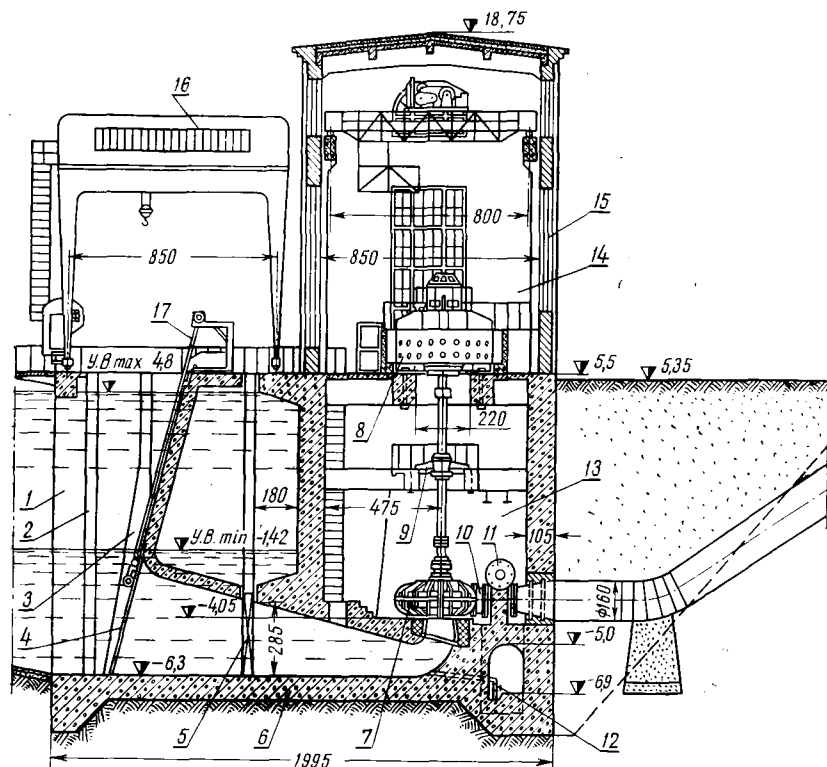


Рис. 150. Поперечный разрез насосной станции «блочно-шахтного» типа с вертикальным центробежным насосом:

1 — водозаборное устройство; 2 — паз аварийного шандорного загораждения; 3 — паз решетки; 4 — сороудерживающая решетка; 5 — рабочий затвор; 6 — железобетон; 7 — вертикальный центробежный насос; 8 — синхронный электродвигатель; 9 — промежуточный направляющий подшипник; 10 — монтажная вставка; 11 — дроссельный затвор с гидравлическим приводом; 12 — осушительная труба в дренажно-смотровой галерее; 13 — насосное помещение; 14 — машинный зал каркасного типа (каркас железобетонный монолитный) с кирпичным заполнением стен; 15 — пилястра — архитектурная деталь, одновременно утепляющая железобетонную стойку рамы; 16 — козловый кран; 17 — решеткоочистная машина.

зонтальными насосами типа Д, горизонтальными осевыми типа ОГ и ОПГ, вертикальными типа В, передвижными плавучими с горизонтальными насосами типа Д, ОГ и ОПГ; «камерного» типа с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением с вертикальными насосами типа В (рис. 154, з) и горизонтальным типа Д (рис. 155, б). Можно также принимать здания стационарной насосной станции «незаглубленного» типа с горизонтальными насосами типа Д (рис. 145).

На рисунке 151 приведен пример насосной станции с «сухой» камерой для водоснабжения (2-й подъем), на которой установлено 6 насосов марки Д с подачей 0,8 м³/с каждый. Вода к станции подводится из резервуаров чистой воды четырьмя стальными водоводами, соединенными в здании коллектором; из него вода поступает в насосы. Для отключения и ремонта на подводящих трубопроводах и всасывающих трубопроводах насосов установлены задвижки, монтажные вставки

сальникового типа. На коллекторе установлено три пары задвижек, секционирующие насосы на три блока по два насоса, так что при выходе из строя любой задвижки или насоса возможно работать четырьмя насосами (два насоса резервных). Аналогичная компоновка осуществлена и на напорной части коммуникаций, но только у насоса еще установлен обратный клапан с предохранительным клапаном на случай остановки одного или всех насосов (выключение электроэнергии и др.). Насосы установлены под затоплением и при пуске не требуют заливки.

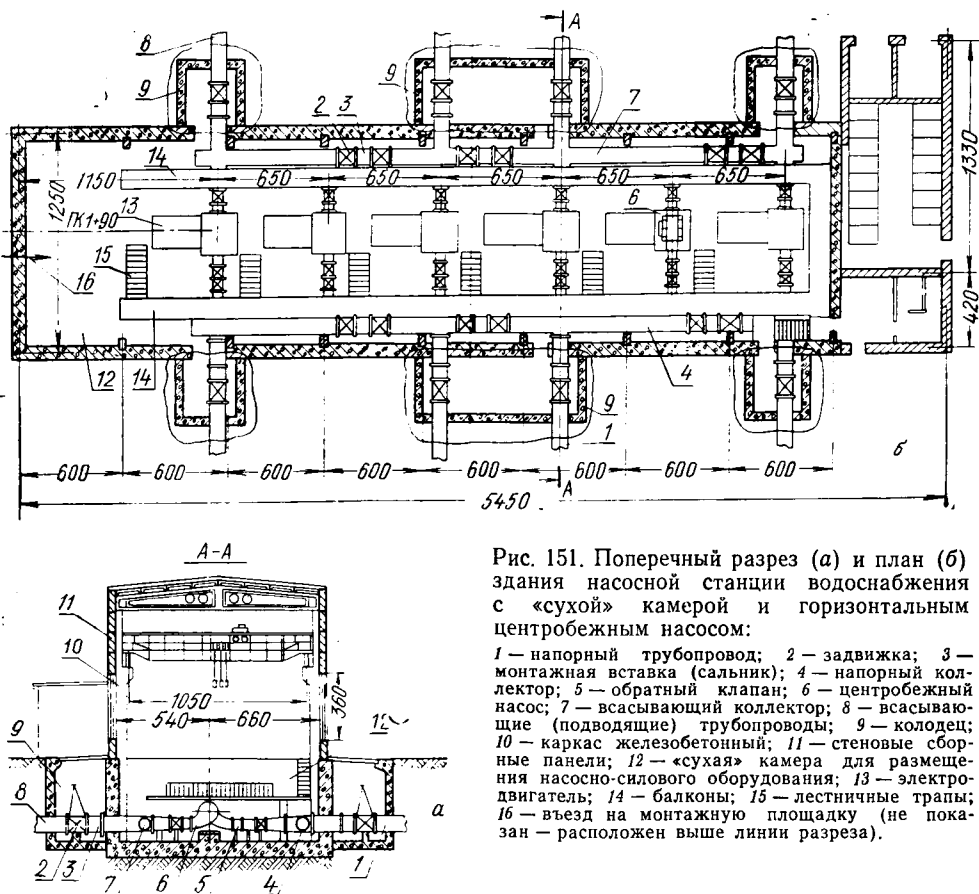


Рис. 151. Поперечный разрез (а) и план (б) здания насосной станции водоснабжения с «сухой» камерой и горизонтальным центробежным насосом:

1 — напорный трубопровод; 2 — задвижка; 3 — монтажная вставка (сальник); 4 — напорный коллектор; 5 — обратный клапан; 6 — центробежный насос; 7 — всасывающий коллектор; 8 — всасывающие (подводящие) трубопроводы; 9 — колодец; 10 — каркас железобетонный; 11 — стеновые сборные панели; 12 — «сухая» камера для размещения насосно-силового оборудования; 13 — электродвигатель; 14 — балконы; 15 — лестничные трапы; 16 — въезд на монтажную площадку (не показан — расположен выше линии разреза).

Коммуникации трубопроводов сложные и дорогие и могут применяться только для ответственных насосных станций, как рассматриваемая станция, с высоким коэффициентом обеспечения водоподачи.

Насосно-силовое оборудование располагается в заглубленной «сухой» железобетонной монолитной камере, ниже уровня земли, с расположением соединительных коллекторов трубопроводов внутри здания. Наружные стены камеры и колодцев покрыты двойным слоем горячего битума. Задвижки на внешних трубопроводах вынесены за здание и располагаются в колодцах. Все задвижки электрифицированы, с дистанционным управлением, но имеют еще и ручное управление.

Верхнее строение здания сборное каркасное — каркас железобетонный с панельным заполнением стен. Отопление здания электрическое. Здание оборудовано мостовым краном для производства ремонтных работ по оборудованию и коммуникациям трубопроводов. В машинном отделении из-за открытого расположения трубопроводов предусмотрены переходные мостики (балконы) с лестничными трапами.

Такие сложные и дорогие схемы коммуникаций внутристанционных трубопроводов, вызывающих еще и увеличение размеров и стоимости

здания, для насосных станций мелиоративного назначения применять не рекомендуется (подробно об этом см. § 6 настоящей главы). На рисунке 152 приводится расположенная на берегу насосная станция «шахтно-камерного» типа с «сухой» камерой, совмещенная с водозаборным устройством, оборудованная вертикальными насосами типа В. Здесь каждый насос имеет свою подводящую трубу, здание станции более компактно, хотя и устраивается напорный коллектор, но выше оси насоса, на отметке укладки напорного трубопровода у здания.

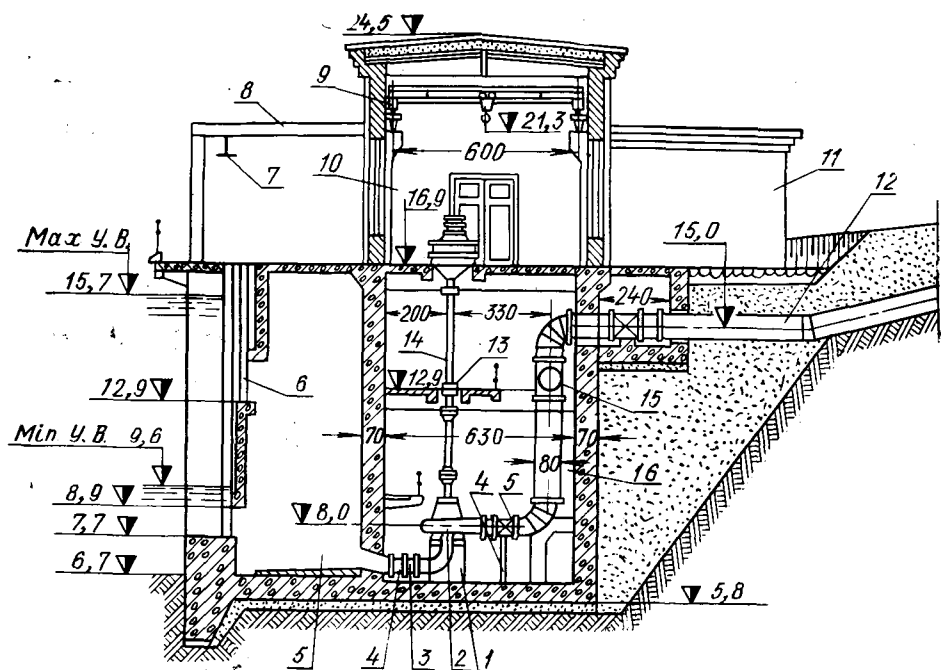


Рис. 152. Совмещенная береговая насосная станция «шахтно-камерного» типа с «сухой» камерой:

1 — столбчатый фундамент насоса; 2 — насос типа В; 3 — монтажный вставок-сальник; 4 — задвижка; 5 — водозаборное устройство; 6 — пазы сороудерживающих решеток и ремонтных затворов; 7 — монорельс для тельфера; 8 — конструкция, поддерживающая монорельсы; 9 — кирпичные пиллястры; 10 — машинный зал; 11 — здание распределительного устройства; 12 — напорный трубопровод; 13 — направляющий подшипник; 14 — вал (проставок-трансмиссия); 15 — коллектор; 16 — насосное помещение — шахта.

Для станций мелиоративного назначения следует рекомендовать как основную бесколлекторную схему соединения внутростанционных трубопроводов (см. рис. 124, 126, 150). К насосной станции, приведенной на рисунке 124, вода подводится четырехочковой подводящей трубой, то есть отдельно к каждому насосу, а не как на рисунке 151, где при шести насосах вода подводится четырьмя трубопроводами, а может подводиться и меньшим числом труб.

Мелиоративные насосные станции малой подачи (меньше $1 \text{ м}^3/\text{с}$) в зависимости от расхода и напора можно проектировать с различными стандартными насосами. В общем случае могут быть приняты горизонтальные насосы типа К, Д и ОГ. В некоторых случаях применяют вертикальные насосы типа ОВ и В. В соответствии с этим принимают также типы и конструкции здания насосных станций: «камерный» или «шахтно-камерный»; «камерный» с «мокрой» камерой и с «затопленным» насосом; «камерный» с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением; «незаглубленный» и передвижной (наземные и плавучие станции).

При напорах до 10 м и подаче насосной станции до 1 м³/с можно принимать также горизонтальные осевые насосы. Например, при диаметре рабочего колеса около 400 мм возможна установка насосов на рамах и свайном основании (рис. 153). Легкость и простота конструкции такой сезонной насосной станции, удобное расположение электродвигателя (непосредственно на трубе насоса) дают возможность применять ее на небольших мелиоративных установках.

На рисунке 1 была показана насосная установка с насосом К для орошения небольшого участка. Насос и двигатель установлены на раме. Подобные сезонные насосные установки на зиму убирают. Они имеют весьма облегченное покрытие над оборудованием в виде навеса или колпака, их можно отнести по конструкции сооружений узла к насосным установкам облегченного (временного) типа.

Возможные типы насосов для различных по конструкции зданий насосных станций большой и средней подачи приведены в таблице 11 и насосных станций небольшой подачи ($Q_{н.с} \leq 1,0 \text{ м}^3/\text{с}$) — в таблице 12. Конструктивные схемы этих зданий станций показаны на рисунках 154, 155, 156.

Насосные станции для сельскохозяйственного водоснабжения при водозаборе из открытого источника могут иметь здания различных конструкций: «незаглубленного» типа, «камерного» с «сухой» камерой, «ка-

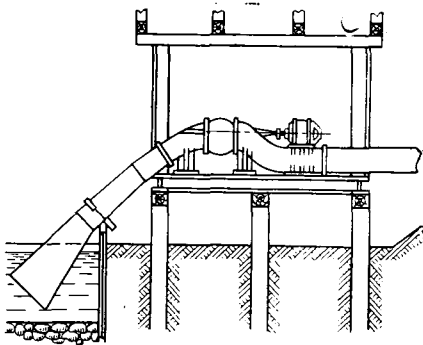


Рис. 153. Насосная станция с временным облегченного типа зданием и горизонтальным осевым насосом.

Таблица 11

Тип здания насосной станции	Рекомендуемые насосы в зависимости от напора	Схемы здания насосной станции с учетом колебания уровней воды в водосточнике	Примеры насосных станций по рисункам в учебнике
«Блочный»	ОВ и ОПВ	Рис. 154, а, 155, а	140, 149
»	В	154, б	124
«Блочно-шахтный»	В, ОВ и ОПВ	Рис. 154, в	150, 141, 142
«Камерный» с «сухой» камерой	В	Рис. 154, г	—
То же	Д	Рис. 154, д	—
» »	ОВ и ОПВ	Рис. 154, е	—
» »	ОГ	Рис. 156, б (см. табл. 12)	—
«Шахтно-камерный» с «сухой» камерой	В	Рис. 154, ж	126, 143, 152
То же	ОВ и ОПВ	Схема здания по рис. 154, е, измененная аналогично схеме здания по рис. 154, г при переходе к схеме здания по рис. 154, в	—
«Камерный» с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением	В	Рис. 154, з	—
То же	Д	Рис. 155, б	—
«Камерный» с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом	ОВ	Рис. 155, в	144
«Незаглубленный»	Д	Рис. 155, г	Рис. 145
«Незаглубленный» совмещенный	То же	Рис. 155, д	—
Плавающая насосная станция	ОГ	Рис. 155, е	—
То же	Д	Рис. 155, ж	—

Тип здания насосной станции	Рекомендуемые насосы в зависимости от напора	Схемы здания насосной станции с учетом колебания уровней воды в водоисточнике	Примеры насосных станций по рисункам в учебнике
«Блочный», «Блочно-шахтный»	—	Этот тип здания насосных станций применять не рекомендуется. Как исключение по местным условиям, рис. 155, а	—
«Камерный» с «сухой» камерой	Д	Рис. 154, д	—
То же	К	Рис. 156, а (показано два варианта вывода напорного трубопровода)	—
» »	ОГ, ОВ	Рис. 156, б; рис. 154, е	—
«Шахтно-камерный»	Д, К, ОВ, ОГ	Рис. 154, д; 156, а, б Высота подземной части зданий увеличивается. Напорный трубопровод направляется вертикально около стены, через которую он вверх выходит наружу	—
«Камерный» с «мокрой» камерой и с «сухим» насосным помещением	К, Д, ОГ	Рис. 155, б	—
«Камерный» с «мокрой» камерой и с затопленным насосом	ОВ, А, ЭЦВ	Рис. 156, в	—
«Незаглубленный»	К, Д, ОГ	Рис. 155, г	Рис. 145
«Незаглубленный» совмещенный	К, Д	Рис. 155, д	—
Плавучая насосная станция	К, Д, ОГ	Рис. 155, е, ж	—
Фуникулерного типа	К, Д	—	Рис. 238
Передвижные: навесные, прицепные и др.	К, Д	—	—

мерного» с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением. При этом выбор конструкции здания насосной станции зависит не столько от конструкции насосов, сколько от гидрологических условий водоисточника, режимов уровней грунтовых вод, грунтов в основаниях здания и сооружений и т. д. Например, «незаглубленный» тип здания насосной станции можно принять при незначительном колебании (не свыше 3—4 м) горизонта воды в водоисточнике, которое должно быть меньше допустимой высоты всасывания насоса (с учетом потерь во всасывающей части установки) при залегании грунтовых вод ниже фундамента машин и закрытой укладке внешних трубопроводов. При колебании горизонта воды в водоисточнике больше 4—5 м при близком к поверхности земли залегании грунтовых вод следует применять «камерный» или «шахтно-камерный» тип здания с «сухой» камерой. Насосные станции для водоснабжения работают круглый год и должны отапливаться, поэтому к конструкции их предъявляют особые требования. Иногда возможно принять здания «камерного» типа с «мокрой» камерой и с «затопленным» (при высоких водах в источнике водоснабжения) вертикальным центробежным насосом. В этих зданиях устанавливают глубокие артезианские насосы типа А или погружные электронасосы ЭЦВ.

В насосных станциях «незаглубленного» и «камерного» типов можно устанавливать горизонтальные насосы как центробежные (марки К, Д, М, МС), так и поршневые (двойного и тройного действия), но последние применяют редко из-за большой громоздкости установок и чувствительности к загрязнению воды. Поршневые насосы целесообразны: при подаче небольших количеств воды и при больших напорах, так как в этом случае поршневые насосы по технико-экономическим соображениям могут оказаться лучше центробежных; при больших колебаниях

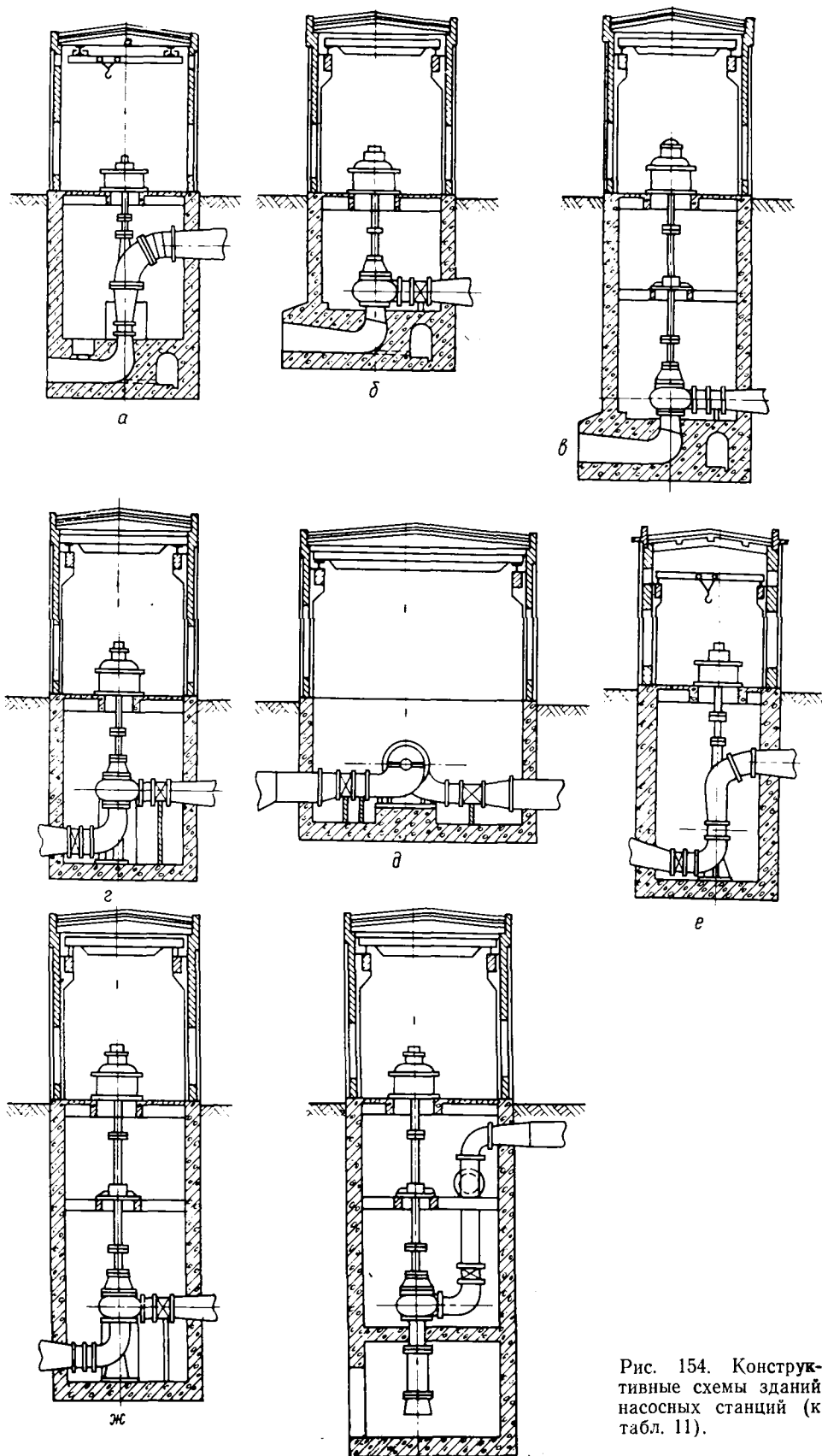


Рис. 154. Конструктивные схемы зданий насосных станций (к табл. 11).

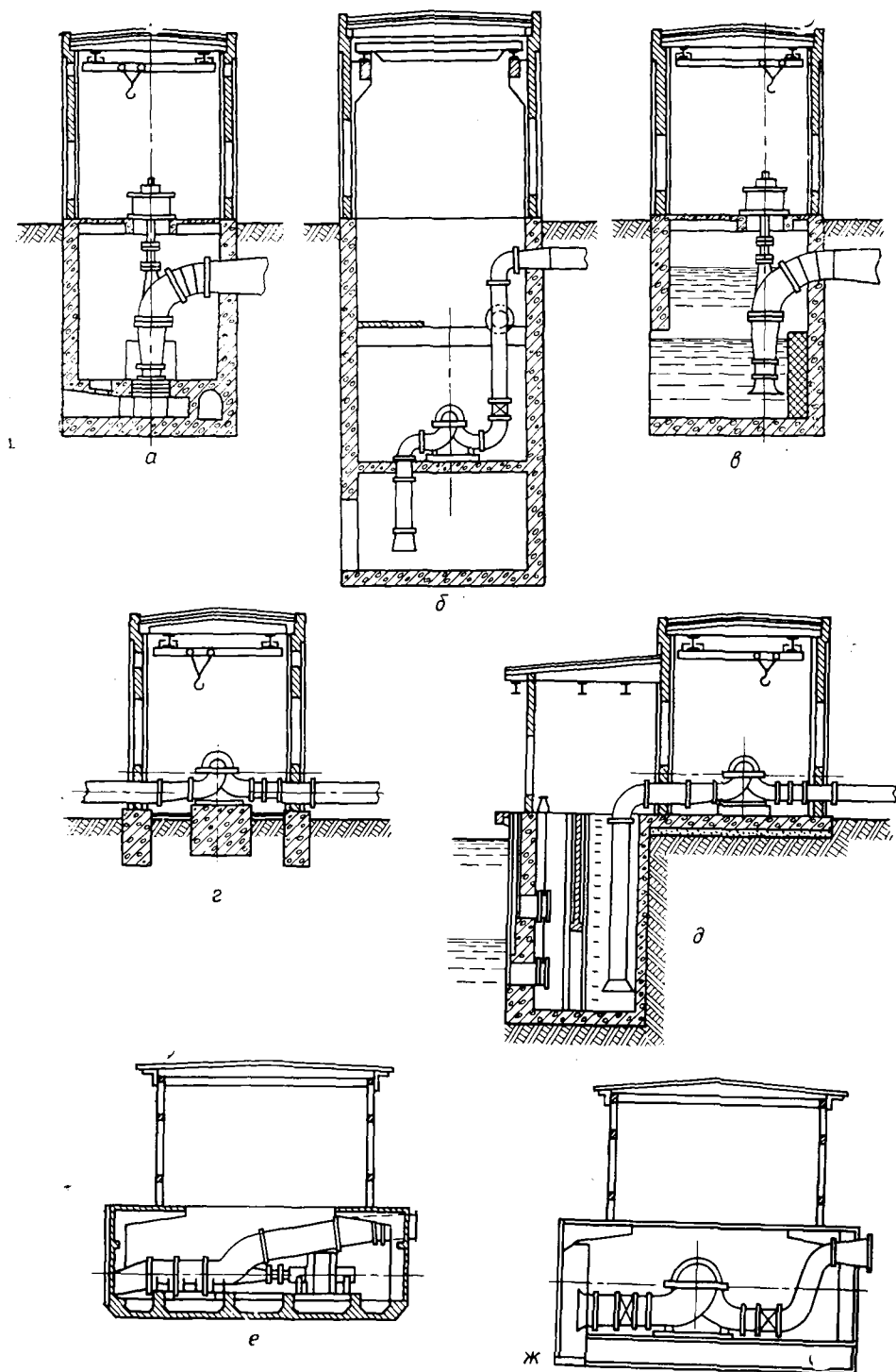


Рис. 155. Конструктивные схемы зданий насосных станций (к табл. 11 и 12).

напора; при тихоходных двигателях, когда передача между центробежным насосом и двигателем является довольно громоздкой; в особых случаях, определяемых местными условиями (например, при наличии поблизости котельных установок рентабельно применять паровые, прямодействующие насосы). Тип насоса выбирают путем сравнения вариантов установок с поршневыми и центробежными насосами на основании технико-экономических расчетов.

В заключение рассмотрения типов здания насосных станций необходимо указать на следующее.

1. Тип здания станции и его конструкция, тип насоса, место расположения и назначение станции, общая компоновка узла сооружений и

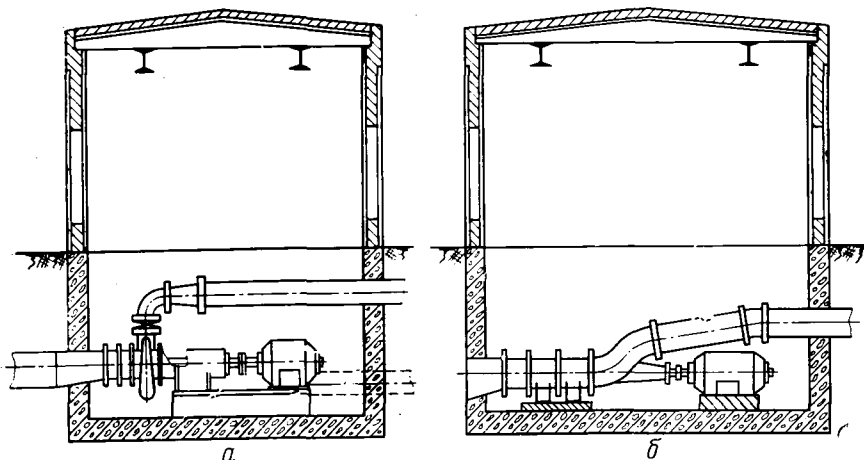


Рис. 156. Конструктивные схемы зданий насосных станций (к табл. 12).

др. взаимно связаны и независимо друг от друга рассматриваться не могут.

2. Здания «камерного» типа с «сухой» камерой с горизонтальными насосами, а также с «сухой» камерой большой высоты (из-за большого колебания горизонтов воды и др.) с вертикальными насосами, а также станции «блочно-шахтного» типа могут быть без верхней надстройки или с надстройкой на части длины здания с перекрытием по верху подземной части. В этом случае станция будет также закрытого типа, хотя она и не имеет верхней надстройки машинного зала (см. рис. 258, 265).

3. Здание станции с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом имеет существенные эксплуатационные недостатки (затруднено обслуживание насоса, сырость внутри здания и др.), поэтому его нельзя рекомендовать для широкого применения наравне с другими типами зданий насосных станций.

4. В здании станции «камерного» типа с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением камеру следует проектировать, исходя из условия, чтобы уровень воды в подводящем сооружении был выше низа ее перекрытия. Размеры камеры принимают по нормам.

5. Название — здание станции «незаглубленное» совмещенное (рис. 155, д) при слабых грунтах следует считать не совсем точным, так как в месте примыкания здания к водозабору устраивается осадочный шов.

6. При слабых грунтах и значительном колебании горизонтов воды в водоисточнике (более допустимой высоты всасывания насоса), если позволяют местные условия, возможно сохранить компоновку здания станции по типу, приведенному на рисунке 155, д, но построить зда-

ние с «сухой» камерой и отделить его от водозабора осадочным швом. Осадочный шов не исключает наименования — здание станции совмещенного типа. Только это здание будет с «сухой» камерой, совмещенное с водозабором, причем основания водозабора и станции будут заложены на разных отметках (с уступом).

7. Расположение водозаборных устройств у плавучих станций совмещенное и бывает двух типов: бортовое (рис. 155, е) и днищевое (рис. 155, ж).

§ 3. ДВИГАТЕЛИ ДЛЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

До недавнего времени (около 15—20 лет назад) на насосных станциях мелиоративного назначения (в проектах и на установках) можно было встретить большое разнообразие типов двигателей: тепловые — паровые (локомобили), двигатели внутреннего сгорания (ДВС) — карбюраторные, нефтяные, дизели; ветродвигатели и электродвигатели. Для увеличения коэффициента использования энергетического оборудования строили электростанции местного значения: ДЭС — дизель-электрические станции, электростанции с локомобилями и ветроэлектростанции. Получаемой электроэнергией питались лишь насосные установки, а в невегетационный период приводилось в действие другое сельскохозяйственное оборудование.

Из отчетов о работе местных малых ДЭС следует, что стоимость электроэнергии, получаемой от них, в 1,5—3 раза выше стоимости электроэнергии, получаемой от государственных электросетей. С развитием строительства электростанций (гидравлических и тепловых), линий электропередачи (ЛЭП) и кольцевания энергосистем для стационарных мелиоративных насосных станций, как правило, применяется электропривод. Исключение составляют мелкие передвижные и сезонные съемные насосные установки [46], где еще широко используют тепловые двигатели, а для подъема воды из скважин и колодцев в отдельных местах применяют ветродвигатели.

При изложении курса насосных станций и установок за основной привод насосов принят электропривод, а тепловые двигатели и ветродвигатели не рассматриваются.

Электроприводом принято называть машинное устройство для приведения в движение рабочих машин, состоящее из трех основных звеньев: электродвигателя; аппаратуры для управления электродвигателем (теперь чаще всего автоматической); механической передачи энергии от двигателя к рабочей машине. Широкое применение электропривода вызвано следующими положительными свойствами его по сравнению с другими типами двигателей:

- объем строительной части меньше, не нужны сложные фундаменты;
- проще передача энергии от двигателя к насосу (непосредственное соединение через муфту и др.);

- легче автоматизировать процессы управления;

- меньше эксплуатационные затраты и ниже стоимость единицы продукции. Меньше затраты по содержанию «горячего» резерва;

- проще обслуживание, чище помещение и др.

Электродвигатели имеют наименьшую удельную массу (масса на 1 кВт), которая составляет (при мощности от 7 до 75 кВт для двигателей единой серии А с 1000 об/мин) от 9 до 18 кг/кВт. Для двигателей внутреннего сгорания ($N=16$ кВт) она составляет 68 кг/кВт, локомобилей ($N=28$ кВт) — 190 и для ветродвигателей ($N=11,5$ кВт) ~ 400 кг/кВт.

Вопросы электроснабжения и электропривода изучают как специальный курс в высших технических учебных заведениях, поэтому под-

робно они здесь не рассматриваются, а только кратко освещаются некоторые особенности, связанные с приводом насосов.

Проектирование электрической части насосных станций (выбор типа электродвигателя, схемы электрических соединений, схемы энергоснабжения, автоматики управления и др.) выполняют специалисты — инженеры-электрики.

На насосных станциях, работающих в условиях сельского хозяйства, устанавливают электродвигатели постоянного тока, асинхронные (короткозамкнутые и с фазовым ротором), синхронные.

Электродвигатели постоянного тока применяют при питании насосной станции постоянным током (например, от небольших колхозных электростанций с генераторами постоянного тока). В остальных случаях для питания насосной станции, как правило, применяют переменный трехфазный ток.

Постоянный ток для нужд насосной станции (например, для автоматизации процессов управления) получают от небольшого генератора постоянного тока, приводимого в движение электродвигателем переменного тока, или ртутного выпрямителя. В настоящее время чаще применяют выпрямители переменного тока.

Асинхронные электродвигатели трехфазного тока (насосные станции в СССР работают почти исключительно на трехфазном токе) можно применять с короткозамкнутым и фазовым ротором. Первый тип электродвигателя в последнее время нашел широкое распространение, так как запуск его осуществляется непосредственным подключением к сети; при автоматизации пуска двигатель можно включать и выключать на расстоянии (дистанционное управление). К тому же электродвигатель с короткозамкнутым ротором меньше по габаритам и значительно дешевле двигателей других типов.

К недостаткам короткозамкнутых электродвигателей относится значительное увеличение пусковой силы тока по сравнению с номинальной при включении его в сеть на полное напряжение, что требует соответствующей мощности сети и понизительного трансформатора. Поэтому для включения короткозамкнутых электродвигателей применяют, например, пуск с переключением со «звезды» на «треугольник» (Δ/Δ). При этом раз в 3 уменьшается пусковой ток (по сравнению с непосредственным включением), но зато при включении уменьшается пусковой момент, что требует соответствующего расчета при определении условий пуска насоса и двигателя.

У электродвигателей с фазовым ротором статор включают в сеть при помощи рубильника или магнитного пускателя, но в цепь ротора включается пусковой реостат. При этом магнитный пускатель блокируется с реостатом таким образом, что включение двигателя в сеть невозможно до тех пор, пока в цепь ротора не будет введено полностью пусковое сопротивление. Следовательно, пуск такого двигателя осуществляется со стороны ротора. Пусковые токи для асинхронных двигателей с фазовым ротором в несколько раз меньше, чем в короткозамкнутых двигателях при включении их на полное напряжение. Несмотря на это, электродвигатели с фазовым ротором не получили такого широкого применения в насосных станциях, как короткозамкнутые, ввиду их большей стоимости, более сложной схемы пуска и эксплуатации.

В мелиоративных насосных станциях большой мощности (при мощности электродвигателя более 200—300 кВт) в настоящее время применяют, как правило, синхронные электродвигатели с асинхронным запуском. Некоторые преимущества их по сравнению с асинхронными электродвигателями приведены ниже:

синхронный электродвигатель может работать с коэффициентом мощности ($\cos \varphi$), либо равным единице, либо даже опережающим,

что улучшает коэффициент мощности сети, благодаря чему снижается плата за энергию;

коэффициент мощности синхронного электродвигателя не зависит от номинальной частоты вращения его;

синхронный электродвигатель — двигатель постоянной скорости и работает устойчивее асинхронного.

Момент вращения синхронного электродвигателя пропорционален первой степени напряжения, поэтому колебания его в сети мало отражаются на моменте двигателя. У асинхронного двигателя момент вращения пропорционален квадрату напряжения. При автоматизации пуска короткозамкнутый асинхронный электродвигатель имеет некоторые преимущества перед синхронным.

В практике проектирования мелиоративных насосных станций придерживаются примерно следующих условий при выборе типа двигателя для главных насосов. При мощности до 300 кВт устанавливают асинхронные короткозамкнутые двигатели: низкого напряжения (380 В) для мощностей до 100 кВт, а при большей мощности высоковольтные (6300 В). При мощности более 300 кВт устанавливают синхронные двигатели высокого напряжения (6300 и 10 000 В). Но могут быть и отклонения от указанных условий. Так, при значительных мощностях питающего энергией источника есть примеры установки асинхронных короткозамкнутых двигателей мощностью 1700 кВт (осевой насос ОПВ2-145, двигатель ВДД-213/54-16, $N=1700$ кВт, $u=6$ кВ). Частота вращения вала синхронного электродвигателя в минуту (при частоте 50) определяют по формуле:

$$n = \frac{3000}{p},$$

где p — число пар полюсов.

Асинхронный электродвигатель имеет несколько меньшую частоту вращения вала ввиду скольжения ротора. В таблице 13 приведены данные о частоте вращения синхронных и асинхронных двигателей при номинальной их мощности.

Практикой выработаны три основные схемы пуска высоковольтных электродвигателей (асинхронного и синхронного). Первая схема — непосредственный запуск электродвигателей от сети через линейный выключатель. Пусковой ток при этом в несколько раз больше номинального, что может создать на шинах электростанции (при ее ограниченной мощности) падение напряжения, а это отражается на других потребителях, присоединенных к ней. Поэтому такая схема пуска для мощных двигателей не всегда рекомендуется.

Таблица 13

Число пар p полюсов	Синхронный дви- гатель	Асинхронный двигатель (средние значения)
1	3000	2900
2	1500	1450
3	1000	960
4	750	730
5	600	585
6	500	485
8	375	368
10	300	290

При надлежащем конструировании сетей, двигателей и достаточной мощности источника энергии можно осуществлять прямой пуск двигателей от полного напряжения сети. Насосные станции канала имени Москвы и Волго-Донского канала имени В. И. Ленина, крупные оросительные насосные станции имеют прямой пуск электродвигателей.

Это сильно упрощает электрооборудование насосных станций. Насосные станции канала имени Москвы, которые раньше имели пуск электродвигателей по схеме с автотрансформатором, в настоящее время переведены на прямой пуск.

Вторая схема — запуск электродвигателя через реактор. Реактором называется статический индуктивный аппарат с одной системой обмоток, который служит для защиты и регулирования электрических цепей. Реактор представляет собой катушку, состоящую из провода, навитого на изолирующий материал. В этой схеме устанавливают два выключателя: линейный и пусковой; последний в начале пуска разомкнут. После включения линейного выключателя электродвигатель подключают к сети через реактор, который и снижает пусковой толчок тока до допустимой величины. В конце пуска при достижении двигателем нормальной частоты вращения включают пусковой выключатель, а реактор шунтируется. Во время работы двигателя пусковой выключатель включен; для остановки двигателя достаточно выключить линейный выключатель. Пусковой выключатель не рассчитывается на разрывную мощность, поэтому размеры его меньше линейного.

Реакторный пуск довольно распространен в практике крупных насосных станций для водоснабжения. При такой схеме пуска двигателя пусковой ток изменяется пропорционально первой степени изменения напряжения. Если пусковой ток очень велик, то применяется пуск двигателя по третьей схеме — через автотрансформатор. Эта схема предусматривает установку трех выключателей: линейного, пускового и нулевого; вместо реактора ставится автотрансформатор. Пуск двигателя по этой схеме осуществляется так: вначале включается нулевой выключатель, замыкающий накоротко («звезда») три фазы автотрансформатора, чем и создается нулевая точка. Затем включается линейный выключатель; пусковой выключатель при этом выключен. Электродвигатель, таким образом, подключается на часть напряжения сети, и при пониженной частоте вращения начинается его разгон. В соответствующий момент времени выключается нулевой выключатель. В этот же момент включается пусковой выключатель, благодаря чему двигатель переключается на полное напряжение сети. Эта схема применяется, если необходимо иметь высокий пусковой момент или понизить силу пускового тока.

Таким образом, схема электрических соединений насосной станции зависит от мощности источника и напряжения, под которым электрическая энергия подводится к насосной станции, выбранного напряжения электродвигателей главных и вспомогательных насосов и их мощности. Электроснабжение насосных станций в условиях сельского хозяйства может осуществляться от различных источников и по разным схемам в зависимости от местных условий.

Если электроснабжение насосной станции осуществляется от какой-либо районной электростанции, то ток к насосной станции подводится от расположенной вне ее территории понизительной подстанции. От последней питаются током также и отдельные потребители энергии (мастерские, небольшие заводы, колхозы и пр.). Когда насосная станция, имеющая электродвигатели низкого напряжения, получает ток высокого напряжения (10,6 или 3 кВ), устраивают понизительную подстанцию около насосной станции. Трансформатор устанавливают или открыто, или в самом здании насосной станции, выделяя для этого помещение, изолированное от машинного отделения. Если общая понизительная подстанция дает ток низкого напряжения, то электрооборудование насосной станции значительно упрощается, так как не требуется дополнительной установки выключателя и трансформатора. При установке главных электродвигателей высокого напряжения к насосной станции (от общей понизительной подстанции) подводят ток вы-

сокого напряжения; в насосной станции устанавливают небольшой трансформатор для собственных нужд (привод электродвигателей вспомогательного оборудования, освещение насосной станции, сооружений и поселка, где проживает служебный персонал станции).

Иногда устраивают общую понизительную подстанцию для питания энергией нескольких оросительных насосных станций, которые являются станциями последовательной перекачки воды оросительной системы. В этом случае понизительного трансформатора может не быть: сеть и электродвигатели обычно имеют одинаковое напряжение. При высоком напряжении в питающей насосную станцию и потребителей сети (например, 6 кВ) возможны два случая: насосная станция имеет понизительный трансформатор; насосная станция получает ток от общего понизительного трансформатора, расположенного вне насосной станции. В этом случае возможно питание насосной станции постоянным током. Бывают случаи, когда насосную станцию и местную электростанцию располагают в одном здании. Это создает известные преимущества для эксплуатации насосной станции, которая в этом случае имеет постоянный квалифицированный персонал в противоположность сезонным оросительным насосным станциям, а агрегаты электростанции не простаивают в неоросительный период.

Ответственные насосные станции (например, осушительные насосные станции при борьбе с затоплением местности) питаются энергией от двух независимых источников. Это гарантирует большую бесперебойность в работе насосной станции, чем, например, в первом случае (при одном источнике питания), где в ответственных случаях необходима установка резервного теплового двигателя.

Выбор той или иной схемы электроснабжения насосной станции определяется технико-экономическими расчетами с учетом местных условий и ответственности насосной станции.

Для выбора типа и мощности электродвигателя надо иметь следующие данные:

- необходимую мощность электродвигателя (кВт);
- частоту вращения рабочей машины и электродвигателя. Необходимость регулирования частоты вращения рабочей машины;
- род тока и его частоту;
- напряжение тока;
- требования источника энергоснабжения в отношении коэффициента мощности ($\cos \varphi$);
- мощность источника питания и условия пуска двигателей;
- характеристику пусковых и рабочих условий рабочей машины (пусковой, номинальный и максимальный моменты; особенности режима работы; возможность и длительность перегрузок и др.);
- условия окружающей среды (температура и влажность воздуха, запыленность и характеристика пыли, вентиляция помещения и др.);
- исполнение машины — вал вертикальный или горизонтальный.

Необходимая мощность электродвигателя и другие его данные обычно назначаются заводом-изготовителем, который поставяет насос комплектно с двигателем. По установленной форме заказчик дает заводу-изготовителю расчетные данные и условия работы насоса (подача, напор, колебание напоров и уровней воды в источнике и др.).

Если при предварительном проектировании мощность двигателя неизвестна, то ее определяют по формуле:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N}{\eta_{\text{пер}}} k;$$

$$N = \frac{9,81 Q_n H_n}{\eta_n},$$

где Q_n и H_n — подача ($\text{м}^3/\text{с}$) и напор (м) насоса, соответствующие наибольшей мощности его по условиям (режиму) работы. Как правило, наибольшая мощность соответствует крайней точке рабочей зоны характеристики: для центробежного насоса максимальной подаче ($Q_{n,\max}$) и минимальному напору ($H_{n,\min}$), а для осевого насоса наоборот ($Q_{n,\min}$ и $H_{n,\max}$);

η_n и $\eta_{\text{пер}}$ — соответственно к.п.д. насоса и передачи ($\eta_{\text{пер}}=1$ при непосредственном соединении валов насоса и двигателя муфтой);

$N_{\text{дв}}$ и N — соответственно мощности двигателя и насоса, кВт;

k — коэффициент запаса, вводимый на возможность перегрузки двигателя, которая не всегда может быть учтена при проектировании (неточность характеристики насоса и учета гидравлических сопротивлений, возникновение дополнительных потерь при засорении и др.). В практике величину k обычно принимают в следующих пределах:

Мощность двигателя, кВт . . .	1—2	2—10	10—50	50—100	100—200	>200
Коэффициент запаса k	2	2—1,3	1,3—1,2	1,2—1,1	1,1—1,05	1,05

Электродвигатели по отношению к окружающей среде делятся на открытые, защищенные, закрытые с вентиляцией, защищенные от капежа, взрывобезопасные и герметические. Все перечисленные электродвигатели изготавливаются с двумя типами изоляции (нормальная и противосыrostная), кроме защищенных от капежа и герметических, изготавливаемых только с противосыrostной изоляцией.

В мелиоративных насосных станциях применяют в основном открытые и защищенные электродвигатели. Важное значение при выборе типа и мощности двигателя имеют развиваемые ими моменты в отдельные этапы работы: при пуске, нормальной работе и остановке, а также и в моменты возможных перегрузок. При этом совершенно очевидно, что моменты двигателя при пуске, нормальной работе и перегрузках всегда должны быть больше соответственных моментов рабочей машины-насоса, в противном случае агрегат или не будет пущен, или не сможет работать. Моменты двигателей принято называть вращающими, а моменты рабочей машины — моментами сопротивлений.

У электродвигателя различают моменты: пусковой — $M_{\text{п}}$, номинальный (рабочий — нормальный) — $M_{\text{н}}$, максимальный — $M_{\text{м}}$, величины которых приведены в каталоге. Для рабочих машин с тяжелым пусковым моментом следует применять электродвигатели соответствующих конструкций и типов с учетом характеристики питающего источника.

Хорошими пусковыми моментами обладают специальные асинхронные короткозамкнутые электродвигатели, имеющие обмотки роторов с двойной клеткой или с глубоким пазом, у которых пусковой момент в 1,7—2,5 раза больше номинального. Хорошей пусковой характеристикой обладают синхронные двигатели при асинхронном пуске и др.

Вращающий момент насоса (кгм), если по нему нет данных, определяют по формуле:

$$M_n = 975 \frac{N}{n},$$

где N — мощность насоса, кВт;

n — частота вращения, об/мин.

Центробежный насос имеет пусковой момент (при закрытой задвижке на напорном трубопроводе) в пределах 40—70% номинального.

Осевой насос без поворотных лопастей может иметь пусковой момент больше номинального. Поэтому, например, пуск осевого насоса с синхронным двигателем в момент втягивания последнего в синхронизм должен быть проверен расчетом. В этом случае положительные результаты может дать асинхронный пуск. Для осевых насосов с поворотными лопастями пуск значительно легче.

В таблице 14 приведены приближенные величины моментов насосов при закрытой задвижке на напорном трубопроводе.

Таблица 14

Тип насоса	Быстроходность насоса, n_s , об/мин	M насоса, в долях от номинального
Центробежный	40—80	0,40
»	80—150	0,50
»	150—350	0,70
Диагональный	400—600	1,30
Осевой (О)	600—1200	1,80
Осевой с поворотными лопастями (лопасти свернуты) . .	600—1200	0,20

Зависимость пускового момента насоса от частоты вращения приближенно можно выразить формулой:

$$M_n = M_0 + (M_n - M_0) \left(\frac{n}{n_n} \right)^2,$$

где M_0 — момент трогания, кгм;

M_n — номинальный момент сопротивления, кгм;

n — частота вращения, об/мин;

n_n — номинальная частота вращения, об/мин.

Величину M_0 определяют по формуле:

$$M_0 = kM_n,$$

где k — коэффициент, значение которого можно принять приближенно в пределах 0,05—0,30.

Бывает необходимо знать время разгона агрегата при пуске (время приобретения им номинальной частоты вращения), которое с достаточной точностью для практических целей можно вычислить по формуле:

$$t_p = \frac{GD^2 n_n}{375 (M_{дв.ср} - M_{н.ср})},$$

где GD^2 — маховой момент агрегата, равный сумме маховых моментов двигателя и насоса, кгм²;

$M_{дв.ср}$ — средний момент двигателя за время разгона, кгм;

$M_{н.ср}$ — средний момент насоса за время разгона, кгм;

n_n — номинальная частота вращения, об/мин.

Средний момент асинхронного двигателя определяют по формуле:

$$M_{дв.ср} = \frac{M_n + M_m}{2},$$

где M_n и M_m — пусковой и максимальный моменты двигателя, принимаемые по данным каталога.

Средний момент синхронного двигателя приближенно находят по формуле:

$$M_{дв.ср} = \frac{M_n + M_{вх}}{2},$$

где M_n и $M_{вх}$ — пусковой и входной (в синхронизм) моменты двигателя, принимаемые по данным каталога.

Рассмотрим кратко вопрос об устойчивости работы насосного агрегата.

Уравнение вращающих моментов, действующих на ротор двигателя при изменении скорости его вращения, имеет вид:

$$M_{\text{дв}} - M_{\text{ст}} = M_{\text{изб}} = I \frac{d\omega}{dt},$$

где $M_{\text{дв}}$ — момент, развиваемый двигателем;
 $M_{\text{ст}}$ — момент сопротивления насоса, или статический момент;
 $M_{\text{изб}} = I \frac{d\omega}{dt}$ — избыточный, или динамический, момент ($M_{\text{дин}}$) всех вращающихся частей (роторы двигателя и насоса, валы, муфты и др.), имеющих общий момент инерции, I ;
 ω — угловая частота вращения;
 t — время.

Иногда это выражение моментов пишут в таком виде:

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}}.$$

Если двигатель работает с постоянной скоростью, то $\frac{d\omega}{dt} = 0$, $M_{\text{дин}} = 0$, а момент двигателя уравнивается статическим моментом. Но практически при работе системы (двигатель — насос) возникают различные возмущения, вызывающие изменения $M_{\text{дв}}$ или $M_{\text{ст}}$, а следовательно, и изменение частоты вращения. Если система в этом случае продолжает работать, а при устранении возмущения возвращается к номинальным условиям работы, то ее считают устойчивой. При остановке агрегата $\frac{d\omega}{dt} < 0$, так как угловая скорость ω будет убывать. При

определении времени разгона или остановки агрегата и расчетах по гидравлическому удару (в случаях, когда время вращения агрегата существенно влияет на величину удара) очень важно знать работу маховых масс агрегата, выражаемых маховым моментом GD^2 , который выражают обычно в кгм^2 или тм^2 .

В каталогах электродвигателей даны значения максимально допустимых маховых моментов. В каталогах насосов не приведены значения маховых моментов, их получают у заводов-изготовителей. Маховой момент насосов мал по сравнению с маховым моментом электродвигателей и составляет в среднем около 8—20% его. При отсутствии данных этой величиной можно пренебречь или принять значение махового момента агрегата по значению его для двигателя с поправочным коэффициентом $k = 1,15$.

G (кг) определяет массу m , а D эквивалентен ρ — радиусу инерции (м) в формуле $I = m\rho^2$.

В технике $M_{\text{дин}}$ и момент инерции определяются через маховые моменты GD^2 :

$$I = \frac{GD^2}{4};$$

$$M_{\text{дин}} = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dn}{dt}$$

§ 4. ПЕРЕДАЧА МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ОТ ДВИГАТЕЛЯ К НАСОСУ

Механическая энергия от двигателя к насосу может быть передана различными способами.

Прямое соединение. Такое соединение, представляющее собой жесткую систему, встречается в поршневых прямодействующих насосах. Иногда поршень паровой машины соединяют наглухо с поршнем насоса при помощи общего поршневого штока. При вращательном движении

вала машины — двигателя передача энергии прямым соединением может быть осуществлена путем устройства общего вала для насоса и двигателя. Такой вид передачи применяют в вакуум-насосах, а также в небольших центробежных электронасосах, рабочие колеса которых в этом случае насаживают на валы электродвигателей.

Передача энергии через муфту. При такой передаче ось насоса должна совпадать с осью двигателя. Для гашения возникающих при работе ударов обычно применяют соединительные упругие муфты. Дисковая эластичная муфта показана на рисунке 157. Она состоит из двух

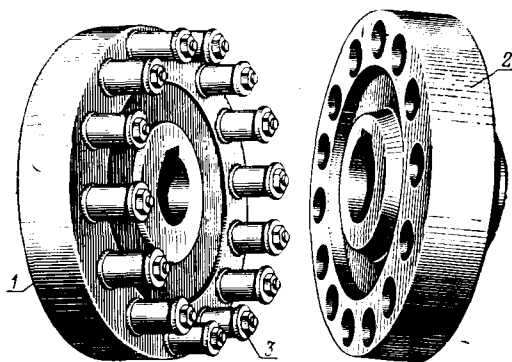


Рис. 157. Дисковая эластичная муфта:

1 — диск на валу двигателя; 2 — диск на валу насоса; 3 — пальцы с резиновыми втулками.

дисков, каждый из которых центрируется и наглухо заклинивается шпонкой на валу насоса и электродвигателя.

Один из дисков муфты имеет пальцы, на которые надеются резиновые втулки, а другой — цилиндрические отверстия, в которые входят пальцы. Бывают и другие конструкции муфт. Осевое перемещение таких муфт невелико и может достигать нескольких миллиметров. Коэффициент полезного действия такой передачи равен единице.

Соединение двигателя и насоса при помощи муфты просто и удобно, поэтому оно

нашло массовое применение в практике электронасосных станций. При такой передаче частоты вращения вала электродвигателя и вала насоса одинаковы.

Ременная передача. Этот способ передач также довольно распространен в практике насосных станций. Ременную передачу применяют, если необходимо иметь разные частоты вращения двигателя и насоса, а также при расположении осей двигателя и насоса на некотором расстоянии одна от другой или в разных плоскостях. Различают следующие типы ременной передачи: в виде индивидуального привода от двигателя к насосу, в виде группового привода, например от одного двигателя к нескольким насосам или каким-либо другим машинам. Групповой привод осуществляется через трансмиссию. В настоящее время он не применяется.

В зависимости от расположения валов двигателя и насоса возможны следующие виды ременной передачи при индивидуальном приводе: между параллельными валами, вращающимися в одном направлении (перекрестная передача при вращении валов в разные стороны в насосных станциях встречается редко); полуперекрестная, когда оси валов лежат во взаимно перпендикулярных плоскостях. Эта ответственная передача применяется при значительных расстояниях между валами в насосных станциях с двигателями внутреннего сгорания, приводящими в действие вертикальные осевые или глубинные вертикальные центробежные насосы.

При малом расстоянии между валами или, наоборот, при значительных расстояниях между ними устанавливают натяжные ролики. Они позволяют применять ременные передачи с передаточным числом до 15—16; увеличивая углы обхвата, можно повысить мощность, передаваемую при одной и той же ширине ремня.

Применение натяжного ролика позволяет расположить двигатель очень близко к насосу. Натяжной ролик устанавливают на ведомой ча-

сти ремня вблизи малого шкива и так, чтобы он качался по возможности вокруг геометрической оси малого шкива. Коэффициент полезного действия ременной передачи с натяжным роликом лежит в пределах 0,94—0,96, а в наилучших условиях достигает 0,98. В некоторых случаях устанавливают особый масляный тормоз, называемый демпфером. Его ставят в тех случаях, когда на валу ведомого шкива возникают дополнительные внезапные сопротивления вследствие перегрузки, резких остановок и т. д.

Широко применяют специальные ремни трапецеидального сечения. В этом случае в шкивах устраивают особые желоба такого же (по форме) сечения, как и ремень. Ремень состоит из хлопчатобумажных нитей, пропитанных резиной и покрытых сверху несколькими слоями прорезиненной ткани. Подобная передача называется текстурной или клиноременной. Она допускает передаточное число до 10. Коэффициент полезного действия текстурной передачи около 0,95.

В обычных ременных передачах ремень должен быть хорошего качества, достаточно вытянут, тонок и мягок. Ремни могут быть кожаные, резиновые, из верблюжьей шерсти, хлопчатобумажные. В зависимости от условий работы и вида передач материал ремня выбирают по особым таблицам. При этом следует выдерживать необходимое соотношение между толщиной ремня и диаметром шкива.

При небольших мощностях, когда ширина ремня сравнительно невелика и, следовательно, его можно легко перевести с одного шкива на другой, на валу насоса устанавливают рабочий и холостой шкивы, а на валу двигателя или трансмиссии — шкив, ширина обода которого соответствует двойной ширине ремня.

Наименьшее расстояние между валами при величине передаваемой мощности до 14 кВт составляет около 3 м, а при большей мощности, например 74,0 кВт, не менее 5 м. При снятии нагрузки с маховика расстояние между валами принимают равным $(2\div 3,5) D_{в.ш.}$, где $D_{в.ш.}$ — диаметр ведущего шкива, м.

При установке агрегатов, между которыми устраивается ременная передача, надо обращать внимание на направление вращения шкивов насоса и двигателя. Не следует забывать, что в обычной ременной передаче (валы параллельны и вращаются в одну сторону) рабочую ветвь (тянущую) следует располагать снизу, а холостую — сверху.

Зубчатая передача. Эту передачу применяют, как и ременную, для соединения двигателя и насоса, имеющих разные частоты вращения. Зубчатая передача дает более компактное соединение, чем ременная, и требует меньшей площади здания.

В зависимости от расположения валов различают следующие разновидности зубчатых передач: цилиндрическую, если оси валов параллельны, и коническую, если оси валов пересекаются.

В современных насосных установках агрегат зубчатых передач называется редуктором. Под редуктором понимают всякое устройство, состоящее из зубчатых колес, предназначенное для передачи вращающего момента с одного вала на другой, при непременном условии изменения этого момента по величине или по направлению.

Различают следующие виды редукторов с параллельными валами: одноосные, непланетарные; планетарные; сложные. Каждый из этих редукторов может быть простым (одноступенчатым), сложным (многоступенчатым) или многократным.

Весь комплект зубчатых передач одного редуктора монтируют в специальной коробке, занимающей немного места. Валы редуктора соединяют с валами двигателя и насоса упругими муфтами, что позволяет уравновесить возможные небольшие осевые сдвиги.

Часто в редукторах при передаче очень больших усилий применяют особый тип винтовых зубчатых колес. Они работают без шума. Для

уменьшения износа зубьев в корпус редуктора наливают масло, благодаря чему нижняя часть колес редуктора, постоянно погружаясь в масло, смазывается, что уменьшает трение между зубьями и повышает к.п.д. передачи до 0,98—0,99. Расход масла незначителен. Интерес представляют волновые зубчатые передачи, позволяющие осуществить передачу с большим передаточным числом (100 и более).

Зубчатые колеса редукторов делают из специальной конструкционной стали, закаливают, после чего шлифуют. Иногда в передачах от двигателя к насосам применяют особые коробки передач, что дает возможность изменять ступенями частоты вращения насосов. Применение редукторов дало возможность довольно просто соединять быстроходные машины (например, электродвигатели) с тихоходными насосами (например, с поршневыми) и наоборот. При соединении двигателя внутреннего сгорания и центробежного насоса посредством редуктора надо, чтобы коэффициент неравномерности двигателя составлял около $\frac{1}{250}$ или меньше. При большей степени неравномерности двигателя, например $\frac{1}{100}$, зубчатые колеса редуктора очень быстро изнашиваются, поэтому двигатель внутреннего сгорания в таком случае должен иметь утяжеленный маховик. При передаточном числе более 15 следует применять редуктор с двухступенчатой передачей.

Обычные литые колеса с необработанными зубьями во избежание поломки и быстрого их износа следует применять лишь при передаче между валами тихоходных машин.

Лебедки. Некоторые двигатели имеют довольно сложные системы передач к насосам. Привод от двигателя внутреннего сгорания или электродвигателя к штанговому поршневому насосу, а также передача механической энергии вала ветродвигателя к штанге поршневого глупого насоса осуществляются при помощи приводной лебедки.

В современных насосных установках применяют более совершенные приводы без балансирных грузов. На рисунке 158 показана конструкция такой лебедки и схема привода. От шкива 1 приводится в движение малая шестерня 2, которая имеет зацепление с большой шестерней 3 и передает вращение коленчатому валу. Колено вала соединено с шатуном 8, которым шарнирно соединяется ныряло 11. Уравновешивание неравномерной работы насоса в этом случае производится нырялом, представляющим собой дифференциальный плунжер, и противовесами 4, посаженными на зубчатое колесо 3.

Эти уравновешивающие устройства действуют так же, как и рычаг с грузом, а тяжелый шкив лебедки дополняет уравновешивание.

Гидравлическая муфта. В различных областях техники получили большое распространение гидродинамические передачи: гидравлические муфты и гидравлические преобразователи (иначе гидротрансформаторы). Посредством гидравлической муфты можно передавать энергию от двигателя к рабочей машине (насосу), если необходимо у последней изменять частоту вращения. В отличие от гидромуфты гидротрансформаторы изменяют в процессе передачи крутящий момент и даже его знак при помощи установленного между рабочими колесами насоса и турбины (гидротрансформатора) направляющего аппарата.

Широкое применение гидромуфт в различных областях техники (машины и аппараты водного, сухопутного и воздушного транспорта, строительные машины, насосные и вентиляторные установки и др.) обусловлено следующими их свойствами:

независимым вращением ведомого и ведущего валов. Частота вращения ведомого вала может быть любой. Максимальная его скорость вследствие проскальзывания всегда на 2—3% меньше скорости ведущего вала;

отсутствием жестких связей передачи и трущихся пар;
плавностью включения и разгона рабочей машины;

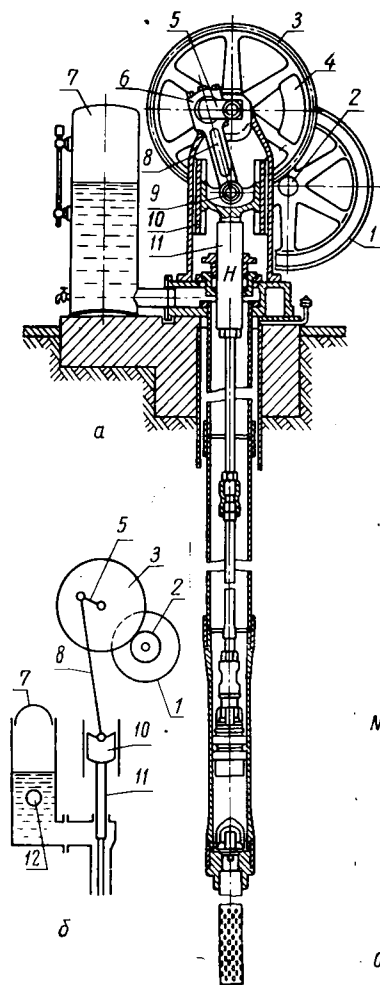


Рис. 158. Лебедка без рычажного балансирующего устройства (а) и схема привода поршневого насоса (б):

1 — шкив (холостой и рабочий); 2 — малая шестерня; 3 — большая шестерня; 4 — противовес; 5 — коленчатый вал; 6 — кривошип; 7 — воздушный нагнетательный колпак; 8 — шатун; 9 — шарнир; 10 — ползун; 11 — ныряло; 12 — нагнетательная труба.

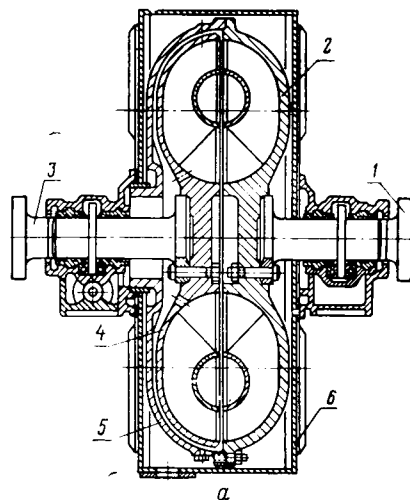


Рис. 159. Конструктивная схема гидравлической муфты и ее характеристики:

а — конструктивная схема гидравлической муфты; б — внешняя характеристика муфты; в — зависимость внешнего момента M от скольжения S при разной частоте вращения n_1 ; 1 — ведущий вал; 2 — колесо насоса; 3 — ведомый вал; 4 — колесо турбины; 5 — вращающийся кожух; 6 — корпус муфты.

высоким к.п.д. $0,96 \div 0,98$; бесшумностью передачи; возможностью дистанционного и автоматического управления; большой эксплуатационной надежностью.

Конструктивная схема гидравлической муфты приведена на рисунке 159, а. На ведущем валу гидромфты 1, соединенном с валом двигателя, насажено колесо центробежного насоса 2, которое получает энергию от вала двигателя и имеет n_1 оборотов в минуту. Насос получает жидкость (масло, воду) от какого-либо другого насоса, приводимого в движение от вала двигателя. Жидкость по выходе с колеса насоса получает известный запас энергии, которая передается на колесо турбины 4, насаженное на ведомый вал гидромфты, соединенный с валом рабочей машины. Частота вращения n_2 последней одинакова с частотой вращения турбины. Ясно, что часть энергии двигателя теряется внутри гидромфты на гидравлические сопротивления, которые при нормальных режимах насоса и турбины невелики.

На рисунке 159, б показана внешняя характеристика гидромуфты, на которой даны зависимости момента, мощности и к.п.д. ведущего вала от частоты вращения ведомого вала. На рисунке 159, в дана характеристика гидромуфты, показывающая зависимость M_2 от скольжения S ($S = 1 - \frac{n_2}{n_1}$) при разных частотах вращения n_1 .

На теплоэлектростанциях применение гидромуфт дает положительные результаты. Однако при изменении частоты вращения n_2 до $\frac{2}{3} n_1$ в муфте получают большие гидравлические потери. В результате этого энергия, затрачиваемая на преодоление потерь, преобразуется в тепловую энергию и жидкость нагревается. Если в качестве рабочей жидкости применяют масло, то ставят особые охладители или заменяют масло водой.

При $n_2 = n_1$ к.п.д. муфты составляет $0,96 \div 0,98$, а при снижении нагрузки и изменении частоты до $n_2 = (0,25 \div 0,3) n_1$ он снижается до $0,67 \div 0,7$. Поэтому, применяя гидромуфту для передачи энергии от двигателя к насосу, следует проводить технико-экономические расчеты, пользуясь характеристиками гидромуфты, и определять $\eta_{н.уст}$ при различных условиях работы и способах привода насосных агрегатов.

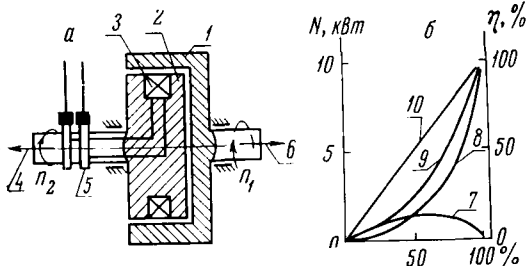


Рис. 160. Конструктивная схема электромагнитной муфты (а) и характеристика энергетических параметров привода с ЭМС при различных режимах работы (б):

1 — якорь; 2 — индуктор; 3 — обмотка возбуждения; 4 — вал к рабочей машине; 5 — контактные кольца; 6 — вал к двигателю; 7 — потери; 8 — полезная мощность; 9 — потребляемая мощность; 10 — к. п. д. муфты.

Мощность гидромуфт (в одном агрегате) колеблется в очень широких пределах: от долей киловатта до нескольких десятков тысяч киловатт (более 25 000 кВт).

Электромагнитные муфты. В технике для привода рабочих машин, требующих по технологическому процессу изменения частоты вращения, широко применяют также и электромагнитные муфты скольжения (ЭМС) индукторного типа. Конструктивная схема ЭМС (со щетками; есть муфты и без них) приведена на рисунке 160, а. Муфта состоит из двух основных вращающихся элементов: якоря 1, жестко соединенного с валом двигателя, вращающегося с постоянной частотой вращения n_1 , и индуктора 2, соединенного с валом рабочей машины. Якорь и индуктор не имеют между собой механической связи, и первый является ведущим, а второй — ведомым элементами муфты, разделенными воздушным зазором. Если начать вращать якорь муфты и через обмотку индуктора пустить постоянный ток, то между якорем и индуктором возникнет электромагнитная связь, под действием которой вслед за якорем с некоторым скольжением начнет вращаться индуктор, вращая вал рабочей машины. Меняя значение тока возбуждения, от которого зависит значение скольжения $S = \frac{n_1 - n_2}{n_1}$, можно из-

менять частоту вращения индуктора или рабочей машины. На рисунке 160, б даны характеристики энергетических параметров привода с ЭМС при режиме вентиляторной нагрузки ($N_{пол} : n^3$), что соответствует работе привода с лопастным насосом. Для такого режима работы выпускают муфты как малой, так и большой мощности; абсолютные потери в этом случае не превышают 17% максимальной мощности, передаваемой муфтой.

Основные положительные особенности ЭМС: простота управления и малая теряемая мощность (не более 2—3% передаваемой мощности);

отсутствие изнашивающихся деталей; возможность дистанционного управления и автоматизации; возможность легкого соединения и разъединения валов двигателя и рабочей машины; возможность плавного запуска рабочей машины и бесступенчатого регулирования ее частоты; простота конструкции; возможность выполнения якоря и индуктора из стали (ЭМС с массивным якорем); экономия меди и электротехнической стали.

Основные недостатки их следующие: значительная масса и габариты; потери мощности при длительной работе со скольжением и нарушение стабильности механических характеристик при колебаниях температуры из-за изменения удельного сопротивления материала якоря и воздушного зазора; уменьшение частоты вращения рабочей машины по сравнению с двигателем из-за скольжения.

На одной водопроводной насосной станции опытное применение электромагнитной муфты (ИМС-160, мощность электродвигателя 155 кВт) дало годовую экономию электроэнергии примерно до 15%. Но такая экономичная работа станции может быть обеспечена только при автоматическом управлении всей установкой в целом, чтобы полностью и четко использовать все изменения в режиме работы сети (снижение напоров и подач). Удельный расход металла на устройство ЭМС (11—14 кг/кВт) в 1,5—2 раза выше расхода металла на устройство гидромуфт. В каждом конкретном случае целесообразность применения ЭМС должна быть обоснована технико-экономическими расчетами. Принцип работы электромагнитных муфт используется при устройстве электромагнитных тормозов.

Ручные приводы. Для поршневых насосов небольшой производительности с целью подъема и нагнетания воды часто устанавливают ручной привод, представляющий собой рычаг (рукоятку) или колесо, с изменением положения которых поворачивается вал насоса и создается возвратно-поступательное движение поршня.

§ 5. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ АГРЕГАТОВ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК И УСЛОВИЯ ИХ ПУСКА

Производительность центробежных насосов можно регулировать так называемым количественным методом, пользуясь регулировочной задвижкой. Этот метод регулирования довольно прост и широко распространен в практике, но, как указано выше, неэкономичен. Более экономичным является качественное регулирование производительности насоса путем изменения частоты вращения двигателя. Этот метод с успехом используется в паровых турбинах, которые в условиях сельского хозяйства не применяются и поэтому здесь не рассматриваются. В тихоходных стационарных двигателях внутреннего сгорания при постоянной подаче топлива изменять частоты вращения не рекомендуется, так как работа двигателя в этих условиях неэкономична. В быстроходных двигателях частота вращения при изменении нагрузки сохраняется постоянной, что достигается регулированием количества горючего. Следовательно, при использовании двигателя внутреннего сгорания в качестве привода для насоса, необходимо учитывать постоянство частоты вращения насоса. В некоторых случаях возможно ступенчатое изменение частоты вращения насоса, например при передаче энергии от двигателя к насосу через трансмиссию и при установке на трансмиссии ступенчатого шкива, от которого насос и будет получать энергию. Однако в настоящее время трансмиссия редко применяется; обычно делают индивидуальный привод от двигателя к насосу при помощи редуктора, ременной передачи или непосредственно соединяют валы муфтой. В электродвигателях постоянного тока изменение частоты враще-

ния осуществляется способами регулирования: сопротивлением в цепи якоря; изменения тока возбуждения; изменения напряжения, подводимого к двигателю, и др. В электродвигателях переменного тока частоту вращения изменяют: введением сопротивления в цепь ротора; переключением числа полюсов; изменением частоты подводимого к двигателю тока; каскадными включениями асинхронного двигателя с другими машинами; применением в передачах гидромукт или электромагнитных муфт; импульсным методом регулирования скорости вращения двигателя небольшой мощности (этот метод может найти широкое при-

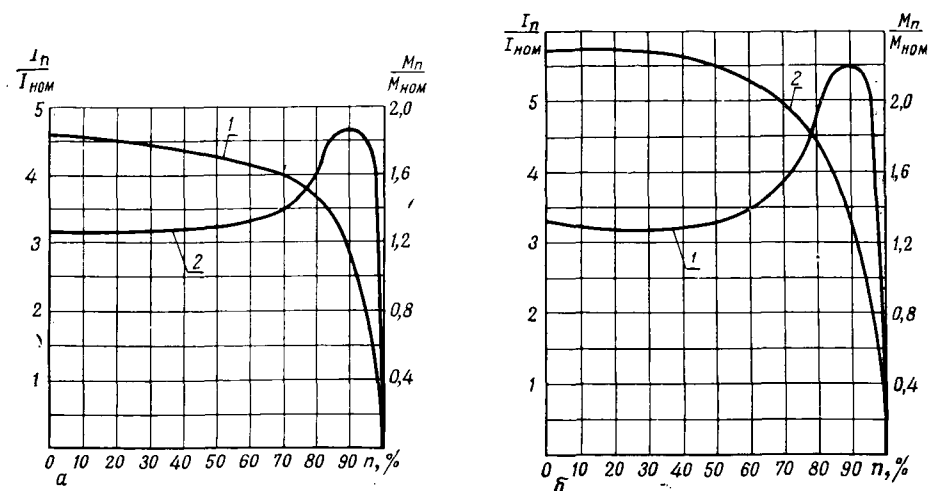


Рис. 161. Пусковые характеристики асинхронного короткозамкнутого электродвигателя с двойной клеткой ротора (а) и асинхронного короткозамкнутого электродвигателя с глубоким пазом ротора (б):

1 — кривая изменения безразмерной (относительной) величины пускового момента в долях от номинального $\left(\frac{M_{п}}{M_{ном}}\right)$ при частоте вращения от $n=0$ до $n=n_{ном}$; 2 — кривая изменения безразмерной (относительной) величины пускового тока в долях от номинального $\left(\frac{I_{п}}{I_{ном}}\right)$ при частоте вращения от $n=0$ до $n=n_{ном}$.

менение в недалеком будущем). В каждом случае способ регулирования выбирают на основании технико-экономического сравнения ряда вариантов.

Рассмотрим совместную работу центробежного насоса и асинхронного электродвигателя при пуске, установившейся работе и остановке агрегата.

На рисунке 161, а показана типичная кривая зависимости вращающего момента от частоты вращения электродвигателя с двойной клеткой ротора, а на рисунке 161, б — электродвигателя с глубоким пазом ротора. На горизонтальной оси нанесены частоты вращения двигателя с глубоким пазом (% нормальной частоты вращения), а на оси ординат — отношения пускового момента к номинальному, а также отношения пускового тока к номинальному. Характерными являются безразмерные величины $\frac{M_{max}}{M_{ном}}$ и $\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$.

При установившейся работе

$$\frac{M}{M_{ном}} = 1, \quad \frac{n}{n_{ном}} = 1$$

и

$$\frac{I}{I_{ном}} = 1.$$

Наиболее важной является совместная работа двигателя и насоса при пуске. Обозначив статический момент насосного агрегата $M_{ст}$, осуществив запуск насоса при закрытой задвижке на напорной трубе, получим характер изменения $\frac{M_{ст}}{M_{ном}}$ в зависимости от $\frac{n}{n_{ном}}$ в виде кривой, изображенной на рисунке 162. В начальный период при $n=0$ $\frac{M_{ст}}{M_{ном}}$ изменяется от 0,10 до 0,20, то есть от 10 до 20%. В этом случае момент сопротивления равен моменту холостого хода, который создается от преодоления трения в подшипниках и сальниках и дисков колеса о во-

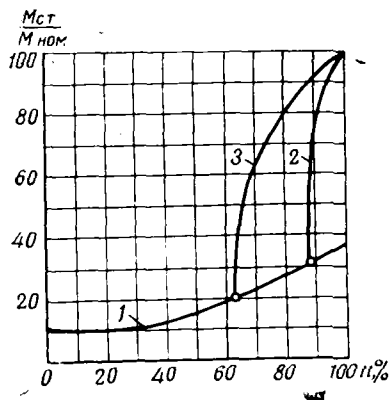


Рис. 162. Пусковая характеристика центробежного насоса:

1 — кривая изменения безразмерной (относительной) величины пускового момента в процентах от нормального ($\frac{M_{ст}}{M_{ном}}$) при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, при частоте вращения от $n=0$ до $n=n_{ном}$; 2, 3 — то же, при открытой задвижке (разные степени открытия и разная арматура трубопроводов на станции).

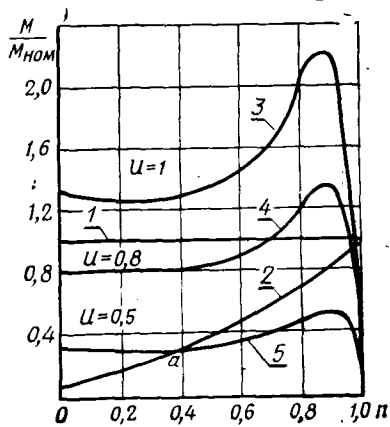


Рис. 163. Кривые безразмерных (относительных) величин пусковых моментов ($\frac{M_{п}}{M_{ном}}$) асинхронного короткозамкнутого электродвигателя при разном напряжении (3, 4, 5):
1 — характеристика поршневого насоса ($M = \text{const}$) при частоте вращения от $n=0$ до $n=n_{ном}$; 2 — характеристика центробежного насоса.

ду. При достижении $n = n_{ном}$, $\frac{M_{ст}}{M_{ном}} = 30 \div 40\%$ (кривая 1 при $Q=0$).

Если пуск насоса проводится при открытой задвижке, то в зависимости от коммуникации арматуры на напорном трубопроводе (наличие обратного клапана, степень открытия задвижки) отношение $\frac{M_{ст}}{M_{ном}}$ может быть изображено в виде кривых 2 и 3. Как видно из рисунка 162, пусковые кривые насоса как при открытой, так и закрытой задвижке не превосходят номинального момента.

На рисунке 163 показаны кривые пусковых моментов двигателя, работающего при напряжении $u = \frac{U}{U_{ном}} = 1$ (кривая 3), $u = \frac{U}{U_{ном}} = 0,8$ (кривая 4) и $u = \frac{U}{U_{ном}} = 0,5$ (кривая 5). При характеристике 3 возможна работа как центробежного насоса (кривая 2), так и поршневого (кривая 1). При кривых 4 и 2 возможна совместная работа, но при кривых 5 и 2 двигатель затормозится в точке а при работе с центробежным насосом, а с поршневым пуск при $\frac{u}{u_{ном}} \leq 0,5$ невозможен. Ес-

ли напряжение будет падать, то для предотвращения аварии необходимо выбрать соответствующую защиту двигателя. Асинхронные двигатели небольшой мощности для уменьшения пускового тока можно пускать при помощи переключателя со звезды на треугольник. Это возможно в том случае, когда двигатель работает при соединении статорной обмотки в треугольник.

На рисунке 140 была представлена крупная гидротехническая насосная станция. Установленные на ней электродвигатели, приводящие в движение осевые насосы, — синхронные с асинхронным запуском, $N_{дв}=3000$ кВт, $n=214$ об/мин, $u=6$ кВ [18]. На рисунке 164 показана пусковая характеристика двигателя при напряжениях $u=u_{ном}$ и $u=0,5 u_{ном}$. Для двигателей с асинхронным пуском существенные значения имеют $M_{пуск}$ и подсинхронный (входной) вращающий момент $M_{вх}$, развиваемый двигателем при его пуске при частоте вращения, равной $n=0,95 n_{синхр}$, и M_{max} , который должен быть вдвое больше $M_{ном}$. На рисунке 164 показан пуск двигателя. На канале имени Москвы разра-

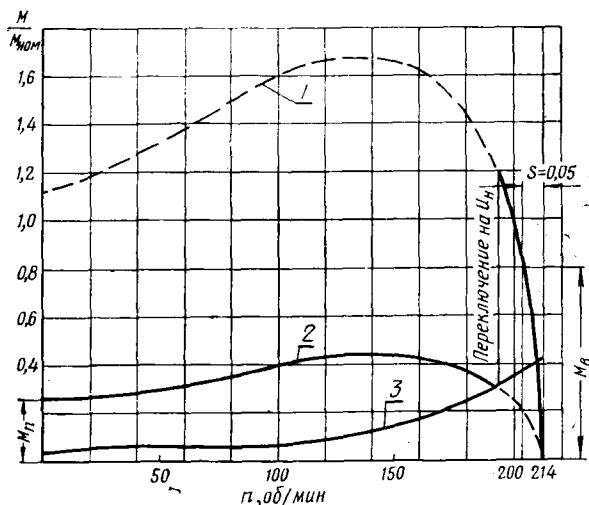


Рис. 164. Кривые пусковых моментов в относительных единицах $\left(\frac{M_{п}}{M_{ном}}\right)$:

1 — синхронного электродвигателя с асинхронным пуском при напряжении $u=u_{ном}$; 2 — то же, при напряжении $u=0,5u_{ном}$; 3 — осевого насоса с поворотными лопастями ОПВ-250.

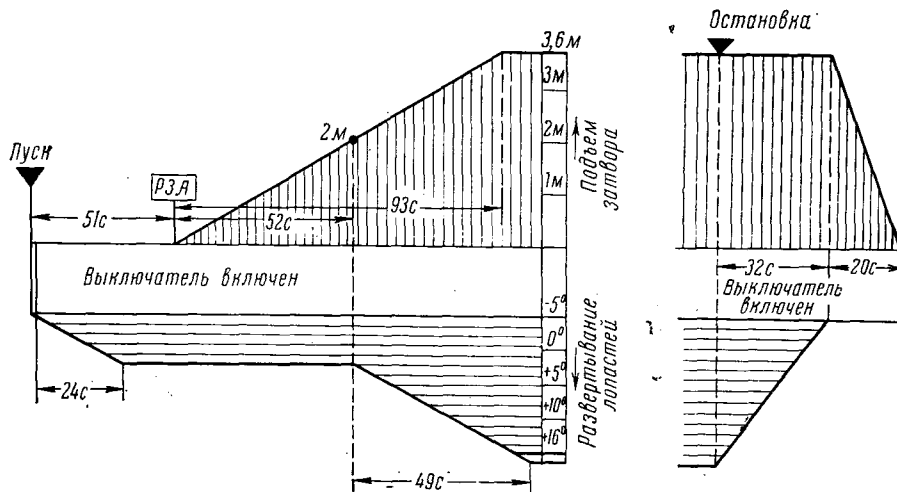


Рис. 165. Технологическая схема пуска и остановки поворотно-лопастного осевого насоса (ОПВ-250) с синхронным двигателем и асинхронным пуском.

ботан и осуществлен автоматический прямой пуск насосного агрегата с синхронным электродвигателем. Рассмотрим технологическую схему пуска [19]. Выход воды из акведука в верхний бьеф канала перекрывается быстропадающим плоским затвором. Лебедка затвора имеет грузоподъемность 40 т. Для поворота лопастей установлены две полностью автоматизированные маслonaпорные установки с давлением 2,0 МПа (20 ат). Поворот лопастей можно осуществить от -5° до $+20^\circ$.

На рисунке 165 показана технологическая схема пуска агрегата. После пуска двигателя лопасти рабочего колеса разворачиваются от пускового угла -5° до угла $+2^\circ$, которому соответствует заполнение акведука водой. После этого затвор будет разгружен, так как давление на него будет с двух сторон, реле заполнения акведука водой (РЗА) осуществляет подъем быстропадающего плоского затвора. При подъеме его на 2 м путевого переключатель дает импульс на дальнейший разворот лопастей до величины угла $+16^\circ$. Пуск агрегата будет закончен, когда затвор будет поднят на высоту 3,6 м, а угол поворота лопастей будет $+16^\circ$.

При остановке агрегата операции выполняются в следующем порядке: свертывание лопастей, опускание затвора, отключение выключателя. При аварии сначала отключается выключатель, потом опускается затвор и свертываются лопасти. На схеме приведено время последовательных операций.

Вопрос о регулировании подачи насосов рассмотрен для двигателей, у которых мощность или вращающий момент превосходили потребляемую мощность и необходимый момент вращения насоса. При этом выбранная с некоторым запасом мощность двигателя гарантировала работу при уменьшенной подаче насоса. Увеличение подачи насоса при рассмотренных двигателях возможно лишь в очень ограниченных пределах и зависит от выбранной нормальной мощности двигателя. Исключения составляют осевые насосы, которые при уменьшении подачи требуют увеличенной мощности двигателя (по отношению к нормальной мощности). Это следует учитывать при определении условий совместной работы осевого насоса и двигателя. Если необходимо уменьшить подачу осевого насоса, то применяют регулирование посредством поворота лопастей насоса на определенный угол.

Для поршневого насоса выбирают такой электродвигатель, который имел бы пусковой момент выше пускового момента насоса (рис. 166). Если двигатель переключается со «звезды» на «треугольник», пусковой момент может оказаться недостаточным, так как поршневые насосы при наличии всасывания и отсутствии нагнетания имеют пусковой момент около 0,8—1 нормальной. Некоторые двигатели при пуске с переключением «звезды» на «треугольник» дают пусковой момент, равный 0,6—0,7 нормальной.

Центробежные насосы не требуют большого пускового момента и могут работать с короткозамкнутым двигателем простого типа. Если насос непосредственно включается в сеть при открытой задвижке, то требуется большой пусковой момент. В этом случае подходит двигатель с глубоким пазом и непосредственным включением в сеть. Если двигатель с глубоким пазом включить при пуске на «звезду», то можно удовлетвориться и пониженным моментом.

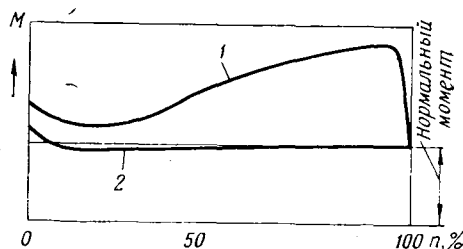


Рис. 166. Пусковые моменты асинхронного электродвигателя с глубоким пазом ротора (1) и непосредственным включением в сеть поршневого насоса (2) при частотах от $n=0$ до $n=n_1$.

Двигатель внутреннего сгорания запускают вхолостую. Поэтому следует предусматривать у двигателей шкив — фрикционную муфту или рабочий и холостой шкивы у насоса. При отсутствии того или другого привод осуществляют через промежуточную трансмиссию.

В заключение следует указать, что в практике оросительных насосных станций регулирование расходов насосов не применяется. Регулирование расходов, подаваемых насосной станцией, осуществляется числом работающих насосов. При этом чем больше число насосов и меньше подача каждого, тем плавнее может быть регулирование. Но большое число агрегатов повышает стоимость строительства и эксплуатации станции. В крупных насосных станциях с агрегатами большой подачи в некоторых случаях, чтобы покрыть малые расходы по

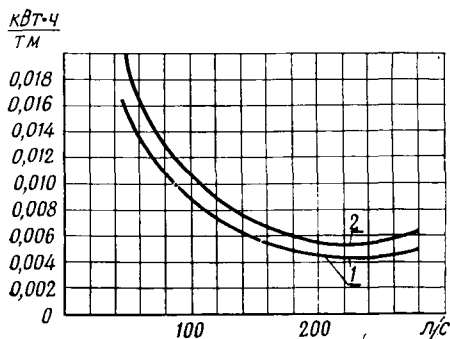


Рис. 167. Удельный расход электроэнергии в кВт·ч на 1 тм поднятой воды:
1 — насосом О-35; 2 — двигателем насоса.

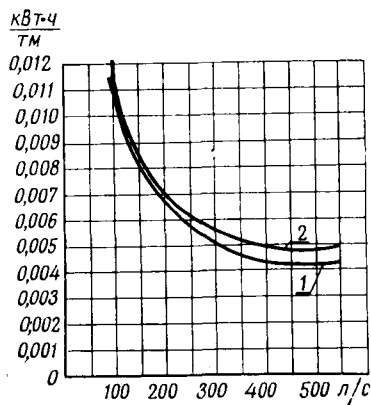


Рис. 168. Удельный расход электроэнергии в кВт·ч на 1 тм поднятой воды:
1 — насосом 16НД_н (при $n_s=220$); 2 — электродвигателем насоса.

графику, следует ставить один или два насоса малой подачи, увязывая ее с подачей форсированного расхода и резервированием. Все эти возможные решения подлежат обоснованию технико-экономическими расчетами. О регулировании подачи насосов и насосных станций осушительных систем и систем водоснабжения будет сказано ниже (см. гл. X и XI).

Остановимся на определении эксплуатационных показателей работы двигателя и насоса. Для электронасосов это будет затрата двигателем электроэнергии в киловатт-часах на одну тонна-метр поднятой воды (кВт·ч/тм).

На рисунке 167 показаны кривые изменения удельной энергии для модели осевого насоса с диаметром колеса 350 мм; первая кривая построена без учета к.п.д. электродвигателя, а вторая кривая — с учетом его. Из рисунка видно, что при увеличении напора на 25% и при одновременном уменьшении вдвое подачи насоса удельная энергия возрастает почти вдвое. Отсюда следует, что осевой насос без поворотных лопастей дает хорошие эксплуатационные показатели лишь при его работе в зоне максимальных значений к.п.д.

На рисунке 168 приведены кривые удельной энергии для насоса 16НД_н. Первая кривая относится к мощности насоса, а вторая — к мощности, потребляемой электродвигателем. Иногда строят кривые $\frac{\text{кВт}\cdot\text{ч}}{\text{м}^3} = f(Q)$. При тепловых двигателях удельные показатели работы насосных агрегатов выражаются отношением расхода условного топлива в килограммах или тоннах к количеству поднятой насосом воды в тонна-метрах.

§ 6. ТРУБОПРОВОДЫ И ИХ АРМАТУРА ВНУТРИ ЗДАНИЯ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Внутри здания насосной станции располагаются всасывающие и напорные трубопроводы основных (главных) насосов с переключающими их соединениями, а также арматура, устанавливаемая на них: задвижки, обратные и предохранительные клапаны, монтажные вставки, компенсаторы, контрольно-измерительная аппаратура, например водомеры. На трубопроводах устраивают водовыпуски и присоединения особых вспомогательных трубопроводов, необходимых при эксплуатации насосной станции. Кроме того, внутри здания станции располагаются трубопроводы вспомогательных насосов, обеспечивающих нормальную работу основного оборудования и здания станции, а именно: трубопроводы технического водоснабжения и противопожарные, маслопроводы, осушительные, дренажные и др.

Трубопроводы внутри здания станции можно разделить на четыре группы: всасывающие, напорные, сливные, разводящие. Последние предназначены для питания водой различных приборов, установок, противопожарной системы и др.

Назначение всасывающих трубопроводов — подвести воду от водозаборных устройств к насосам.

Для всасывающих трубопроводов применяют металлические, чугунные и стальные трубы. В здании насосной станции укладывают всасывающие трубопроводы из чугунных фланцевых труб с прокладками в стыках из резиновых колец; применяют стальные трубы с наварными фланцами.

В последнее время получили широкое распространение стальные сварные трубы с устройством в необходимых местах, по монтажным и эксплуатационным условиям, фланцевых и сальниковых соединений.

На всасывающем трубопроводе задвижку ставят в следующих случаях: при работе насоса с отрицательной высотой всасывания (рис. 154, *г* и *ж*), если во входной части всасывающей трубы нет каких-либо других затворов, например щитов, шандор, последние применяют обычно в крупных насосных станциях (рис. 149, *а*); при обслуживании одной всасывающей трубой нескольких насосов.

При работе насосов с положительной высотой всасывания задвижки на всасывающих трубопроводах могут пропускать воздух. В таких случаях устанавливают особые задвижки, не пропускающие воздух, или обычные задвижки, но расположенные горизонтально. При коротких всасывающих трубопроводах необходимо стремиться к устройству для каждого насоса отдельной всасывающей линии; тогда необходимость в задвижках (для насосов, работающих с положительной высотой всасывания) отпадает.

Основное требование, предъявляемое к всасывающему трубопроводу, — *герметичность всех соединений*, так как незначительные неплотности могут быть причиной уменьшения подачи насоса или даже срыва его работы. Наиболее надежны, просты по устройству и экономичны стальные трубопроводы, соединяемые на сварке.

Всасывающий трубопровод должен иметь достаточное поперечное сечение, обеспечивающее малые гидравлические сопротивления в нем, увязанные с допустимой величиной высоты всасывания насоса. Он не должен иметь резких поворотов и внезапных изменений сечения и должен идти к насосу с некоторым подъемом ($0,0005 \div 0,001$), чтобы нигде не мог скопиться воздух. Если трубопровод имеет больший диаметр, чем патрубок насоса (что почти всегда бывает в правильно запроектированном трубопроводе), то устраивают конический переход с горизонтальной верхней образующей (рис. 169). При этом длина перехода определяется по разности диаметров его из следующего равенства:

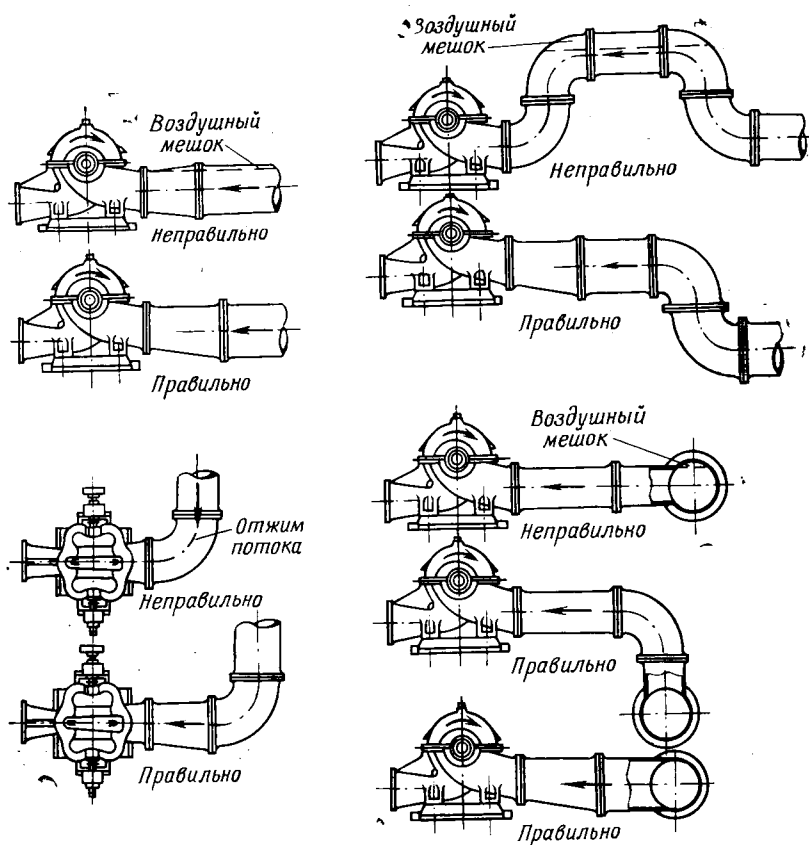


Рис. 169. Примеры правильного и неправильного устройства всасывающего трубопровода и его присоединения к насосу.

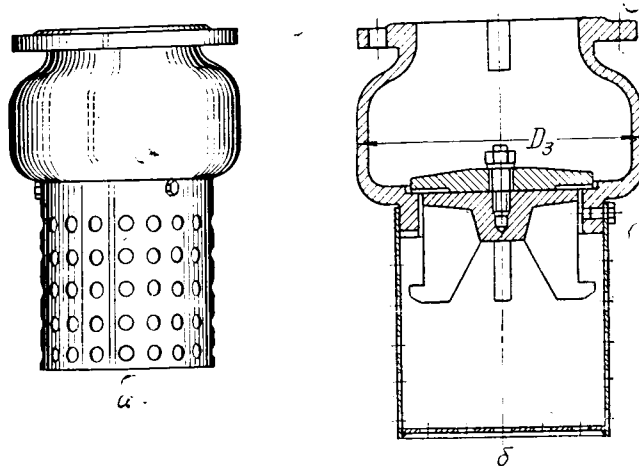


Рис. 170. Обратный приемный клапан с сеткой:
а — внешний вид; б — разрез клапана.

$L=K(D-d)$, где $K=5\div 6$. Если во входной части всасывающего трубопровода есть приемный клапан, то он должен быть заглублен под уровень воды не менее чем на 0,8—1,0 м, в зависимости от размера клапана. На рисунке 169 показаны примеры неправильного и правильного устройства всасывающего трубопровода и присоединения его к насосу. По окончании монтажа всасывающего трубопровода необходимо испытать его герметичность. Трубопровод считается выдержавшим испытание, если при максимальном рабочем вакууме в течение 10 мин не произошло снижения вакуума (длина трубопровода обычная, $l \approx 30$ м).

Приемные обратные клапаны устанавливают на конце вертикальных всасывающих линий в том случае, когда нет специального вакуум-насоса, при помощи которого можно отсосать воздух из всасывающего трубопровода и насоса и заполнить их водой. Из-за значительных гидравлических сопротивлений, создаваемых клапанами ($\xi_{\text{кл}}$ доходит в некоторых случаях до 20), а также довольно быстрого их засорения и необходимости очистки клапаны устанавливают на небольших и, как правило, временных установках, имеющих диаметр всасывающей трубы не более 400 мм. Всасывающие (приемные, пятовые) клапаны состоят из чугунного корпуса, к которому присоединяется сетка. В ней имеются приемные круглые отверстия. На рисунке 170 показан обратный приемный клапан, выпускаемый нашей промышленностью [22] с диаметрами от 50 до 400 мм (масса от 4 до 215 кг). Основные детали выполнены из следующего материала: корпус, захлопки, плита, тарелка — из чугуна; сетка — из стали; крестовина — из алюминия; уплотнительное кольцо — из резины. В современных стационарных насосных станциях клапаны на всасывающих линиях не устанавливают, а заливку всасывающих трубопроводов и центробежных насосов осуществляют вакуум-насосом, а также устраивают «приподнятые» всасывающие трубы (см. рис. 243).

Рассмотрим расположение всасывающих трубопроводов внутри насосных станций сельскохозяйственного водоснабжения и небольших коммунальных станций. На рисунке 171, а показано расположение двух насосов. Каждый из них имеет отдельный всасывающий трубопровод. На трубопроводах задвижек обычно не ставят, они нужны лишь при отрицательной высоте всасывания. На рисунке 171, б показано расположение двух насосов при одном всасывающем трубопроводе. Внутри насосной станции этот трубопровод имеет ответвления к каждому из насосов. В этом случае на станции следует иметь резервную задвижку; при отказе одной из установленных задвижек ее заменяют с остановкой станции.

На рисунке 171, в показана схема расположения двух всасывающих трубопроводов к трем насосам. Как видно из чертежа, от двух всасывающих трубопроводов отдельные трубопроводы присоединены к трем насосам. Около каждого из насосов установлены задвижки 3. На коллекторе установлены две задвижки 2. Из трех насосов один является резервным, а два работают одновременно. Если работают два насоса, например H_1 и H_3 , то каждый из них имеет свою всасывающую линию. Для этого надо открыть задвижки 3' и 3'', а задвижки 2', 2'' и 3''' оставить закрытыми. При ремонте одной из трех задвижек, например 3', возможна работа двух насосов H_2 и H_3 . При ремонте одной из задвижек 2 работа насосной станции возможна только с одним насосом: H_3 или H_1 . Подача насосной станции в этих случаях будет составлять только 50% ее нормальной подачи.

В обычных насосных станциях трубопроводы укладывают по схеме, изображенной на рисунке 171, в или 173. При одной всасывающей линии для двух насосов задвижку располагают, как показано на рисунке 172, а и в.

При установке задвижки по схеме, приведенной на рисунке 172, б, под задвижкой в вертикальной ветви колена может скапливаться воздух, отчего не всегда удается запустить один насос при работе другого. В этом случае перед отводами к насосам иногда рекомендуют устанавливать особый воздушный котел на всасывающем трубопроводе. Скапливающийся воздух из котла будет удаляться вакуум-насосом, благодаря чему возможен беспрепятственный пуск любого из насосов независимо от того, работает ли второй насос. Следует заметить, что опытных данных по такой установке воздушного котла нет и многие

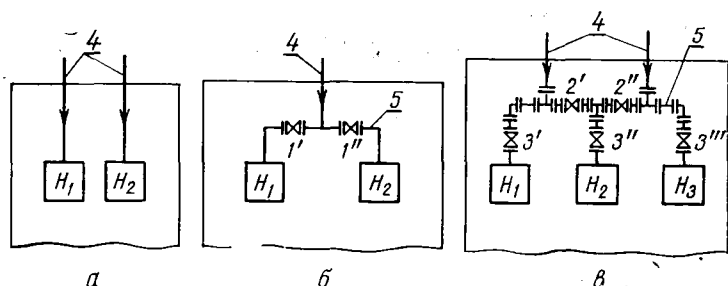


Рис. 171. Схемы внутростанционных коммуникаций всасывающих трубопроводов насосных станций сельскохозяйственного водоснабжения:

а — с расположением двух насосов с отдельными всасывающими трубопроводами; б — с расположением двух насосов при одном всасывающем трубопроводе; в — с присоединением к трем насосам отдельных трубопроводов от двух всасывающих трубопроводов; 1'—1'', 2'—2'', 3'—3'', 3''' — задвижки; 4 — всасывающие трубопроводы; 5 — коллектор (соединительный трубопровод); H_1 , H_2 , H_3 — насосы.

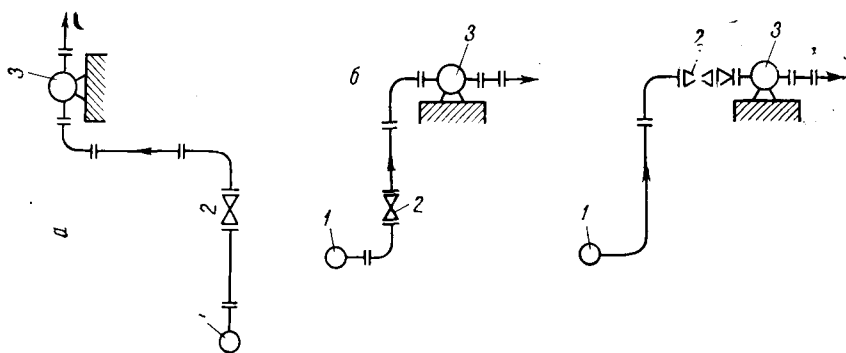


Рис. 172. Возможные схемы подвода всасывающих труб к насосам от коллектора: не рекомендуемая (б) и рекомендуемые схемы (а) и (в); 1 — коллектор; 2 — задвижка; 3 — насос.

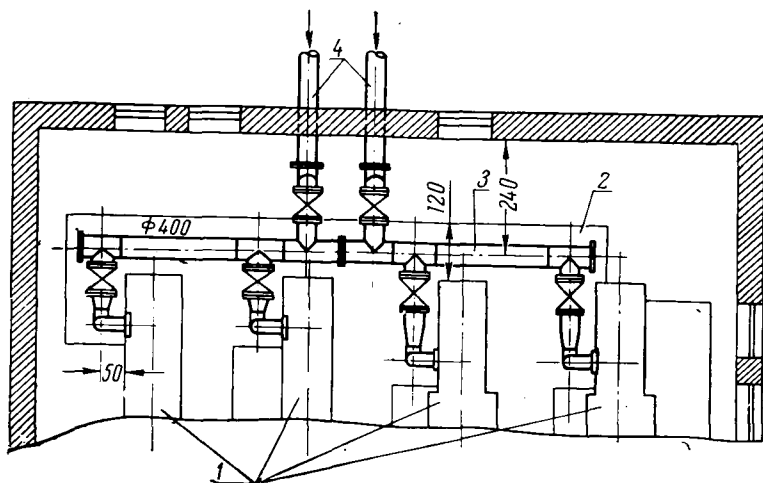
специалисты считают ее нецелесообразной. Наилучшим решением будет устройство отдельной всасывающей трубы для каждого насоса.

Диаметры всасывающих труб определяют, принимая скорость течения воды в них v_v не более 1,5÷2 м/с. Это объясняется тем, что при больших скоростях увеличиваются потери при всасывании, а следовательно, уменьшается допустимая геодезическая высота всасывания, то есть необходимо снижать отметку расположения оси насоса.

На рисунке 173 показаны всасывающие трубопроводы и переключения их внутри здания насосной станции, где установлены четыре насоса с подачей каждый 125 л/с, из которых два двухколесных типа М, а других два четырехколесных того же типа. К станции подведены два всасывающих трубопровода диаметром по 400 мм. Они присоединены к всасывающему коллектору того же диаметра; из коллектора вода подводится к насосам отдельными трубопроводами, на которых установлены задвижки. На двух всасывающих трубопроводах внутри здания насосной станции расположены две задвижки. Всасывающий трубопровод при входе в здание расположен на той же глубине, что и вне

здания станции, коллектор расположен выше под полом, в канале глубиной 0,8 м. При такой схеме на станции надо иметь резервную задвижку для замены вышедшей из строя. На время замены любой из задвижек необходимо остановить всю станцию и иметь либо резервную емкость, из которой питать сеть, либо прекратить питание сети, если такая возможность есть. Установка двух задвижек на коллекторе между всасывающими трубами увеличивает обеспеченность подачи воды станцией до 50% при аварии с любой из задвижек.

На рисунке 151 приведены внутростанционные коммуникации всасывающих и напорных трубопроводов с оборудованием достаточно крупной насосной станции водоснабжения второго подъема, с большой



Рс. 173. Возможная схема внутростанционных коммуникаций всасывающих труб насосных станций сельскохозяйственного водоснабжения при четырех агрегатах:

1 — насосы; 2 — канал для укладки труб; 3 — коллектор; 4 — всасывающие трубы.

степенью надежности работы и числом трубопроводов (всасывающих и напорных) меньше числа насосов. Схема коммуникаций позволяет обеспечить бесперебойную работу четырех рабочих агрегатов при аварии с любым насосом (из шести) или задвижкой.

В насосной станции большой подачи, как правило, каждый насос имеет свою всасывающую линию. Переключений между трубопроводами не устраивают. Задвижки при работе насосов под заливом стараются не ставить, а заменяют их во входной части трубопровода плоскими или шандорными затворами, как было указано выше. Особенности расположения всасывающих труб в мелиоративных насосных станциях рассмотрены в главе IX.

Подводящие к насосам воду трубопроводы, работающие под давлением ниже атмосферного (при вакууме), принято называть всасывающими, а работающие с избыточным давлением (более атмосферного) — подводящими.

Напорные трубопроводы внутри насосной станции предназначены для подачи воды от насосов к внешним напорным водоводам. Внешние напорные водоводы обычно имеют две нитки, тогда как число насосов, а следовательно, и непосредственно отводящих от них воду напорных трубопроводов различно: два, три и более. Поэтому должно быть осуществлено переключение напорных трубопроводов с большего числа их на меньшее внутри насосной станции или вне ее. Переключение внутри насосной станции удобнее выполнять при сравнительно не-

больших диаметрах трубопроводов (не выше 300—400 мм). При больших же диаметрах переключения устраивают внутри насосной станции или вне ее. В практике проектирования и строительства крупных насосных станций для промышленного и коммунального водоснабжения переключение напорных трубопроводов стараются осуществить обычно в здании насосной станции или в пристройке к ней. Наоборот, в мелиоративных насосных станциях, особенно сезонного значения, переключение принято устраивать вне здания станции.

Оба способа имеют и достоинства, и недостатки. При переключении трубопроводов внутри насосной станции все трубопроводы, а также их арматура находятся постоянно под наблюдением обслуживающего персонала.

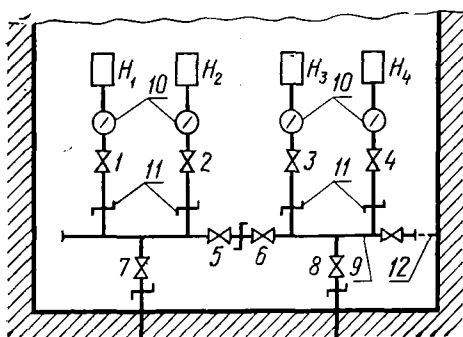


Рис. 174. Возможная схема внутростанционных коммуникаций напорных трубопроводов с коллектором в небольших насосных станциях:

H_1 ; H_2 ; H_3 ; H_4 — насосы; 1—8 — задвижки; 9 — коллектор; 10 — обратный клапан; 11 — сальник; 12 — сливная труба.

Небольшой ремонт арматуры можно выполнить непосредственно на месте, в насосном здании, где обычно устраивается монтажная площадка, имеются грузоподъемные устройства и небольшая ремонтная мастерская. Эти несомненные преимущества в эксплуатации связаны, однако, с необходимостью значительно увеличивать здание насосной станции.

В практике встречается много различных способов переключения трубопроводов внутри крупных водопроводных насосных станций. На рисунке 174 показано обычное соединение четырех идущих от насосов трубопроводов в два напорных трубопровода путем устройства коллектора.

Такое переключение вызывает значительное увеличение гидравлических сопротивлений в трубопроводах и не всегда обеспечивает бесперебойную подачу воды; при аварии с любой из задвижек 1, 2, 3, 4 или 5, 6, 7, 8 отключается половина насосных агрегатов, а при аварии с двумя задвижками, например 7 и 3, что имеет малую вероятность, подача воды полностью прекращается.

На рисунке 151 приведена, как указано выше, несколько более надежная коллекторная схема переключений всасывающих и напорных трубопроводов при большем числе насосов и трубопроводов и с повышенными значениями гидравлических сопротивлений в коммуникациях.

Каннинггэм (США) разработал ряд положений, которыми следует руководствоваться при проектировании насосных станций, имеющих переключающие соединения трубопроводов:

предусматривать возможность ремонта любого насоса, задвижки или трубы без перерыва работы всей насосной станции и уменьшения ее подачи;

обеспечивать подачу любым насосом в любой трубопровод;

предусматривать возможность быстрого оперирования задвижками при аварии;

обеспечивать свободный доступ к задвижкам и соединительным трубопроводам для осмотра и ремонта их;

предусматривать в должном количестве надежные присоединения к напорным трубопроводам малых трубопроводов, необходимых для нужд самой станции.

Каннинггэм считает, что этим положениям больше всего соответствует кольцевая система оборудования, которая к тому же допускает применение труб и задвижек меньшего диаметра.

На рисунке 175 приведены рекомендуемые Каннингэмом схемы переключений и соединений напорных трубопроводов. Эти схемы показывают, что ремонт любой из задвижек выключает только один насос и один напорный трубопровод. Особенно удачна схема *е*, где насосы нагнетают воду прямо в водоводы.

Схема *д* обеспечивает большую бесперебойность в работе насосной станции, чем схемы *в* и *г*.

Рассмотренные схемы внутростанционных коммуникаций напорных трубопроводов с переключениями и значительным числом задвижек требуют зданий значительных размеров, что повышает стоимость здания насосной станции. Поэтому выбор той или иной схемы должен

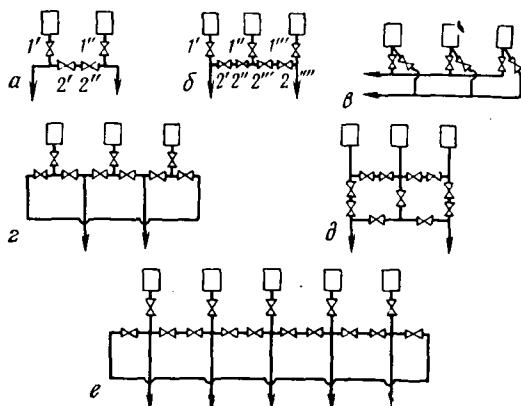


Рис. 175. Схемы внутростанционных коммуникаций напорных трубопроводов насосных станций для водоснабжения.

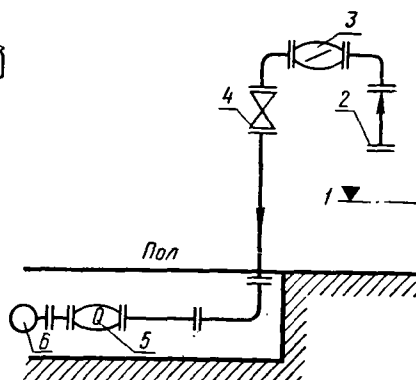


Рис. 176. Схема установки арматуры на напорном трубопроводе, идущем от насоса (патрубок направлен вверх): 1 — ось насоса; 2 — напорный патрубок насоса; 3 — обратный клапан; 4 — задвижка; 5 — водомер; 6 — коллектор.

быть обоснован и увязан с назначением станции и графиком ее работы.

На нагнетательном трубопроводе, идущем от насоса, последовательно устанавливают манометр, обратный клапан, регулирующий задвижку, водомер и при необходимости предохранительный клапан.

На рисунке 176 показан довольно распространенный способ установки арматуры на отводящем трубопроводе; напорный патрубок насоса направлен вертикально вверх. На рисунке 177 показан способ установки арматуры для случая, когда напорный патрубок насоса имеет горизонтальное положение. Обратный клапан ставят около насоса. Его назначение — предохранять насос при его остановке от обратного тока воды и от возможных повреждений при гидравлических ударах в трубопроводах. Насосостроительные заводы часто рекомендуют ставить обратный клапан около насоса.

Следует еще учитывать установку водомера. По исследованиям А. А. Сурина, наилучшее положение водомера системы Вольтмана (который распространен в насосных станциях водопроводов) вертикальное, в прямой струе, при движении воды снизу вверх. При такой установке водомер дает более точные показания, чем в горизонтальном положении. Исходя из этого водомер, приведенный на рисунке 176, следовало бы поместить вслед за насосом, перед обратным клапаном, обеспечив этим достаточно прямолинейное движение струй воды.

Но такая установка водомера возможна лишь при вертикальном направлении (вверх) патрубка насоса. Современные насосы, как прави-

ло, имеют горизонтальные напорные патрубки внизу насоса*. Поэтому устанавливать водомер около насоса не следует, особенно на вертикальном участке трубы, при движении воды сверху вниз, так как в этом случае он часто дает неправильные показания. Его устанавливают на горизонтальном участке трубы, за регулировочной задвижкой. А. А. Сурин отмечает, что показания водомеров системы Вольмана не зависят от повышения давлений вследствие гидравлических ударов. Поэтому рекомендованная выше схема установки арматуры насос — обратный клапан — задвижка — водомер может быть принята в небольших насосных станциях для сельскохозяйственного водоснабжения как основная. Заменять эту схему другими можно лишь в том случае, если функции обратного клапана и задвижки выполняет одно устройство, например дроссель, или если функция всех элементов (обратный клапан, задвижки, водомеры) выполняет, например, одна современная автоматическая коническая задвижка.

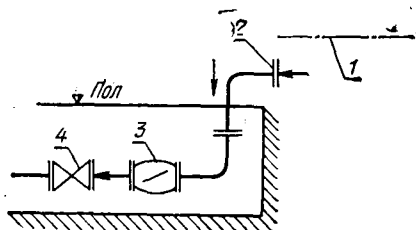


Рис. 177. Схема установки арматуры на напорном трубопроводе, идущем от насоса (патрубок направлен горизонтально):

1 — ось насоса; 2 — напорный патрубок насоса; 3 — обратный клапан; 4 — задвижка.

бассейне (см. рис. 144 и 149, а). Небольшая длина напорных трубопроводов мелиоративных насосных станций обуславливает небольшие объемы вытекающей из трубопровода воды при остановках насоса. Громоздкие, с высокой стоимостью обратные клапаны, вызывающие большие гидравлические сопротивления, в крупных и средних насосных станциях применять не следует, если это не вызвано особыми условиями. Конструкция обычных быстро закрывающихся обратных клапанов неудовлетворительна, и быстрое их закрытие при внезапной остановке насоса вызывает гидравлический удар. Трубопровод от насоса следует изолировать особым, постепенно закрывающимся затвором (дроссель, коническая задвижка, обратный клапан с медленной посадкой или противовесом и пр.), что ослабляет силу гидравлического удара. Иногда по условиям гидравлического удара и переходных процессов в насосах при значительной длине и скорости течения воды в трубопроводе, сложном профиле трассы его и др. на насосных станциях устраивают обратные клапаны не только у насосов, но и по трассе трубопровода, устанавливая около них и предохранительные клапаны.

На небольших оросительных насосных станциях (с диаметром трубопроводов 100—200 мм) обратные клапаны можно устанавливать, так как из-за небольшого диаметра усилия, возникающие в трубопроводах, невелики и уравниваются самими трубопроводами.

Напорные трубопроводы внутри здания насосной станции обыкновенно устраивают из чугунных фланцевых труб или из сварных стальных труб с наваренными фланцами для соединения с фасонными частями и арматурой. Фасонные части трубопроводов изготовлены из чугуна

* По желанию заказчика насосостроительные заводы могут в некоторых конструкциях насосов расположить напорные патрубки в любых направлениях вертикальной плоскости (см. указание к расположению напорного патрубка насоса К, рис. 10).

или стали с фланцевыми соединениями, чем достигается удобство разборки и прочность стыков. Раструбные соединения для напорных трубопроводов внутри насосной станции не применяют. Такие соединения не позволяют быстро разъединять и соединять трубопроводы. Кроме того, на поворотах возникают усилия, стремящиеся разрушить места соединений напорных трубопроводов, поэтому раструбные соединения пришлось бы укреплять особыми анкерами, тогда как фланцевые соединения прочны и не требуют дополнительных укреплений.

При проектировании внутристанционных коммуникаций напорных трубопроводов приходится решать также следующие вопросы: определять место укладки труб (под полом насосного помещения, на полу или

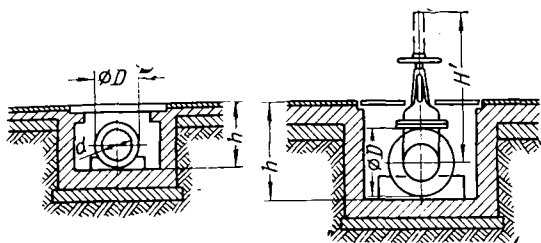


Рис. 178. Укладка внутристанционных трубопроводов в каналах при неполном скрытии задвижек.

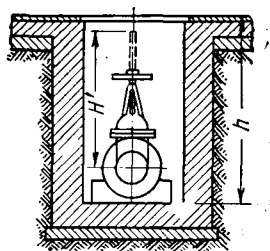


Рис. 179. Укладка внутристанционных трубопроводов в каналах при полном скрытии задвижек.

по верху машинного здания) и диаметры напорных труб и их переключений внутри здания.

Кроме того, при проектировании внутристанционных трубопроводов следует учитывать такие моменты:

проектировать трубопровод так, чтобы масса труб не передавалась на насос;

предусмотреть такую монтажную схему трубопровода, при которой температурные усилия, возникающие в трубопроводе, не передавались бы на насос;

все гидростатические усилия, возникающие на поворотах трубопровода, должны быть соответствующим образом уравновешены.

В зданиях насосных станций для сельскохозяйственного водоснабжения и населенных мест всасывающие, напорные и вспомогательные трубопроводы, а также арматуру, установленную на них, необходимо располагать так, чтобы они не мешали работе обслуживающего персонала и были доступны для осмотра и хорошо увязаны с общей компоновкой станции. Такому условию удовлетворяет укладка трубопроводов в полу станции в особых каналах или в подвальных помещениях, если они есть. Каналы сверху перекрывают съемными крышками из рифленого железа, дерева и т. д.

Глубину каналов h для случаев, показанных на рисунке 178, проектируют с таким расчетом, чтобы

$$h = D_{\phi} + (0,15 \div 0,30).$$

Если же задвижка располагается в канале (рис. 179), то

$$h = H' + 0,5D_{\phi} + 0,2.$$

В этих формулах D_{ϕ} , H' и h приняты в м.

При больших диаметрах трубопроводов (400 мм и более) их располагают на полу насосного помещения, так как устройство каналов связано со значительными расходами.

Для удобства передвижения внутри насосной станции над трубопроводами устраивают лестничные переходы (см. рис. 151, 152). В не-

которых случаях напорные и всасывающие трубопроводы укладывают в подвальном помещении, специально для этого устроенном. Такое расположение трубопроводов хотя и связано с увеличением расходов, но зато предохраняет машинный зал насосной станции от сырости и затоплений при аварии трубопроводов. Подвальное помещение устраивают обычно в крупных насосных станциях с горизонтальными насосами и патрубками, направленными вниз от насосов. При вертикальных насосах трубопроводы находятся в нижнем насосном помещении, а электродвигатели размещают наверху, в специальном сухом помещении, над насосами. В некоторых случаях, например при вертикальных осевых насосах, напорные трубопроводы поднимают вверх, занимая при этом значительную часть насосного помещения. Такое расположение трубопроводов объясняется конструкцией насоса (рис. 149, а). Особый интерес в этом случае представляют насосные станции с осевыми насосами большой производительности и малого напора, устанавливаемые с наклонной осью (см. рис. 272), а также осевые насосы со спиральным отводом и капсульные. При вертикальных центробежных насосах напорные трубопроводы от насосов в здании часто поднимают вертикально или наклонно вверх. Это позволяет создать меньшее заглубление напорных трубопроводов у здания насосной станции, что значительно облегчает их обслуживание и эксплуатацию (см. рис. 228, 229).

Скорость движения воды в напорных трубопроводах, уложенных внутри насосной станции, не должна быть большой во избежание значительных потерь на гидравлические сопротивления. Поэтому «экономическую» скорость не следовало бы проектировать более 1,5 м/с. Однако в целях уменьшения диаметра задвижек, что необходимо для ускорения их открытия, закрытия, а также и удешевления, диаметр трубопроводов уменьшают, принимая скорость в трубопроводах 2 м/с и более. Понятно, что при такой скорости увеличиваются гидравлические сопротивления и ускоряется изнашиваемость труб от неотфильтрованной воды.

При выборе расчетной скорости необходимо при технико-экономических расчетах учитывать последние соображения; в некоторых случаях будет выгодно пойти на увеличение диаметров трубопроводов и соответственно этому уменьшить скорость движения жидкости по трубам. Общее правило, которое следует соблюдать при проектировании внутростанционных напорных коммуникаций, — это плавно уменьшать скорость течения воды от напорного патрубка насоса до напорного трубопровода.

Переходы от малых к большим диаметрам трубопроводов — конусы двухстороннего расширения — следует устраивать длиной $L = K(D-d)$, где $K=6\div 7$.

Чтобы предупредить передачу на насос усилий от температурных деформаций трубопровода, на последнем ставят компенсаторы. В этом случае получается как бы разрезная система трубопроводов (вместо жесткой системы без компенсаторов). Однако установка компенсаторов внутри здания станции должна быть обоснована и проверена расчетом.

Например, установка компенсатора около горизонтального насоса на одном из трубопроводов (напорном или всасывающем) ухудшит положение, так как температурные усилия в том случае, когда нет компенсатора, а оси патрубков совпадают, взаимно уравниваются. Если оси входного и напорного патрубков параллельны, но не совпадают, то от температурных усилий образуется пара сил, стремящихся перекосить насос. В этом случае компенсаторы на обоих трубопроводах могут быть необходимы. При компенсаторах может появиться необходимость в устройстве упоров. Гидростатические усилия, возникающие на закруглениях трубопроводов, должны быть при необходимости уравновешены постановкой специальных упоров.

Компенсаторы и упоры ставят главным образом при больших диаметрах трубопроводов; при небольших диаметрах трубопроводов (от 50 до 200 мм) они обычно не нужны. Часто роль компенсатора выполняет устанавливаемая около напорного патрубка насоса монтажная вставка.

Для опорожнения трубопроводов устраивают водовыпуски (рис. 149, а), водовыпускная труба в этом случае отводит воду к осушительной трубе, расположенной в потере насосной станции. Общий случай присоединения водовыпускной трубы приведен на рисунке 180. На рисунке 174 было показано расположение сливной (водовыпускной) трубы и присоединение ее к напорным трубопроводам. Такое устройство довольно типично для небольших насосных станций.

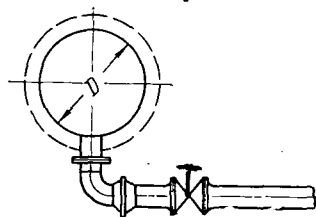


Рис. 180. Один из возможных вариантов присоединения водовыпускной (сливной) трубы.

При необходимости сливную трубу можно использовать и для промывки самотечных линий. В этом случае от промывной трубы делают отвод в канализацию. Он служит для спуска воды из напорных трубопроводов в том случае, когда не требуется промывка самотечных труб, а воду необходимо спустить из напорных трубопроводов.

§ 7. АРМАТУРА ТРУБОПРОВОДОВ

Трубопроводной арматурой называются различные устройства, в которых изменяется площадь для прохода движущейся по трубопроводу жидкости. Арматуру составляют задвижки, затворы, клапаны, вентили, краны и т. д. По выполняемым функциям различают следующие виды арматуры:

запорную, которая отключает одну часть трубопровода от другой, например вентили, задвижки, затворы, краны;

дроссельную (вентили, краны, клапаны), в задачу которой входит изменение давления у протекающей жидкости или недопущение увеличения его сверх определенного значения.

Обе группы составляют приводную арматуру, то есть такую, в которой подъем и опускание затвора осуществляются вручную или при помощи особого приводного устройства.

Арматура может быть не только приводной, но и самодействующей. В последней затвор приводится в движение автоматически вследствие изменения условий для протекающей или покоящейся жидкости (например, обратные предохранительные клапаны, противоаварийные устройства, аэрационная и конденсационная арматура). По выполняемым функциям различают четыре типа арматуры:

вентильный тип, в котором затвор, называемый золотником, перемещается вдоль оси седла корпуса (рис. 181, а). К этому же типу можно отнести шаровой самодействующий клапан, применяемый как обратный клапан и как устройство в аппаратах по впуску или выпуску воздуха (вантуз):

задвижка, в которой затвор, называемый диском (клином), перемещается нормально к оси прохода уплотнительных поверхностей корпуса (рис. 181, б);

кран, в котором затвор, называемый пробкой, перемещается путем поворота вокруг своей оси, скользя по уплотнительным поверхностям корпуса (рис. 181, в);

поворотный клапанный тип, в этом случае затвор, называемый диском, перемещается путем вращения вокруг своей оси, расположенной в плоскости, перпендикулярной оси прохода (рис. 181, г). К этому типу относят обратные клапаны, дроссельные затворы.

Для арматуры и соединительных частей трубопроводов ГОСТ 356—68 (переиздание 1973 г.)* установлены давления: условные, пробные и рабочие.

Условное давление P_y — наибольшее избыточное рабочее давление при температуре среды 20°C , при котором обеспечивается длительная работа арматуры и соединительных частей определенных размеров, обоснованных расчетом на прочность для выбранных материалов и их характеристик прочности при той же температуре.

Пробное давление $P_{пр}$ — избыточное давление, при котором арматура и соединительные части трубопроводов подвергаются гидрав-

лическому испытанию на прочность и плотность материала водой при температуре не выше 100°C .

Рабочее давление $P_{раб}$ — наибольшее избыточное давление, при котором обеспечивается длительная работа арматуры и соединительных частей при рабочей температуре пропускаемой жидкой среды.

Допускаемое рабочее давление с увеличением температуры среды снижается. Установлено несколько ступеней температуры: 120, 200, 250, 300, 350 и 400°C .

Приведем пример значений давлений для ковкого чугуна (по ГОСТ): $P_y = 0,6$ МПа (6 кг/см²), $P_{пр} = 0,9$ МПа (9 кг/см²), а $P_{раб} = 0,6$ МПа при температуре воды 120°C (1-я ступень) и 0,42 МПа при

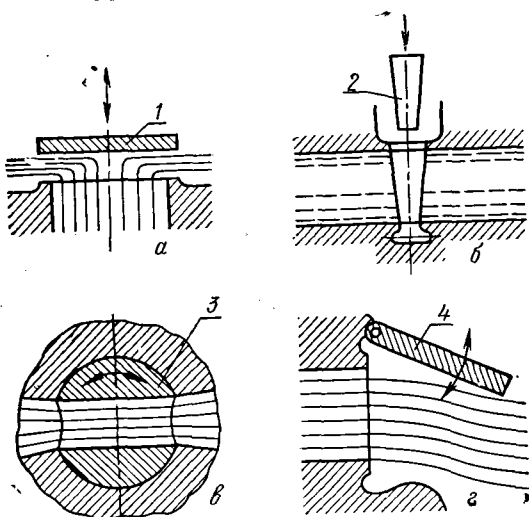


Рис. 181. Типы арматуры по выполняемым функциям и устройству запорно-регулирующих органов:

а — вентильный тип; б — задвижка; в — кран; г — поворотный клапан (обратный клапан — дроссельный затвор); 1 — золотник; 2 — диск или клин; 3 — пробка; 4 — диск.

температуре воды 400°C . Условным проходом арматуры считается размер по ее присоединительным концам D_y (мм).

Арматуру трубопроводов подбирают по требуемым размерам и давлениям в каталогах.

В каталоге-справочнике [22] «Промышленная трубопроводная арматура» (ч. I, II, III, М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1969—1970) вся арматура имеет условные обозначения. Первая цифровая характеристика обозначает изделие (например, вентиль обозначен цифрами 14, 15, приемный клапан с сеткой — 16, обратный поворотный клапан — 19, затвор — 32, задвижка — 30 и 31, предохранительный клапан — 17 и т. д.). Вторая буквенная характеристика обозначает материал корпуса изделия (например, сталь углеродистая обозначается С, чугун серый — Ч, а ковкий — КЧ, латунь и бронза — Б и т. д.). Третья цифровая характеристика в обозначении изделия указывает фигуру, характеризующую конструктивные особенности изделия в пределах таблицы. При наличии в характеристике трехзначного числа последние две цифры обозначают фигуру, а первая цифра указывает вид привода. Так, механический привод с червячной передачей обозначается цифрой 3, с цилиндрической — 4, с конической — 5, гидравлический привод — 7, электрический — 9 и т. д. Четвертая характеристика обозначает материал, из которого выполнены уплотнительные поверхности изделия. На-

* Издательство стандартов, 1974.

пример, латунь или бронза обозначаются Бр, баббит — Бт, резина — Р и т. д. Пятая характеристика обозначает внутреннее покрытие корпуса: гуммирование — ГМ, эмалирование — ЭМ и т. д. Шестая характеристика дается для арматуры с электроприводом во взрывозащищенном и тропическом исполнениях. В первом случае она обозначается буквой Б, а во втором — Т, которые добавляются в конце (например, 30ч925брБ). В некоторых обозначениях марок после характеристик материала уплотнительных поверхностей добавляют цифру, обозначающую вариант исполнения данного изделия, а также изготовление из другого материала. Изделия без вставных или наплавленных колец, то есть с уплотнительными поверхностями на самом корпусе и затворе, обозначают буквами бк (без колец).

Расшифруем в качестве примера обозначение марки задвижки 30ч925бр: 30 — задвижка; ч — корпус из серого чугуна; 9 — электрический привод; 25 — обозначение фигуры; бр — уплотнительные кольца из бронзы или латуни. В каталоге указывается, что 30ч925 бр — запорная клиновидная фланцевая задвижка с невымываемым шпинделем с электроприводом; применяется для воды с температурой до 100 °С. Условное давление $P_y = 0,25 \text{ МПа}$ (2,5 кг/см²), пробное $P_{пр} = 0,40 \text{ МПа}$ (4 кг/см²) и рабочее $P_{раб} = 0,25 \text{ МПа}$ (2,5 кг/см²); $D_y = 600 \div 2000/1800$ мм; масса задвижки 970—12 710 кг; время открытия для $D_y = 600$ мм — 2 мин, для $D_y = 1800$ — 5,8 мин.

Задвижки выпускаются параллельные и клиновые. Первые имеют параллельное расположение затворных уплотнительных поверхностей и разделяются на самоуплотняющиеся, распорные и с механическим управлением дисков. Самоуплотняющиеся — это такие задвижки, в которых герметичность затвора достигается давлением жидкости на диск, расположенный вторым по направлению движения жидкости. Распорные задвижки имеют специальное устройство в виде одного или двух распорных клиньев. В этом случае имеется дополнительное устройство — принудительный затвор. К задвижкам с механическим управлением дисков относятся такие, в которых в начале закрытия диски движутся параллельно уплотнительным поверхностям и затем раздвигаются, плотно закрывая проход.

В клиновых задвижках затворные уплотнительные поверхности наклонены к вертикальной оси корпуса. Следовательно, в этом случае сам затвор представляет собой клин, который изготавливается сплошным или шарнирным.

Задвижки различают также по способу устройства шпинделя. Он может быть выдвижным, то есть иметь поступательное движение, или неподвижным. В последнем случае он имеет только вращательное движение и его резьбовая часть располагается в корпусе задвижки, то есть подвергается воздействию протекаемой жидкости.

При выборе типа задвижки надо учитывать: соответствие давлений в трубопроводе, допускаемых для задвижки; соответствие диаметра трубопровода и задвижки; недостатки отдельных задвижек; допускаемое расположение задвижек на трубопроводе; надежность привода. Параллельные и клиновые чугунные задвижки с ручным приводом требуют больших усилий при их закрытии и открытии, особенно при больших диаметрах и давлениях. Неравномерно изменяется степень открытия или закрытия задвижек, они медленно открываются и закрываются. Клиновые задвижки менее распространены в практике, чем параллельные. Как те, так и другие задвижки с невымываемым шпинделем можно устанавливать на горизонтальных трубопроводах с вертикально расположенным шпинделем. Допускается и горизонтальное расположение задвижки «на ребро», а в вертикальных трубопроводах — и «плашмя». Ручные задвижки с зубчатой передачей можно устанавливать только на горизонтальном трубопроводе с вертикальным расположе-

нием шпинделя. Допускается и горизонтальное (на «ребро» и «плашмя») расположение таких задвижек при условии применения густой смазки передач и подшипников и наличии опоры под электропривод.

Существенный недостаток клиновых задвижек состоит также в том, что уплотнительные кольца быстро изнашиваются, а при долгом пребывании в закрытом состоянии клин часто заедает. Кроме того, надо учитывать, что для задвижек с выдвижным шпинделем требуется большая высота насосного помещения с учетом необходимости вывертывания шпинделя из корпуса. Положительное качество задвижек — хорошая их герметичность при перекрытии трубопроводов.

Задвижки с электрическим приводом удобны при дистанционном и автоматическом управлениях. Их выпускают для воды на давления P_y от 0,25 МПа (2,5 кг/см²) до 6,4 МПа (64 кг/см²); для нефтепродуктов верхним пределом является $P_y = 16$ МПа (160 кг/см²).

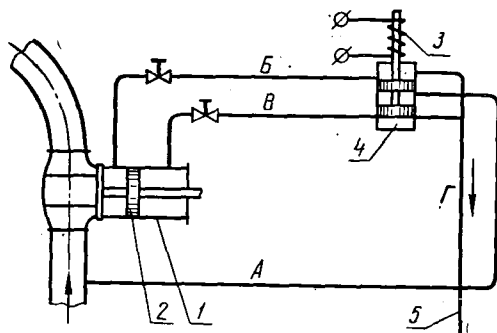


Рис. 182. Схема гидравлического привода задвижки:

А — труба подачи напорной воды; Б — труба, питающая сервомотор при открытии задвижки; В — труба, питающая сервомотор при закрытии задвижки; Г — сливная труба; 1 — сервомотор (гидравлический двигатель); 2 — поршень сервомотора; 3 — соленоид; 4 — золотник; 5 — сливная труба.

В крупных задвижках ($D_y > 350$ мм) для уравнивания давления по обе стороны корпуса применяют обводные трубопроводы с расположенными на них задвижками меньших диаметров, чем на главных трубопроводах (такое устройство называется байпасом, см. рис. 183, а).

В практике крупных насосных станций большое распространение получил гидравлический привод задвижек, которые в этом случае называются гидравлическими, а при автоматизации их рабо-

ты — автоматическими задвижками с гидравлическим приводом. На рисунке 182 показана схема привода гидравлической задвижки. Одновременно с пуском двигателя насоса пропускается ток через обмотку соленоида. При этом сердечник последнего втягивается и перемещает шток золотника 4 в верхнее положение. В результате этого вода из напорного трубопровода по трубе А поступает в среднюю камеру золотника, откуда по трубе Б через особый регулирующий вентиль она попадает в левую часть сервомотора задвижки, представляющего собой цилиндр с передвигающимся в нем поршнем 2. Под определенным давлением p воды поршень сервомотора передвигается вправо, увлекая за собой диск задвижки, которая при этом открывается.

Вода, находящаяся в правой части сервомотора, выталкивается поршнем из цилиндра и по трубе В попадает в нижнюю камеру золотника. Отсюда она по сливной трубе Г направляется в отводящий канал. Если двигатель насоса отключить, то цепь тока, питающего соленоид, также прервется и питание соленоида прекратится. Сердечник соленоида под влиянием собственного веса опустится, а вместе с ним и шток золотника опустится в крайнее положение. Вода из средней камеры золотника поступит по трубе В в нижнюю часть сервомотора, в результате чего его поршень переместится в левое положение и закроет задвижку. При этом вода из левой части цилиндра сервомотора вытолкнется по трубе Б в верхнюю камеру золотника, а оттуда по сливной трубе Г попадет в отводящий канал.

Вентили на трубах Б и В предназначены для регулирования скорости открывания и закрывания задвижки путем дросселирования по-

тока воды, поступающей в сервомотор. Вентили на трубах *Б* и *В* могут иметь механический привод.

Рассмотренный способ действия гидравлического привода дает ясное представление и о принципе автоматизации управления им.

Приводим основные расчетные данные для гидравлического привода задвижки. Допустим, что рабочее давление в трубопроводе равно p , а диаметр задвижки D ; тогда для открытия задвижки необходимо приложить усилие P . Оно должно преодолеть силу трения задвижки

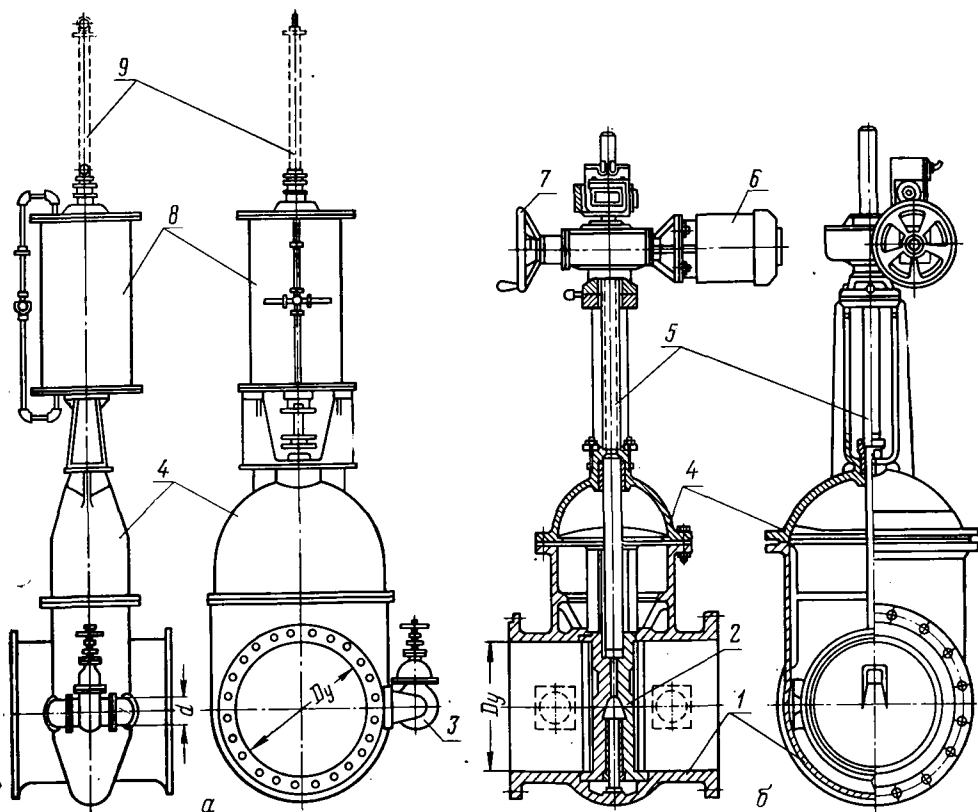


Рис. 183. Задвижки с механическим приводом:

a — с гидравлическим; *б* — с электрическим; 1 — корпус задвижек; 2 — параллельные запорные диски; 3 — байпас (обводная труба); 4 — крышка; 5 — шпindel (шток); 6 — электропривод; 7 — маховик ручного привода; 8 — гидравлический двигатель (сервомотор); 9 — выдвижение шпинделя.

ки P_1 от давления воды и силу P_2 , необходимую для открытия задвижки, без учета гидростатического давления, то есть

$$P = P_1 + P_2 = \mu \frac{\pi D^2}{4} p + P_2,$$

где μ — коэффициент трения;

p — давление, Па;

D — диаметр трубопровода, м;

P_1 и P_2 выражают в Па.

Сила P_2 определяется из условия расчета винта задвижки. Определив силу P , которую в практике увеличивают на 20—25%, можно определить площадь поршня F_n сервомотора:

$$F_n = 1,05 \frac{P}{p},$$

где 1,05 — коэффициент увеличения площади поршня за счет уменьшения площади штока.

Ход поршня S определяется ходом шпинделя задвижки. Количество воды, необходимое для заполнения цилиндра, будет равно $F_{\pi}S$. Если принять, что поршень задвижки движется равномерно, а необходимое время для закрытия задвижки равно t , то скорость движения поршня $v_{\pi} = \frac{S}{t}$.

Задавая скорость v_1 движения жидкости в подводящих трубках, можно определить и площадь их сечения $F_{\text{тр}} = \frac{v_{\pi} F_{\pi}}{v_1}$, а затем и диаметр трубок. Размеры хода якоря электромагнита находят, исходя из необходимого хода золотника, определяемого диаметром подводящих трубок и их расположением.

К недостаткам таких задвижек относится необходимость иметь в напорном трубопроводе достаточное давление p , в противном случае нужно устанавливать особое устройство, состоящее из компрессора с ресивером и гидроаккумулятора, из которого вода под давлением будет подаваться к приводу задвижки. Такая компрессорная установка может быть использована не только для привода задвижки, но и для пневматического водоснабжения насосной станции (для технических и других нужд) и производства ремонтных работ.

В насосных станциях с автоматическим управлением устанавливают задвижки с механическим управлением. В неавтоматизированных стационарных станциях для облегчения труда обслуживающего персонала задвижки диаметром более 350—400 мм следует устанавливать также с механическим приводом.

В автоматизированных насосных станциях задвижка на байпасе имеет механический привод.

В США применяют исключительно автоматические конические задвижки диаметром от 100 до 1600 мм с механическим приводом. Иногда их делают и с ручным приводом.

Наша промышленность изготавливает конические задвижки как «Затворы автоматические конусные, чугунные, с гидроприводом и с электроприводом». Первый обозначается 32ч701бр и 32ч701нж, а второй — 32ч902бр и 32ч902нж (32 затвор, ч — корпус из серого чугуна, 7 — гидропривод, 9 — электропривод, 01 и 02 — обозначение фигуры, бр — уплотнительное кольцо пробки из латуни, нж — кольцо из кислотоупорной стали). $P_y = 10 \text{ кг/см}^2$ (1,0 МПа), $P_{\text{тр}} = 15 \text{ кг/см}^2$ (1,5 МПа) и $P_{\text{раб}} = 10 \text{ кг/см}^2$ (1,0 МПа) при $t \leq 60^\circ\text{C}$. Управление гидроприводом автоматическое от золотника с тяговым электромагнитом (ЭС1-6130). Кроме автоматического, имеется ручное управление гидроприводом от золотникового распределителя. Затвор срабатывает в пределах 0,2—0,6 мин. Его устанавливают на горизонтальном трубопроводе в вертикальном положении. Время полного открытия затвора электроприводом от 1 до 1,5 мин.

К недостаткам затворов конусного типа следует отнести сложность конструкции, возможность работы при пропуске воды в одном направлении. Конусный затвор (рис. 184) состоит из чугунного корпуса 1, в котором насажена коническая пробка 2, имеющая сквозное круглое отверстие; диаметр его D_y равен диаметру корпуса. Фланцы корпуса предназначены для крепления затвора на напорном трубопроводе, а боковой фланец необходим для крепления кожуха, в котором помещается поворотное устройство. Уплотнение пробки в корпусе осуществляется четырьмя бронзовыми кольцами, которые попарно приваривают к пробке и к корпусу. К верхней части пробки прикреплен шпindel 3, имеющий резьбу.

В указанном на рисунке 184 положении затвор закрыт. Для его открытия надо передвинуть шпинделем пробку 2 немного вверх и по-

вернуть ее на угол 90° , а затем опять поставить в первоначальное положение.

Для маневрирования затвором имеются следующие устройства в кожухе затвора. Шпindelь 3 проходит через сальник 4. На нарезную часть шпинделя 3 посажена разрезная гайка 5, которая укреплена на траверсе 9 таким образом, что может иметь только вращательное движение, а перемещаться вверх или вниз не может. Поворотом гайки при помощи рычага и шарнирно соединенного (посредством серьги с гайкой и нижним пальцем) особого ползуна 8, имеющего поступательное движение, осуществляется небольшое перемещение конуса 2 при открытии затвора. Ползун перемещается поступательно по двум направляющим, которые укреплены на кожухе затвора. Поворот пробки производится при помощи рычага-ротора 7.

Как видно из рисунка 184, ползун 8 перемещается вдоль шпинделя 6, имеющего резьбу. Шпindelь 6 может вращаться от привода, но не имеет поступательного движения, благодаря чему поступательное движение имеет ползун 8. Ползун скользит по направляющим вдоль прямой части рычага 7, которая не оказывает на шпindelь 3 и пробку 2 никакого действия. В это время нижний палец ползуна будет поворачивать гайку 5 и передвигать таким образом шпindelь 3. При дальнейшем вращении шпинделя 6 ролик 10 ползуна 8 подойдет к вырезу рычага-ротора 7, будет действовать на его второе плечо и вместе с рычагом наглухо насажен на шпindelь 3, повернет пробку на угол 90° . После этого ролик 10 перестанет действовать на рычаг, так как он будет двигаться, как и в первом случае, вдоль прямой части второго плеча рычага-ротора, удерживаемого упором. При этом палец ползуна через рычаг будет действовать на гайку 5 и заставит ее вращаться в обратном направлении; шпindelь пробки опустится, и пробка заклинит в открытом положении.

При закрытии затвора производится операция, аналогичная рассмотренной. Кожух задвижки сверху имеет указатель степени открытия затвора.

На рисунке 184 приведен конический затвор с ручным приводом. Если к ползуну 8 вместо шпинделя 6, который необходим при ручном

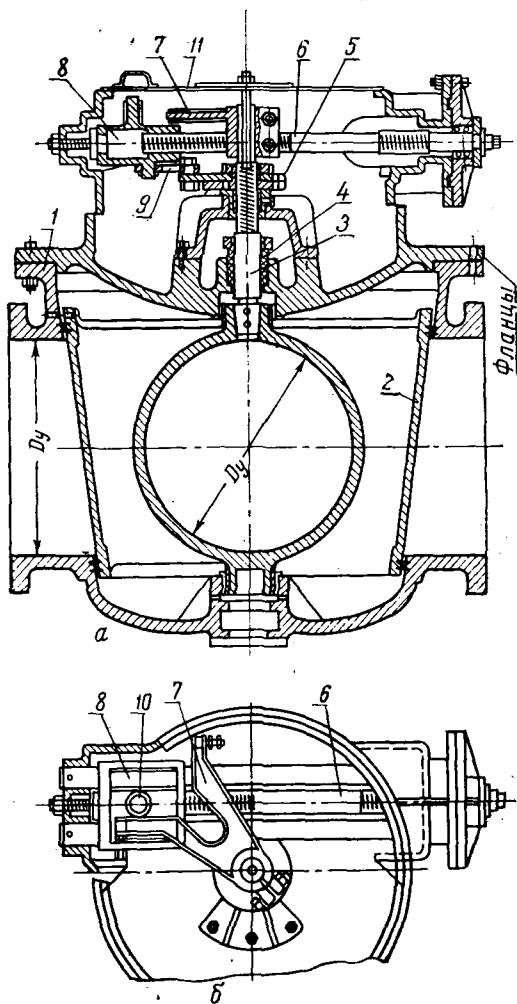


Рис. 184. Конусный затвор:

а — разрез затвора по оси трубопровода; б — план затвора (крышка 11 снята); 1 — корпус; 2 — пробка (конус); 3 — шпindelь; 4 — сальник; 5 — разрезная гайка; 6 — шпindelь привода; 7 — рычаг-ротор; 8 — ползун; 9 — траверса; 10 — ролик.

приводе, присоединить шток гидродвигателя и установить последний на затворе, то получится конический затвор с гидравлическим приводом.

Если впуск и выпуск воды из цилиндра сервомотора сделать автоматическим, используя, например, схему, приведенную на рисунке 182, то получится автоматический конический затвор. Скорость открытия или закрытия затвора можно регулировать, поэтому он заменяет обратный клапан и обыкновенную задвижку. Если к ручному приводу (шпинделю) присоединить через редуктор электродвигатель, то будем иметь конический затвор с электроприводом, управление которым легко может быть автоматизировано.

По данным В. Ф. Кожина, при скорости движения воды в трубопроводе 1,2 м/с потери напора в обыкновенных задвижках эквивалентны потерям в конических затворах при диаметрах, указанных ниже:

Тип задвижки	Диаметры задвижек, мм				
Обыкновенная	750	900	1050	1200	1500
Конический затвор	500	600	750	900	1050

Отсюда следует, что при одном и том же диаметре водовода можно устанавливать конические затворы меньших диаметров, чем у обыкновенных задвижек.

Кроме того, конический затвор позволяет уменьшить силу гидравлического удара, возникающего при закрытии задвижки. Это достигается тем, что вначале обеспечивается быстрое закрытие затвора, потом оно значительно замедляется.

Следует заметить, что регулировка времени закрытия или открытия затвора в широком диапазоне возможна только при индивидуальном приводе. При соответствующей тарировке пропускной способности затвора в зависимости от степени его открытия он может заменить водомер.

За рубежом все большее распространение получают шаровые краны* с небольшими и значительными условными проходами (1220 мм и более) и различными давлениями — $P_{\text{раб}} = 6,7 \text{ МПа}$ (67 кг/см^2) и более. Преимущества шаровых кранов заключаются в их высокой герметичности, надежности и стойкости в абразивных и агрессивных средах, отсутствии заклинивания. Но не во всех случаях это окупает их более высокую стоимость и сложность конструкции при работе в неагрессивных средах (вода, пар, воздух); при средних диаметрах проходов трубопроводов (до $700 \div 900 \text{ мм}$) успешно применяются конусные затворы (см. рис. 184).

На рисунке 185 приведен шаровой кран японской фирмы «Kobe Kitamura» с неплавающей пробкой 2, закрепленной на опорах 1 и 3. Закрепление пробки на опорах в новейших конструкциях принято с целью уменьшения мощности привода. У плавающей пробки подшипниками поворота служило выходное седло пробки, то есть радиусом «цапфы» был радиус ее сферической уплотнительной поверхности, значительно превосходивший радиус трубопровода и размеры подшипников скольжения, в которых закреплены оси пробки (см. рис. 185). Корпус крана состоит из центральной цилиндрической части 5 и двух патрубков 4 и выполняется литым при условном диаметре прохода до 1000 мм включительно или сварным из проката при больших условных диаметрах. Последнее позволяет снизить массу кранов путем уменьшения толщины деталей, изготовленных из более качественных сталей. Соединение патрубков с центральной частью — бесфланцевое, на закладных кольцевых сегментах. Краны имеют ручной (редукторный), электрический и гидравлический приводы.

* Современные зарубежные конструкции трубопроводных кранов. Серия ХМ-10. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1971.

У нас на насосных станциях шаровые затворы пока не применяют, но с увеличением подачи и давлений они должны получить большое распространение. Также не применяют у нас и игольчатые затворы.

Для воды с температурой до 80°C и для значительных диаметров трубопроводов наша промышленность выпускает поворотный дисковый затвор (дроссель) (рис. 186). При давлении 0,25 МПа ($2,5 \text{ кг/см}^2$) условный диаметр затворов равен 1200, 1400 и 1600 мм, а масса соответственно — 1555, 2065 и 2700 кг. При условном давлении 1 МПа (10 кг/см^2) $D_y=400, 600, 800, 1000, 1200, 1400$ и 1600 мм, масса колеблется от 390 кг ($D_y=400$ мм) до 5465 кг ($D_y=1600$ мм). Поворотный диск вы-

полнен пустотелым и имеет чечевицеобразную форму. Уплотнение затвора — диск с резиновым кольцом, укрепленным прижимным кольцом в канавках диска. Уплотнение приводного вала сальниковое. Основные детали дросселя изготавливают: при давлении 1 МПа корпус, диск, приводной вал, ось, прижимное кольцо — из стали; сальник — из чугуна; прокладку — из паронита; набивку сальника — из асбеста; при давлении 0,25 МПа корпус, диск, сальник — из чугуна; приводной вал, прижимное кольцо, стойку, ось — из стали; прокладку — из паронита; набивка сальника — хлопчатобумажная пропитанная.

Привод поворотного дискового затвора — электрический и ручной. Этот тип затвора по сравнению с другими обладает наименьшей непроницаемостью

для больших диаметров трубопроводов; иногда для достижения большей плотности устанавливают последовательно два таких затвора.

Дисковые затворы изготавливают значительных диаметров — 2,5 м и более. К их достоинствам относятся: быстрота открытия и закрытия, меньшие габариты, масса и стоимость в сравнении с другими затворами. Но они при полном открытии создают несколько большие гидравлические сопротивления, чем задвижки. Открытие дисковых затворов обычно выполняют при уравнивании давления с обеих сторон, что обеспечивается применением байпасов, как и в задвижках.

Дисковые затворы позволяют быстрым закрытием на неполный угол в начале и последующим более медленным закрытием уменьшить величину гидравлического удара.

Для крупных затворов и больших давлений устраивают уплотнения по окружности дисков из пустотелых шлангов с подводом сжатого воздуха. Затвор дисковый поворотный, с электроприводом, фланцевый обозначается 32ч910р, 32с908р, где 32 — затвор, ч и с — чугун и сталь, 9 — электропривод, две последние цифры — номер модели, р — резиновое уплотнение. Первый затвор с $P_y=0,25$ МПа, второй с $P_y=1$ МПа.

Дисковые затворы изготавливают для трубопроводов, транспортирующих морскую воду с температурой до 55°C и давлением 0,25 МПа. Затвор обозначается 32ч911р, $D_y=400, 800$ и 1000 мм. Он имеет разъемный корпус с бронзовыми уплотнительными кольцами и защитное покрытие внутренних поверхностей, соприкасающихся с транспортируемой средой. Основные детали изготавливают из следующих материалов: корпус, диск, сальник, прижимное кольцо — из чугуна; приводной вал, ось — из латуни; прокладку — из паронита; набивка сальника — пропитанный асбест.

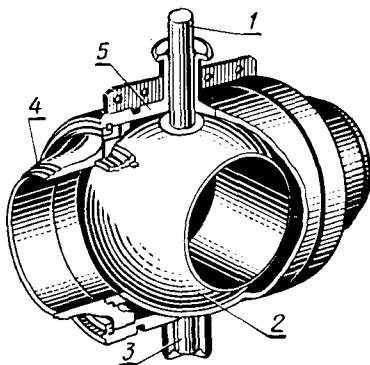


Рис. 185. Шаровой затвор с пробкой, закрепленной на осях (шпинделях) с подшипниками трения: 1 и 3 — верхняя и нижняя оси; 2 — пробка вращающаяся; 4 — фланцы; 5 — центральная часть корпуса.

Дисковые затворы на горизонтальном трубопроводе устанавливают приводным валом вверх, а на вертикальном — приводным валом горизонтально. Могут быть дисковые затворы и с маслоприводом.

Для недопущения обратного тока воды при остановке насосов на трубопроводах устанавливают обратные клапаны различной конструкции. Время их закрытия почти всегда меньше, чем затворов других конструкций, и может быть вместо обычного мгновенного несколько увеличено с помощью некоторых устройств. Это очень важно

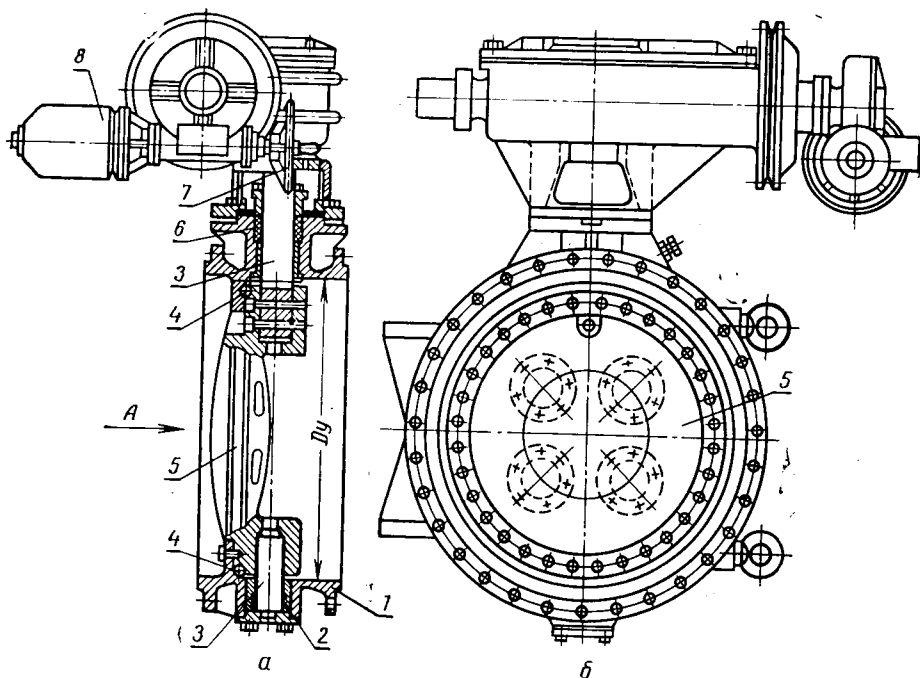


Рис. 186. Затвор поворотный дисковый, с электрическим и ручным приводом, фланцевый:

a — разрез по оси; *б* — вид по стрелке *A*; 1 — корпус; 2 — опора; 3 — полуось; 4 — резиновое кольцо; 5 — диск; 6 — сальник; 7 — маховик ручного привода; 8 — электродвигатель.

как с точки зрения величины создаваемого гидравлического удара, так и конструктивной прочности клапана.

Промышленность выпускает однодисковые обратные поворотные фланцевые клапаны (клапаны-захлопки) для воды рабочей температурой до 50 °С с резиновым уплотнительным кольцом в диске (19ч16р) и воды и пара с рабочей температурой до 225 °С с латунным уплотнительным кольцом в корпусе и диске (19ч16бр) (рис. 187). В обозначении марок клапанов: 19 — обратный клапан; ч — чугун; 16 — номер модели; р — резиновое уплотнение; бр — бронзовое (латунное уплотнение). Рабочая среда подается под диск. Материал основных деталей: корпус, крышка, диск — чугун; рычаг — сталь; прокладка — паронит.

Клапаны выпускают на 1,6 МПа ($P_y=16$ кг/см²), $D_y=50; 80; 100; 150$ мм и 1 МПа ($P_y=10$ кг/см²), $D_y=200; 250; 300; 400; 500; 600$ мм. Их устанавливают на горизонтальном трубопроводе крышкой вверх и на вертикальном — уплотнительной поверхностью корпуса затвора вверх. По специальному заказу клапаны с $D_y=400; 500; 600$ мм выполняют с обводом.

Рис. 187. Однодисковый обратный поворотный клапан фланцевый:

1 — корпус; 2 — рычаг; 3 — диск; 4 — уплотнение диска; 5 — уплотнение корпуса; 6 — ось; 7 — крышка.

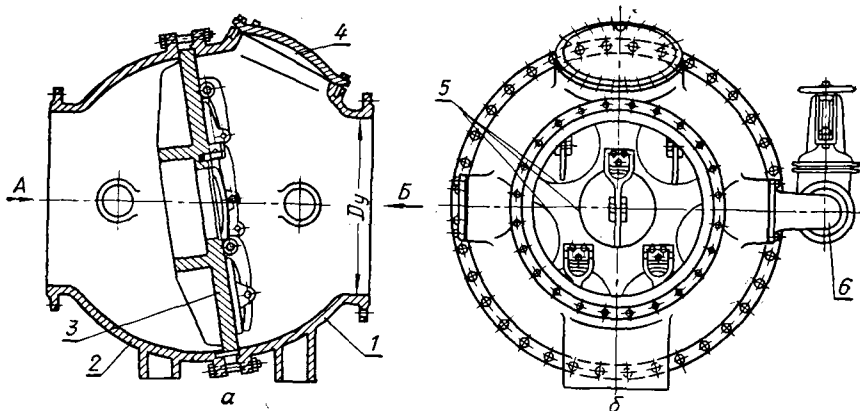
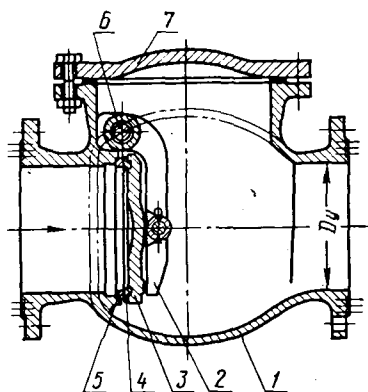


Рис. 188. Обратный поворотный многодисковый фланцевый клапан:

А — направление движения воды; а — разрез клапана; б — вид клапана по стрелке Б; 1 — правая часть корпуса; 2 — левая часть корпуса; 3 — плита; 4 — смотровой люк с крышкой; 5 — диски-захлопки; 6 — обвод с задвижкой.

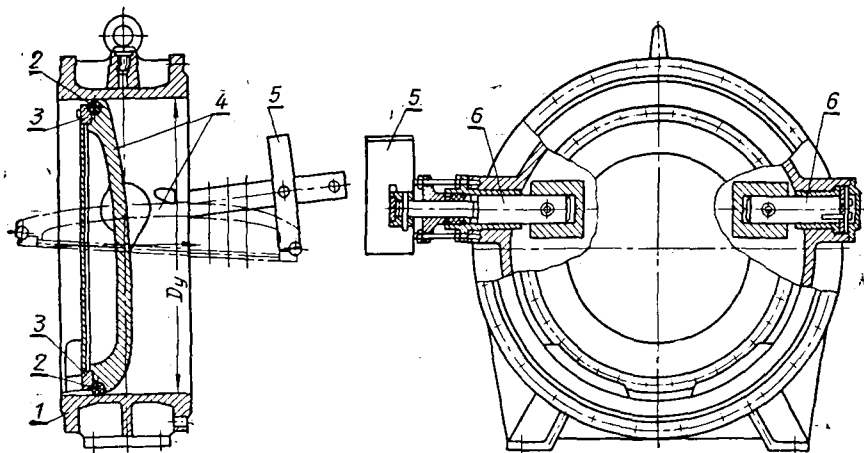


Рис. 189. Обратный поворотный однодисковый фланцевый клапан с противовесом:

1 — корпус; 2 — кольцо резинового уплотнения; 3 — прижимное кольцо; 4 — диск; 5 — противовес; 6 — ось.

Разработаны чертежи стальных сварных обратных клапанов, которые выпускают заводы по специальному заказу для $D_y=900$ мм и $P_y=0,8$ МПа (8 кг/см²). Диски у этих клапанов оборудованы противовесом, расположенным выше оси, для уменьшения скорости закрытия и силы соударения соприкасающихся поверхностей.

На рисунке 188 приведен обратный поворотный многодисковый фланцевый клапан, выпускаемый на $P_y=1$ МПа (10 кг/см²) и $D_y=800$ и 1000 мм для воды с температурой до 50 °С (19ч18р — с резиновым уплотнением в дисках) и воды и пара до 120 °С (19ч18бр) — с латунными уплотнительными кольцами (в плите и дисках). Клапан состоит из двух частей, между которыми укреплена стальная круглая плита с отверстиями, перекрываемыми группой дисков-захлопок, шарнирно соединенных с рычагами. На корпусе клапана имеются люк с крышкой для осмотра, чистки и ремонта и приливы для установки на опоры. Клапаны могут быть с обводом и без него. Основные детали изготавливаются из таких материалов: корпус (левый и правый), диски-захлопки — из чугуна, плита, рычаг — из стали. Клапан устанавливают на горизонтальном трубопроводе люком вверх.

Однодисковые и многодисковые обратные клапаны требуют тщательного надзора (могут отрываться тарелки, засоряются клапаны и др.). Они создают большие гидравлические сопротивления, и их установка на мелиоративных станциях почти всегда обоснованна.

На рисунке 189 изображен обратный поворотный однодисковый фланцевый клапан с противовесом и эксцентрично расположенной осью, действующий автоматически от протекающего потока. Противовес укрепляют вне клапана на оси поворота. Этот тип клапана выпускают на $P_y=1$ МПа (10 кг/см²) и $D_y=800$ и 1000 мм и устанавливают на горизонтальном трубопроводе при пропуске воды и пара с температурой до 120 °С. Основные детали клапана — корпус, диск, груз — изготавливают из чугуна; рычаг, прижимное кольцо — из стали; уплотнение — из резины.

Для недопущения повышения давления в трубопроводе выше расчетного при закрытии обратного клапана (остановка насоса) с верхней (напорной) стороны его на трубопроводе устанавливают различной конструкции предохранительные клапаны.

Протекание гидравлического удара в трубопроводах насосных станций происходит по несколько иной схеме (см. гл. IX): вначале давление при отключении насосов падает, а во второй фазе повышается, предохранительные клапаны открываются при понижении давления в трубопроводе. Величина повышения давления в этом случае также может отличаться от величины прямого гидравлического удара. В некоторых конструкциях обратных клапанов, как уже было сказано, имеются приспособления для медленного их закрытия — это противоударные обратные клапаны, которые применяют на насосных станциях водоснабжения.

На рисунках 190 и 191 приведены предохранительные клапаны, которые предназначены для автоматического сброса среды при повышении давления сверх установленного и применяются на трубопроводах, емкостях и сосудах с различными жидкими и газообразными средами. При повышении давления до клапана сверх установленного золотник поднимается и среда сбрасывается через проходное отверстие клапана. При последующем снижении давления до клапана золотник опускается на седло, сброс среды прекращается и давление восстанавливается до рабочего. Клапаны выпускают двух видов: пружинные (см. рис. 190) и рычажно-грузовые (см. рис. 191). В первом золотник прижимается к седлу пружиной, а во втором — рычагом с грузом. Усилие сжатия пружины, место расположения грузов на рычаге и их массу регулируют по рабочему давлению. Существует несколько модификаций предо-

хранительных клапанов, зависящих от давления, характера среды и ее температуры.

Пружинные клапаны бывают малоподъемными и полноподъемными (высота подъема золотника не менее 0,25 диаметра седла), а рычажно-

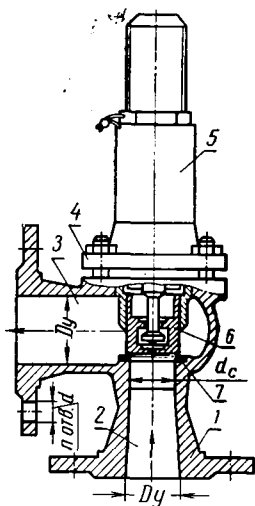


Рис. 190. Клапан предохранительный малоподъемный пружинный фланцевый: 1 — корпус; 2 — входной патрубок, присоединяемый к напорному трубопроводу; 3 — патрубок сброса среды; 4 — крышка; 5 — корпус пружины; 6 — золотник; 7 — седло.

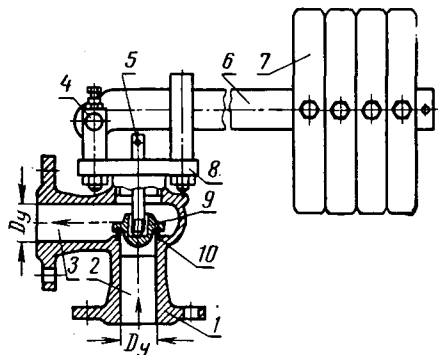


Рис. 191. Клапан предохранительный малоподъемный однорычажный фланцевый:

1 — корпус; 2 — входной патрубок, присоединяемый к напорному трубопроводу; 3 — патрубок сброса среды; 4 — шарнир рычага; 5 — шток золотника; 6 — рычаг; 7 — грузы; 8 — крышка — крепежная плита; 9 — золотник; 10 — седло.

грузовые — только малоподъемными (высота подъема золотника около 0,05 диаметра седла) и одно- и двухрычажными.

Диаметр условного прохода предохранительных клапанов и их количество устанавливают в соответствии с требованиями госгортехнадзора.

На рисунке 190 показан клапан предохранительный малоподъемный пружинный фланцевый, обозначаемый 17с12нж, а на рисунке 191 — клапан предохранительный малоподъемный однорычажный фланцевый, обозначаемый 17ч3бр; здесь 17 — предохранительный клапан, с и ч — материал клапана (сталь и чугун), 12 и 3 — номера моделей, нж и бр — уплотнения (нержавеющая сталь и латунь).

Компенсаторы, монтажные вставки, проходные сальники, ребристые патрубки. Сварной компенсатор сальникового типа изображен на рисунке 192. Он представляет собой свободно раздвижную конструкцию с водонепроницаемыми стыками, имеющими уплотнение из резины или хлопчатобумажного просаленного и прографиченного шнура, или другого материала. Компенсатор предназначен для компенсации изменений длины стальных трубопроводов, возникающих при колебании температуры окружающей среды или перекачиваемой жидкости. Компенсаторы этой конструкции применяются и как монтажные встав-

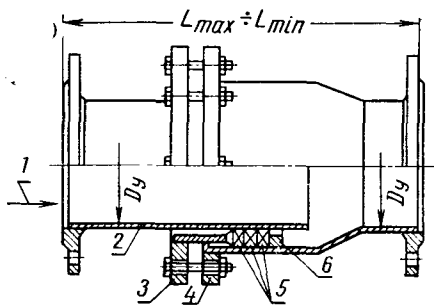


Рис. 192. Компенсатор сварной сальникового типа, который используется и как монтажная вставка:

1 — направление течения воды; 2 — внутренний патрубок; 3 — нажимной фланец; 4 — наружный патрубок; 5 — уплотнение; 6 — упорное кольцо.

ки, устанавливаемые рядом с арматурой (затворами, задвижками и др.) на трубопроводах. Длина сальника может уменьшаться от $L_{\max}$ до $L_{\min}$. Образующийся зазор дает возможность свободно снимать и устанавливать арматуру и уплотнения в стыках соединений. Нормально сальник ставят на длину больше $L_{\min}$, но меньше $L_{\max}$ (на 20—50 мм). Для временных трубопроводов малого диаметра вместо стального сальника иногда применяют резиновые шланги. За рубежом имеется опыт применения сальников из резины (армированной) для трубопроводов значительных диаметров с большими давлениями.

На рисунке 193, а показана конструкция сварного проходного сальника, а на рисунке 193, б — сварного ребристого патрубка. Проходной сальник ставят для свободного прохода стальных трубопрово-

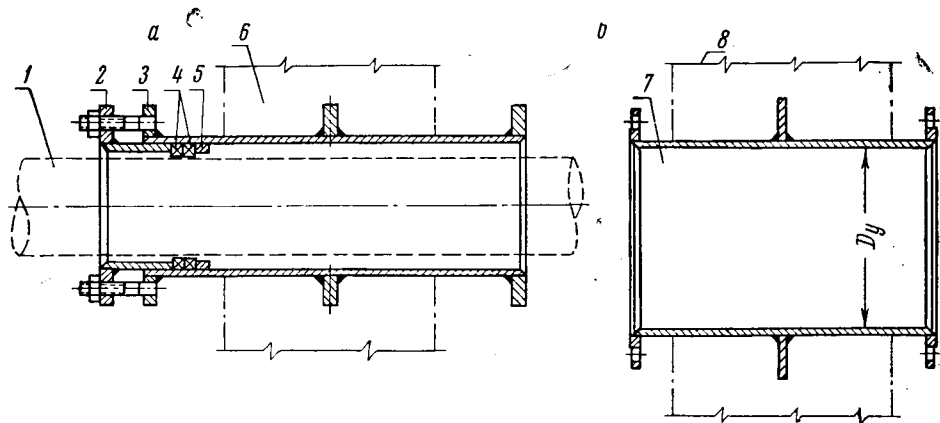


Рис. 193. Проходной сальник (а) и ребристый патрубок (б):

1 — трубопровод; 2 — нажимной фланец; 3 — проходной патрубок, заделываемый в стену; 4 — уплотнение; 5 — упорное кольцо; 6 — стена; 7 — ребристый патрубок; 8 — стена.

дов через стены насосных станций, резервуаров и др. Он не должен допускать проникновения грунтовых вод в здание станции или утечки воды из резервуаров, кроме того, он предохраняет трубопроводы от повреждений при осадке сооружений. Ребристые патрубки служат для закладки в бетонные и железобетонные стены насосных станций, резервуаров и жесткого присоединения к ним арматуры, фасонных частей, труб и др.

§ 8. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Грузоподъемные устройства в насосных станциях. Для облегчения и повышения производительности труда, сохранности оборудования отдельные узлы и агрегаты оборудования насосных станций во время монтажных или ремонтных работ перемещают при помощи особых грузоподъемных устройств.

Наиболее простые приспособления — монтажные треноги, козлы, стальные или железобетонные балки, снабженные подвесными ручными таями, применяемые в малых насосных станциях с числом агрегатов до трех и массой монтируемых деталей до 500 кг. Основной недостаток этих устройств — возможность транспортировки грузов только в вертикальном направлении.

Для перемещения груза и в горизонтальном направлении устраиваются монтажные балки (обычно стальные двутаврового сечения), которые располагают, как правило, вдоль здания над осью установки насосных агрегатов и оборудуют таями со специальными тележками.

Последние обычно выполняются с электроприводом и называются тельферами. Наша промышленность выпускает тельферы грузоподъемностью от 0,25 до 5 т.

Если на насосной станции установлено большое число агрегатов (четыре и больше) или агрегаты имеют значительную массу и габариты, то рациональнее вместо неподвижных балок установить один мостовой кран (ручной или с электроприводом). Такой кран (рис. 194, а) позволяет поднимать груз и перемещать его в горизонтальной плоскости в нужную точку машинного зала. В насосных станциях монтаж и демонтаж оборудования выполняются редко, поэтому чаще устанавливают краны с ручным приводом. В зависимости от потребной грузоподъемности применяют однобалочные (рис. 194, б) или двухбалочные краны (рис. 194, в): первые — при грузоподъемности 0,5—10 т и пролетах 5—11 м, вторые — при грузоподъемности 5—20 т и пролетах 8—17 м. При грузоподъемности от 5 до 50 т и пролетах от 11 до 32 м можно применять электрические мостовые краны общего назначения. В последнее время в бескаркасных зданиях довольно широкое распространение получили подвесные краны (рис. 195). Грузоподъемность этих кранов от 0,5 до 5 т при длине крана-балки от 3 до 12 м.

Подкрановые балки подвешивают или к балкам перекрытия (если они рассчитаны на это), или к специально уложенным балкам.

Для насосных станций открытого типа применяют либо краны козлового типа, которые перемещаются по рельсовым путям, уложенным по подземной части станции, либо указанные выше грузоподъемные устройства монтируются на специальных металлических или железобетонных каркасах, устанавливаемых также на подземной части.

Расчетной подъемной силой при выборе грузоподъемных устройств считается масса наиболее тяжелой детали монтируемых насосных агрегатов: ротора двигателя или насоса, статора двигателя или корпуса насоса. Когда таких данных нет, при предварительных расчетах, максимальную массу детали принимают в пределах 50—60% общей массы машины. При горизонтальных агрегатах иногда за расчетную принимают полную массу двигателя, чтобы не увеличивать общую длину здания станции, так как при выемке ротора на месте установки агрегата требуется значительное увеличение расстояния между агрегатами. То или другое решение обосновывают технико-экономическим расчетом. Для облегчения и ускорения выполнения ремонтных работ при массе деталей более 3—5 т рекомендуется грузоподъемное оборудование с электроприводом, особенно это относится к насосным станциям с круглогодичной работой.

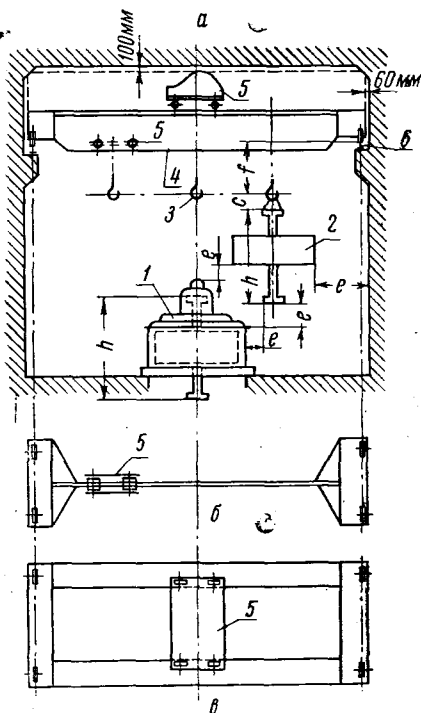


Рис. 194. Установка мостового крана в машинном зале насосной станции:

а — разрез машинного зала; б — однобалочный кран (тележка 5 перемещается по нижнему поясу балки); в — двухбалочный кран (тележка 5 перемещается по верхнему поясу балки); 1 — электродвигатель; 2 — ротор; 3 — верхнее положение крюка; 4 — мостовой кран; 5 — тележка; 6 — подкрановый рельс; h — высота ротора; e — габарит приближения ротора при его перемещении к оборудованию и конструкциям, равный 0,5 м; c — стропы длиной 0,8—1,0 м; f — расстояние до крюка от головки подкранового рельса (по ГОСТ).

Вспомогательные насосные установки. Для обеспечения нормальных условий эксплуатации основного оборудования и сооружений узла насосной станции применяют различные вспомогательные насосные установки. В зависимости от технологической схемы установки основного оборудования, его характеристик, а также конструкции сооружений узла, их взаимного расположения и местных условий определяется необходимость в тех или иных вспомогательных установках и их характеристиках. Ниже приводим перечень и назначение отдельных вспомогательных установок и методы выбора их характеристик и оборудования.

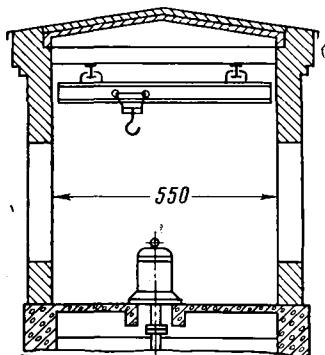


Рис. 195. Машинный зал насосной станции бескаркасного типа, оборудованный подвесным краном.

1. Вакуум-насосные установки для заливки основных насосов лопастного типа, установленных с положительной высотой всасывания.

2. Насосные установки хозяйственных и технических нужд насосной станции.

3. Дренажные и осушительные насосные установки предусматриваются для удаления дренажных и фильтрационных вод из здания станции, а также для опорожнения камер, насосов и трубопроводов при их ремонте.

4. Насосные установки для удаления грязевого осадка из водоприемных камер.

5. Маслонапорные установки для удовлетворения нужд станции в масле для смазки и систем регулирования.

6. Противопожарные насосные установки и оборудование.

Вакуум-насосные установки. Подача вакуум-насоса зависит от степени создаваемого разрежения (вакуума). С уменьшением вакуума подача возрастает. Подача вакуум-насоса определяется допустимой продолжительностью времени заливки основного насоса и объемом воздуха, подлежащего откачке. Время заливки обычно принимают 3—5 мин, но не более 10—15 мин. Если требуется залить объем воды W м³, включающий объемы всасывающей линии, насоса и напорного трубопровода до задвижки, то производительность вакуум-насоса будет $q = \frac{W}{t}$.

Степень разрежения может быть определена в паскалях (метрах водяного столба, миллиметрах ртутного столба или в долях барометрического давления). Она равна сумме геодезической высоты всасывания заливаемого насоса, расстояния от оси до верха его корпуса и потеря напора во всасывающей линии вакуум-насоса. Потери обычно составляют 10—15% геодезической высоты всасывания. По полученной подаче и разрежению выбирают вакуум-насос.

В мелиоративных насосных станциях в настоящее время применяют в основном водокольцевые вакуум-насосы. Они изготавливаются двух типов (см. ГОСТ 10889—64, переиздание 1970 г.) — простого действия ВВН и двойного действия ДВВН. При вакууме 60—70% подача первых вакуум-насосов (семь типоразмеров) от 0,75 до 50 м³/мин, а вторых (два типоразмера) — 100 и 150 м³/мин. Выпускают вакуум-насосы и прежних марок РМК (четыре типоразмера) производительностью от 0,15 до 5 м³/мин. Обычно устанавливают не менее двух вакуум-насосов — рабочий и резервный.

При значительных длине и диаметре труб всасывающей линии ставят два рабочих насоса и один резервный. Запуск основных насосов осуществляется последовательно, для чего в схеме трубопроводов вакуум-насосной установки имеются соответствующие переключения.

В автоматизированных насосных станциях есть два решения по установке вакуум-насосов: первое — число вакуум-насосов равно числу основных насосов; второе — число вакуум-насосов меньше числа основных насосов. Первое решение рекомендуется при малом числе основных насосов и большой их подаче. При этом нужно учитывать назначение станции. Вакуум-насосы следует устанавливать в середине, чтобы они были одинаково удалены от основных насосов.

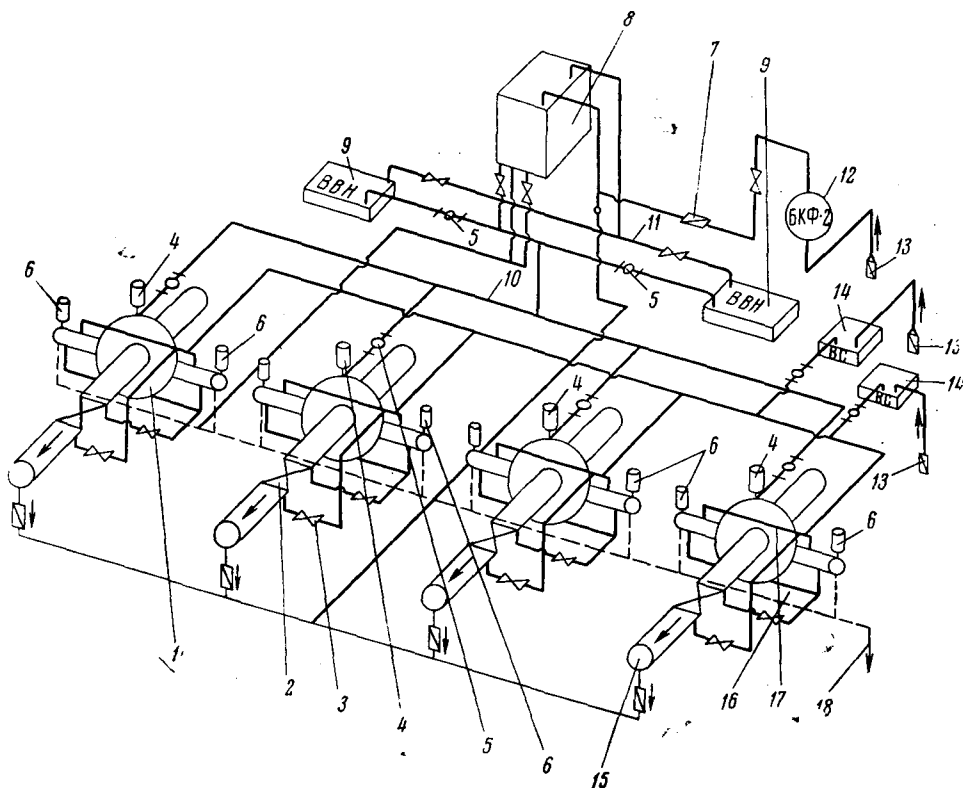


Рис. 196. Технологические схемы вакуум-насосной установки и технического водоснабжения автоматизированной насосной станции:

1 — основной насос (4 шт.); 2 — электрифицированная задвижка; 3 — запорный вентиль; 4 — сигнализатор наличия воды; 5 — электрифицированный вентиль; 6 — датчик температуры подшипников; 7 — обратный клапан; 8 — вакуум-насосный циркуляционный бак; 9 — вакуум-насос; 10 — всасывающая труба вакуум-насосов; 11 — нагнетательная труба вакуум-насосов; 12 — ручной насос БКФ-2; 13 — приемный обратный клапан; 14 — самовсасывающий насос технического водоснабжения; 15 — напорные трубопроводы основных насосов; 16 — трубки подачи воды для охлаждения подшипников; 17 — подача воды для уплотнения сальников; 18 — сливная труба.

На рисунке 196 представлены технологические схемы вакуум-насосной установки и технического водоснабжения мелиоративной насосной станции. Вакуум-насосная установка решена по второй схеме и состоит из двух вакуум-насосов 9 (один из них резервный), общей всасывающей линии 10, к которой подходят трубы от насосов, подлежащих последовательной заливке, циркуляционного бака 8. От циркуляционного бака отходит сливная труба, соединенная со сливной системой труб. Всасывающие трубы вакуум-насосов присоединены к общей всасывающей трубе 10, а нагнетательные трубы 11 — к крышке циркуляционного бака. Питание чистой водой вакуум-насосов осуществляется через циркуляционный бак, в первый момент заполняемый ручным насосом 12, а далее от напорных трубопроводов основных насосов 15. Если вода, подаваемая основными насосами, содержит примеси, то питание вакуум-системы производится через фильтр 19 (рис. 197, а), а всасывающие трубы вакуум-насосов подключаются

к основным насосам через грязевой отстойный бачок 21 (рис. 197, б). Грязевой бачок не исключает установки циркуляционного бачка 8 (рис. 196).

Насосные установки хозяйственных и технических нужд. Они подают воду для охлаждения электродвигателей, компрессоров, силовых трансформаторов, масляных ванн подшипников, подпятников и подшипников с водяной смазкой, а также для

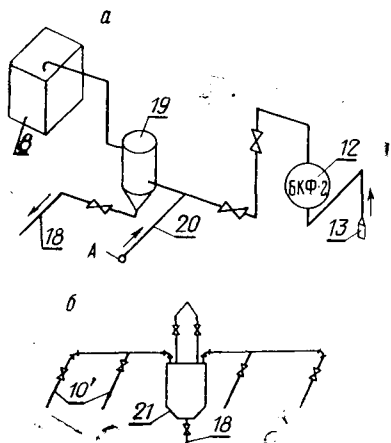


Рис. 197. Установка фильтра для питания вакуум-системы при загрязненной воде (а) и грязевого бачка при зарядке насосов, перекачивающих загрязненную воду (б):

19 — фильтр для воды; 20 — подвод напорной воды от основных насосов; 21 — грязевой отстойный бачок. Остальные обозначения те же, что на рисунке 196.

вакуумных и грязевых насосов и др. Техническая вода должна быть химически чистой и не разрушать аппаратуру, трубопроводы и насосы. В ней не должно быть взвесей, для чего применяются отстойники и механические фильтры. Если вода, перекачиваемая основными насосами, непригодна для питья и не может быть улучшена, то воду для питья либо привозят, либо добывают из скважин и колодцев. Иногда наиболее выгодно для хозяйственно-технических нужд использовать грунтовую воду, так как температура охлаждающей воды должна быть не выше 25 °C и не ниже 1 °C, а для воды с большей температурой необходимы охладительные устройства. Количество и напор воды для технических нужд принимают по указаниям заводов-изготовителей, поставляющих оборудование.

В зависимости от местных условий и условий работы насосной станции источники получения технической воды могут быть различны:

при малом напоре основных насосов (значительно менее требуемого заводом)

вода подается специальными насосами с водозабором из нижнего или верхнего бьефов или используются грунтовые воды;

при значительном напоре, создаваемом основными насосами, вода для технических нужд берется из их напорных трубопроводов. При больших напорах основных насосов, значительно превышающих необходимый напор для систем технического водоснабжения, ставят редукционные клапаны. В необходимых случаях следует также устанавливать предохранительные клапаны для защиты системы технического водоснабжения от гидравлических ударов. В этом случае в сезонно работающих насосных станциях устраивают резервный водозабор из нижнего бьефа и устанавливают специальные насосы, которые подают воду в пусковой период работы основных насосов. Иногда установленные на станциях синхронные двигатели работают в компенсаторном режиме (в неоросительный период), тогда техническую воду подают те же дополнительные насосы (рис. 198);

если основные насосы имеют значительные напоры, но недостаточные для системы технического водоснабжения, то питание ее производится специально устанавливаемыми насосами, забирающими воду из напорных трубопроводов основных насосов. В этом случае нужно помнить о подаче воды при пуске основных насосов. Если они имеют подшипники с водяной смазкой, а напоров, создаваемых установленными насосами, недостаточно, то следует либо ставить дополнительные насосы на этот период, либо принимать другие технические решения, обеспечивающие необходимый режим работы основного оборудования

Пуску основного агрегата должен предшествовать пуск системы технического водоснабжения (смазка, охлаждение). При прекращении подачи технической воды агрегат должен быть автоматически остановлен. Для технического водоснабжения обычно устанавливается два насоса—один рабочий, другой резервный. Если число основных насосов на станции более 4, то число рабочих насосов технической воды увеличивают до 2 (всего 3 насоса). Насосы технической воды устанавливают самовсасывающие (рис. 196, 2 насоса) или консольные под заливом (рис. 198, 3 насоса). Схемы обслуживания агрегатов могут быть индивидуальными и общими для всех агрегатов станции. В крупных станциях при большом количестве основных насосов (5—6 и более) и достаточном напоре их дают предпочтение индивидуальным схемам с питанием водой от основных насосов; только в нерабочий период и начальный период пуска агрегатов питание осуществляют от общей резервной системы технического водоснабжения со специально установленными насосами. Если же напор основных насосов недостаточен и питание технической водой производится от специально установлен-

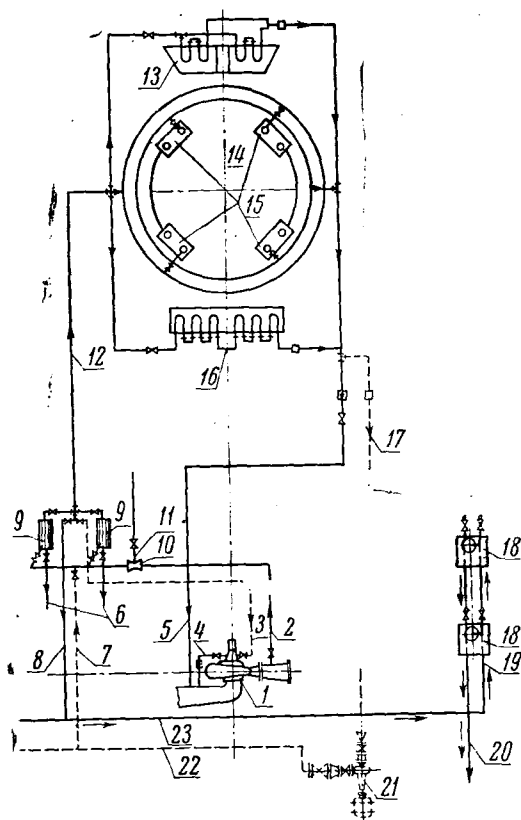


Рис. 198. Схема технического водоснабжения одного из шести главных агрегатов и двух вспомогательных компрессоров крупной мелиоративной насосной станции:

1 — главный насос (52В-11); 2 — питательная труба системы технической воды; 3 — труба подвода воды для смазки lignофолевого подшипника насоса при компенсаторном режиме (насос вращается вхолостую); 4 — отвод отработанной воды от смазки подшипника насоса; 5 — отвод отработанной воды охлаждения двигателей главного насоса; 6 — сброс отстоя фильтров; 7 — подвод технической воды от резервных насосов в нерабочий период (компенсаторный режим); 8 — труба чистой (отфильтрованной) технической воды; 9 — механические фильтры; 10 — эжектор для подачи технической воды; 11 — забор воды эжектором; 12 — подача технической воды к главному двигателю; 13 — охлаждение масляной ванны нижнего подшипника двигателя; 14 — главный электродвигатель; 15 — воздухоохладители системы охлаждения двигателя; 16 — охлаждение масляной ванны верхнего подшипника; 17 — сброс отработанной воды в нижний бьеф в нерабочий период (при компенсаторном режиме); 18 — вспомогательные компрессоры для собственных нужд насосной станции; 19 — труба подачи воды для охлаждения рубашек компрессоров; 20 — сброс отработанной воды от компрессоров; 21 — насос 8К-12 (всего 3 шт.) резервной системы технической воды, работающей в нерабочий период станции и при пуске основных агрегатов; 22 — трубопровод резервной системы технического водоснабжения; 23 — разводящий трубопровод, соединяющий все индивидуальные системы и питание компрессоров.

ных насосов, то устраивают общую систему, которая при значительном количестве агрегатов может быть секционирована на две, связанные между собой. На рисунке 196 показана общая схема технического водоснабжения для уплотнения сальников автоматизированной насосной станции средней подачи, где охлаждение подшипников осуществляется от напорных трубопроводов 15, а отработавшая вода отводится трубой 18.

На рисунке 198 приведена схема технического водоснабжения одного из агрегатов крупной шестиагрегатной насосной станции (проект Гипроводхоза). В проекте предусмотрено индивидуальное охлаждение основного агрегата 1 от собственного напорного трубопровода в рабочий период станции и от общей системы 22 с тремя насосами (8К-12) 21 в нерабочий период (компенсаторный режим) и в момент пуска агрегата. Система предусматривает водяную смазку лигнофолового подшипника основного насоса, подачу воды для охлаждения масла в верхней 13 и нижней 16 ваннах подшипников, в воздухоохладители 15 двигателя 14. От системы каждого насоса вода отводится в общий трубопровод для охлаждения рубашек компрессоров (18—2 шт.). В системе каждого агрегата предусмотрено два механических фильтра 9 (работающий и промываемый). Отработавшая вода при работе агрегата сбрасывается во всасывающую трубу основного насоса, а в нерабочий период от двигателя — в нижний бьеф станции, а от подшипника насоса — во всасывающую трубу насоса и далее в дренажную систему. В станциях с большой подачей при общей системе технического водоснабжения следует предусматривать резервный трубопровод с отдельным насосом, имеющим переключения с основной системой и самостоятельный водозабор.

Дренажные насосные установки. Они удаляют из здания насосной станции фильтрационные воды, которые просачиваются внутрь здания через стенки и днище подземной части здания, строительные швы, сальниковые устройства насосов и др. Определить подачу дренажного насоса расчетом трудно, поэтому ее принимают предварительно, на основании опытных данных: для насосных станций малой подачи — 1 л/с, средней подачи — 3,5—5 л/с, а для насосных станций большой подачи — до 8—10 л/с.

Обычно устанавливают самовсасывающие насосы (рабочий и резервный). Центробежные насосы ставят под заливом при минимальном уровне воды в дренажном колодце. В случае установки их с положительной высотой всасывания на всасывающих трубах устанавливают приемные пятовые клапаны и насосы заливают из напорного трубопровода основных насосов или из специально установленного бака.

Напор дренажного насоса определяют как разность максимального уровня воды в нижнем бьефе и минимального уровня воды в дренажном колодце с учетом потерь напора.

Дренажный колодец устраивают в торцевой части здания насосной станции под монтажной площадкой. Объем его принимают обычно равным 10—15-минутной подаче дренажного насоса, но может быть и более из условий допустимой частоты включения и типа дренажного насоса. К дренажному колодцу вода подводится дренажными лотками, а пол делается с уклоном в сторону лотков (0,002—0,0005).

Напорные трубопроводы дренажных насосов выводят в нижний бьеф ниже минимального уровня воды.

Дренажные насосы должны иметь автоматическое включение и выключение, для чего используют поплавковые или электродные датчики, контролирующие уровень воды в дренажном колодце. Автоматическое управление должно предусматривать включение резервного насоса в том случае, если рабочий насос не будет справляться с откачкой фильтрационных вод.

Дренажные насосы должны быть обеспечены энергией круглый год независимо от сезонности работы насосной станции. Для возможности аварийного опорожнения дренажного колодца его соединяют со сборным колодцем или всасывающей линией осушительных насосов.

Осушительные насосные установки. Они предназначены для удаления воды из всасывающих труб и приемных камер основных насосов. Подача их ($\text{м}^3/\text{ч}$) определяется по суммарному объему воды, заключенному в этих элементах для одного насоса при максимальном уровне воды в нижнем бьефе, с учетом притока фильтрационной воды через уплотняющие конструкции затворов, перекрывающих входные отверстия в приемные камеры, и времени откачки:

$$\Sigma Q_{\text{ос}} = \frac{W}{t} + q,$$

где W — объем воды, находящейся во всасывающей трубе и камере при максимальном уровне воды в нижнем бьефе, м^3 ;

t — время откачки, 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, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Продолжительность откачки t обычно принимают равной 5—8 ч.

Как правило, ставят два осушительных насоса, причем оба рабочих. Резервных насосов не устанавливают, так как они работают периодически.

Подача одного насоса $Q_{\text{ос.н}} = \frac{\Sigma Q_{\text{ос}}}{a}$, где a — число осушительных

насосов. Воду, появляющуюся при авариях с трубопроводами и арматурой, откачивают также осушительными насосами. При большой аварии для откачки воды применяют привозные аварийные насосы.

Напор осушительных насосов определяется как разность максимальной отметки в нижнем бьефе и минимальной отметки в сборном колодце (или минимального уровня откачки) с учетом гидравлических потерь во всасывающей и напорной линиях осушительной насосной установки.

Управление осушительными насосами ручное. В качестве осушительных применяют центробежные горизонтальные насосы, устанавливаемые под заливом, и самовсасывающие (вихревые).

В крупных и даже в средних насосных станциях в последнее время стали широко применять артезианские насосы. Эти насосы можно успешно использовать при затоплении нижних насосных помещений, если двигатели насосов расположены выше уровня воды в нижнем бьефе. Установки с артезианскими насосами всегда затоплены и готовы к пуску. Горизонтальные центробежные насосы с положительной высотой всасывания применять для этих целей не следует.

Для облегчения эксплуатации осушительные насосы располагают рядом с дренажным. В крупных насосных станциях, а иногда и в средних роль дренажных насосов выполняют осушительные (что обосновывается расчетом). В этом случае сборный колодец является и дренажным. Вода к сборному колодцу подводится лотками и трубами. Из подводящих труб основных насосов устраивают трубчатые водовыпуски, перекрываемые задвижками (рис. 149, а). Через эти водовыпуски опоражнивают и подводящие трубы и камеры. Компоновка схемы осушительных устройств определяется конструкцией станции, типом устанавливаемых осушительных насосов, должна быть наиболее надежной, компактной и экономически целесообразной.

На рисунке 199 приведена схема осушительно-дренажных устройств крупной мелиоративной насосной станции. Принцип работы схемы ясен из рисунка. Дренажные воды отводятся через отверстия,

устроенные в полу насосного помещения, и по специальным закладным трубам направляются в потерну 4. Дренажные отверстия и закладные трубы на рисунке не показаны. Осушительные и дренажные воды сбрасываются насосами в нижний бьеф. Насосы установлены с затоплением.

Насосные установки для удаления осадка из водоприемных камер. Их оборудуют водоструйными насосами — гидроэлеваторами или центробежными фекальными насосами. Гидроэлеваторы, или иначе эжекторы, просты по конструкции, надежны при откачке загрязненной воды, позволяют откачивать осадок с большой глубины, нечувствительны к засасываемому воздуху, не требуют пред-

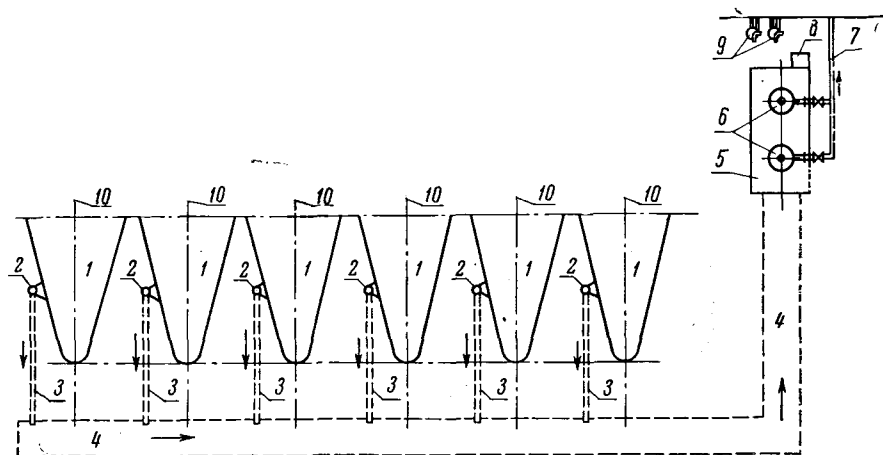


Рис. 199. Схема осушительных и дренажных устройств крупной оросительной насосной станции:

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 колодезю; 5 — сборный колодец; 6 — осушительные и дренажные насосы марки 12НА; 7 — напорные трубы осушительных насосов; 8 — датчик уровня ДСУ-1; 9 — поплавковое реле типа РМ-51; 10 — оси агрегатов.

варительного залива перед пуском в работу и отличаются простотой при ремонте (см. гл. VIII).

Установка гидроэлеваторов для откачки осадка показана на рисунке 225. Гидроэлеваторы питаются водой от системы технического водоснабжения. При значительном количестве осадка в крупных насосных станциях устанавливают фекальные центробежные насосы типа НФ. Если камеры неглубокие (до 2—2,5 м), фекальные вертикальные насосы 2НФВм и 4НФ-5м можно устанавливать прямо в них. При значительных глубинах камер и колебаниях уровней воды в станциях совмещенного типа фекальные насосы устанавливают в насосном помещении здания станции, а всасывающие трубы от общего коллектора выводятся в приемные камеры. Если позволяет высота всасывания, насосы размещают и на перекрытии приемных камер. При раздельном расположении водозаборных устройств установки для удаления осадка могут быть самостоятельными. Они могут быть индивидуальными для каждой камеры и общие. В индивидуальных установках, как правило, применяют гидроэлеваторы, а в общих — фекальные насосы. Наиболее распространены индивидуальные установки с питанием водой от общей системы технического водоснабжения. Осадок отводят и сливают в отстойные пруды, располагаемые близко к станции. Осветленную воду сбрасывают в нижний бьеф насосной станции по лоткам или трубам. Пол в приемных камерах делают с уклоном в сторону всасывающей трубы грязевого насоса, а в месте расположения последней устраи-

ют приямок. Напор установки для удаления осадка определяют как разность между максимальной точкой расположения выходного отверстия сливной трубы и минимальным уровнем воды в приемной камере с учетом гидравлических сопротивлений в системе по удалению осадка. Подачу установки следует определять исходя из консистенции осадка в среднем $1:10 \div 1:12$ и меньше. Практически подача осадка принимается в пределах 3—8 л/с.

Маслонапорные установки. Их устраивают в насосных станциях, чтобы обеспечить смазкой оборудование и маслом гидроприводы систем регулирования и др. Масляное хозяйство имеет очень важное значение в эксплуатации. В крупных насосных станциях оно представляет собой комплекс устройств, обычно состоящий из маслонасосов, сети трубопроводов, баков, компрессоров, контрольной аппаратуры и др. Необходимое количество масла, давление подачи и его марка назначаются заводом-поставщиком оборудования. Следует иметь в виду, что при эксплуатации масло может находиться в различном состоянии. Поступающее на станцию масло называется свежим. Масло, бывшее в употреблении и восстановленное до норм по ГОСТ, называется регенерированным. Свежее и регенерированное масло, не содержащее воды и механических примесей и отвечающее требованиям ГОСТ, называется еще чистым сухим. Масло, находящееся в оборудовании и масляных системах насосной станции, называется эксплуатационным. Масло, не соответствующее ГОСТ, называется отработавшим. Срок службы масла обычно принимается: в системах смазки 0,5—1 тыс. ч, а в системах регулирования 12—15 тыс. рабочих часов. Для каждой марки масла устанавливают по одному баку для приема свежего масла, хранения чистого сухого масла, сбора и хранения отработавшего масла и по два бака для эксплуатационного масла, очищаемого от взвесей на станции, — один бак для слива его, а второй заполняется из первого через фильтр чистым маслом. На мелиоративных насосных станциях установки для регенерации масла, как правило, не монтируют, а масло очищают на установках ближайших предприятий. Для каждой марки масла должны быть две системы трубопроводов — для чистого и отработавшего масла. Обычно баки для хранения масла размещают в специальных отсеках зданий насосных станций или в специальных негорючих помещениях. Баки с отработавшим маслом располагают и на открытом воздухе. Баки должны быть снабжены лазами, патрубками с фланцами для присоединения маслопроводов: на верхней части (желательно ниже минимального уровня масла, по соображениям снижения аэрации масла) — для наполнения, в самой нижней точке днища бака — для слива и очистки, на 200 мм выше дна бака — для забора масла при заливке оборудования.

Для определения количества масла в баке служат различные указатели и приборы, фиксирующие давление масла на дно бака. Для перекачки масла на средних и крупных насосных станциях применяют шестеренные насосы с необходимой подачей и давлением.

На мелких неавтоматизированных станциях устанавливают ручные насосы типа БКФ-2. Эти насосы на средних, а иногда и крупных станциях используют как резервные.

В автоматизированных насосных станциях обычно имеются две маслосистемы: система смазки и система регулирования. Последняя обычно работает под значительно большим давлением. Для подачи масла в эти системы с большим давлением устанавливают маслонапорные установки (МНУ).

На рисунке 200 приведена схема маслосистемы (система смазки агрегатов и система регулирования) крупной мелиоративной насосной станции (проект Гипроводхоза) для одного из шести основных агрега-

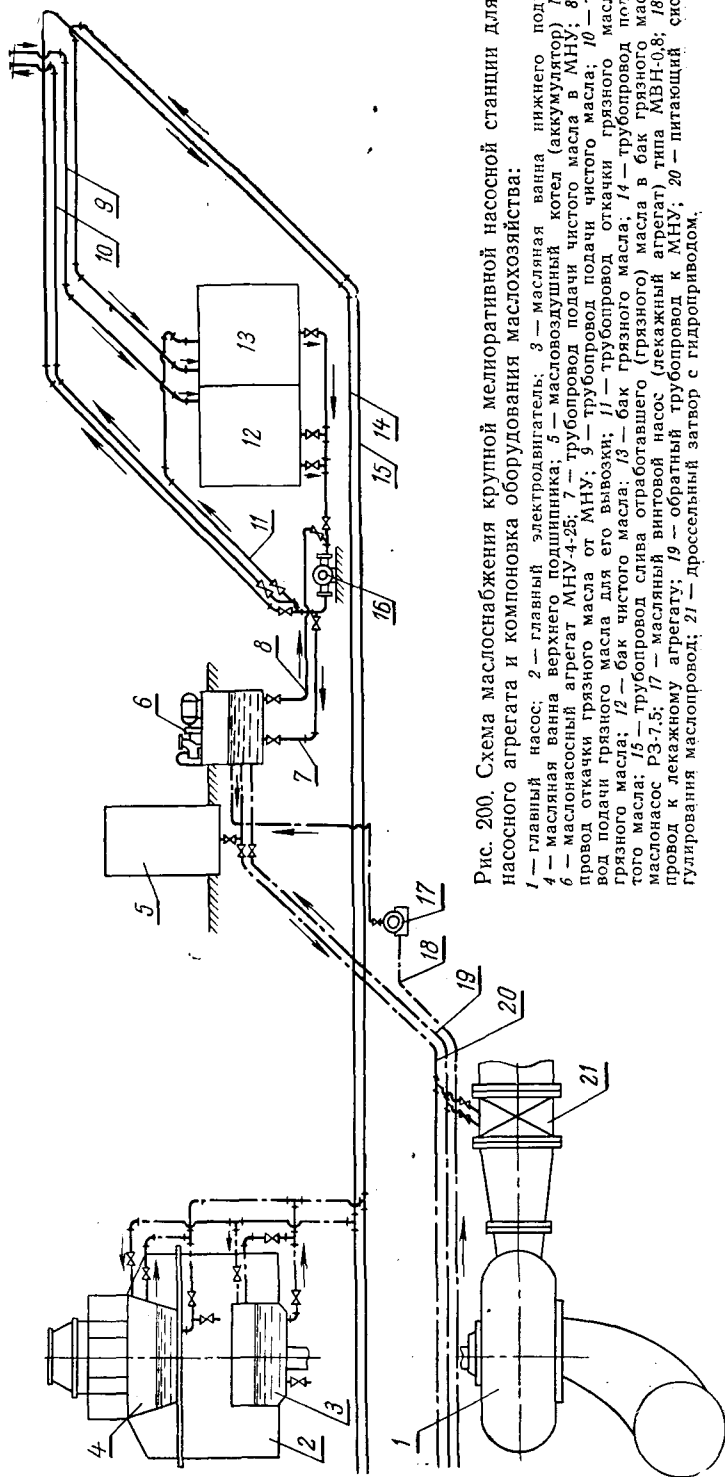


Рис. 200. Схема маслоснабжения крупной мелиоративной насосной станции для одного насосного агрегата и компоновка оборудования маслохозяйства:

1 — главный насос; 2 — главный электродвигатель; 3 — масляная ванна нижнего подшипника; 4 — масляная ванна верхнего подшипника; 5 — маслоподогреватель; 6 — маслонасосный агрегат МНУ-4-25; 7 — трубопровод подачи чистого масла в МНУ; 8 — трубопровод отдачи грязного масла от МНУ; 9 — трубопровод подачи чистого масла; 10 — трубопровод подачи грязного масла для его вывозки; 11 — трубопровод отдачи грязного масла в бак грязного масла; 12 — бак чистого масла; 13 — бак грязного масла; 14 — трубопровод подачи чистого масла; 15 — трубопровод слива отработанного (грязного) масла в бак грязного масла; 16 — маслонасос РЗ-7.5; 17 — масляный винтовой насос (лежачий агрегат) типа МВН-0.8; 18 — трубопровод к лежачему агрегату; 19 — обратный трубопровод к МНУ; 20 — питающий систему регулирования маслопровод; 21 — дроссельный затвор с гидроприводом.

тов станции и компоновка общестанционного оборудования маслохозяйства. Маслонасос 16 подает масло: для смазки агрегатов (трубопровод 9); в маслonaпорную установку 6 (трубопровод 7); отработавшее масло из маслonaпорной установки (трубопровод 8) в бак грязного масла 13 и из бака 13 на вывозку (трубопровод 10). Отработавшее масло сливается самотеком (трубопровод 15) в бак грязного масла. Схема смазки двигателя ясна из рисунка. Смазка lignофолового подшипника насоса водяная (см. рис. 198). Система регулирования, подающая масло к гидроприводу дроссельного затвора 21, питается маслом от МНУ, работающей под давлением 2,5 МПа (25 ат). В состав ее входят маслonaсосный агрегат 6 и масловоздушный бак (аккумулятор) 5. Для создания воздушной подушки в масловоздушном баке воздух подается от компрессоров, установка которых показана на рисунке 198. Система регулирования состоит из трех трубопроводов: подающего 20, обратного 19 и лекажного 18. Маслонасос 16 имеет давление 0,33 МПа (3,3 кг/см²) и установлен без резерва, так как работает с малой нагрузкой. Он перекачивает чистое и грязное масло, что допускается при условии промывки его после перекачки грязного масла. Маслосистемы должны иметь места для взятия проб масла. Системы следует монтировать из бесшовных цельнотянутых стальных труб. В настоящее время МНУ выпускаются давлением 4,0 МПа.

Противопожарные насосные установки, системы и оборудование. Система противопожарных мероприятий определяется действующими инструкциями и соответствующими главами СНиП. Специальные противопожарные системы устраивают в зданиях насосных станций, выполненных из негорючих материалов, с объемом надземной части более 1000 м³. Воду в противопожарную систему подают двумя насосами (один из них резервный), подачу каждого принимают как сумму расходов воды на внутреннее и наружное пожаротушение. Опыт эксплуатации гидроэлектростанций и крупных насосных станций показал малую эффективность тушения пожаров генераторов и электродвигателей углекислотой. Лучшие результаты дает тушение пожара водой. При загорании двигатель автоматически отключается. Пожар в обмотке статора тушат из кольцевой перфорированной трубы, установленной против лобовой обмотки, с двумя рядами отверстий диаметром 3 мм, расположенных через 10 см друг от друга. Давление в кольцевой трубе, в точке подвода воды, должно быть не менее 0,2—0,25 МПа (2,0—2,5 кг/см²). Для здания станции подачу воды на пожаротушение через гидранты принимают: для наружного пожаротушения две струи по 5 л/с, для внутреннего — две струи по 2,5 л/с (для основного здания) и одна струя для подсобных помещений. Напор насоса H должен обеспечить свободный напор над коньком крыши, равный 12 м. Его определяют по формуле:

$$H = H_r + h_{св} + h_t,$$

где H_r — геодезический напор, определяемый как разность отметок конька крыши и минимального уровня воды в водоисточнике;

$h_{св}$ — свободный напор над коньком крыши;

h_t — потери напора в противопожарной системе насосной установки.

Для тушения пожаров применяют самовсасывающие или консольные насосы, устанавливаемые под заливом при минимальном уровне воды в водоисточнике. Систему противопожарных трубопроводов оборудуют необходимой переключающей и отключающей аппаратурой и пожарными кранами. Диаметр труб подбирают по скорости течения воды, равной 1—1,5 м/с, но принимают не менее 50 мм.

При расчете подвода воды на пожаротушение следует принимать по непрорезиненным пожарным рукавам длиной 125 м, диаметром

66 мм (диаметром sprыска 19 мм) при расчетном расходе струи 5 л/с. Потери напора в рукавах определяют по формуле:

$$h = Kq^2,$$

где h — потери напора на 1 м длины рукава, м;

K — коэффициент, принимаемый для рукавов и равный: при диаметре рукава 50 мм — 0,012 и соответственно 66 мм — 0,00385;

q — подача пожарной струи, л/с.

В зданиях, не имеющих противопожарных систем, устанавливают пенные огнетушители из расчета два огнетушителя на электродвигатель мощностью до 100 кВт и три огнетушителя — мощностью более 100 кВт. При достаточном давлении основных насосов питание системы противопожарных трубопроводов может быть осуществлено от основных напорных трубопроводов с учетом обеспеченности водой при работе любого насоса.

В нерабочий — межвегетационный период предусматривают запасные емкости из расчета работы одной струи в течение трех часов или устанавливают пенные огнетушители по нормам, указанным выше, а для двигателей мощностью 1000 кВт и более — по четыре огнетушителя на электродвигатель.

Аппаратура технологического контроля. На насосных станциях она должна обеспечивать контроль подачи и давления (напора) каждого насоса, уровней воды в верхнем и нижнем бьефах, протока (течения и наличия) воды в системах технического водоснабжения, залива насосов при незаглубленных станциях, засорения сороудерживающих решеток и др. В электрифицированных насосных станциях, кроме того, устанавливается контрольно-измерительная аппаратура для контроля напряжения и силы тока, количества расходуемой электроэнергии, коэффициента мощности ($\cos \alpha$), частоты и др. Все элементы технологического контроля должны быть увязаны со схемой силовой части основных агрегатов, с технологической и принципиальной электрической схемами основного и вспомогательного оборудования, а также со схемой автоматизации насосной станции.

Для определения подачи применяют расходомеры, основанные на принципе измерения скорости протекающей жидкости (скоростные), на принципе измерения перепада давлений и др.

На мелиоративных насосных станциях наиболее распространены водомеры типа вставки Вентури. Другого типа водомеры — сопла, диафрагмы, прямоугольные колена — применяют реже. Подбор водомеров этого типа и их установку выполняют по «Правилам 28—64». Водомеры следует устанавливать на прямых участках трубы, чтобы на подходящем к расходомеру и отходящем от него участках поток был выровнен и не имел возмущений. Длина прямых участков до водомера должна быть не менее 5, а после водомера не менее 8—10 диаметров трубопровода.

Трубу Вентури можно устанавливать без тарировки, при этом точность измерения подачи составляет $\pm 1\%$.

Вставка Вентури требует предварительной тарировки, так как разница в коэффициенте расхода может достигнуть $\pm 2\%$ и более.

Подачу ($\text{м}^3/\text{с}$) протекающей через водомер жидкости можно определить по формуле:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gh},$$

где μ — коэффициент расхода водомера, берется в зависимости от отношения диаметра водомера к диаметру трубы D (рис. 201);

ω — площадь сечения водомера;

h — перепад давления, замеряемый дифференциальным манометром.

Коэффициенты местных сопротивлений для расчета потерь в водомерах приведены в таблице 15.

Таблица 15

Вид водомера	Отношение									
	0,3	0,4	0,45	0,5	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80
Измерительная вставка	26,6	7,5	4,41	2,76	1,74	1,09	0,69	0,44	0,27	—
Труба Вентури, $\varphi/2 = 6^\circ$	19,0	5,3	3,06	1,9	1,15	0,69	0,42	0,25	—	—

Наименьшие гидравлические сопротивления (в 4—16 раз меньше, чем в соплах и диафрагмах) создаются в трубе Вентури и в измерительных вставках. Для их установки в мелиоративных насосных станциях, имеющих большие диаметры трубопроводов, требуется прямой участок трубы значительной длины. Поэтому эти водомеры устанавливают вне здания насосной станции и размещают в специальных колодцах.

На принципе сужающих устройств основано использование и прямоугольных колен, но они требуют тарировки. Обычно укороченные вставки Вентури применяют для измерения расхода в трубах с отношением максимального и минимального расходов не более 5, а для колена 90° это отношение должно быть не более 2.

В крупных насосных станциях расход можно измерять скоростной трубкой или вертушкой по скорости движения воды на оси трубопровода.

Вертушки обеспечивают большую точность измерения, однако использование их затруднено, так как при длительной работе они изнашиваются, требуют частого ремонта и тарировки. Система смазки движущихся деталей у них сложна.

Расход воды можно измерить при помощи водослива, устроенного в верхнем бьефе насосной станции.

В последнее время осваиваются промышленностью и внедряются в мелиоративных насосных станциях индукционные расходомеры (рис. 202), принцип действия которых основан на использовании электромагнитной индукции. Такой расходомер представляет собой отрезок трубы с фланцами, на которой с внешней стороны расположены катушки электромагнита, создающие внутри трубы магнитное поле. Протекающая по трубе жидкость пересекает магнитное поле, благодаря чему индуцируется электродвижущая сила, которая пропорциональна средней скорости потока или расходу жидкости. Два электрода, расположенные диаметрально противоположно в поперечном сечении отрезка трубы-датчика, отводят электродвижущую силу к измерительному блоку, где она преобразуется в показатель подачи по шкале прибора.

Индукционные расходомеры не имеют конструкций, расположенных в потоке жидкости, не увеличивают гидравлических сопротивлений,

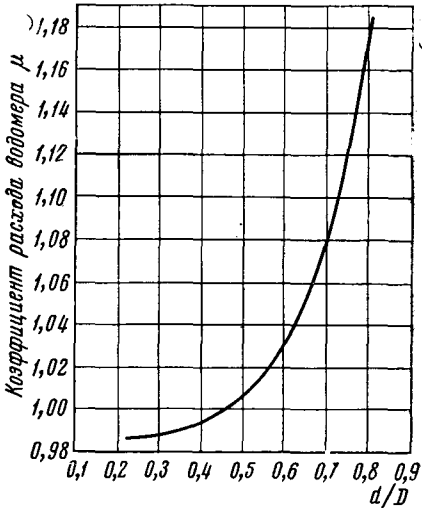


Рис. 201. Зависимость коэффициента расхода μ вставок и нормальных труб Вентури от отношения $d : D$.

нечувствительны к загрязнению измеряемой среды и обладают хорошими водомерными качествами.

К недостаткам их относятся: относительно высокая стоимость, сложность электрической схемы, необходимость обеспечения электропитания извне.

В настоящее время выпускают расходомеры с $D_y = 10 \div 800$ мм.

Индукционные расходомеры работают и по парциальной схеме (рис. 203). На напорном водоводе $D = 2800$ мм (УССР, Ингулецкая насосная станция) был установлен индукционный расходомер ИР-1М с $D_y = 80$ мм и расположением оси трубки отвода на расстоянии $0,24R$ от стенки водовода (место нахождения средней скорости потока в трубе), где R — радиус водовода. Тарировкой водомера была установлена зависимость между скоростью в водоводе $v_{\text{вод}}$ в точке отвода (она близка к средней) и скоростью $v_{\text{и.р.}}$, фиксируемой индукционным расходомером, которая оказалась линейной в широком диапазоне изменения подач. Это давало возможность определять подачу в водоводе индукционным расходомером с использованием тарировочной зависимости. Отклонения замеров подачи по парциальной схеме оказались в пределах 1,5% от поверочных замеров ее трубкой.

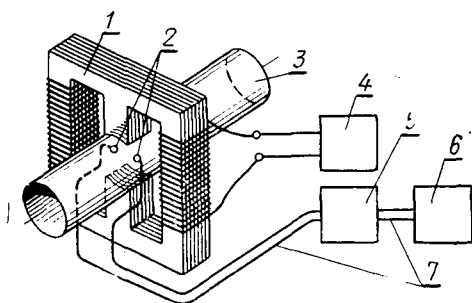


Рис. 202. Принципиальная схема индукционного расходомера:

1 — электромагнит; 2 — электроды; 3 — отрезок трубопровода, вмонтированный в расходомер; 4 — источник питания; 5 — усилитель; 6 — вторичный прибор; 7 — сигнально-контактные линии (линии связи).

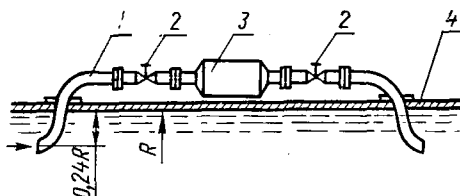


Рис. 203. Парциальная схема установки индукционного расходомера для измерения подачи воды в трубопроводе:

1 — парциальный подвод воды к расходомеру; 2 — задвижки; 3 — индукционный расходомер; 4 — стенка стального трубопровода.

Все вышеперечисленные достоинства индукционных расходомеров, удобство автоматизации учета воды ими и возможность применения по парциальной схеме приведут к широкому их распространению.

Следует учитывать один очень важный фактор, влияющий на точность показаний индукционных водомеров, — это необходимое постоянство электропроводимости воды, зависящее от постоянства ее химического состава во времени.

В качестве водомеров в некоторых условиях можно использовать конусы и колена на всасывающих или напорных трубопроводах; два сечения (совместно) на входном и выходном устройствах насоса с различной скоростью воды в них и с установкой в обоих сечениях, соответствующих дифманометров.

Напор насоса измеряют манометрами и вакуумметрами. При положительной высоте всасывания на всасывающем патрубке насоса устанавливают вакуумметр, а при отрицательной (насос затоплен) — манометр. В сифонной установке напор измеряется двумя вакуумметрами. Манометры и вакуумметры общего назначения выпускают в соответствии с ГОСТ классом точности 1,5. Для измерения давлений при переменных условиях применяют прибор, называемый мановакуумметром, имеющий две шкалы — вакуумметрическую (разрежение) и манометрическую (избыточное давление).

Для более точных измерений, например при исследованиях или проверке приборов общего назначения, применяют образцовые манометры и вакуумметры. Измерительные приборы могут быть регистрирующие, которые записывают изменения давления и других величин во времени, а также интегрирующие (счетчики), суммирующие поданное количество воды или израсходованное количество электроэнергии и др.

В мелиоративных насосных станциях важно следить за состоянием уровней воды. Так, в осушительных станциях подъем воды в нижнем бьефе выше установленной отметки не допускается, требуется немедленное включение откачивающих воду насосов. Необходимо следить за перепадом уровней воды перед сороудерживающей решеткой и за ней, так как увеличение его указывает на засоренность решетки. Большая засоренность решетки может так понизить уровень воды за ней, что всасывающая труба насоса начнет захватывать воздух, а это снизит производительность и к.п.д. насоса или даже сорвет его работу. Большая засоренность решеток может вызвать ее разрушение.

Следить за уровнем воды можно при помощи дифференциальных манометров с датчиками различной конструкции. Промышленность выпускает, например, механические поплавковые дифманометры для наблюдений на месте установки прибора и для передачи показаний на расстояние. Изготавливаются механические поплавковые дифманометры, показывающие состояние уровня, сигнализирующие, со счетчиками, с самопишущими приборами и др.

Контроль уровней воды в верхнем бьефе насосных станций обязателен, особенно когда вода подается в водонапорные баки или в очистные сооружения.

Аппаратура измерения давления, уровней, температуры подшипников, контроля протока должна контролировать и обеспечивать нормальную работу насосной станции и в случае аварийного состояния в каком-то узле подавать сигналы дежурному обслуживающему персоналу, а при автоматизации и дистанционном управлении отключать этот узел с одновременной подачей сигнала на диспетчерский пункт.

Пневматическое оборудование мелиоративных насосных станций обеспечивает подачу сжатого воздуха для:

очистки сороудерживающих решеток давлением 0,3—0,6 МПа (3—6 кг/см²);

обдувки обмоток электродвигателя, прочистки сеток фильтров давлением 0,4—0,6 МПа (4—6 кг/см²);

пневматического инструмента для ремонтных и монтажных работ давлением 0,4—0,6 МПа (4—6 кг/см²);

масловоздушных котлов маслонапорных установок (МНУ) систем регулирования (создание и поддержание воздушной подушки) давлением 1,4—2,5 МПа (14—25 кг/см²), а сейчас 4,0 МПа (40 кг/см²);

торможения (воздушными тормозными домкратами) электродвигателей большой мощности при их остановке давлением 0,5—0,7 МПа (5—7 кг/см²).

В крупных и ответственных насосных станциях рекомендуется устанавливать два компрессора (рабочий и резервный) высокого давления (2,5—4,0 МПа) с водяным или воздушным охлаждением, каждый с воздухохраником (ресивером) и аппаратурой контроля давления. С увеличением давления МНУ, при необходимости, повышается и давление компрессоров. Система воздухопроводов — общая, с необходимым комплектом запорных устройств и редукционных (снижающих давление) клапанов на переходах к сети низкого давления. В этих насосных станциях можно устанавливать и два компрессора с различным давлением: один высокого 2,5—4,0 МПа, другой низкого 0,6—0,7 МПа. В этом случае каждый компрессор имеет свою систему трубопроводов с не-

обходимой арматурой. Системы трубопроводов высокого и низкого давлений соединяются через редукционный клапан.

Расход и давление воздуха, необходимые для пневматического оборудования, устанавливаются заводами-изготовителями этого оборудования. Подача компрессорной установки определяется из условия одновременного торможения двух электродвигателей или одновременной работы трех пневматических инструментов.

Обычно подача компрессора составляет 4—5 м³/мин. При большой потребности воздуха устанавливают три ресивера: два на высокое давление (один резервный) и один низкого давления — на 0,7 МПа. Емкость ресивера определяется исходя из условия двукратного торможения агрегата при понижении давления до минимально необходимого для торможения, устанавливаемого заводом-изготовителем, и должна быть не менее 30-секундной подачи компрессора.

Обычно минимальное давление равно 0,2—0,3 МПа (2—3 кг/см²).

Ресиверы должны иметь предохранительный клапан, манометр и спускной кран. Воздуховоды изготовляют из цельнотянутых труб, сечение их определяется по скоростям движения воздуха, средние величины которых при расчетах принимают: во всасывающих трубах 15, а в напорных — 25 м/с. Кроме того, проверяют падение давления при расчетной подаче воздуха. Редукционные клапаны подбирают по давлению, необходимому его перепаду и пропускной способности.

Вентиляционные и отопительные устройства. Они обеспечивают нормальные температурные условия и влажность воздуха в здании насосной станции. Необходимые температура и влажность воздуха для оборудования и приборов определяются заводами, поставляющими их. Температура в зданиях неавтоматизированных насосных станций, работающих круглый год, должна быть не ниже 16°C. О частичном отоплении помещений здания станции в нерабочий период сказано ниже (см. гл. IX). Электродвигатели, кабельные сети и другие приборы выделяют значительное количество тепла, поэтому система вентиляции и конструкция здания должны обеспечить отвод излишнего тепла, а также использование его в необходимых случаях. При расчетах вентиляции необходимо следить за тем, чтобы температура наружного воздуха, подаваемого в здание станции, была ниже или выше температуры внутреннего воздуха для автоматизированных станций не более чем на 10°C и для неавтоматизированных (с постоянным нахождением в станции обслуживающего персонала) не более чем на 5°C. Важное значение для вентилирования помещений имеет загрязненность наружного воздуха: при содержании пыли в нем до 2 мг/м³ допускается вентиляция без очистки воздуха, а при большем содержании необходима его очистка на висциновых (масляных) или других фильтрах. Расчетная скорость движения воздуха через висциновые фильтры не должна превышать 1—1,2 м/с. За расчетную температуру наружного воздуха принимают многолетнюю наибольшую среднемесячную температуру, измеренную в 13 ч.

Схема вентиляционных устройств зависит от степени запыленности и температуры наружного воздуха и мощности насосной станции. Здание станции обогревается теплом, выделяемым двигателями; при недостатке его дополнительно ставят электронагревательные приборы.

При чистом наружном воздухе и мощности двигателей до ≈ 2000—4000 кВт их можно устанавливать открыто, а проветривание машинного зала и охлаждение двигателей осуществлять через окна и фрамуги, фонари. Если такой вытяжки недостаточно, устраивают шахты с дефлекторами или используют осевые вентиляторы. При более значительных мощностях двигателей и чистом наружном воздухе можно применять более мощную принудительную вытяжку воздуха из зала и естественный приток его при открытой установке электродвигателей.

При запыленном воздухе выполняют закрытый подвод воздуха (через фильтры) и выпуск его в машзал, а при значительной мощности электродвигателей воздух подводят к ним и отводят наружу по закрытым коробам. При замкнутой циркуляции воздуха для охлаждения двигателей допустимый перепад температуры может быть повышен до 30—35 °С при максимальной температуре нагрева двигателя.

При большой мощности двигателей, высокой температуре воздуха, чему обычно сопутствует и сильная загрязненность пылью воздуха, устанавливают замкнутую систему вентиляции с применением воздухоохладителя (рис. 198). Вентиляция подземной части здания станции обычно выполняется побудительной.

Количество воздуха ($\text{м}^3/\text{ч}$), необходимое для вентиляции, определяется по формуле:

$$W = \frac{Q_{\text{изб}}}{c_{\text{т}}(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) \rho},$$

где $Q_{\text{изб}}$ — количество избыточного тепла, ккал/ч;

$c_{\text{т}}$ — средняя удельная теплоемкость воздуха, равная 0,24 ккал/кг на 1 °С;

$t_{\text{в}}$ — наибольшая допустимая температура воздуха в помещении или в отводящем канале, °С;

$t_{\text{н}}$ — температура поступающего воздуха, °С;

ρ — плотность поступающего воздуха, кг/м³.

Плотность воздуха в зависимости от его температуры определяется по формуле:

$$\rho = \frac{1,293}{1 + \frac{t_{\text{н}}}{273}}.$$

Источники тепла на насосных станциях — двигатели, электропровода, стены зданий и др. Количество тепла (ккал/ч), выделяемое электродвигателем

$$Q_{\text{дв}} = 864P,$$

где 864 — количество тепла в ккал, эквивалентное 1 кВт·ч;

P — потери мощности в электродвигателе, кВт.

$$P = N_{\text{пол}} \frac{1 - \eta_{\text{дв}}}{\eta_{\text{дв}}},$$

где $N_{\text{пол}}$ и $\eta_{\text{дв}}$ — полезная мощность (кВт) и к. п. д. электродвигателя.

При охлаждении электродвигателя по замкнутому циклу в помещении станции выделяется меньшее количество тепла.

Количество тепла (ккал/ч), выделяемое кабелями, электропроводами, определяется по формуле:

$$Q_{\text{пр}} = 2160i^2,$$

где i — средняя плотность тока в амперах на 1 мм² сечения кабеля или провода.

Количество тепла (ккал/ч), выделяемое из окружающей среды, определяется с учетом нагрева стен, окон, дверей по формуле:

$$Q_{\text{ст}} = kF(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}),$$

где k — коэффициент теплопередачи через стены, окна и др., ккал/м² в час на 1 °С;

F — поверхность стен, окон и др., м²;

$t_{\text{в}}$ — температура воздуха внутри помещения, °С;

$t_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха, °С.

Потери тепла подсчитывают так же, как и количество тепла, поступающего из окружающей среды. Избыточное тепло в помещениях (ккал/ч) определяется как разность поступающего тепла и потерь его по формуле:

$$Q_{\text{изб}} = \Sigma Q_{\text{теп}} - \Sigma Q_{\text{пот}},$$

где $\Sigma Q_{\text{теп}}$ — суммарное поступление тепла;

$\Sigma Q_{\text{пот}}$ — сумма потерь тепла.

Некоторые нормативы для расчета вспомогательных насосных установок. Подачу воды и масла к насосам и двигателям принимают по данным заводов-изготовителей оборудования. На стадии технического проекта, предшествующей составлению рабочих чертежей, при отсутствии этих данных можно воспользоваться приведенными ниже цифрами.

Расход воды на смазку одного подшипника (л/с) насосов типов ОП и В принимают по таблице 16.

Таблица 16

Подшипники:	Расход воды, л/с					
	для насосов типа ОП			для насосов типа В		
	ОП-55, ОП-87	ОП-110, ОП-145	ОП-185	600В, 800В	800В, 1000В	1200В, 2000В
Нижний	0,5	0,5—1,0	1,0—1,5	—	—	—
Верхний	0,5	0,5—1,0	1,0—1,5	0,5	0,5—1,0	0,5—2,0

Расчетный напор системы технического водоснабжения $H_{\text{р.т.в.}}$: $1,15 H_{\text{max}} \leq H_{\text{р.т.в.}} \leq 1,5 H_{\text{max}}$, где H_{max} — напор, создаваемый насосом.

Некоторые насосы двухстороннего входа нуждаются в подаче технической воды до 0,2 л/с при $H_{\text{р.т.в.}} = 25$ м, а при работе с загрязненной средой требуют для сални-ков подачи чистой воды до 0,1 л/с при том же напоре.

Расходы воды (л/с) для охлаждения вертикальных электродвигателей различной мощности приведены в таблице 17.

Таблица 17

Элемент расхода воды	Расход воды (л/с) при мощности электродвигателя, кВт				
	1000	1250—2000	2500—3000	4000—5000	6000—8000
Масляная ванна верхней крестовины .	1,5	2,0	12,5	3,0	4,0
Масляная ванна нижней крестовины .	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5
Воздушное охлаждение	—	12,0	15	20	28,0

Допустимое максимальное давление на входе в радиаторы-охладители 0,2—0,25 МПа (2—2,5 кг/см²), а потери напора в них не более 1—1,5 м.

Расход воды на охлаждение работающего компрессора составляет 1—2 л/с.

Расход воды на пополнение бачков вакуум-насосов не менее 1 л/с.

Вода должна быть химически чистой, и мутность ее не должна превышать 40—60 мг/л.

Расход масла в подшипниках (г/ч) в зависимости от диаметра вала насоса и типа смазки принимают по таблице 18.

Таблица 18

Диаметр вала насоса, мм	Расход масла, г/ч	
	тип смазки—масло	тип смазки—конси-стентная
200—250	1,5	0,5
250—500	2,5	0,9

Объемы масляных ванн электродвигателей даны в таблице 19.

Таблица 19

Мощность электродвигателя, кВт	Частота вращения, об/мин	Нагрузка на подшипник, т	Объем масла в ваннах, м ³		
			верхней крестовины	нижней крестовины	всего
300	600	—	0,11	0,05	0,16
500—800	375—600	9—18	0,13	0,06	0,19
1500	365	30	0,30	0,10	0,40
3000	600	60	0,55	0,16	0,71
5000	333	65	0,95	0,20	1,15
7500	375	120	0,95	0,20	1,15

§ 9. ПРИНЦИПЫ АВТОМАТИЗАЦИИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Автоматизация процессов производства представляет в настоящее время важную и обширную область, требующую специальных знаний. Ниже приводятся некоторые понятия, принципы и приборы автоматики.

Автоматизация — это управление производственным процессом по выработанной программе или установленным критериям без участия человека с помощью приборов, устройств и управляющих машин.

Автоматизацию можно осуществлять только на таких предприятиях и сооружениях, где производственные процессы механизированы.

По степени автоматизации насосные станции могут быть полуавтоматическими и автоматическими.

В полуавтоматических насосных станциях управление каждым насосным агрегатом происходит от единичной команды, заданной эксплуатационным персоналом, а вся дальнейшая работа его и необходимых вспомогательных устройств выполняется автоматически.

В автоматических насосных станциях все процессы работы основных насосных агрегатов и вспомогательного оборудования (пуск, остановка, регулирование, технологический контроль, установление оптимального режима, остановка аварийных агрегатов и пуск резервных и др.) осуществляются автоматически без участия персонала.

При выборе основных путей и объема автоматизации руководствуются технологической схемой автоматизируемого предприятия, его расположением, средствами автоматизации и др.

Дистанционное управление можно применять либо в качестве самостоятельного ручного управления на расстоянии пусковыми, регулирующими и запорными органами отдельных механизмов или их группы, работающей по определенной схеме, либо в качестве устройства, работающего параллельно с автоматическим и воздействующего на те же элементы, как резерв при отключении автоматики.

Телеуправление осуществляется на большие расстояния из пункта управления с помощью телемеханических средств, позволяющих передавать большое количество различных сигналов одновременно или в разное время по одной линии связи или по нескольким. Телеуправление (ТУ) обычно применяют совместно с телеизмерениями (ТИ) и телесигнализацией (ТС) технологических параметров процесса.

Принципы автоматизации насосной станции зависят от ее назначения и технологической схемы. Если насосная станция подает воду в бак водонапорной башни, резервуар или напорный бассейн магистрального канала, то насосы могут включаться и выключаться в зависимости от уровня воды в баке, резервуаре и бассейне. Отметка уровня воды фиксируется автоматически специальными приборами (поплавковое или контактное реле и др.), а в помещение насосной станции передается либо сигнал на отключение или включение насоса персоналом, либо импульс для автоматического отключения или включения насоса.

Если насосы подают воду непосредственно в разводящую сеть, то они могут включаться и выключаться в зависимости от давления в сети, при помощи особого прибора реле давления. Такие схемы автоматизации рассматривают в курсе водоснабжения.

В осушительных насосных станциях, предназначенных для откачки вод поверхностного и подземного стока, основным автоматическим прибором включения и выключения насосов служит поплавковое реле, устанавливаемое в аванкамере насосной станции. Кроме основных, необходимы и другие приборы автоматики, осуществляющие все процессы управления и контроля.

Приборы автоматики можно разделить на три группы. К первой относят контакторы, предназначенные для частых включений и отключений цепи главного тока, например электропривода насоса. Контакторы получают импульс от других аппаратов, на действие которых, в свою очередь, влияет ряд факторов: давление, расход воды, уровень воды в водоприемнике или резервуаре, а также сила или напряжение тока, температура подшипников и др. Эти аппараты составляют вторую группу и называются датчиками и реле, автоматически воздействующими на определенную систему, если в ней происходят изменения, выходящие за пределы заранее установленного эксплуатационного режима.

Третью группу приборов автоматики составляют командоаппараты. Они включают и выключают агрегаты в определенной последовательности, обусловленной эксплуатационным планом насосной станции.

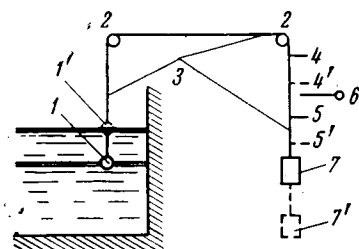


Рис. 204. Схема действия поплавкового реле:

1 и 1' — поплавок при разных уровнях воды; 2 — блоки; 3 — трос; 4 и 4', 5 и 5' — пальцы, закрепленные на тросе; 6 — рычаг; 7 и 7' — противовес в разных положениях.

Первичные элементы автоматического устройства — датчики и реле.

Датчики — измерительные элементы, воспринимающие изменения той или иной физической величины (контролируемой, измеряемой или регулируемой). Эти изменения они преобразуют в изменения другой величины, удобной для передачи на расстояние с целью воздействия на последующие элементы автоматических устройств. Последние дают команды исполнительным устройствам для внесения необходимых уточнений в режиме автоматизированной системы.

В насосных станциях в большинстве случаев применяют датчики измерения неэлектрических величин — подачи и уровня воды, давления, температуры, перепада уровней воды на сороудерживающих решетках и др. Эти величины преобразуются в электрические, гидравлические, пневматические и др., удобные для передачи на расстояния или непосредственного использования в местных автоматических устройствах.

Реле — элемент, в котором скачкообразно меняется выходная величина параметра при достижении входной величиной некоторых определенных значений. Реле — один из наиболее распространенных элементов в автоматике и телемеханике.

Ознакомимся с действием поплавкового реле, часто применяемого в насосных станциях, одна из возможных схем устройства которого приведена на рисунке 204. В водоприемный резервуар опущен поплавок 1, подвешенный на тросике, перекинутом через блоки 2, имеющем на другом конце уравнивающий груз (противовес) 1. На тросе имеются пальцы 4 и 5, которые в зависимости от положения поплавка могут либо непосредственно замыкать контакты, либо путем поворота рычага 6 включать и выключать пусковое реле. При расположении резервуара отдельно, но близко от насосной станции поплавки размещают в трубах, проведенных из резервуара в помещение насосной станции, а при значительном удалении сигнал или импульс может передаваться по проводам.

Поплавковое реле имеет одну пару открытых или закрытых контактов с автоматическим возвратом. Контакты для поплавкового реле могут быть включены под напряжением до 500 В. Таким образом, поплавковое реле является первичным прибором, дающим импульс для остановки или пуска насосных агрегатов в зависимости от положения уровня воды в резервуаре. Если насосы работают с отрицательной вы-

сотой всасывания, пуск их осуществляется без вакуум-насоса и поэтому более прост (особенно, когда на всасывающей и нагнетательной трубах насоса нет задвижек и для включения насоса в работу достаточно импульса от поплавкового реле к пусковой аппаратуре электродвигателя).

Если главные насосы имеют положительную высоту всасывания, то для пуска необходимо предварительно залить их водой. Поэтому первоначальный импульс от поплавкового реле должен быть дан пусковой аппаратуре вакуум-насоса.

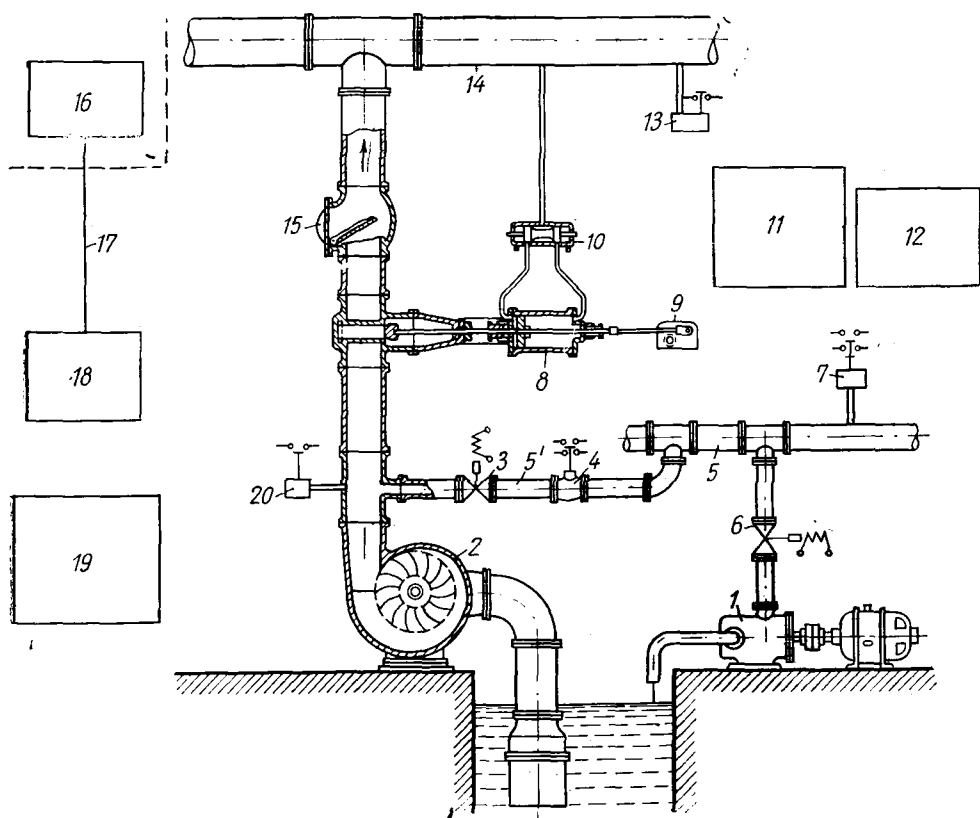


Рис. 205. Схема автоматизации основного насоса при заливке его вакуум-насосом:

1 — вакуум-насос; 2 — основной насос; 3 — электрифицированный заливочный вентиль (соленоидный); 4 — струйное реле; 5 — общий всасывающий вакуумный трубопровод; 5' — трубопровод подключения (соединительный) основного насоса к вакуумной системе; 6 — электрифицированный вентиль вакуум-насоса; 7 — вакуумное реле (реле заливки); 8 — задвижка с гидравлическим приводом; 9 — концевой выключатель; 10 — золотник сервомотора; 11 — панель автоматического управления основным насосом; 12 — панель автоматического управления вакуум-насосом; 13 и 20 — реле давления; 14 — напорный трубопровод; 15 — обратный клапан; 16 — диспетчерский пункт; 17 — линии связи; 18 — панель командоаппарата; 19 — панель автоматического управления двигателя.

На рисунке 196 приведены схемы вакуум-насосной установки и технического водоснабжения автоматизированной мелиоративной насосной станции. Перед пуском основных насосов 1 закрывается электрифицированная задвижка 2 на нагнетательном трубопроводе и включается вакуум-насос 9. После зарядки насоса, что контролирует сигнализатор наличия воды 4, дается импульс на отключение вакуум-насоса и включение насоса 1, а потом и на открытие задвижки 2.

Рассмотрим схему автоматизации насосного агрегата, работающего с положительной высотой всасывания (рис. 205). Импульсы пуска и остановки агрегата поступают на панель 11 насосного агрегата при кнопочном (полуавтоматическом) управлении или на панель 18 командоаппарата при автоматическом управлении. Командоаппарат

в этом случае определяет воздействием на соответствующие реле последовательность операций по предварительно разработанному плану эксплуатации насосной станции. На всасывающем трубопроводе вакуум-насоса есть реле заливки 7, контролирующее работу насоса 1 и заливку корпуса главного насоса 2 водой. Реле заливки имеет диафрагму, изготовленную из кожи или резины, которая изменение давления в трубопроводе передает контактному устройству, переключающему контакты, благодаря чему и осуществляется контроль работы вакуум-насоса. Струйное реле 4 устанавливают на соединительном трубопроводе (от главного насоса к всасывающему трубопроводу вакуум-насоса). Оно определяет момент заполнения главного насоса и пуска электродвигателя. Реле состоит из пружинного клапана, помещенного в особой муфте. Если в трубе имеется воздух, то при действии вакуум-насоса он свободно проходит через зазор клапана; при заполнении же водой соединительного трубопровода и клапана последний закрывается, преградив путь воде, повернув ось контактного устройства, которое и замкнет цепь управления. Вакуум-насос выключится, одновременно через командоаппарат включится главный насосный агрегат и задвижка 8 на напорном трубопроводе насоса.

Установленные на напорных трубопроводах реле давления 13 и 20 предназначены для управления и защиты насосов. Они устроены почти так же, как и вакуумные, только резиновая диафрагма в них заменена бронзовой или стальной; иногда роль диафрагмы выполняет трубка манометра.

У задвижек с электроприводом предусматривается установка двух включающих реле. Одно из них вращает задвижку в одну сторону, а другое — в противоположную.

Кроме этого, при задвижках с электроприводом в схеме автоматики предусматривается концевой выключатель 9 для выключения мотора задвижки при окончании ее открытия или закрытия.

Нагрев подшипника контролируется тепловым реле защиты.

При автоматизации необходимо предусматривать бесперебойное снабжение насосной станции электроэнергией и установку резервных агрегатов. Командоаппарат включает их в работу при остановке основных агрегатов. Наиболее простое устройство автоматики будет при укрупненных однотипных агрегатах.

Для питания цепей управления автоматики, построенной на релейной аппаратуре, применяют выпрямители и специальные трансформаторы. Первые используют для реле, работающих на постоянном токе, а вторые — для реле переменного тока АР (аварийное реле). Реле типа АР без вреда для контактной системы включает и выключает цепи с током 1—2 А при напряжении 380 В. Наиболее распространены выпрямители с твердыми элементами. Такие выпрямители собирают из нескольких элементов, каждый из которых состоит из двух электродов, разделенных тонким запирающим слоем. Один электрод — проводник, а другой — полупроводник. В схемах автоматики применяют купроксные и селеновые твердые выпрямители. В автоматике можно применять трансформаторы, которые удовлетворяют по мощности и напряжению условиям работы, — однофазные мощностью 50—100 В·А с первичным напряжением 220 В и различным вторичным напряжением для запрограммированных комбинаций.

Как видно из рисунка 205, вся аппаратура для автоматизации насосных установок состоит из электрической и гидромеханической частей. Последняя предназначена для контроля нормальной работы точной части аппаратуры и гидромашин, то есть подачи, давления и пр. Такая гидромеханическая аппаратура автоматики состоит из соответствующих реле: а) поплавкового реле для контроля уровня воды в открытом резервуаре, колодце, аванкамере, канале и т. д. (рис. 204,

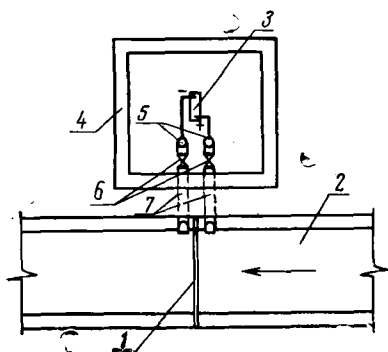


Рис. 207. Схема контроля перенада уровней, создаваемого сороудерживающей решеткой:

1 — сороудерживающая решетка; 2 — канал; 3 — дифференциальный прибор; 4 — колодец; 5 — пьезометры; 6 — муфтовые краны; 7 — подводящие соединительные трубы.

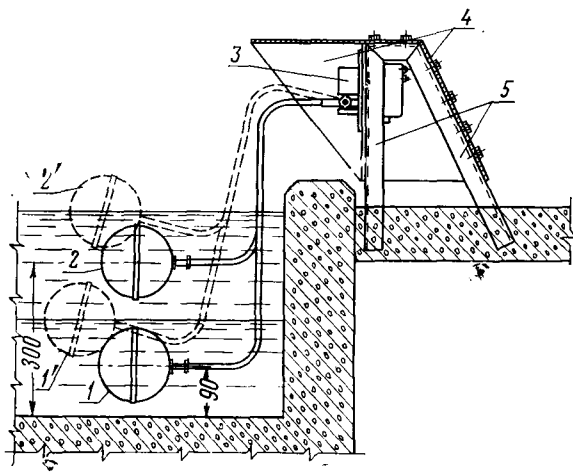


Рис. 208. Схема установки поплавкового сигнализатора уровня СУ-3;

1 и 1' — первый шар (поплавок) в отключенном и включенном положении; 2, 2' — второй шар (поплавок) в отключенном и включенном положении; 3 — датчик СУ-3; 4 — листовая сталь; 5 — каркас из угловой стали.

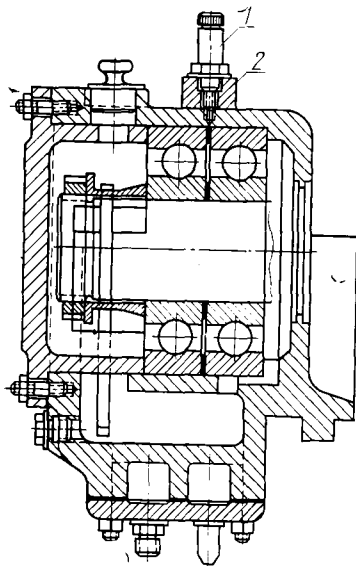


Рис. 209. Схема установки термодатчика на корпусе подшипника:

1 — термодатчик; 2 — корпус термодатчика (алюминий или красная медь).

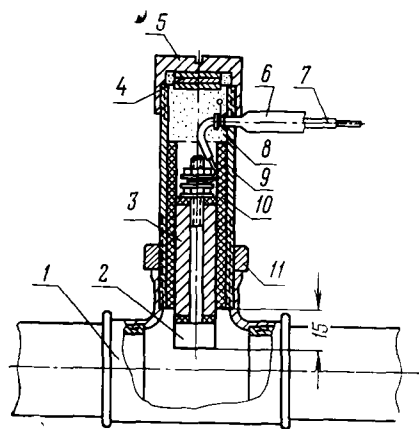


Рис. 210. Схема установки электродного сигнализатора наличия воды:

1 — переходный тройник; 2 — электрод; 3 — электрическое сопротивление; 4 и 10 — вкладыш; 5 — крышка на резьбе; 6 — защитный шланг; 7 — медный провод; 8 — мастика; 9 — корпус; 11 — контролька.

поплавок 7 в дырчатую трубу (стакан), а противовес в сухой стакан 4 и др.

На рисунке 207 приведена одна из возможных схем контроля перепада уровней, создаваемого сороудерживающей решеткой.

На рисунке 208 дана схема установки сигнализатора уровня СУ-3. Верхний шар может, например, включить второй насос при переполнении дренажно-осушительного колодца и дать аварийный сигнал при аварийном его наполнении.

На рисунке 209 приведена установка термодатчика на корпусе подшипника, а на рисунке 210 показана установка электродного сигнализатора наличия воды.

Автоматизация учета подачи при установке индукционных расходомеров облегчается. Однако при применении парциальной схемы их установки при большой разнице диаметров отвода и трубопровода нельзя забывать о возможном влиянии закона квадратичности сопротивлений на точность измерений. В необходимых случаях прибегают к тарировке.

Глава VIII. НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ И СТАНЦИИ ДЛЯ ЗАБОРА ПОДЗЕМНЫХ ВОД

§ 1. ВЫБОР ТИПА ВОДОПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВ

В зависимости от схемы водозабора водоподъемная установка может обслуживать один или несколько колодцев (шахтных или трубчатых). Кроме того, в зависимости от качества воды и типа водоподъемников вода к потребителю может подаваться сразу станцией первого подъема или же подъем ее из колодца осуществляется станцией первого подъема, а станцией второго подъема она подается к потребителю. При этом можно использовать различные типы водоподъемников, от самых простых до современных насосов. Во всех случаях для насосов следует применять механический привод.

Из шахтного колодца вода с глубины не более 5—7 м может подниматься только до поверхности земли или же, кроме этого, транспортироваться по напорным трубопроводам в водонапорную башню, очистные сооружения и т. д. При подаче воды до 2 л/с и подъема ее до поверхности земли следует применять центробежные (обычные и плавающие — ПН-10); центробежно-вихревые — ПН-25, ППН-25, вихревые, винтовые и поршневые насосы. Подъем воды в этом случае можно осуществлять и поршневым насосом с ветродвигателем, приводными ленточным и шнуровым водоподъемниками, вибрационным насосом и как исключение вручную ведрами, воротом, норией и поршневым насосом.

При подаче воды от 2 до 10 л/с для подъема воды используют центробежные, вихревые, а также винтовые и поршневые насосы, ленточные и шнуровые водоподъемники и вибрационные насосы. Для привода насосов можно применять электродвигатели, ветродвигатели, а также двигатели внутреннего сгорания. При расходах более 10—15 л/с могут быть применены различные насосы с теми же двигателями.

Если, кроме подъема воды из колодца, необходимо ее нагнетание в напорные трубопроводы, то водоподъемные установки усложняются. В этом случае при подаче до 2 л/с и при напорах до 100—200 м применяют плунжерные (простого действия или с дифференциальным плунжером) горизонтальные или вертикальные насосы, вихревые и винтовые насосы и как исключение (для временной подачи при напорах до 30 м) ручные поршневые и другие насосы («Красный факел», «Альвейлер»). При подаче от 2 до 10 л/с и при напорах до 100—200 м рекомендуются плунжерные, вихревые, центробежные (обычные и артезианские) насосы.

Если вода в шахтных колодцах находится на глубине большей, чем высота всасывания насосов (например, от 8 до 30 м), и поднимается до поверхности земли, то при подаче до 10 л/с можно применять центробежные насосы с водоструйным насосом на пяте всасывающей трубы (насосно-гидроэлеваторная установка), штанговые (поршневые), артезианские и погружные, вибрационные насосы, ленточные и шнуровые водоподъемники.

Если из подземных резервуаров воду необходимо подать в водопроводную сеть, то в зависимости от напора устанавливают горизонтальные и вертикальные насосы второго подъема — центробежные, вихревые, поршневые. Непосредственно в колодце помещают погружные и артезианские, штанговые (поршневые) насосы, а при соответствующих условиях — центробежные и вихревые, опуская их в колодец до отметки, обеспечивающей допустимую высоту всасывания.

Схема водозабора из скважин (трубчатых колодцев) зависит от положения динамического уровня в них по отношению к поверхности земли и от дебита колодца. Если уровень воды находится выше поверхности земли, вода может самотеком поступать или прямо в сеть, или (при недостаточном давлении) в подземный резервуар, а из него насосами подаваться в сеть.

Если динамический уровень воды расположен ниже поверхности земли, наиболее широко применяют следующее оборудование:

уровень на глубине не более 5—6 м — вихревые и центробежные, горизонтальные насосы;

уровень на глубине от 6 до 10 м — те же горизонтальные насосы или глубоководные водоподъемники: артезианские и погружные, штанговые, поршневые, центробежные насосы с водоструйными (насосо-гидроэлеваторные установки), эрлифты и вибрационные насосы;

уровень на глубине от 10 до 60 м — глубоководные водоподъемники;

уровень на глубине от 60 до 100 м — погружные или артезианские насосы с подачей воды в водонапорный бак, сеть или подземный резервуар; эрлифты с подачей воды в подземный резервуар, из которого насосы второго подъема подают воду в сеть или башню;

уровень на глубине более 100 м — глубоководные центробежные (в основном погружные) насосы.

Тип водоподъемника и двигателя во всех случаях выбирают на основе технико-экономического сравнения нескольких вариантов с учетом условий района, в котором будет расположена насосная установка.

В рассмотренных случаях водоподъема предусматривается устройство индивидуального привода у водоподъемника, установка их в каждом колодце и подача воды из колодца в резервуар, расположенный около колодца, или нагнетание через напорный трубопровод в водонапорную башню, резервуар и т. д.

При устройстве нескольких колодцев на небольшом расстоянии друг от друга водоподъемники устанавливают в каждом колодце (например, штанговые насосы), а привод к ним в простейшем случае осуществляют от общего двигателя и кривошипного механизма (групповой привод). Возможна установка отдельных эрлифтов в каждом колодце с подачей воздуха из центральной насосно-компрессорной станции (или отсосом воздуха вакуум-насосной станцией при установке всасывающих эрлифтов). При установке в колодцах гидроэлеваторов можно подавать к ним воду под напором от общей насосной станции с центробежным насосом. Иногда вода из колодцев с помощью сифонов подводится в сборный колодец, откуда водоподъемником подается в сеть и т. д.

В настоящее время в сельском хозяйстве увеличивается потребление воды для хозяйственных и питьевых целей. В связи с этим старые кустарные методы водоподъема (например, ведрами, воротом и др.) и способы транспортировки воды от места ее добычи к месту потребления в бочках или ручным способом нецелесообразны. Только широкая механизация и автоматизация водоподъема и транспортирование воды по трубам могут повысить производительность труда и снизить себестоимость воды. Поэтому при реконструкции и строительстве сельскохозяйственного водоснабжения необходимо внедрять механизацию водо-

подъема и укрупнение отдельных мелких кустарных водоподъемных устройств. Механизация и автоматизация водоподъема составляют одну из важнейших задач социалистического сельского хозяйства.

§ 2. ПРИМЕРЫ ЗАБОРА ВОДЫ ИЗ БУРОВЫХ (ТРУБЧАТЫХ) КОЛОДЦЕВ

На рисунке 96 представлен пример использования поршневого штангового насоса, который может приводиться в действие от небольшого двигателя внутреннего сгорания, ветродвигателя или электродвигателя.

На рисунке 211 показан проект насосной водопонижительной установки. Водозабор осуществляется из бурового колодца горизонтальным центробежным насосом, установленным на дне железобетонного круглого колодца, устроенного над скважиной для обеспечения допустимой высоты всасывания насоса. При значительных расходах воды такая установка может быть экономически целесообразной из-за большего к. п. д. насоса и простоты обслуживания. Вентиляционные устройства на рисунке не показаны.

На рисунке 212 приведена насосная установка с артезианским насосом АТН-10 с закрытым колесом. Подача $Q=70$ м³/ч и напор на одно колесо 7 м с учетом потерь в водоподъемной трубе. Электродвигатель с опорной станиной установлен на фундаменте, расположенном над устьем скважины. Установленный в помещении бачок 3 с водой предназначен для смачивания резиновых подшипников. В качестве водомера используется колено 4.

В перекрытии здания устроен люк для подъема агрегата при монтаже и демонтаже. Грузоподъемные устройства устанавливаются на временных треногах, в помещении, над люком. Помещение отапливается электропечью. Иногда здание делается подземным и выполняется в виде шахты круглого сечения по типу показанного на рисунке 211, но меньшей глубины. Если возможно проникновение грунтовых вод в шахту, то устанавливается дренажный насос.

На рисунке 213 показана установка насоса АТН-10-1-4 без надстройки (вариант установки по рисунку 211) с защитой двигателя (от пыли, дождя и др.) стальным колпаком и легким каркасом-вышкой для подъема и установки насоса. Этот каркас может быть съемным и обслуживать несколько таких установок. Защитный колпак при необходимости должен иметь приточно-вытяжные устройства и побуждение для воздухообмена. Для охлаждения воздуха в колпаке можно использовать поднимаемую из скважины воду, пропуская ее по специальной системе трубок.

На рисунке 214 показана установка с погружным насосом типа АП (насос 6АП-9×6) со станцией управления для пуска и остановки погружного электродвигателя и его защиты. В зависимости от местных условий и назначения верхняя часть насоса может быть выполнена во временной установке (рис. 214, а). В постоянных установках при закрытой прокладке трубопроводов верхнюю часть насосов располагают в специальном закрытом сверху колодце со станцией управления.

На рисунке 215 приведена комбинированная установка насоса типа А с центробежным насосом типа МС.

Вода из скважины забирается центробежным артезианским насосом и подается в подземный резервуар (при закрытой задвижке 3 и открытой 2) для создания необходимого противопожарного запаса воды или если резервуар наполнен водой, прямо в сеть и водонапорную башню (при закрытой задвижке 2 и открытой 3). В случае пожара задвижку 3 закрывают, а воду подают специальным противопожарным

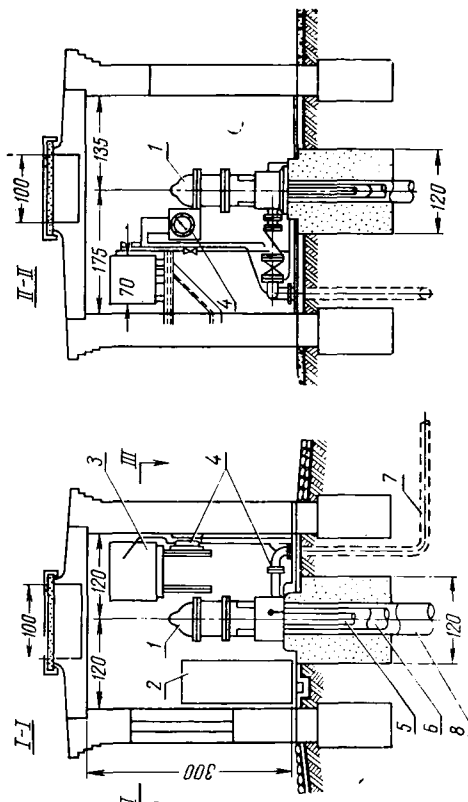


Рис. 211. Водозабор из бурового колодца при помощи горизонтального центробежного насоса:

1 — отстойник; 2 — труба бурового колодезя; 3 — обратный клапан; 4 — всасывающая труба; 5 — насос ЗК-9; 6 — напорная труба $D=200$ мм; 7 — скобы для спуска в колодезь; 8 — колодезь из железобетонных колец с водонепроницаемыми швами; 9 — гидрорезонанция; 10 — крышка люка; 11 — трубопровод над люком; 12 — дугаврат для подвешивания стальной тали; 13 — статический уровень; 14 — динамический уровень.

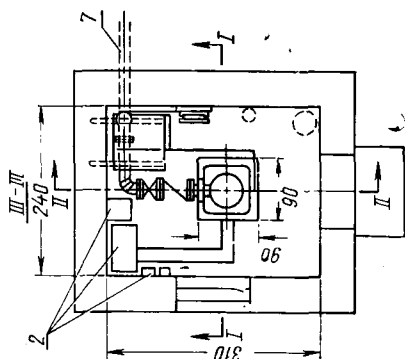


Рис. 212. Насосная установка с артезианским насосом типа АТН-10:
1 — электродвигатель; 2 — станция управления электродвигателем; 3 — колодезь; 4 — водомерное устройство — колодезь с дифференциальным манометром; 5 — вал артезианского насоса; 6 — водоподъемная труба; 7 — напорная труба; 8 — обсадная труба.

насосом 4 с забором воды из резервуара. Такая система может быть осуществлена и с другими насосами для противопожарно-хозяйственного водопровода высокого давления.

При проектировании насосных установок с артезианскими и погружными насосами необходимо руководствоваться следующими положениями:

пользоваться новейшими каталогами. Если каталог имеет давность издания более года, следует запрашивать завод-изготовитель, уточняя основные технические данные и установочные размеры;

обеспечивать заглубление насосов под динамический уровень, согласно данным заводов-изготовителей;

расчетный напор погружного или артезианского насоса можно определить по формуле:

$$H = H_m + h_d + h_{пт},$$

H_m — напор, определяемый по показанию манометра, установленного на выходном верхнем колене насоса, и приведенный к оси колеса. Этот напор равен сумме геодезической высоты подъема воды (от оси верхнего колена до уровня воды в точке подачи) и потерь напора в трубопроводе от колена до точки подачи;

h_d — расстояние между осью верхнего колена и динамическим уровнем воды в колодце;

$h_{пт}$ — потери напора в водоподъемной трубе насоса, принимаемые по данным завода. Для предварительных расчетов их можно взять из каталогов. Средняя величина этих потерь приблизительно равна 0,04—0,07 м на 1 м трубы.

В последнее время из-за простоты устройства и обслуживания, надежности в работе (нет трущихся и движущихся частей в скважине) значительное распространение получили насосно-гидроэлеваторные установки. Схемы их устройства и работы приведены на рисунках 216 и 218. Принцип действия водоструйного насоса рассмотрен ранее (см. рис. 115).

Принцип действия насосно-гидроэлеваторной установки заключается в следующем. Для увеличения высоты всасывания центробежного насоса, расположенного над скважиной, под динамическим уровнем воды в скважине устанавливается гидроэлеватор, подающий воду из скважины до отметки, с которой ее может всасывать центробежный насос. Последний (рис. 216) имеет подачу $Q_n = Q_p + Q_r$. Часть ее Q_r путем регулирования задвижкой нагнетается в водопроводную сеть или водонапорную башню, а другая часть Q_p направляется по подводящему трубопроводу к гидроэлеватору, который забирает из скважины расход Q_r и подает к центробежному насосу расход $Q_n = Q_p + Q_r$.

Существенный недостаток этих установок — низкий к. п. д.

Приведем общие расчетные зависимости для насосно-гидроэлеваторных установок по схеме рисунка 216, а.

Примем следующие обозначения (кроме указанных на рисунке):

h_p — напор рабочей воды Q_p при поступлении в гидроэлеватор, м;

h_d — напор воды в выходном сечении диффузора над динамическим уровнем, м;

$u = \frac{Q_r}{Q_p}$ — коэффициент эжекции;

η_r — к. п. д. гидроэлеватора;

η_n — к. п. д. центробежного насоса;

$\eta_{н.г.у}$ — к. п. д. насосно-гидроэлеваторной установки;

H — напор центробежного насоса;

$H_{н.п}$ — напор центробежного насоса у его напорного патрубка, измеренный манометром и приведенный к оси насоса.

На основании изложенного следует отметить:
для работы установки должно быть обеспечено условие:

$$H_1 \geq H_2 - h_b;$$

оптимальные условия работы установки будут при $H_1 = H_2 - h_b$.
Напор рабочей воды (Q_p) при входе в гидроэлеватор

$$h_p = H_{н.п} + H_2 - h_{тр},$$

где $h_{тр}$ — потери напора в подводящем к гидроэлеватору воду трубопроводе.

Напор воды на выходе из диффузора гидроэлеватора

$$h_d = H_1 + H_1 Q_n^2 A,$$

где выражение $H_1 \cdot Q_n^2 A$ представляет собой величину потерь напора на длине подъемной трубы ($l = H_1$), а A — удельное сопротивление трубы.

Пренебрегая гидравлическими сопротивлениями во всасывающей части насоса ввиду малой их относительной величины, можно написать:

$$H_2 = H_1 + h_b \quad \text{и} \quad H_{н.п} = H - h_b.$$

Далее, используя материалы исследований струйных аппаратов Всесоюзного теплотехнического института [48] и приведенные выше зависимости (рис. 216, 217), изложим кратко ход расчета гидроэлеватора. Конструктивно-расчетным путем по имеющимся материалам определяется

$$h_d = H_1 + H_1 Q_n^2 A.$$

Известно [48], что $\frac{\Delta p_p}{\Delta p_b} = \frac{p_p - p_a}{p_b - p_a}$, где p_b , p_p и p_a — давления на выходе из диффузора, рабочей воды на входе в гидроэлеватор, эжектируемой воды на входе в гидроэлеватор.

Пренебрегая давлением p_a ввиду малой ее величины для нашего случая (одинаковость эжектируемой и рабочей среды), будем иметь:

$$\frac{\Delta p_p}{\Delta p_b} = \frac{p_p}{p_b} = \frac{h_p}{h_d} = \alpha; \quad h_p = \alpha h_d;$$

$$\alpha = 1,39(1 + u)^2 - 0,91nu^2, \quad \text{а} \quad n = \frac{f_3}{f_3 - f_c},$$

где f_3 и f_c — площади сечения камеры смещения и выходного сечения сопла.

Определив напор h_p , далее из выражения $h_p = H_{шп} + H_2 - h_{тр} = H_{н.п} + H_1 + h_b - h_{тр}$ узнают необходимый напор насоса.

Напор $H_{н.п}$ должен учитывать геодезическую высоту нагнетания h_n от оси насоса до максимального уровня воды в точке подачи (выше оси центробежного насоса) плюс гидравлические сопротивления $h_{тн}$. Напор насоса следует подбирать таким, чтобы он удовлетворял двум условиям: работе гидроэлеватора и подаче воды в сеть. Подача насоса $Q_n = Q_p + Q_r$. По напору и подаче подбирают насос.

Оптимальность конструкции гидроэлеватора характеризует его к.п.д., определяемым по формуле:

$$\eta_r = u \frac{h_d}{h_p - h_d},$$

к. п. д. насосно-гидроэлеваторной установки (см. рис. 216):

$$h_{н.г.у} = \eta_n \eta_r \eta_{дв} \eta_{пер}.$$

Для упрощения расчета строят графики, что позволяет выбрать наиболее экономичное решение для данных конкретных условий. После окончания монтажа опытным путем уточняют оптимальный режим работы установки, то есть режим совместной работы обоих насосов (водоструйного и центробежного).

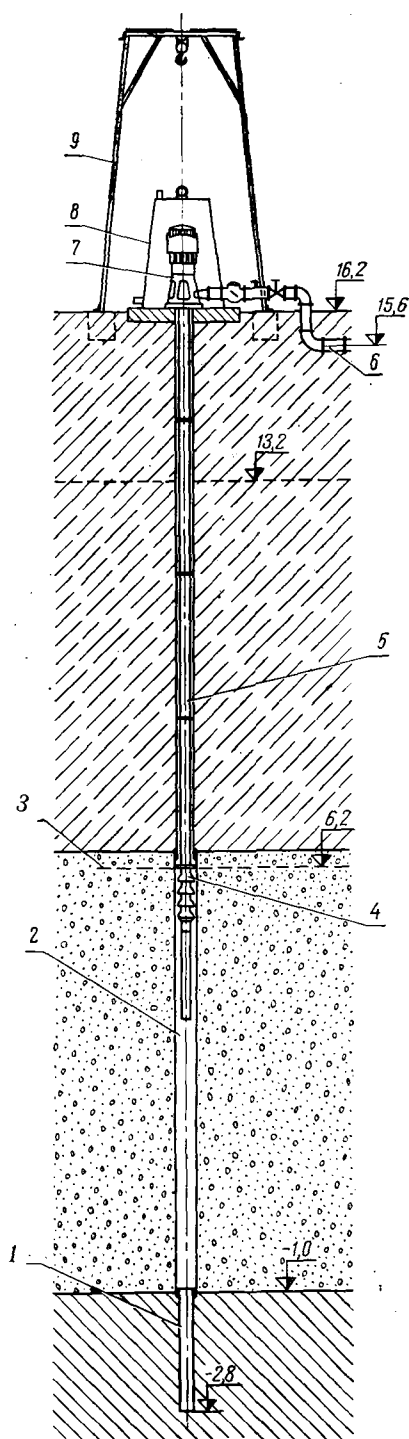


Рис. 213. Установка артезианского насоса без надстройки:

1 — отстойник; 2 — труба бурового колодца; 3 — динамический уровень; 4 — насос АТН 10-1-4; 5 — водоподъемная труба; 6 — напорная труба; 7 — вертикальный электродвигатель насоса; 8 — стальной коппак; 9 — стальной каркас-вышка.

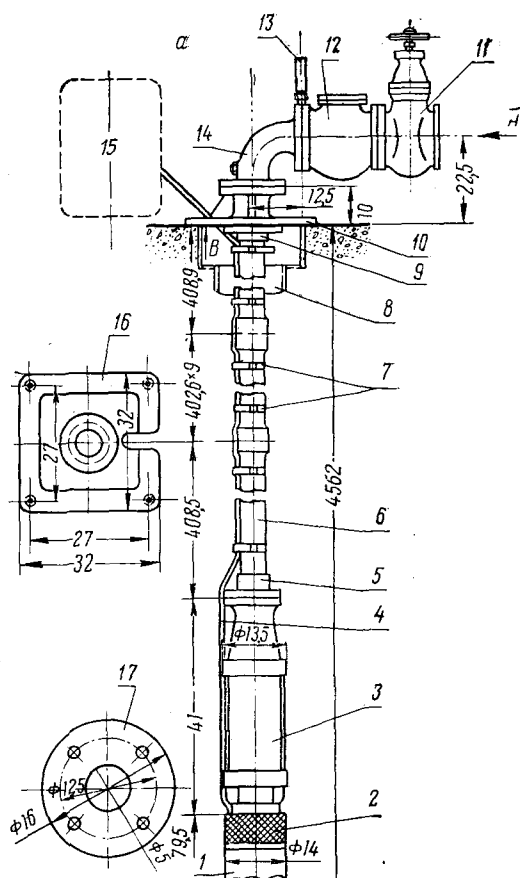


Рис. 214. Установки погружных насосов:

а — насоса 6АП-9Х6 с открытым верхним оголовком; вающаяся сетка; 3 — погружной шестиступенчатый насос; 5 — нижний фланец; 6 — водоподъемная труба; 7 — 8 — обсадная труба Ø 6" (150); 9 — верхний фланец; обратный клапан; 13 — манометр 100Х10; 14 — колено; лем; 16 — опорная плита; 17 — фланец задвижки; б — ком; 1 — насос ЭЦВ с двигателем; 2 — напорная 4 — оголовок; 5 — трехходовой кран; 6 — манометр; сборного железобетона (бетон М-150); 10 — гнездо для бетонная крышка (бетон М-200); 12 — вентиляционная 14 — динамический уровень.

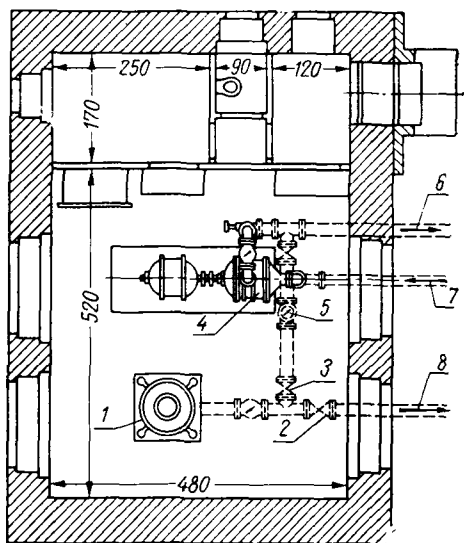
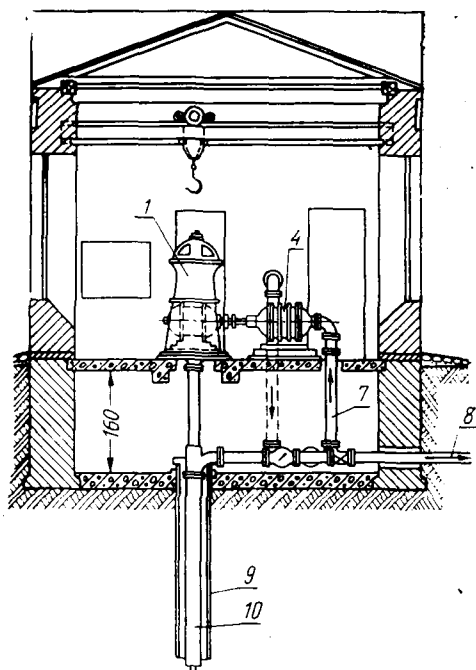
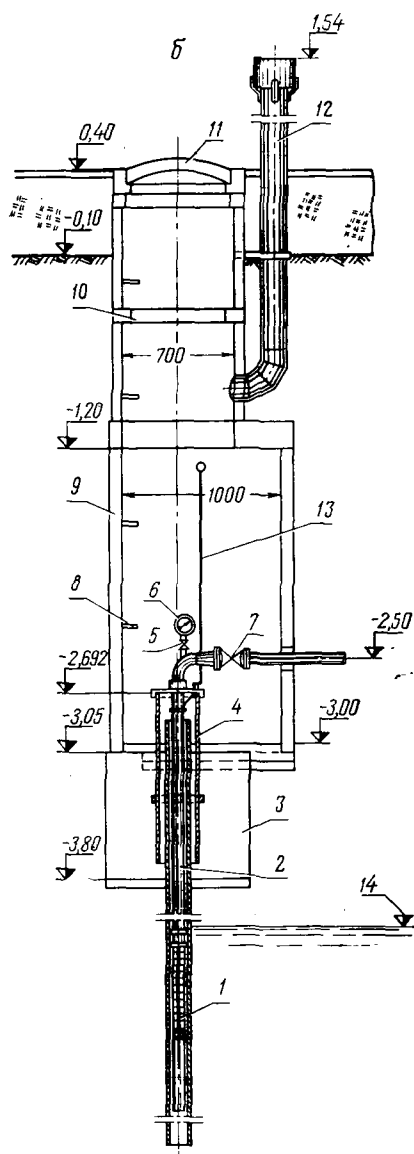


Рис. 215. Комбинированная установка артезианского насоса типа А с центробежным насосом типа МС:

1 — вертикальный электродвигатель; 2 и 3 — задвижки; 4 — противопожарный многосекционный центробежный насос (МС); 5 — водомер; 6 — напорный трубопровод в разводящую сеть или башню; 7 — подводящая труба к насосу МС из подземного резервуара; 8 — напорная труба от артезианского насоса в запасной подземный резервуар; 9 — обсадная труба; 10 — водоподъемная труба.

1 — электродвигатель МАПЗ-14; 2 — всасывающая задвижка; 3 — напорная задвижка; 4 — кабель питания электродвигателя; 5 — водомер; 6 — напорный трубопровод в разводящую сеть или башню; 7 — подводящая труба к насосу МС из подземного резервуара; 8 — напорная труба от артезианского насоса в запасной подземный резервуар; 9 — обсадная труба; 10 — водоподъемная труба; 11 — железобетонная опора; 12 — опора для кабеля; 13 — силовой кабель; 14 — фундамент (бетон М-100); 15 — станция управления электродвигателя ЭЦВ с закрытым верхним оголовком.

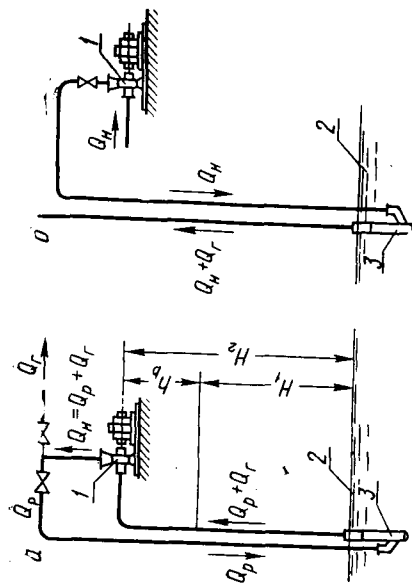
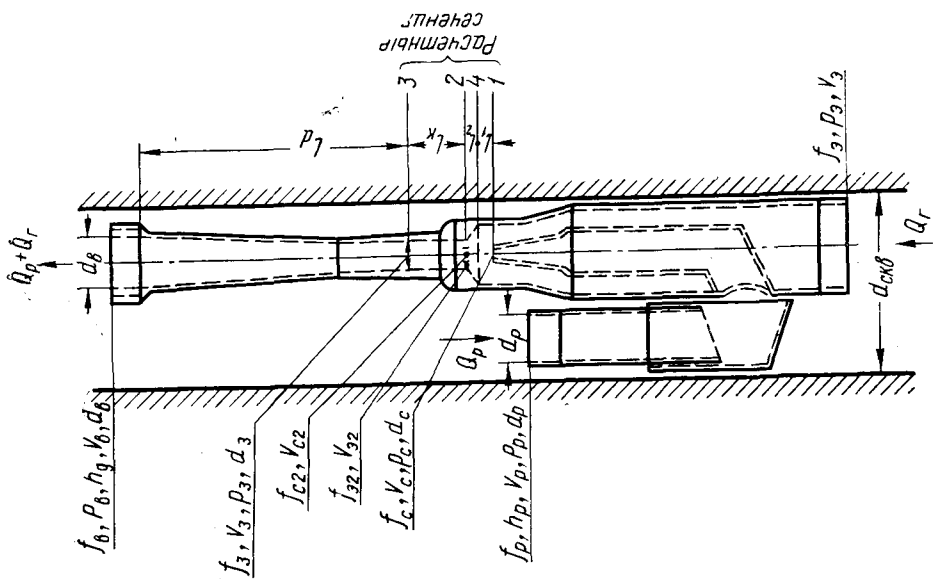


Рис. 216. Схемы насосно-гидроэлеваторных установок:

а — для подъема воды из бурового колодца и подачи в сеть или башню; б — для откачки осадка из водозабортного колодца; 1 — насос; 2 — динамический уровень воды (в схеме а) и минимальный уровень (в схеме б); Q_H — подача насоса; Q_p — расход рабочей воды; Q_r — расход, забираемый гидроэлеватором.

Рис. 217. Гидроэлеватор для насосно-гидроэлеваторных установок при водозаборе из скважин. Пунктиром показаны внутренние контуры проточной части.

С учетом изложенного может быть найден напор h_d для установки гидроэлеватора (рис. 216, б) и получен напор h_p . Такую схему установки широко применяют для удаления осадка из водозаборных камер, для водопонижения, а также удаления воды из емкостей, подземных помещений, при наличии воды под давлением (водопровод) и отсутствии напоров и энергии.

По исследованиям [48], максимальный к.п.д. гидроэлеватора 0,3 был получен при $u=1$, а в области больших и меньших значений коэффициента эжекции к.п.д. гидроэлеватора меньше.

Оптимальные отношения $(f_3/f_c)_{opt}$ и значения n в зависимости от коэффициента эжекции u приведены ниже:

u	0	1	2	3	4	5	6	10
$(f_3/f_c)_{opt}$	1,11	3,8	7,25	11,6	16,9	23,2	30,3	66,4
n	10	1,36	1,16	1,09	1,07	1,04	1,03	1,02

Приведенный выше перепад давлений и оптимальные отношения f_3/f_c приводятся при следующих коэффициентах скорости (рис. 217): $\varphi_1=0,95$ (сопла), $\varphi_2=0,975$ м/с (камера смешения), $\varphi_3=0,90$ (диффузор), $\varphi_4=0,925$ м/с (входной участок камеры смешения).

Оптимальное соотношение площади сечений

$$\left(\frac{f_3}{f_c}\right)_{opt} = 0,88 \frac{h_p}{h_d}.$$

Приближенное значение соотношения площадей этих сечений при коэффициенте эжекции $u = 1 \div 4$ $(f_3/f_c)_{opt} \approx 3,9$.

Высоконапорным гидроэлеваторам, создающим больший перепад напоров, соответствуют малое отношение f_3/f_c и меньший коэффициент эжекции и наоборот.

Одинаковое отношение f_3/f_c при различных абсолютных размерах гидроэлеваторов является признаком их подобия, если число Re рабочей жидкости, вытекающей из сопла, находится в той же автомодельной области.

На рисунке 217 приведен внешний вид гидроэлеватора, достаточно компактного, для подъема воды из скважин.

Размеры основных элементов гидроэлеватора можно определять по зависимостям, разработанным ВТИ [48].

Выходной диаметр сопла (мм):

$$d_c = 17,2 \sqrt{\frac{Q_p}{\sqrt{h_p}}},$$

где Q_p в л/с; h_p в м.

Выходное сечение сопла (м²):

$$f_c = \frac{G_p}{\varphi_1} \sqrt{\frac{W_p}{2\rho_p}},$$

где G_p — рабочий расход, кг/с;

ρ_p — рабочее давление, Па (Н/м²);

W_p — удельный объем воды, равный 0,001 м³/кг;

φ_1 — коэффициент скорости, равный 0,95.

По этой зависимости при известных данных можно определить и рабочее давление p_p в Па (Н/м²).

Имея площадь сечения сопла f_c , определяют d_c и по отношению f_3/f_c находят площадь сечения f_3 и диаметр камеры смешения $d_3 = 1,13\sqrt{f_3}$.

Диаметр свободной струи $d_4 = 1,55 (1+u) d_c$.

Расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения камеры смещения:

$$l_1 = \frac{0,37 + u}{4,4a},$$

где $a = 0,15 \div 0,18$ (по опытным данным).

Длина входного участка камеры смещения $l_2 = \frac{d_4 - d_3}{2}$.

Форма входного сечения камеры смещения рекомендуется конической (центральный угол конусности 90°).

Длина камеры смещения $l_k = (6 \div 10) d_3$.

Длина диффузора $l_d = 6 \div 7 (d_b - d_3)$ из расчета центрального угла конусности $8-10^\circ$.

На рисунке 217 приняты следующие обозначения по сечениям гидроэлеватора:

p_a, p_p, p_c, p_b — давления;

h_p, h_d — напоры;

$f_a, f_p, f_c, f_{c2}, f_{a2}, f_3, f_b$ — площади отверстий;

$v_a, v_p, v_c, v_{a2}, v_{c2}, v_3, v_b$ — скорости воды;

d_p, d_c, d_3, d_b — диаметры;

l_1, l_2, l_k, l_d — длины отдельных участков.

Диаметры труб d_p и d_b определяют из практических соображений, и, чтобы не завышать сопротивлений, скорость воды в этих сечениях принимают в пределах $1-2$ м/с.

Более подробно насосно-гидроэлеваторные установки и другие типы струйных аппаратов освещены в специальной литературе [21, 48].

На рисунке 218 приведена схема автоматизированной насосно-гидроэлеваторной установки.

В настоящее время промышленностью и мастерскими организаций водохозяйственного строительства для целей водоснабжения освоены и выпускаются водоструйные установки с глубиной водоподъема 75 м и более.

По конструкции водоструйные установки могут быть:

двухтрубные с параллельным расположением труб (рабочей и водоподъемной). Такие установки удобны для подъема воды из шахтных колодцев (рис. 216, 218);

двухтрубные с расположением водоподъемной трубы в центре рабочей (подающей рабочую воду);

однотрубные, у которых обсадная труба скважины используется для подачи воды к гидроэлеватору, а в скважине устанавливается одна водоподъемная труба. Эти установки менее металлоемки и наиболее перспективны.

В водоструйных установках используются обычные серийные центробежные насосы, а в установках с глубиной подъема более 50 м — специальные двухпоточные центробежные насосы с промежуточным отбором воды.

До последнего времени в практике подъема воды из скважин широко применяют воздушные водоподъемники — эрлифты. Они поднимают воду до уровня земли, а далее насосы 2-го подъема подают ее в необходимую точку. Как правило, компрессоры устанавливают в одном здании с насосами второго подъема — насосно-компрессорных станциях.

Одним из основных элементов установки с эрлифтом является компрессор. Он представляет собой тепловую машину, работающую по так называемому обратному циклу, при котором на индикаторной диаграмме линия сжатия расположена над линией расширения. При работе компрессора расходуется механическая энергия, превращаемая

в теплоту, вследствие чего и повышается давление воздуха. На рисунке 219 изображена схема одноступенчатого компрессора простого действия. При движении поршня f слева направо происходит всасывание воздуха через клапан a в цилиндр компрессора. При обратном движении поршня (справа налево) клапан a закрывается, а засосанный в цилиндр воздух сжимается поршнем. Когда давление воздуха станет равным давлению воздуха в воздухопроводе c , нагнетательный клапан b

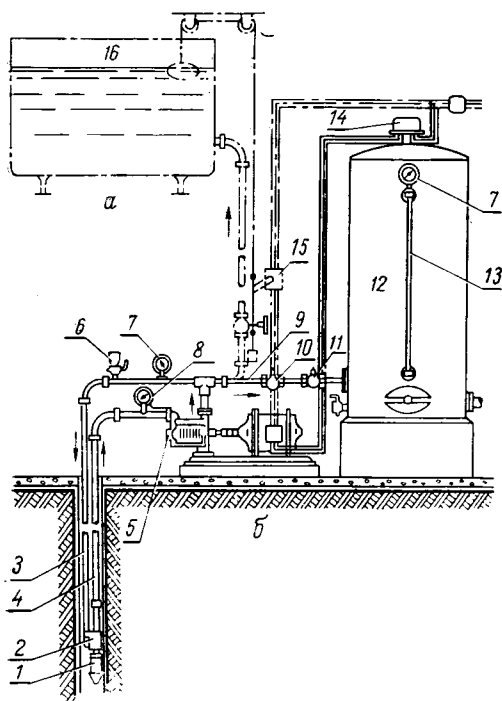


Рис. 218. Схема автоматизированных насосно-гидролеваторных установок:

a — с напорным баком; b — с пневматическим баком; 1 — всасывающий клапан; 2 — гидролеватор; 3 — трубопровод, подводящий к гидролеватору рабочую воду; 4 — водоподъемная труба; 5 — центробежный насос; 6 — воронка; 7 — манометр; 8 — вакуумметр; 9 — напорный трубопровод; 10 — дроссельный клапан; 11 — обратный клапан; 12 — пневматический бак; 13 — водомерное стекло; 14 — реле давления; 15 — магнитный пускатель; 16 — напорный бак.

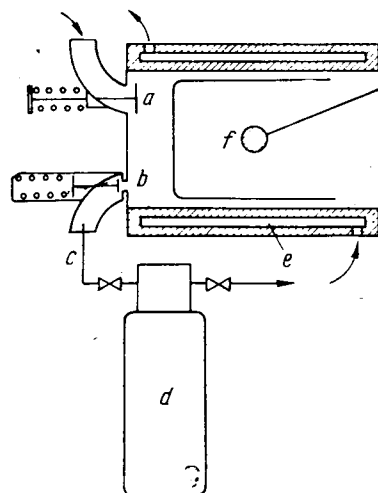


Рис. 219. Схема одноступенчатого компрессора.

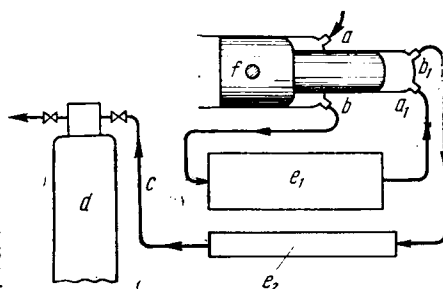


Рис. 220. Схема компрессора со ступенчатым (дифференциальным) плунжером.

открывается, и сжатый воздух входит через трубопровод c в резервуар d , из которого он направляется в сеть. В дальнейшем процесс повторяется. Цилиндр охлаждается водой, поступающей в его рубашку e . При конечных давлениях свыше 0,6—0,8 МПа (6—8 ат) сжатие воздуха происходит в цилиндре несколько раз, в зависимости от величины конечного давления.

На рисунке 220 изображен компрессор со ступенчатым (дифференциальным) поршнем f . Воздух засасывается в первую ступень через клапан a при движении поршня справа налево. В это время во вторую ступень через клапан a_1 поступает воздух из первого холодильника e_1 . При обратном ходе поршня (слева направо) из первой ступени происходит нагнетание воздуха через клапан b в первый холодильник, а во второй ступени через клапан b_1 — нагнетание воздуха во второй холодильник e_2 (этого холодильника часто нет, так как воздушные резервуары d обычно устанавливают вне здания компрессорной станции). Из

второго холодильника воздух через трубопровод *c* поступает в резервуар *d*, а затем в сеть.

В последнее время подобные компрессоры у нас заменяются двухцилиндровыми вертикальными компрессорами.

В первом цилиндре низкого сжатия происходит попеременное всасывание воздуха и сжатие его до определенного давления, а во втором — попеременное всасывание воздуха из промежуточного холодильника и нагнетание через воздушный резервуар в сеть.

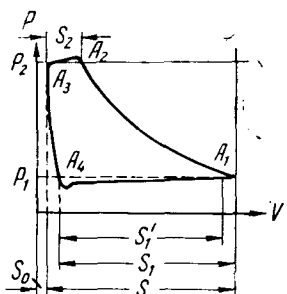


Рис. 221. Индикаторная диаграмма компрессора:

A_4A_1 — всасывание воздуха;
 A_1A_2 — сжатие воздуха;
 A_2A_3 — выпуск воздуха из компрессора; A_3A_4 — расширение оставшегося во вредном пространстве воздуха.

Промежуточные холодильники устраивают для повышения экономичности теплового процесса (понижается конечная температура процесса сжатия), а также для подачи холодного воздуха. Одноступенчатый компрессор двойного действия по принципу работы напоминает поршневой насос двойного действия. В цилиндре по одну сторону поршня происходит всасывание, а по другую — нагнетание воздуха. В таких компрессорах промежуточного холодильника нет, а охлаждение происходит, как у компрессора, показанного на рисунке 219.

Быстроходные вертикальные одноступенчатые компрессоры представляют собой сдвоенные компрессоры одинарного действия.

На рисунке 221 представлена индикаторная диаграмма компрессора.

Объем воздуха, засасываемого компрессором при атмосферном давлении в минуту, определяется по формуле:

$$V_k = \lambda_0 i F S n, \quad (158)$$

где λ_0 — объемный к.п.д. компрессора;

i — число действий;

F — площадь поршня, m^2 ;

S — ход поршня, m ;

n — частота вращения (число двойных ходов поршня в минуту).

Объемный к.п.д., определяемый по формуле:

$$\lambda_0 = \frac{S_1}{S}, \quad (159)$$

что следует из рисунка 221.

Если обозначить $\epsilon_0 = \frac{S_0}{S}$, где S_0 — вредное пространство ($\epsilon_0 = 0,03$ до $0,05$, в зависимости от конструкции), то

$$\lambda_0 = \frac{S_1}{S} = 1 - \epsilon_0 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (160)$$

где p_2 — конечное давление;

p_1 — начальное давление;

m — показатель кривой сжатия A_1A_2 ; обычно m — показатель политропы, изменяется в пределах $1,3—1,4$.

Компрессор, как и поршневой насос, при изменении частоты вращения меняет подачу.

$$\frac{V'_k}{V_k} = \frac{\lambda'_0}{\lambda_0} = \frac{n'}{n}. \quad (161)$$

Если при изменении частоты вращения давление остается постоянным, то

$$\frac{V'_k}{V_k} = \frac{n'}{n}. \quad (162)$$

Частоту вращения можно изменять в сторону уменьшения, но не увеличения.

При изменении давления у компрессора, если $n'=n$, следует учитывать и изменение подачи согласно уравнению:

$$\frac{V'_k}{V_k} = \frac{\lambda'_0}{\lambda_0}. \quad (163)$$

Наименьшая работа, затрачиваемая компрессором на сжатие воздуха, будет наблюдаться при изотермическом процессе сжатия, который является идеальным процессом для компрессора, так как в этом случае не происходит нагревания воздуха. Ввиду этого вводят изотермический коэффициент полезного действия компрессора η_{is} . Он показывает отклонение действительного процесса сжатия воздуха в компрессоре от идеального изотермического:

$$\eta_{is} = \frac{N_{is}}{N_i}, \quad (164)$$

где N_{is} — изотермическая, а N_i — индикаторная мощность компрессора.

Индикаторная мощность, кВт, определяется по формуле:

$$N_i = \frac{iFSnp_i}{60 \cdot 10^3}, \quad (165)$$

где i — число действий компрессора;

p_i — среднее индикаторное давление, Па.

Механический коэффициент полезного действия $\eta_{мех}$ характеризует механические потери в компрессоре и выражается следующим уравнением:

$$\eta_{мех} = \frac{N_i}{N}, \quad (166)$$

где N — мощность, потребляемая компрессором (на валу).

Обычно в хороших машинах $\eta_{мех} = 0,8 \div 0,9$. Следовательно, к.п.д. компрессора

$$\eta_k = \eta_{is} \eta_{мех} = \frac{N_{is}}{N_i} \frac{N_i}{N}. \quad (167)$$

Коэффициент полезного действия компрессора η_k обычно бывает равен примерно 0,6—0,7.

Для предварительного определения мощности компрессора можно пользоваться графиком удельной мощности (мощности, затрачиваемой компрессором на сжатие 1 м³ воздуха в час), изображенным на рисунке 222. В этом случае мощность одноступенчатого компрессора можно определить по формуле:

$$N = aN_{уд}V_{к.ч}. \quad (168)$$

Величина a включает поправку на механический и объемный коэффициенты полезного действия компрессора ($\eta_{об} > \lambda_0$). Объемный к.п.д. $\eta_{об}$ дополнительно учитывает потери при всасывании и нагнетании; в среднем можно принимать $a = 1,4$.

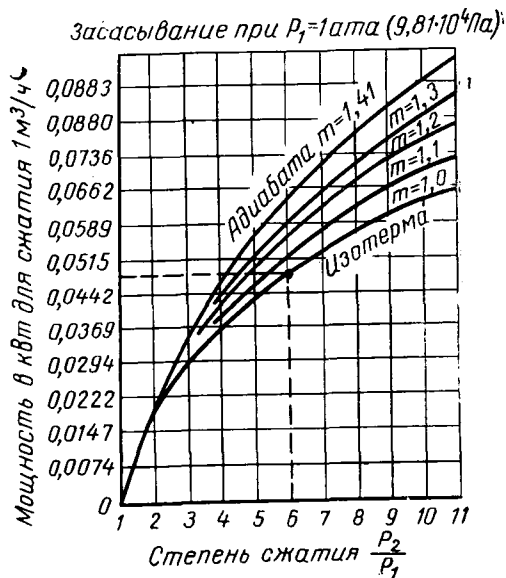


Рис. 222. График удельной мощности компрессора.

Показатель политропы m следует принимать $m=1,3$. При двухступенчатом сжатии воздуха потребную мощность компрессора можно определить по формуле:

$$N = 1,4 N_{уд.1s} V_{к.ч}, \quad (169)$$

где $N_{уд.1s}$ — берется из графика (рис. 222), что соответствует случаю изотермического сжатия воздуха.

Пример. $V_{к.ч}=156 \text{ м}^3/\text{ч}$, конечное давление компрессора 4,6 ати ($4,51 \cdot 10^5 \text{ Па}$); или 5,6 ати ($5,49 \cdot 10^5 \text{ Па}$). Компрессор одноступенчатый. Степень сжатия $\frac{P_2}{P_1} = \frac{5,6}{1} = 5,6$.

При показателе политропы $m=1,3$ находим по графику (рис. 222) $N_{уд}=0,0574 \text{ кВт}/\text{м}^3/\text{ч}$. Если принять $a=1,4$, то $N=1,4 \cdot 0,0574 \cdot 156=12,5 \text{ кВт}$. Мощность двигателя для компрессора выбирают, исходя из условия, что $N_{дв}=1,2$, $N_k \approx 1,2 \cdot 12,5=15 \text{ кВт}$.

Для составления проекта эрлифта необходимо иметь геологические и гидрогеологические материалы местности и данные по пробным откачкам из скважины.

При работе эрлифта, пользуясь приведенными ниже формулами, определяют следующие величины:

удельный расход воздуха

$$q = \frac{\dot{h}_r}{23 \eta_{эрл} \lg \left(\frac{h_1 + 10}{10} \right)};$$

расход воздуха ($\text{м}^3/\text{мин}$) $V_1 = \frac{Qq}{60}$, если Q в $\text{м}^3/\text{ч}$;

пусковое давление компрессора, ати ($9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$)

$$p_{\text{пуск}} = 0,1 [(h_1)_{\text{ст}} + \Delta h];$$

подачу компрессора

$$V_k \approx 1,2 V_1;$$

рабочее давление компрессора, ати ($9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$)

$$p_2 = p_{\text{раб}} = 0,1 (h_1 + \Delta h).$$

После этого выбирают компрессор и двигатель, а далее составляют проект компрессорной станции и устройств скважины.

Остается довольно неопределенным вопрос о выборе процента погружения труб или коэффициента погружения k . Чтобы решить его, составляют варианты для различного случая погружения труб и в результате их сравнения принимают окончательное решение. Фактором, который окончательно определяет выбор варианта, служит к.п.д. всей установки:

$$\eta_{эрл.уст} = \frac{9,81 Q h_r}{N_0}, \quad (170)$$

где Q — подача, $\text{м}^3/\text{с}$;

ρ — плотность воды, равная $1000 \text{ кг}/\text{м}^3$;

N_0 — энергия, подводимая к двигателю компрессора, кВт.

С другой стороны

$$\eta_{эрл.уст} = \eta_{эрл} \eta_{возд} \eta_k \eta_{пер} \eta_{дв}, \quad (171)$$

где $\eta_{возд}$ — к.п.д. воздухопровода от компрессора до башмака;

η_k — к.п.д. компрессора;

$\eta_{пер}$ — к.п.д. передачи от двигателя к компрессору;

$\eta_{дв}$ — к.п.д. двигателя (обычно электродвигателя).

Из формулы 171 можно видеть, что на общий коэффициент полезного действия влияет не только $\eta_{эрл}$, но и $\eta_{дв}$, η_k и пр.

Коэффициент полезного действия установки $\eta_{\text{эрл.уст}}$ обычно невелик и колеблется в пределах 0,15—0,3. На рисунке 223 приведена схема эрлифта и насосно-компрессорной станции. Диаметр воздушных труб определяют из условия, что скорость воздуха в них равна от 3 до 9 м/с.

Объем воздушного резервуара (ресивера) определяется для компрессоров подачей $V_K < 30 \text{ м}^3/\text{мин}$ по формуле:

$$V_{\text{рез}} = 2 \sqrt{V_K},$$

где V_K , $\text{м}^3/\text{мин}$.

При устройстве нескольких скважин сжатый воздух можно подавать из одной компрессорной станции, которая в этом случае будет групповой, объединенной с насосной станцией II подъема.

К недостаткам эрлифта следует отнести: малый к.п.д. (в среднем 0,25) по сравнению с другими насосами, например поршневым и цент-

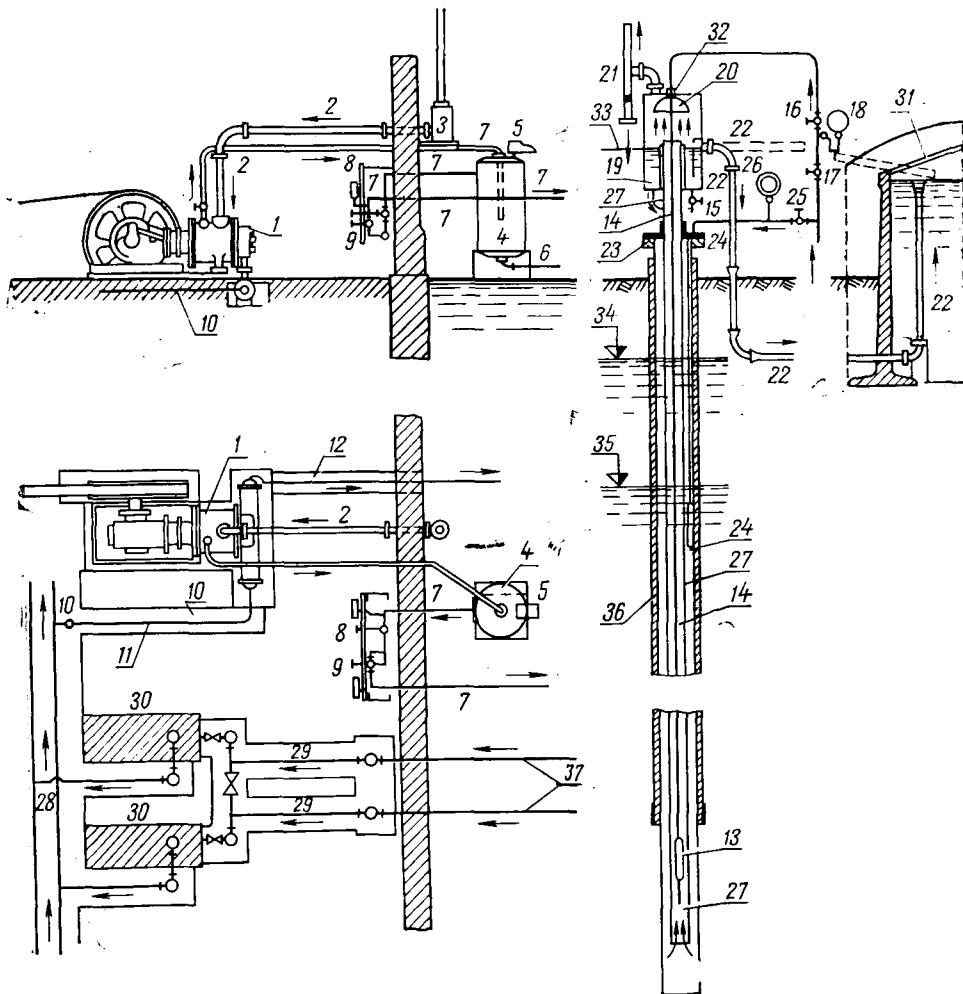


Рис. 223. Схема эрлифта и насосно-компрессорной станции:

1 — компрессор; 2 — воздушные всасывающие трубы (скорость воздуха в них от 3 до 9 м/с); 3 — фильтр для воздуха; 4 — ресивер (воздушный резервуар); 5 — предохранительный клапан; 6 — кран для спуска масла и воды; 7 — воздухопроводы; 8 — шит управления; 9 — холодильный вентиль; 10, 11 — труба, подводящая напорную воду для охлаждения компрессора и холодильника; 12 — труба отвода отработанной воды из компрессора; 13 — башмак (форсунка); 14 — воздушная труба (центральное расположение); 15 — кран для спуска воды из приемного бака; 16 — запорный кран для воздуха; 17 — регулирующий кран; 18 — манометр; 19 — приемный бак; 20 — отражатель; 21 — труба для отработанного воздуха; 22 — водоотводная труба; 23 — опорный фланец; 24 — пневматический указатель уровня воды в скважине; 25 — кран пневматического указателя уровня; 26 — манометр; 27 — водоподъемные трубы; 28 — напорные трубы, подающие воду в сеть; 29 — всасывающие трубы насосов из подземного резервуара; 30 — насосы второго подъема; 31 — подземный резервуар; 32 — опорный фланец воздушной трубы; 33 — уровень излива; 34 и 35 — статический и динамический уровни воды; 36 — обсадная труба; 37 — всасывающие трубы к насосам из резервуара.

робежным; необходимость установки подземного резервуара и насосов II подъема при расположении скважины не на месте потребления воды; необходимость дополнительного заглубления скважины по сравнению с глубиной скважины при применении поршневых или центробежных насосов.

К достоинствам эрлифта относятся: простота устройства; отсутствие движущихся частей в скважине; возможность добывания воды с большой глубины; легкий подъем воды из нескольких скважин (это значительное преимущество перед устройством громоздкого и тяжелого механического группового привода); бесперебойность водоснабжения, в качестве резерва достаточно установить дополнительный компрессор, тогда как при поршневых насосах необходима резервная скважина и насос; возможность работы при искривлении скважины; возможность эксплуатации скважины, содержащей воду с песком; большие удобства при периодическом или временном водоснабжении в случае применения передвижных компрессорных установок.

Глава IX. ОРОСИТЕЛЬНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ С ВОДОЗАБОРОМ ИЗ ОТКРЫТЫХ ВОДОИСТОЧНИКОВ

§ 1. МАТЕРИАЛЫ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ СОСТАВЛЕНИЯ ПРОЕКТА, И ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Согласно утвержденным положениям о проектно-изыскательских работах, установлены три стадии проектирования: проектное задание, технический проект и рабочие чертежи.

Для сложных и ответственных сооружений прорабатываются все три стадии, причем последующая стадия разрабатывается после утверждения предыдущей. Для менее сложных сооружений применяется двухстадийное проектирование (проектное задание и рабочие чертежи), а для мелких сооружений, особенно при наличии типовых проектов, часто ограничиваются одной стадией — привязкой типового проекта к местным условиям. При проектировании для правильного выбора расчетных норм необходимо учитывать класс сооружения, который для мелиоративных насосных станций определяется в соответствии с таблицей № 1 СНиП II-И.3-62. (Сооружения мелиоративных систем. Нормы проектирования), а для насосных станций водоснабжения — по СНиП II-Г.3-62. (Водоснабжение. Нормы проектирования). Проект составляют на основании технического задания на проектирование и изыскательских материалов, освещающих с необходимой подробностью естественноисторические и другие условия места расположения сооружений гидротехнического узла машинного водоподъема.

Техническое задание для составления проекта насосной станции должно содержать следующие основные материалы:

график водопотребления (изменение потребности в воде во времени) для нормальных условий ее работы. При этом должны быть указаны: коэффициент необходимой форсировки подачи, а также допустимость и длительность периода перерыва водоподдачи или частичного ее снижения;

наименование водоемистика и его характеристика;

материалы изысканий по естественноисторическим и местным условиям места сооружения насосной станции;

данные по отводящему (машинному) каналу — поперечное сечение, уровни воды, уклоны, скорости, крепление откосов и дна и др.

Насосная станция с прилегающими к ней сооружениями является головным сооружением магистрального оросительного канала. Ввиду этого изыскания и исследования для разработки проектного задания и технического проекта насосной станции составляют лишь некоторую часть общих изысканий и исследований при разработке проектов орошения земель.

Топографические материалы для проектного задания при водозаборе из реки: план долины реки с горизонталями в масштабе 1:25 000—1:50 000 и продольный профиль реки. Для равнинной части реки при масштабе 1:25 000 горизонтали проводят через 2 м, а при масштабе 1:50 000 — через 5 м. В горной местности горизонтали наносят через 5—10 м — для масштаба 1:25 000 и через 20—40 м — для масштаба 1:50 000.

План места, где проектируются водозаборное сооружение, насосная станция, напорные трубопроводы, головная часть магистрального канала, представляется в масштабе от 1:5000 до 1:2000; с горизонталями — соответственно через 1—0,5 м, в зависимости от масштаба.

Гидрометрические изыскания проводят для того, чтобы выяснить характер питания реки и получить данные, характеризующие жидкий и твердый сток. В результате изысканий составляют: графики колебаний уровней, расходов жидкого и твердого стока источника водоснабжения для различных периодов наблюдений; характеристику источника водоснабжения (живые сечения в местах водозабора, устойчивость и изменяемость русла).

Геологические изыскания дают план геологической и гидрогеологической маршрутной съемки реки примерно в масштабе 1:100 000. В местах намечаемых сооружений необходимо иметь материалы разведочного бурения или шурфов с данными по откачке воды и фильтрационным свойствам грунтов, сведения о химическом составе грунтовых вод и о физико-механических свойствах грунта, а также материалы полевых и лабораторных исследований.

Необходимо иметь данные по сейсмологической характеристике района.

Для составления проектного задания надо также знать о местных строительных материалах (местоположение, количество, качество), об энергообеспеченности района и планах развития энергоснабжения, о наличии и развитии предприятий стройиндустрии, о наличии транспорта, жилья, строительно-монтажных организаций и др.

Все материалы изысканий должны быть представлены в виде пояснительной записки, карт, планшетов, планов, разрезов и пр. При расположении насосной станции на канале материалы изысканий в основном те же, что и для береговой (речной) насосной станции; только данные по гидрологии источника водоснабжения реки должны быть заменены данными по режиму канала — источника водоснабжения. При заборе воды из водохранилища материалы для проекта обычно те же, что и в предыдущих случаях; добавляются лишь соответствующие данные по водохранилищу и плотине.

Когда есть перечисленные материалы, приступают к составлению проекта. Проектирование следует вести, соблюдая не только специальные нормы (по расчету конструкций, размещению оборудования, гидравлическим и гидротехническим расчетам и др.), но и единую модульную систему (ЕМС) и СНиП для промышленных сооружений.

Следует максимально применять типовые проекты насосных станций и отдельных элементов конструкций и узлов, а также опыт проектирования, строительства, эксплуатации и результаты наблюдений и исследований.

При проектировании необходимо: 1) выбрать схему гидроузла механического водоподъема (см. гл. VI) для оросительных систем, число и тип насосов; 2) по режиму водоисточника и выбранному типу насоса (см. гл. VII) установить конструктивный тип здания насосной станции; 3) выбрать вид энергии и двигателя для насосов; 4) запроектировать водозаборное устройство; 5) составить проект устройств, подводящих воду к зданию насосной станции, проект расположения гидромеханического и энергетического оборудования насосной станции, строительный проект здания насосной станции и примыкающих к нему сооружений и проект напорного трубопровода; 6) запроектировать водовыпуск и соединение его с машинным каналом; 7) составить проект организации и производства работ и монтажа оборудования, смету на строительно-монтажные работы и паспорт насосной станции и определить технико-экономические показатели.

На стадии проектного задания обычно разрабатывают генеральный план гидроузла, на который наносят: насосную станцию и все сооружения узла в масштабе 1:2000—1:5000; общие виды насосной станции (в плане и разрезах), где показывают главные насосы и двигатели; вспомогательное оборудование, главные трубопроводы, в масштабе 1:100—1:200, водозаборные устройства и устройства, подводящие воду к насосной станции, напорные трубопроводы, водовыпускные устройства.

Если в проектном задании рассматривается несколько вариантов проекта насосной станции и сооружений, то упомянутые чертежи составляют для каждого варианта. При этом план местности может быть один, но на нем должны быть показаны различные варианты в условных обозначениях.

Пояснительная записка должна содержать технико-экономические обоснования выбора оборудования, схемы компоновки узла сооружений, конструкции здания насосной станции и отдельных элементов гидроузлов.

Состав пояснительной записки

1. Назначение станции, описание конструкций и обоснование выбора общей компоновки узла и места его расположения.
2. Проектные материалы предварительных изысканий.
3. Нормы, принятые при проектировании.
4. Выбор вида энергии.
5. Выбор типа насосов и двигателей, числа агрегатов.
6. Выбор типа и конструкции насосной станции.
7. Выбор гидромеханического, энергетического и вспомогательного оборудования насосной станции.
8. Выбор материала стенок, числа напорных трубопроводов и конструкции их опор, определение экономического диаметра трубопровода.
9. Выбор и обоснование конструкций элементов сооружений и гидроузла (водозаборные сооружения, устройства, подводящие воду к насосной станции, водовыпускные сооружения).
10. Технико-экономическое обоснование места расположения насосной станции.
11. Проверка устойчивости сооружений и насосной станции, гидротехнический расчет.
12. Гидравлические расчеты и определение полного напора насоса.
13. Спецификация оборудования.
14. Технико-экономические показатели: капиталовложения на 1 кВт установленной мощности насосной станции и на 1 га орошаемой площади, эксплуатационные расходы (определение себестоимости 1 м³ поднятой воды и орошения 1 га земли).
15. Производство работ и сроки их выполнения, смета по укрупненным измерителям.
16. Программы изысканий, исследований; план и смета на разработку технического проекта.

Если есть утвержденные типовые проекты (для небольших насосных станций), составление проектного задания значительно упрощается. В этом случае оно заключается в выборе и обосновании принятых в проектном задании различных вариантов насосной станции и сооружений узла по типовым проектам.

Технический проект состоит из тех же частей, что и проектное задание, но более подробно разработанных для принятого варианта строительства по ранее утвержденному проектному заданию с соответствующим уточнением исследовательско-изыскательских материалов. Кроме того, составляют смету.

Далее составляются рабочие чертежи, по которым ведется строительство сооружений и монтаж оборудования. В рабочих чертежах обязательно дают привязку сооружений к опорным пунктам на местности, чтобы обеспечить правильный вынос в натуру сооружений при строительстве.

Вопросы технико-экономических расчетов и показателей по насосным станциям рассмотрены в главе XII.

§ 2. РАСЧЕТНЫЙ НАПОР НАСОСА

Расчетным напором насоса (m) принято называть средний напор, определяемый из условия равенства работы, затрачиваемой на подъем воды при этом напоре, и работы, необходимой для подъема воды при переменных условиях:

$$\gamma H_{cp} \Sigma (Qt) = \gamma \Sigma (QHt),$$

откуда

$$H_{cp} = \frac{\Sigma (QHt)}{\Sigma (Qt)}. \quad (172)$$

Этот способ определения среднего напора, отвечающий условию средней удельной работы насосной станции, следует считать наиболее правильным.

Иногда напор насоса (m) определяют как средний напор из графика $H=f(t)$:

$$H_{cp} = \frac{\Sigma (Ht)}{\Sigma t}. \quad (173)$$

При малых значениях гидравлических сопротивлений ($h_t < 0,1 H_{cp}$) вычисляют $H_{г. cp}$, а затем определяют

$$H_{cp} = H_{г. cp} + h_t. \quad (174)$$

$H_{г. cp}$ (m) определяют по формуле 172, а при малом колебании уровней воды в водоисточнике (до 2 м) как среднюю величину:

$$H_{г. cp} = \frac{H_{г. max} + H_{г. min}}{2}. \quad (175)$$

Для определения среднего напора H_{cp} пользуются графиками колебания уровней воды среднего (по обеспеченности) года в водоисточнике и в машинном канале, разность отметок которых по соответственным периодам представляет собой $H_{г.}$

Кроме H_{cp} , необходимо знать:

соответствующие среднему году $H_{min} < H_{cp}$ и $H_{max} > H_{cp}$;

соответствующие маловодному году с нормативной (для класса данного сооружения) обеспеченностью, а также многоводному году H_{max} , H_{cp} , H_{min} .

Напор H_{cp} необходим для установления среднего эксплуатационного режима и предварительного выбора насоса; H_{max} и H_{min} нужны для установления соответствия технической характеристики выбранного насосного агрегата граничным условиям работы — достаточность мощности двигателя, сохранение экономического к. п. д. и кавитационной устойчивости.

Для удобства выбора расчетного напора и проверки режима агрегатов, а также для всех дальнейших расчетов (водно-энергетического и др.) строят совмещенный график водоподачи, на который наносят уровни воды верхнего и нижнего бьефов.

§ 3. ВЫБОР ЧИСЛА НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Число агрегатов должно обеспечивать полное покрытие графика водоподачи и наиболее эффективную работу насосных установок, то есть минимум стоимости 1 м³ или 1 тм поднимаемой воды.

При выборе числа агрегатов для насосных станций малой и средней подачи в первую очередь необходимо ориентироваться на стандартные насосы, освоенные промышленностью. При определении числа насосов иногда перестраивают график водоподачи, располагая расходы

по убывающим ступеням (рис. 224), что не обязательно, и вводя обозначения x_1, x_2, x_3 , представляющие собой отношение расходов Q_1, Q_2, Q_3 к наименьшему q (рис. 224).

Пусть $Q_1 = x_1 q, Q_2 = x_2 q, Q_3 = x_3 q$, где Q — секундные расходы. При $x_1 = 3$ и $x_2 = 2$ можно принять три одинаковых насоса с подачей q каждый. При этом достигается полное покрытие графика. При $x_1 = 2, x_2 = 1,5$, выбирая два насоса с подачей q , получаем полную обеспеченность водой оросительной системы в периоды t_1 и t_3 . В период t_2 работа насосной станции возможна при двух различных насосах с подачей q и $\frac{q}{2}$ или при двух одинаковых насосах с подачей каждый q при условии, что один из насосов работает половину времени t_2 . Это возможно в двух случаях: при устройстве водохранилища в головной части магистрального канала; при использовании запасной емкости магистрального канала.

Решить вопрос о том, принимать ли два одинаковых рабочих агрегата подачи q каждый или три, из которых два имеют одинаковую подачу q , а третий $\frac{q}{2}$, можно только на основании технико-

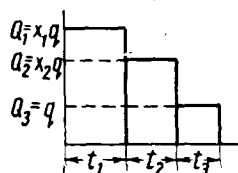


Рис. 224. График водоподдачи оросительной насосной станции, перестроенный по убывающим ступеням подачи.

экономических сравнений этих вариантов. В практике для упрощения эксплуатации насосной станции стремятся принять одинаковые насосы с равной подачей, так как это обеспечивает легкую взаимозаменяемость агрегатов и их деталей, упрощает их обслуживание и ремонт. Учитывая необходимость форсировки расхода (обычно до 15%) и возможности выхода из строя одного из рабочих агрегатов, устанавливают резервный агрегат, имеющий подачу рабочего.

Иногда при выборе числа насосных агрегатов за расчетный расход станции принимают максимальный форсированный расход из графика водоподдачи. В этом случае $Q_n = \frac{Q_{\max \text{ ис}}^{\phi}}{a}$, где a — число агрегатов с оди-

наковой подачей. Такое решение, когда нет резервного агрегата, принимают в том случае, если условия сельского хозяйства допускают временное уменьшение подачи воды насосной станцией.

Недостаток этого способа определения подачи агрегатов состоит в том, что станция все время подает форсированный расход.

Для подачи форсированного расхода в некоторых случаях ставят один резервный агрегат меньшей подачи, чем остальные агрегаты.

Если $x_1 = x_2$, то на насосной станции рациональнее установить два одинаковых агрегата подачи $\frac{q}{2}$ каждый. При отсутствии резерва это

дает возможность в случае аварии одного из агрегатов давать хотя бы некоторый период уменьшенную подачу воды в оросительную систему. При одном же насосе подачей q в случае его аварии полностью прекращается водоподдача.

Из приведенного следует, что график водоподдачи должен быть равноступенчатым, чтобы по нему было легче подобрать насосы по возможности одинаковой подачи.

Варианты равноступенчатых графиков водоподдачи с различным количеством ступеней (за счет допустимых изменений сроков поливов и др.) часто разрабатывают при технико-экономическом обосновании числа агрегатов.

При каскадном (зональном) расположении насосных станций колебание уровней воды у станции первого подъема и отбор (частичный) воды у зональных (верхних) станций осложняют выбор типа, числа

и подачи агрегатов и затрудняют увязку совместной работы насосных станций.

Решение этой задачи встречает меньше затруднений при установке насосов марки ОП или диагональных, позволяющих регулировать их работу поворотом лопастей рабочего колеса.

При установке центробежных насосов эта задача может быть решена одним из следующих путей:

расчетом совместной работы насосов и каналов путем аккумулярования расходов в каналах и искусственных бассейнах;

регулированием работы насосов (см. гл. VII);

установкой более мелких насосов («довесков»).

В насосных станциях крупной и средней подачи выбор числа насосных агрегатов усложняется, особенно при использовании нестандартных или не освоенных промышленностью насосов, что связано иногда с затратами на их освоение и отдалением сроков поставки. Но это не должно являться препятствием к внедрению нового, более эффективного оборудования.

С некоторым увеличением числа агрегатов надежность работы станции повышается.

Число и подачу насосов выбирают на основании разработки и сравнения ряда вариантов. При выборе наивыгоднейшего варианта определяющим критерием могут служить минимум издержек и капитальных затрат, срок окупаемости. Важную роль играет и техническое совершенство насосного агрегата: надежность в эксплуатации (см. гл. XII), высокий к. п. д., простота конструкции — меньшая стоимость агрегата и здания станции и прилегающих сооружений, маневренность регулирования режима работы сети.

Для обоснования числа агрегатов технико-экономическими расчетами по каждому варианту определяют: 1) массу гидромеханического и энергетического оборудования и металлоконструкций; 2) объем основных строительных работ (земляных, бетонных и железобетонных, каменных). Иногда при сравнении вариантов одинаковые сооружения (например, трубопроводы, водовыпуски) исключают; 3) капитальные затраты; ежегодные эксплуатационные расходы и удельные показатели.

При выборе электродвигателя следует заметить, что с уменьшением подачи насосов при одном и том же n_s и H для насосов частота вращения двигателя, соединенного непосредственно с насосом, возрастает пропорционально $\sqrt{a}$, где a — число агрегатов. Мощность двигателя будет изменяться обратно пропорционально числу агрегатов и будет равна

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{нап}}}{a}.$$

Для электродвигателей определенной серии и напряжения с увеличением числа агрегатов общая масса их и стоимость имеют тенденцию к повышению. Однако при изменении напряжения двигателя или при переходе к другому типу установленная зависимость может нарушаться.

Приведем в качестве примера изменение капиталовложений и эксплуатационных расходов при установке одного, двух, трех и четырех агрегатов осевых насосов типа О; $Q_{\text{н.ст}} = 6 \text{ м}^3/\text{с}$, $H = 8,5 \text{ м}$. Тип здания насосной станции «блочный». Электродвигатель принят при одном, двух и трех агрегатах — синхронный, с напряжением 3 кВ, а при четырех агрегатах — асинхронный с напряжением 220/380 В, вследствие чего пусковая аппаратура получила значительное упрощение. В таблице 20^а показано изменение отношения капиталовложений $\frac{K_a}{K_{a=1}}$ и эксплуатационных расходов $\frac{C_a}{C_{a=1}}$ в зависимости от числа агрегатов. Напорные трубопроводы и бассейн в расчет не вводились.

Полученные результаты показывают, что наиболее выгодна (по минимуму капиталовложений и эксплуатационных расходов) насосная станция с одним агрегатом.

Т а б л и ц а 20

a	$\frac{K_a}{K_{a=1}}$	$\frac{C_a}{C_{a=1}}$
1	1,000	1,000
2	1,000	1,060
3	1,118	1,205
4	1,120	1,160

Вариант с двумя насосными агрегатами может быть принят в качестве основного, так как и при эксплуатации преимущества будут на его стороне.

Значительные колебания уровней воды в водосточнике и водоприемнике, вызывающие изменение напора насосного агрегата, следует учитывать при выборе типа его, подачи и установлении отметки оси рабочего колеса. Эти условия могут вызвать также установку резервных агрегатов для покрытия графика водоподачи при максимальных напорах. Установка резервных агрегатов обосновывается расчетами. Резкое изменение по периодам года рабочих параметров (H , Q) может вызвать установку на станции оборудования с разными характеристиками.

В станциях малой подачи с сезонной работой (4—6 месяцев в году) и максимальной подачей в течение 1—1½ месяцев резервный агрегат можно не устанавливать, а при особой необходимости иметь его на складе. В этом случае подачу агрегатов определяют по форсированной подаче станции.

В насосных станциях средней и большой подачи с сезонной работой (4—6 месяцев в году), оборудуемых насосами марки ОП, при продолжительности максимальной подачи (1—1½ месяца) резервных насосов можно не устанавливать, а подачу форсированного расхода обеспечивать путем поворота лопастей рабочего колеса. При этом поворотными лопастными могут быть не все агрегаты, а только часть их (по расчету). В тех же станциях, но оборудованных центробежными насосами, при числе агрегатов 3—4 и более устанавливают один резервный агрегат той же подачи, который подает форсированный расход. По условиям регулирования режима сети целесообразно рассматривать вариант с установкой двух насосов меньшей подачи вместо резервного агрегата.

При выборе числа агрегатов в необходимых случаях следует выяснить возможность и рентабельность регулирования частоты вращения центробежных насосов при помощи гидромукт, электромагнитных муфт, применения тиристорных преобразователей частоты (ТПЧ) асинхронных двигателей переменного трехфазного тока или установки электродвигателей со ступенчатым регулированием частоты вращения.

§ 4. ВОДОЗАБОРНЫЕ УСТРОЙСТВА И СООРУЖЕНИЯ

Общие положения. Водозаборное устройство — это гидротехническое сооружение в голове гидротехнического узла машинного водоподъема, через которое вода поступает из водосточника в узел сооружений насосной станции. Оно должно обеспечивать забор воды из водосточника в соответствии с графиком потребления и не допускать попадания в узел сооружений станции наносов (донных и взвешенных), плавающего мусора, льда и шуги. Кроме того, оно должно давать воз-

возможность полностью или частично отключать узел сооружений станции во время ремонта, очистки или аварии. При устройстве водозабора нужно учитывать комплексное использование водоисточника (судоходство, лесосплав и др.).

В зависимости от назначения насосной станции различают следующие типы водозаборных устройств:

для оросительной насосной станции;

для осушительной насосной станции; эти водозаборные устройства часто имеют самотечные сбросы, позволяющие при высоких уровнях воды в каналах сети осуществлять самотечный сброс воды, минуя насосы;

для хозяйственно-питьевого или энергетического водоснабжения; в этих водозаборах, кроме грубых решеток, устанавливают мелкие сетки (плоские — съемные или механические — вращающиеся) и устройства для их промывки.

Различают водозаборные устройства для забора воды из канала, реки, водохранилища или озера.

По соединению с насосной станцией бывают водозаборные устройства совмещенного и раздельного типов. В первом случае здания водозаборных устройств и насосной станции объединены в одно целое, во втором случае они расположены раздельно и соединены водоподводящим сооружением.

По расположению в отношении водоисточника водозаборные устройства бывают условные, располагаемые в русле реки или в удалении от берега (в водохранилище), береговые, располагаемые на берегу или врезанные в берег.

Речные береговые сооружения в тяжелых условиях работы (большое количество наносов и сильное шугообразование) выполняют в виде ковшей. Такие водозаборные устройства называются ковшовыми.

В определенных условиях применяют водозаборные устройства инфльтрационного типа, недостаток которых состоит в относительно быстром их заиливании и снижении подачи.

По отношению к уровню воды в водоисточнике водозаборы бывают затопленные, верх которых всегда находится ниже уровня воды в водоисточнике, временно затопляемые во время высоких (паводочных) уровней воды и незатопляемые.

По конструкции различают стационарные, плавучие и передвижные водозаборные устройства; в зависимости от продолжительности срока службы — постоянные и временные (для водоотлива или водоснабжения при производстве работ и др.); в зависимости от продолжительности периода работы в году — с круглогодичной работой и сезонные.

Водозаборное устройство — ответственный элемент узла сооружений насосной станции, особенно при водозаборе из рек. Схему, конструкцию и место расположения отдельных деталей и оборудования водозаборных устройств выбирают, сравнивая технико-экономические показатели для ряда вариантов с учетом естественноисторических условий (гидрология, гидрогеология, топография, климат), характера водоисточника и перспектив его дальнейшего комплексного использования, назначения и класса сооружения, а также опыта эксплуатации имеющихся в данном районе подобных сооружений. Если нет опытных материалов для строительства ответственного сооружения большой подачи (I и II классы сооружения), то при сложном режиме водоисточника проводят лабораторные исследования и разрабатывают основные положения проектирования.

Совмещение водозаборного устройства с насосной станцией удобно в эксплуатации, но не всегда позволяет решить экономично строительную часть сооружений. Например, при русловом и береговом вариантах

совмещенное решение при вертикальном оборудовании и монолитном бетоне, особенно при дорогих искусственных основаниях (кессон, опускной колодец и др.), может быть наиболее экономичным. Для станций на каналах, имеющих подземную часть и выполняемых из сборного железобетона, наиболее экономично раздельное решение. Оно обеспечивает хорошую устойчивость здания (благодаря обсыпке грунтом здания станции со всех сторон), значительно облегчает его и упрощает работу строительных конструкций. Станции «незаглубленного» типа, как правило, решаются в раздельном варианте. Если при заборе воды из реки, водохранилища или озера трудно расположить водозаборные сооружения на берегу, их устраивают в русле реки или в удалении от берега.

Конструкция и оборудование водозаборного устройства должны обеспечивать нормальный режим его работы и удобство эксплуатации, а также производство ремонтных работ в любое время. Последнее особенно следует учитывать для станций с круглогодичной работой.

Особенности речных водозаборных устройств. Сжатие русла реки водозаборными устройствами не должно превышать 15—20% живого сечения ее. Они не должны мешать ни лесосплаву, ни судоходству.

Водозаборные устройства не должны существенно изменять режим водоисточника и препятствовать свободному протеканию потока. Проводимые срезки берегов, регулиционные работы по руслу должны улучшать гидравлические условия в месте водозабора, обеспечивая плавность переходов и изменений сечений русла и др.

Количество забираемой воды из реки без регулирования стока не следует принимать более 20—25% меженного расхода.

Водозаборные сооружения следует устраивать у вогнутого берега реки в нижней трети дуги изгиба или в крайнем случае на прямом участке. Возможно расположение их и на плесовом участке. Водозаборное сооружение нужно размещать на устойчивом участке русла выше или значительно ниже впадающих рек, речек, оврагов. Не следует располагать их на перекатах, в местах образования заторов и зажоров льда и шуги, а также около незамерзающих мест (полюней) и ниже них.

Необходимая степень осветления воды определяется транспортирующей способностью оросительных каналов, а также сохранностью проточной части насосного оборудования. Износ насосного оборудования зависит от содержания в воде твердых наносов (твердостью по шкале Мооса 5—5,5 единицы). Опыт эксплуатации гидравлических турбин показывает, что значительный износ их может происходить и от действия мелких твердых наносов крупностью менее 0,2 мм. Если принять износ от действия наносов $d_{cp} > 20$ мм за 100%, то при $d_{cp} = 10$ мм он составит 90%, а при $d_{cp} = 0,07$ мм — до 67%*. Эти данные особенно важны при водозаборе из горных рек, в которых с уменьшением среднего диаметра фракций наносов наблюдается повышение общего содержания наносов.

Расчетами выявлено, что в ряде случаев более экономично повышать износоустойчивость изнашиваемых деталей турбин, чем устраивать отстойники.

Все это следует иметь в виду при проектировании водозаборных устройств для целей орошения на реках с большим содержанием наносов и проведении технико-экономических расчетов.

При значительных колебаниях уровней воды в реке и содержания количества наносов по высоте потока водоприемные окна в водозаборных устройствах следует располагать в несколько ярусов.

При двухъярусном водозаборе водоприемные окна следует располагать, соблюдая следующие выработанные практикой условия:

* По данным В. Н. Плужникова.

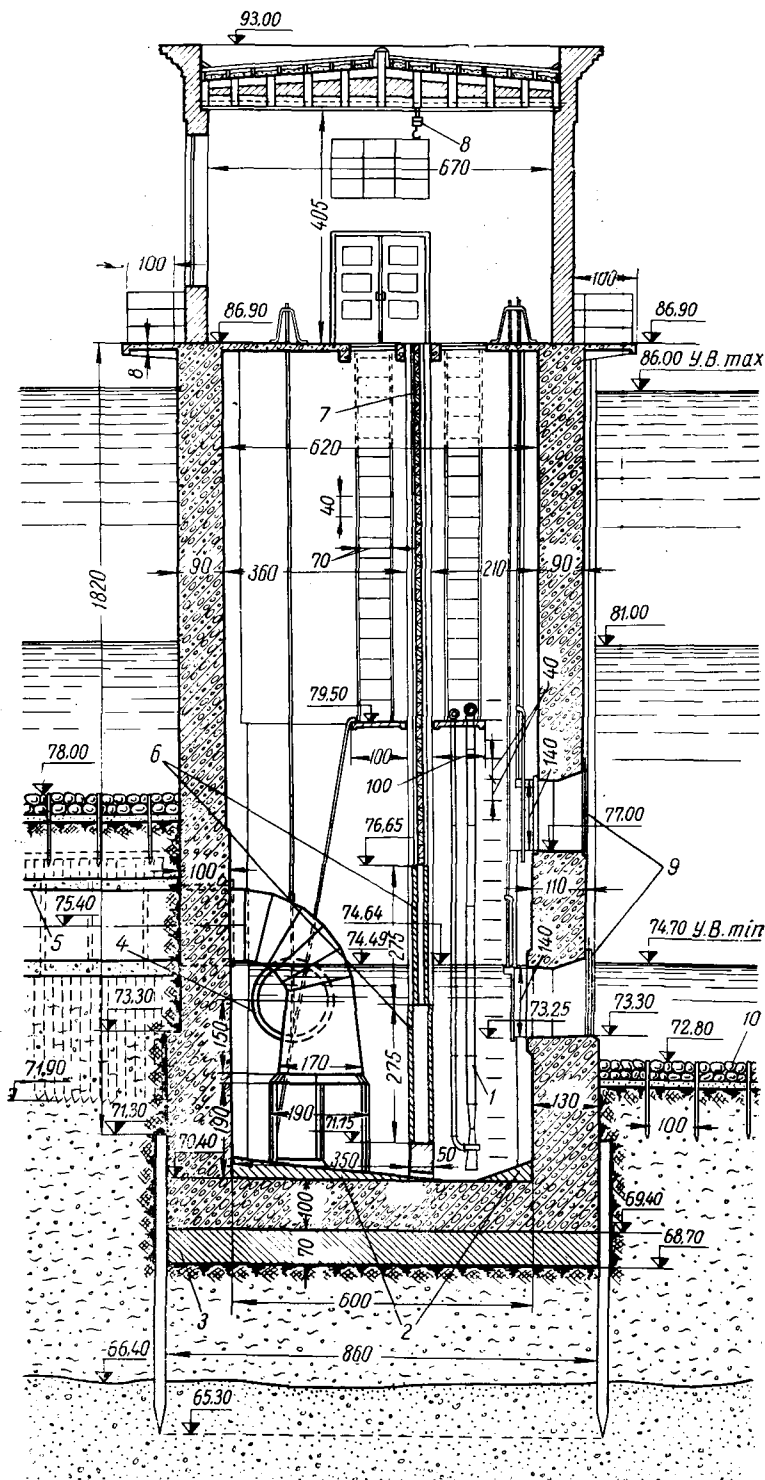


Рис. 225. Русловое водозаборное устройство раздельного типа с двухъярусным расположением водозаборных окон (поперечный разрез):

1 — гидроэлеватор; 2 — бетонная кладка; 3 — бетонная подготовка; 4 — шибер $d=1400$ мм; 5 — всасывающие трубы $d=1400$ мм; 6 — мелкие сетки; 7 — железобетонная забральная стенка; 8 — кошка для подъема сеток; 9 — грубые решетки; 10 — мощение по слою щебня в клетку.

верх верхних окон должен быть на 1—1,5 м и более (по условиям освещенности воды и увеличения периода работы водозабора верхними окнами, см. рис. 141, 142, 225) ниже максимального уровня воды и на 0,2—0,3 м ниже слоя плавающих тел и мусора;

верх нижних окон должен быть на 0,3—0,4 м ниже минимального уровня воды в реке и на 0,3—0,4 м ниже слоя льда или шуги.

Если заглубление входных отверстий и оборудования для предохранения от обмерзания недостаточно, применяют искусственный обогрев.

При низких уровнях воды верхние отверстия держат закрытыми, а при длительных низких температурах их утепляют.

Порог нижних водоприемных окон располагают выше дна на 1,0 м и более. В редких случаях допускают превышение порога на 0,5 м, но не менее. В периоды повышенного содержания донных наносов в реке для увеличения высоты порога устанавливают шандорные заграждения.

Водоприемные окна желательно располагать перпендикулярно направлению течения воды. Если такой возможности нет, их располагают параллельно течению.

Для защиты от шуги применяют шугоотбойные запани, а для защиты от донных наносов создают искусственную поперечную циркуляцию потока (направляющими донного или поверхностного типа).

При колебании уровней воды менее 2—3 м рекомендуются незатопляемые береговые водозаборные устройства, при расходе воды до 2—3 м³/с и колебаниях уровней воды более 3—4 м — водозаборные устройства в виде затопленного оголовка. Для насосных станций большой подачи (I и II классов) водозаборные сооружения выполняются незатопляемыми (рис. 141, 142, 225).

Верх затопленных оголовков располагают ниже низа льда (при ледоставе) на 0,3—0,4 м и не допускают их вмержания в ледяной покров, устраивая при необходимости утепленные проруби. Трубы, соединяющие оголовки и водозаборные устройства отдельного типа с насосной станцией, укладывают ниже дна реки и при опасности размыва сверху защищают креплением (фашины, тьюфяки, мощение и др.). Трубы, как правило, выполняют из железобетона. Применяют асбестоцементные и стальные трубы, но это должно быть обосновано.

При малых расходах иногда применяют простейшие оголовки в виде труб с сеткой, а при больших колебаниях уровней воды (до 5 м) и резком увеличении количества донных наносов в паводок устраивают трубчатые шарнирные оголовки, положение которых устанавливают тросом с берега или с лодки. Иногда при малых расходах и больших колебаниях уровней воды устраивают передвижные по откосу берега (по принципу фуникулера) насосные станции (рис. 238).

В незатопляемых водозаборных устройствах превышение верха стен над максимальным уровнем воды принимают с учетом возможной высоты волны и в зависимости от подачи станции, но не менее 0,6—1 м.

Водозабор руслового типа связывают с берегом мостовым переходом (рис. 141, 142) или канатной дорогой. При совмещенных сооружениях и незначительном удалении их от берега (до 40—50 м) напорные трубопроводы рекомендуется укладывать по мосту, соединяющему их с берегом. При больших расстояниях от берега (200 м и более) допускается поддерживать связь на лодках и баржах, а на паводочный период предусматривать запас ремонтных средств, оборудования и продуктов питания.

Водозаборное устройство руслового типа напоминает мостовой пустотелый бычок (рис. 142, 225). В зависимости от интенсивности ледохода сооружению придают различные формы. При тяжелом ледоходе (толщина льда более 50—60 см) в передней части сооружения предусматривается наклонный (~2:1) ледорез с ребром, защищенным

сталью или тесаным камнем (рис. 225, 226); при слабом ледоходе (толщина льда до 0,5 м) переднюю часть сооружения выполняют с вертикальным или слабонаклонным ребром ($\sim 1-30$) ледореза; при отсутствии ледохода торцы сооружения делают вертикальными скругленными (радиус закругления — половина ширины сооружения по наружному обмеру). В последнем случае при малой подаче насосной станции сооружают здания круглой формы.

Устанавливая место расположения водозаборных устройств при русловом типе водозабора, нужно учитывать размеры льдин во время ледохода и возможность их пропуска между сооружением и берегом, а также пропуск по руслу судов, плотов лесосплава и др.

Число секций (камер) в водозаборном устройстве должно соответствовать числу насосов или числу отходящих трубопроводов. Отметку дна в каждой секции устанавливают с учетом устройства приемков глубиной до 1 м для осаждения наносов.

Сооружение должно быть прочно и устойчиво против сейсмических воздействий. Основание сооружения в зависимости от геологических условий может быть естественным; при слабых грунтах применяют свай, опускной колодец, кессон и др.

Следует обращать особое внимание на размыв около водозабора, так как в этом месте изменяется режим реки и углубляется русло.

Глубину заложения подошвы фундамента увязывают с глубиной возможного размыва русла и принимают при естественных основаниях на 2 м ниже возможного уровня размыва; при свайном основании это заглубление можно уменьшить до 1 м. При скальных основаниях убирают верхнюю разрушенную скалу, а при трещиноватости выполняют цементацию. Если грунты плохие, по периметру основания сооружения устраивают замкнутое шпунтовое ограждение. Дно реки у сооружения руслового типа, дно и откосы у сооружения берегового типа должны быть тщательно укреплены. Для крепления используют местные материалы, а также применяют сборные железобетонные плиты, габионы, отсыпку камня, фашины, фашинные тюфяки и др.

Площадь сечения водозаборных окон определяют по расходу и допускаемым скоростям входа, которые принимают при чистой воде 0,5—0,7 м/с, при наличии шуги — 0,10—0,25 м/с; при значительных скоростях в водоисточнике входные скорости можно принимать в пределах 50—70% их среднего значения в межень.

Входные скорости принимают тем меньше, чем больше вероятность засорения решеток и чем больше затруднений с их очисткой.

Площадь сечения окон определяют с учетом стеснения их конструкцией решетки и засорения ее на 25—30%.

Размеры просветов между стержнями решеток следует принимать в пределах 40—60 мм. Стержни решеток выполняют из полосового железа толщиной 5—10 мм.

Русловый тип водозабора применяют при недостаточных глубинах воды у берега, а также для забора наиболее чистой воды. Иногда в этом случае, если позволяют местные условия, в месте водозабора сужают русло, придвигают его фарватер к нужному берегу, чем и увеличивают глубину. Для сужения русла устраивают полузапруды у противоположного берега, а берег и дно у водозабора (выше и ниже него) укрепляют против возможного размыва.

Водозабор из горных рек с малыми глубинами и большим количеством наносов осуществляют одним из следующих способов:

при заборе малых расходов воды — донными водоприемниками с решетками, которые устанавливают с уклоном 0,2 по течению при расстоянии между стержнями 6 мм* и ребристыми решетками.

* По исследованиям С. Г. Мелик-Нубарова.

При значительных расходах водозабора устраивают водоподъемную плотину высотой 1—1,5 м, на гребне которой устанавливают решетку. Для удобства очистки воду к насосной станции следует подводить открытым каналом. Однако в зависимости от местных условий можно применить и закрытый канал со съемными плитами перекрытия или с промывным устройством;

в зависимости от величины забираемого расхода — при помощи шахтных колодцев или штолен (инфильтрационный водозабор). Максимальную скорость фильтрации при расчетах рекомендуется принимать в пределах до 0,02—0,04 мм/с.

При тяжелых условиях шугообразования, большом количестве наносов, малых меженных расходах и относительно малых глубинах воды применяют водозаборные устройства ковшового типа. При большом количестве донных наносов рекомендуются ковши с верховым питанием, а при небольшом количестве наносов и тяжелых условиях шугообразования — ковши с низовым питанием, в которых для облегчения борьбы с отложением наносов делают вход для самопромывки. Его следует располагать возможно ближе к лобовому — нормально к направлению течения или под углом не более 25—30°. Если это невозможно, вход делают под углом до 90°, но не более.

В особо тяжелых условиях при обосновании технико-экономическими расчетами можно применять ковши с двухсторонним питанием. Размеры ковшей назначают по расчету осаждения наносов и всплывания шуги. Скорости схода воды в ковш рекомендуется принимать в пределах 25% скорости течения воды в реке, а скорость течения воды в ковше — в пределах 0,05—0,30 м/с. При минимальных уровнях воды скорость течения в ковше может быть повышена в исключительных случаях, но она не должна превышать скорости течения реки. Отметку дна ковша назначают, исходя из минимального расчетного уровня воды в реке с учетом заглубления в пределах 0,5—1 м для отложения осаждаемых наносов, что определяется частотой очистки. Ковши по местным условиям могут быть полностью или частично выдвинуты в реку или заглублены в берег.

Оборудование как береговых, так и русловых водозаборных устройств изменяется в зависимости от подачи их, условий работы и класса сооружения. Оно состоит из сороудерживающих решеток на водоприемных окнах, затворов (постоянных и ремонтных), подъемных устройств и механизмов для маневрирования затворами и решетками и очистки решеток, насосов для удаления наносов и осушения камер при проведении ремонтов. В водозаборных устройствах для целей водоснабжения предусматриваются еще мелкие сетки (плоские — съемные или вращающиеся — механические) и устройства для их промывки и удаления осадка.

Окна и оборудование для управления затворами и решетками следует располагать так, чтобы обеспечить независимое управление каждым окном.

Решетки устанавливают с внешней стороны водозаборного устройства, чтобы обеспечить простоту их очистки. В пазы вместо решеток на время ремонта вставляют ремонтные затворы. Наиболее легко очищать решетки, установленные под углом 70—80° к горизонту, но при значительной высоте сооружений такая установка их вызывает увеличение размеров и удорожание сооружений. Поэтому в этих случаях решетки располагают вертикально, а для очистки их либо устанавливают специальные решеткоочистные машины (с направляющим роликом, движущимся по второму специальному пазу), либо решетку вынимают. Затворы, перекрывающие окна (шиберы, дроссели, задвижки), размещают внутри камер, а их подъемники (индивидуальные и общие) помещают на незатопляемых отметках.

При горизонтальном насосном оборудовании и благоприятных геологических условиях основание фундамента станции может быть расположено выше основания фундамента водозаборных устройств.

В береговом раздельном варианте компоновки подвод воды от водозаборных устройств к насосной станции может быть выполнен при плохих геологических условиях и затруднениях в производстве работ по прокладке подводящих труб или устройстве канала при помощи сифона, если колебание уровней воды и геологические условия позволяют создать в нем вакуум не более 50—60 кПа.

Особое внимание выбору места и конструкции водозабора следует уделять при расположении его в нижнем бьефе ГЭС с суточным регулированием. В этом случае из-за резкого изменения сбрасываемых расходов на узком участке реки с большими удельными расходами и последующим расширением потока происходит сильный размыв русла около ГЭС и отложение продуктов размыва ниже по реке, особенно в верховьях следующего водохранилища, при каскадном расположении ГЭС. Исследованиями на р. Днепре было установлено, что воздействие значительных скоростей сильно отражается и на берегах и суммарно может быть оценено как двойная продолжительность паводка. Кроме того, из-за неустановившегося режима, особенно в нижнем бьефе, образуются значительной длины незамерзающие участки (полыньи), которые служат местом образования внутриводного льда, что вызывает зажоры в руслах, обмерзания входных отверстий и другие осложнения в эксплуатации.

Место и конструкцию водозабора на блуждающих реках и реках с большим количеством наносов выбирают на основании данных многолетних наблюдений и опыта эксплуатации сооружений в аналогичных условиях.

На рисунке 141 приведено совмещенное решение двухъярусного водозаборного устройства руслового типа, обслуживаемое козловым краном, который не показан на рисунке. Порог нижнего водозаборного окна расположен на 1,7 м выше дна реки, а верх его заглублен под минимальный уровень на 1 м. Каждое окно имеет самостоятельные пазовые конструкции для решеток и стальных плоских затворов. Пазы отступают от забральной сетки на 150 мм, что очень важно для предохранения от возможного заклинивания затвора и решетки плавающим мусором при подъеме.

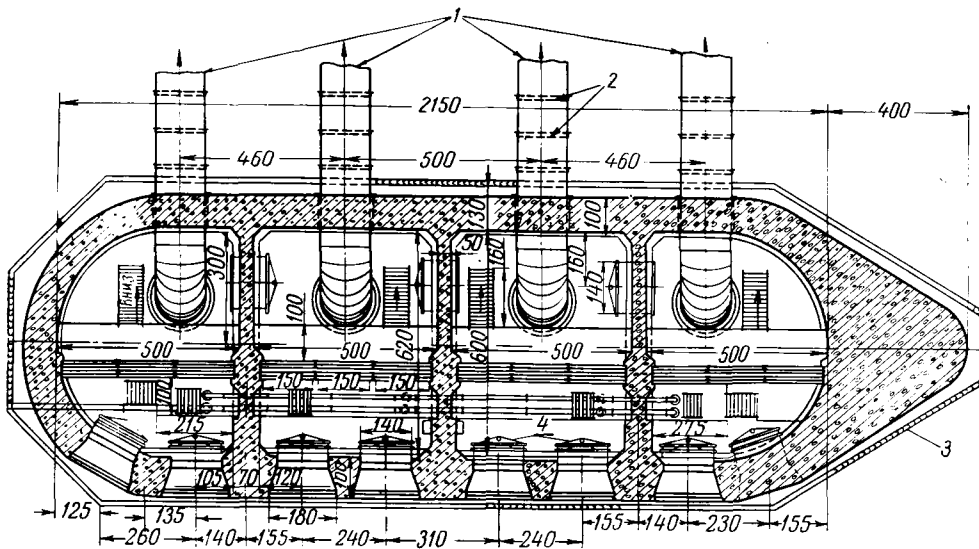
В передней части сооружения предусмотрен ледорез. Фундамент сооружения — опускной колодец. Объем камеры водозаборного устройства составляет 15 секундных расходов насоса при минимальном уровне воды в реке. Наверху имеются люки, а на стенах — скобы для спуска в камеры.

На рисунке 142 показана схема раздельного варианта руслового типа водозаборных устройств этой же насосной станции.

На рисунках 225 и 226 представлены разрез и план раздельного водозаборного устройства руслового типа, представляющего собой, как и в предыдущем примере, мостовой пустотелый бычок с ледорезом. Водозабор соединен стальными всасывающими трубами ($d=1400$ мм) с насосной станцией, расположенной на берегу. Водозаборное устройство и всасывающие трубы ошпунтованы и имеют крепление двойной мостовой в плетневую клетку по слою гравия. Сооружение разделено на четыре камеры по числу всасывающих труб; в перегораживающих стенках имеются перепускные отверстия, перекрытые шиберными затворами. Каждая камера разделена на две части мелкими плоскими сетками в два ряда по высоте и три ряда в плане; выше сеток имеется железобетонная перегораживающая стенка. Водозаборные окна расположены в два яруса, по два окна в каждом ярусе (всего четыре) на каждую камеру. Окна диаметром 1400 мм перекрыты шиберными за-

На поперечном разрезе показаны лестницы для спуска в камеры через люки в перекрытиях.

Для удаления из камер осаждающихся наносов служат струйные насосы — гидроэлеваторы. Вода к гидроэлеваторам подается от основных насосов станции. Связь сооружения с берегом при высоких уровнях воды осуществляется при помощи лодки. Входное отверстие всасывающей трубы имеет несколько большее расстояние от дна ($\sim D_{\text{вх}}$), что объясняется учетом осадки наносов, а заглубление его под минимальный уровень ($\sim 97\%$ обеспеченности) составляет около $1,5D_{\text{вх}}$. Объем камеры всасывающих труб до сеток при минимальном уровне воды составляет около 20 секундных расходов насоса, входная скорость в окнах с учетом стеснения решетками — около 0,7 м/с.



1 — всасывающие трубы $d=1400$ мм; 2 — уголки жесткости; 3 — шпунтовый ряд; 4 — шиберы $d=1400$ мм.

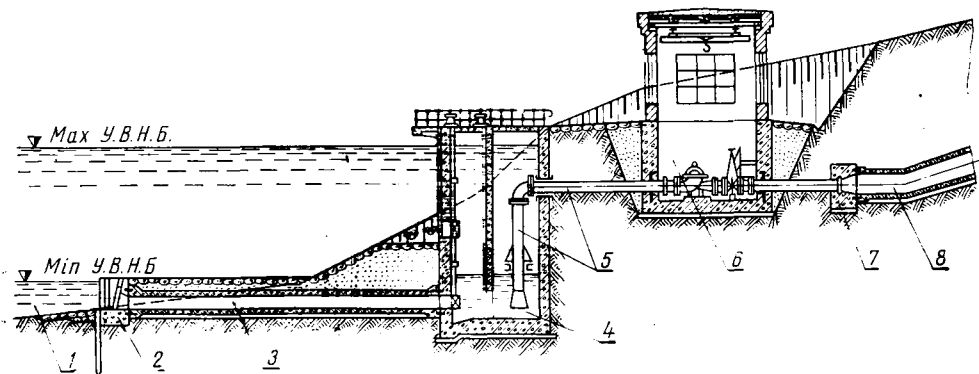


Рис. 227. Раздельное водозаборное устройство комбинированного типа — с затопляемым водозаборным оголовком в русле реки и береговым колодцем, имеющим водозаборные окна:

1 — водоисточник — река; 2 — водозаборный оголовок; 3 — самотечная двухчочковая железобетонная труба; 4 — береговой железобетонный колодец с двумя ярусами водозаборных окон; 5 — всасывающая труба; 6 — здание насосной станции; 7 — опора; 8 — трубопровод напорный.

На рисунке 227 показано раздельное водозаборное устройство комбинированного типа, имеющее русловой затопливаемый оголовок и береговой колодец с водозаборными окнами. Верх оголовка не затопливается минимальным уровнем воды, но расположен ниже низа льда при ледоставе. Оголовок со стороны реки защищен от подмыва основанием креплением и шпунтовым рядом. Он оборудован сороудерживающей решеткой и пазом для ремонтных шандор. Входное отверстие в оголовке заглублено на $0,5h_{\text{вх}}$ ($0,5D_{\text{вх}}$) под минимальный уровень воды в реке. Такой тип водозабора считается двухъярусным; второй ярус водозаборных окон устроен в береговом водозаборном колодце. В этот колодец поступает вода от оголовка по двухочковому железобетонному трубопроводу и через водозаборные окна. Число водозаборных окон у оголовка и в водозаборном колодце меньше, чем число водозаборных камер насосов. Для этого вода попадает сначала в передние камеры колодца, а оттуда уже в водозаборные камеры всасывающих труб насосов, отделенные от первых камер затворами. Вверху всех камер имеются люки, а на стенах — скобы для спуска в них. В первых камерах установлены водоструйные насосы для удаления отложившихся наносов. Объем передних камер и водозаборных камер насосов определен как 15-кратный по пропускаемому расходу воды, при минимальном уровне воды в водоисточнике. Расстояние от дна до входа во всасывающую трубу $0,6D_{\text{вх}}$ (см. § 6 этой главы). Заглубление входного отверстия всасывающей трубы под минимальный уровень воды принято $2D_{\text{вх}}$. Входные отверстия в водозаборном колодце перекрываются дросселями.

На рисунке 228 приведено береговое водозаборное устройство, совмещенное с насосной станцией. Отличительная его особенность состоит в том, что в водозаборной камере, у входа во всасывающую трубу насоса, есть эксплуатационный металлический плоский затвор, отключающий водозабор при ремонте насоса. Каждый насос имеет отдельную водозаборную камеру. Водозабор двухъярусный. Станция несколько врезана в берег (по геологическим условиям), и на рисунке виден откос врезки, представляющей плавную срезку берега для сопряжения русла со станцией, выполненную на 50 м выше и на 50 м ниже водозабора и укрепленную отмосткой.

На рисунке видны отдельные пазы решеток для окон каждого яруса, в которые при необходимости могут быть вставлены вместо решеток ремонтные затворы. Для очистки решетки в этом водоприемнике вытаскивают наверх, что не совсем удобно в эксплуатации. Порог нижнего окна принят 0,5 м, так как при меженных уровнях имеется незначительное количество наносов.

Подводящие трубопроводы заглубляют ниже отметки дна реки или устраивают незаглубленными.

На рисунке 229 приведен поперечный разрез одной из крупнейших в Европе Верхне-Ингулецкой оросительной насосной станции, расположенной на берегу р. Ингулец. Водозаборное сооружение объединенного типа. Питание станции осуществляется по р. Ингулец из р. Днепра. На станции установлено семь агрегатов (насосы 52В-17 с расходом $5,3 \text{ м}^3/\text{с}$ и напором 63 м каждый). Водозабор имеет один паз. Особых затруднений при эксплуатации (20 лет) не отмечено.

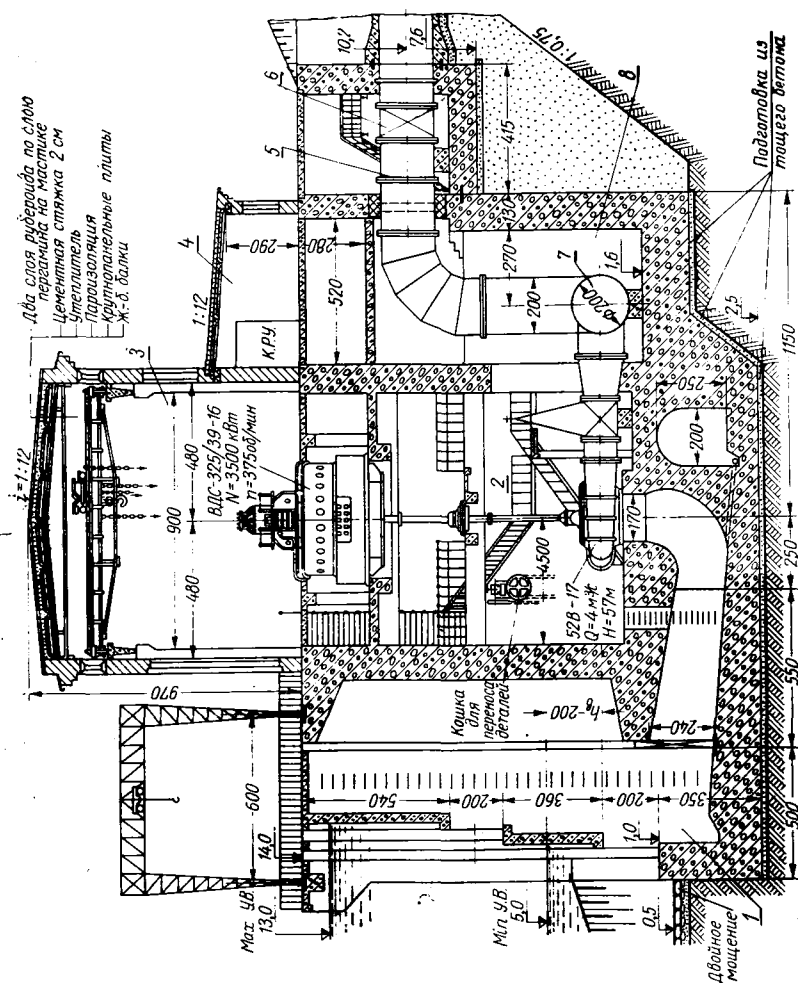
На рисунке 230 показана береговая с круглой формой здания насосная станция, объединенная с водозаборным устройством. Насосы расположены наверху, а «мокрая» камера внизу. На рисунке видны водозаборные окна.

На рисунке 231 показаны водозаборные бетонные затопляемые оголовки с заглубленными и незаглубленными подводящими трубопроводами.

Подводящие трубопроводы заглубляют, чтобы не допустить уменьшения сечения русла и предохранить их и оголовки от подмыва. При

Рис. 228. Береговое совмещенное с насосной станцией водозаборное устройство:

1 — водозабор двухъярусный; 2 — здание станции — насосное помещение; 3 — монтажный узел; 4 — здание распределительного загра; 5 — монтажная вставка; 6 — затвор; 7 — соединительный напорный коллектор; 8 — помещение коллектора.



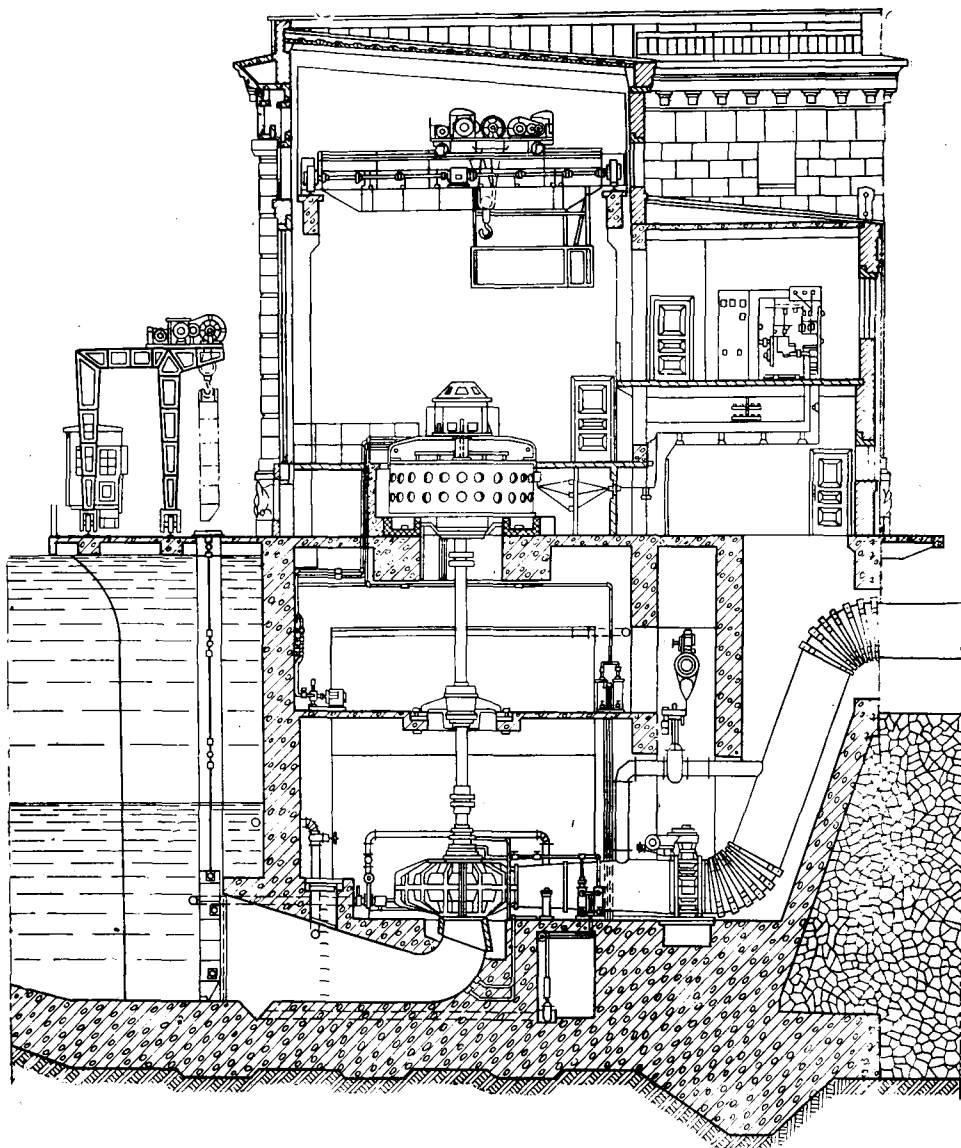


Рис. 229. Верхне-Ингулецкая оросительная насосная станция — береговая, объединенного типа.

проектировании оголовков и подводящих трубопроводов необходимо учитывать защиту их:

от ударов и засорения «корчами», сносимыми течением во время паводков;

на лесосплавных реках от разрушающего действия плотов и «кошек». «Кошки» — чугунные лоты с шипами, используемые для управления плотами, которые волочатся по дну на цепях или тросах (масса «кошки» может достигать 5 т);

на судоходных реках от ударов судов и якорей.

При проектировании затопленных водоприемных оголовков следует пользоваться рекомендациями, разработанными институтом ВОДГЕО*.

* Рекомендации по проектированию затопленных водоприемных оголовков. М., ВОДГЕО, 1962.

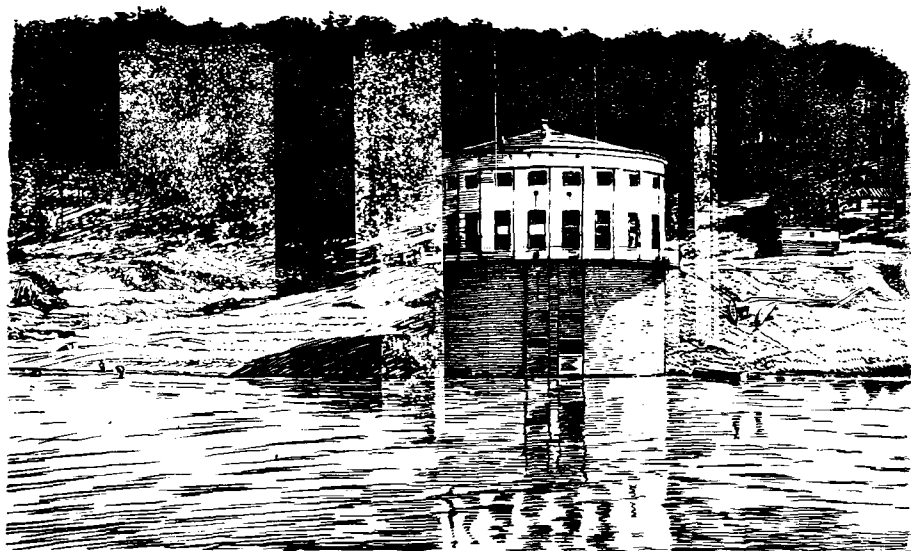


Рис. 230. Береговая насосная станция круглая, объединенного типа.

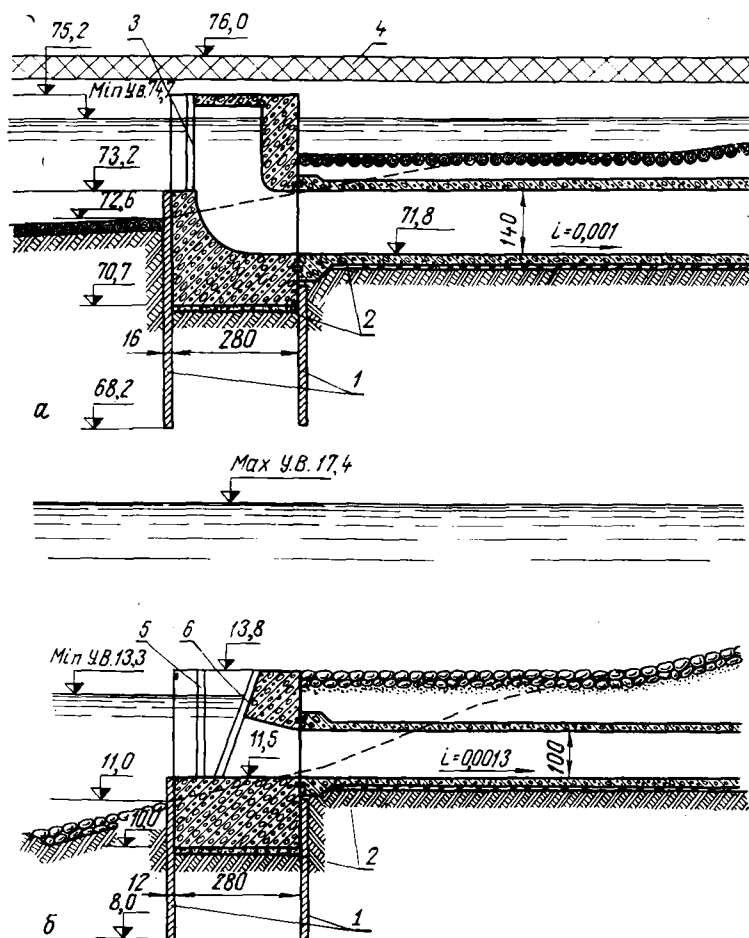


Рис. 231. Водозаборные оголовки:

а — с заглубленными подводными трубопроводами; б — с незаглубленными подводными трубопроводами; 1 — шпунтовое ограждение; 2 — подготовка из тощего бетона толщиной 10 см; 3 — паз для шандор и решеток; 4 — минимальный уровень ледостава; 5 — паз для шандор; 6 — паз для решеток.

Оголовки с лобовым (верховым) и низовым водозабором применяются редко. Обычно устраивают затопленные оголовки с односторонним боковым водозабором. Двустороннее расположение водозаборных окон (рис. 234) увеличивает фронт водозабора и уменьшает входные скорости воды, но при косом набегающем потоке на оголовки водозаборные окна противоположной стороны могут быть поставлены в тяжелые условия в отношении подсоса наносов, что следует учитывать.

Оголовки с раструбным соединением с отводящими трубами (рис. 232) по условиям режима втекания в оголовок и в трубы и переохладения воды уступают оголовкам камерного типа рис. 234). Фор-

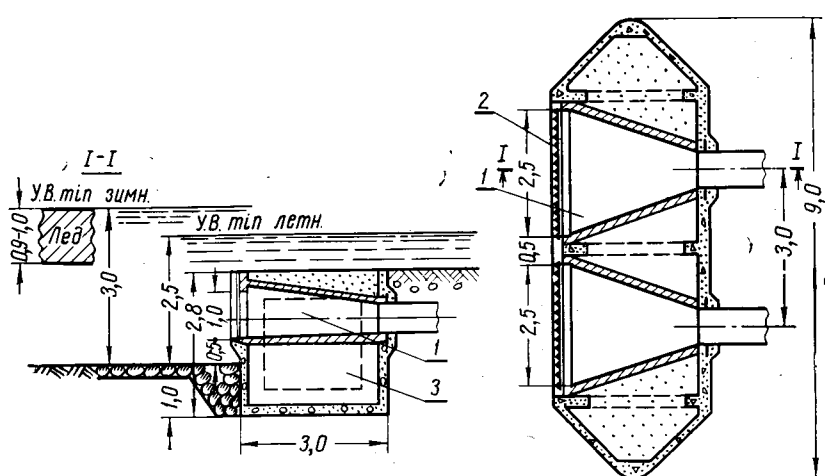


Рис. 232. Типовой оголовок Водоканалпроекта:

1 — деревянный раструб; 2 — решетка; 3 — железобетонный кожух, заполненный гра-
вием или бетоном.

му камеры следует проектировать с учетом того, чтобы в ней не откладывались наносы (донный отвод и др.).

Режим обтекания затопленного оголовка зависит от формы лобовой грани и наклона ее к горизонту, симметричности натекания потока. Желательно продольную ось водоприемника располагать параллельно направлению течения.

Стержни (полосы) решетки в боковых водозаборных отверстиях следует располагать нормально к направлению течения. При наклонной лобовой грани ($\alpha = 45^\circ$) и форме ее в виде скругленного ледореза (треугольник со скругленными углами) создаются хорошие условия обтекания оголовка. При достаточной высоте порога бокового водозабора и ограниченной величине водоотбора последний производится из глубинных слоев потока и донные массы потока подсасываются только самыми нижними по течению отверстиями, если высота порога у всех отверстий одинакова. Поэтому у нижних отверстий следует высоту порога увеличивать.

Высоту порога водозаборных отверстий для устойчивых русл принимают равной 0,5—1,5 м.

Высоту порога при условии отсутствия подсоса наносов из придонного слоя можно найти по зависимости:

$$h_n = 2 \Sigma b \frac{v_n}{v_{cr}}$$

где Σb — суммарная ширина всех водозаборных отверстий, расположенных вверх по течению, включая отверстие, для которого определяется высота порога;

$v_{\text{п}}$ — поверхностная скорость течения воды в паводок в месте водозабора;

$v_{\text{в}}$ — условная средняя входная скорость в водоприемные отверстия, которая принимается в зависимости от меженной скорости v_a в водоисточнике и ее отношения к критериальным скоростям $v_{\text{кр}}$ (табл. 21).

Таблица 21

Конструкция водоприемника	Режим водоисточника		
	$v_a < v'_{\text{кр}} = 0,5 \text{ м/с}$	$v_a < v''_{\text{кр}} \approx 0,7 \div 0,8 \text{ м/с}$	$v_a > v''_{\text{кр}}$
Без электрообогрева решетки	$v_{\text{в}} > 0,17v_a$	$v_{\text{в}} \leq 0,17v_a$	$v_{\text{в}} \leq 0,11v_a$
С электрообогревом решетки	$v_{\text{в}} \sim v_a$	$v_{\text{в}} > 0,17v_a$	$v_{\text{в}} \leq 0,17v_a$

Площадь брутто водозаборных отверстий при этих условиях можно определить по забираемому расходу из реки $Q_{\text{в}}$ по зависимости:

$$F_{\text{бр}} = \frac{Q_{\text{в}}}{v_{\text{в}}}.$$

В тяжелых условиях (размываемое русло и грядовой рельеф дна, сильные шуговые явления и др.) водозабор следует проектировать, имея тщательно изученные материалы места водозабора, проводя в необходимых случаях лабораторные исследования.

Речные потоки в зависимости от уклона и крупности отложений в русле делятся на приустьевые ($I \leq 0,00003$, мелкие пески); равнинные ($I \leq 0,0003$, крупные и средние пески); предгорные ($I \leq 0,003$, гравийно-галечные отложения); горные ($I \leq 0,03$, валунно-галечные отложения); высокогорные ($I > 0,03$, скальные породы, каменные завалы).

В каждой группе русла в зависимости от соотношения крупности отложений в них и уклона могут быть устойчивые ($\Pi_{\text{у}} > 1,0$), равновесные ($\Pi_{\text{у}} = 1 \div 0,8$) и неустойчивые ($\Pi_{\text{у}} < 0,8$).

Безразмерный параметр устойчивости $\Pi_{\text{у}} = \frac{\sigma}{u_*}$ — это отношение средней гидравлической крупности отложений русла к динамической скорости $u_* = \sqrt{gHI}$. Параметр устойчивости можно определять по формуле:

$$\Pi_{\text{у}} = \frac{1,38}{\varphi \sqrt{H}} \sqrt{\frac{d}{I}},$$

где H — глубина потока, м;

d — средняя крупность отложений, м;

I — уклон потока;

φ — параметр турбулентности, который можно получить по данным В. Н. Гончарова:

$d \cdot 10^3 \text{ м}$	1,5	1,3	1,2	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1
φ	1,0	1,04	1,18	1,29	1,48	1,76	2,27	3,95	9,75

Второй параметр неразмываемости русла $\Pi = \frac{v}{v_0}$ (v — скорость течения при максимальных расходах, v_0 — неразмывающая скорость) определяет характер дна русла при движении потока;

при $1,0 < \Pi < 1,1$ — движение по гладкому дну;

при $1,1 < \Pi < 2,4$ — движение по грядовому дну.

Высота гряд может достигать

$$h_{\text{г}} = \frac{\sqrt{\Pi - 1,1}}{0,1\text{С} - 1,25} H,$$

где С — коэффициент Шези.

Неразмывающую скорость можно определить по формуле Б. И. Студеничкина:

$$v_0 = 1,15 \sqrt{gd} \left(\frac{H}{d} \right)^{0,25} = \frac{q_0}{H},$$

где H и d — то же, что и выше;

g — ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/с}^2$.

Ширина равновесного русла определяется по формуле $B_p = \frac{Q}{q_0}$,

а ширина устойчивого русла — по формуле С. Т. Алтунина $B_y = \rho \frac{Q^{0,5}}{j^{0,2}}$.

В этих зависимостях: Q — руслоформирующий расход; ρ — коэффициент устойчивости ширины русла; для горных рек $\rho = 0,75$, для предгорий $\rho = 0,90$, для равнинных рек $\rho = 1,0$, для низовий $\rho = 1,1 \div 1,5$.

При проектировании водозаборных устройств необходимо знать устойчивость выбранного места водозабора и прилегающих к нему участков русла (параметры устойчивости и неразмываемости), шуго-ледовые условия, удаленность от объекта водоснабжения и др., чтобы при выборе варианта правильно определить капитальные и эксплуатационные затраты и надежность в эксплуатации.

Место водозабора должно иметь ровное русло без резких изменений очертания на значительном расстоянии выше и ниже по течению. Предпочтение следует отдавать участкам рек с умеренной кривизной ($R \geq 4B$) и достаточными глубинами у берегов или близко от них.

В глубоководных реках или плесах при возможности расположения водозаборных отверстий на значительных глубинах (5 м и более) можно в русле устраивать затопленный водоприемник простой конструкции в виде раструба с грубой решеткой на входной части отверстия.

При малых глубинах потока H в месте водозабора должна быть не менее $(1,3 \div 1,5) + h_0$, где h_0 — высота водозаборного отверстия, м.

В месте водозабора при достаточно устойчивом русле возможно устройство местного углубления с помощью косых донных порогов (метод поперечной циркуляции) и др.

При неблагоприятных условиях в месте водозабора можно применить выправительные мероприятия с учетом имеющихся руслообразующих процессов, шуготранзита и отложений под покровом льда и шуги.

Подмыв оголовка рекомендуется предупреждать устройством в основании его каменно-щебенистой постели и креплением дна реки у его контура. Крупность камня крепления можно определить по формуле

$$d \geq (2 \div 4) \frac{v^4}{166H}.$$

В тяжелых условиях (неустойчивые русла, большие перемещения наносов, тяжелые процессы шугообразования) для уменьшения захвата наносов при увеличении высоты порога рекомендуются односекционные оголовки — самостоятельные для каждой подводящей трубы. Иногда в этих условиях целесообразно устройство односекционных нестационарных оголовков, приспособленных к переносу на новое место с удлинением подводящих труб. Старый оголовок можно консервировать, а к удлиненным трубам устраиваются новые оголовки. Для сезонной работы и временных водозаборов можно применять плавучий водозабор.

На рисунках 232, 233, 234 представлены типовые оголовки различной конструкции, рекомендуемые к применению.

Оголовки могут быть ряжевými, бетонными, монолитными или сборными железобетонными. Их изготовляют в виде ящиков из металла или железобетона, на плаву доставляют к месту установки, опускают и загружают бетоном или камнем.

При больших расходах ($Q_{\text{в}} > 5 \div 10 \text{ м}^3/\text{с}$ и более) и тяжелых условиях водозабора (наносы, шуга и др.) оголовки следует располагать в ковшах. На рисунке 235 представлены схемы водозаборных устройств ковшового типа. Бывают ковши полностью заглубленные в берег, когда передняя линия ограждения ковша делается заподлицо с берегом, и ков-

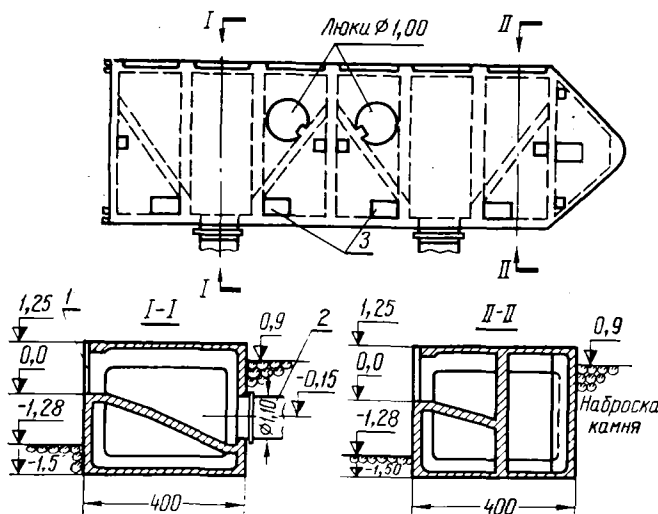


Рис. 233. Типовой оголовок Теплоэлектропроекта:

1 — отверстия для приема воды; 2 — подводящие трубы; 3 — отверстия загрузки балласта.

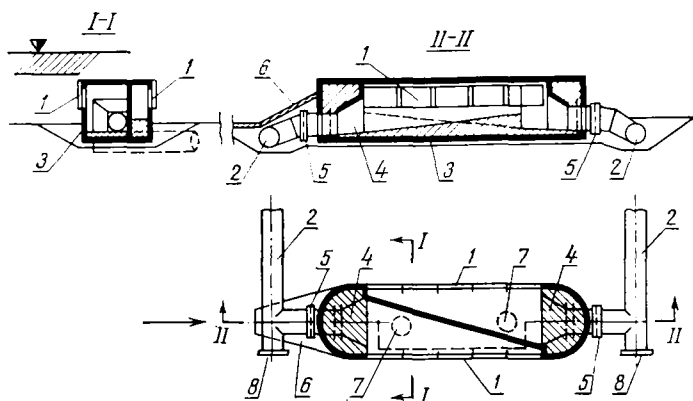


Рис. 234. Водоприемный оголовок ВОДГЕО:

1 — отверстие с грубыми решетками; 2 — подводящие трубы; 3 — железобетонный корпус (баржа); 4 — приемный раструб; 5 — соединительная муфта; 6 — крепление железобетонными плитами; 7 — смотровой люк; 8 — заглушка.

шовые водоприемники, показанные на рисунке 235. Тот или иной тип ковшового устройства принимается в зависимости от конкретных условий (размеры ковша, стеснение русла, высота берега, наносы, шуга и др.). При большом количестве наносов устраивают ковши с верхним питанием, при малом количестве наносов и большом шугоходе — ковши с нижним питанием. При определенных условиях ковши устраивают с двухсторонним питанием.

Совершенно отличную конструкцию имеют плавучие водозаборные устройства, совмещенные с плавучими насосными станциями.

Водозаборные окна, как показано на рисунках 236, 237, могут быть либо в борту, либо в днище понтона. Расположение окон в борту возможно только при значительной осадке понтона, как на большой насосной станции с железобетонным понтоном, имеющей осадку в рабочем состоянии до 2,2 м, что обеспечивает затопление верха водозаборного окна на 0,8 м (рис. 236). Для обеспечения такого затопления уменьшена высота входного сечения путем устройства двух отверстий и установки подводящей трубы насоса в виде тройника.

На входе в водозаборные окна с наружной стороны борта устроены пазы, в которые вставляют сороудерживающие решетки. В случае ре-

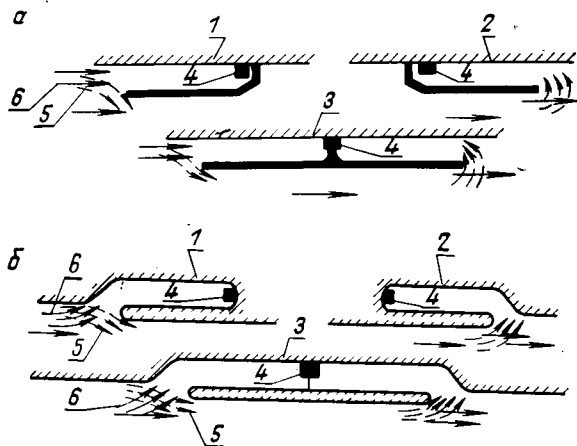


Рис. 235. Схемы водозаборных устройств ковшового типа:

а — с ковшами, выдвинутыми в реку; б — с ковшами, полузаглубленными в берег; 1 — ковш верхнего питания; 2 — ковш низового питания; 3 — ковш двухстороннего питания; 4 — водозаборное сооружение; 5 — донные токи; 6 — поверхностные токи.

монта вместо решеток вставляют затворы. Окна прямоугольные, сечением $0,9 \times 1,1$ м, входная скорость с учетом стеснения решеткой до 1,4 м/с.

При пуске насосов с заполнением водой балластных камер увеличивается осадка станции.

На рисунке 237 приведен днищевый тип водозаборного устройства, которое имеет в днище окно с решеткой, перекрытое геометрической металлической коробкой призматической формы. К этой коробке присоединяется всасывающая труба насоса. Сверху коробки имеется герметически закрываемый смотровой

люк, верх которого рекомендуется располагать на 0,25 м выше уровня воды в водоисточнике при максимальной осадке понтона. Ширина коробки должна допускать свободное подключение всасывающей трубы насоса и увеличение ее диаметра до входа в коробку или внутри коробки, чтобы понизить входную скорость и обеспечить плавный вход для уменьшения гидравлических сопротивлений. Входные скорости (с учетом стеснения решеткой) в водозаборные окна не следует принимать более 1—1,2 м/с.

Решетку можно очищать обратным током воды и через смотровой люк. Расстояние от входного отверстия всасывающей трубы до противоположной стенки коробки следует принимать в пределах $(0,8—1)D_{вх}$. Ось патрубка в плане должна совпадать с осью коробки. Ширину коробки в плане принимают равной $2D_{вх}$. Большого превышения верха коробки над входным отверстием всасывающей трубы допускать не рекомендуется. Люк лучше делать смещенным от ее оси. В понтонах с двойной бортовой обшивкой коробки устраивают между обшивками.

При размещении водозаборного окна в борту обеспечивается более плавный подвод воды к насосу, забирается более осветленная вода и, кроме этого, удобно перекрывать входное отверстие решеткой и затворами. Но такое расположение не всегда возможно по условиям осадки понтона, а при крене и дифференте его (из-за волн) есть реальная опасность обнажения водозаборного окна. Недостатки днищевого водозаборного устройства: забор более засоренной наносами воды, усугубляющийся на реках с малой глубиной и большим количеством донных и придонных наносов, меньшая доступность осмотра.

Основные преимущества совмещенных плавучих водозаборных устройств:

меньше капитальные затраты, так как их можно располагать в плоских геологических условиях, не затрачивая средств на сложные фунда-

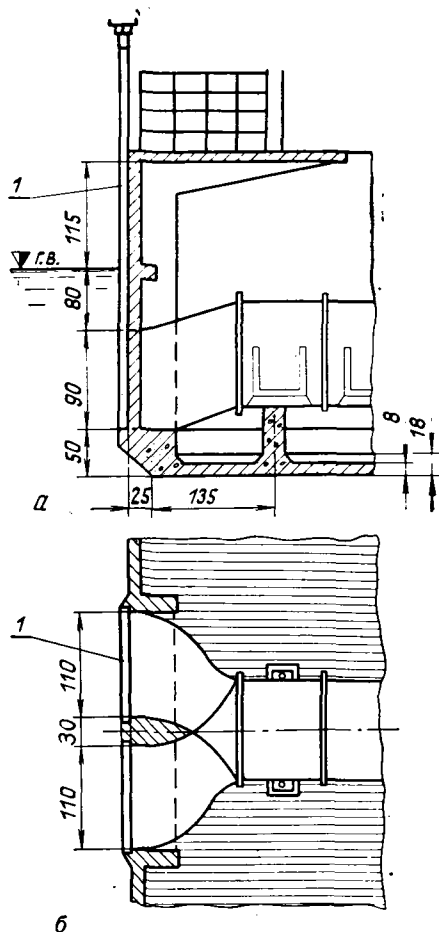


Рис. 236. Бортовое водозаборное устройство:
а — разрез; б — план; 1 — паз для решетки и затвора.

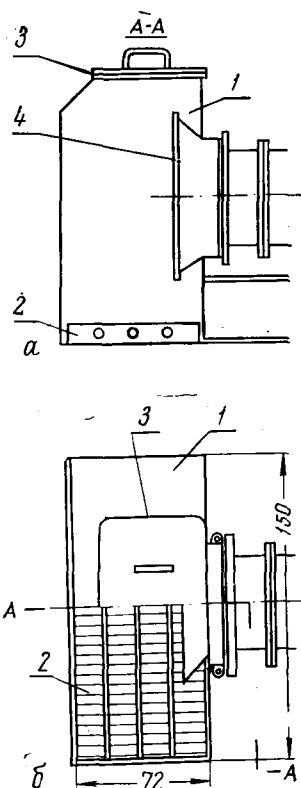


Рис. 237. Днищевое водозаборное устройство:
а — разрез; б — план; 1 — коробка; 2 — решетка; 3 — смотровой люк; 4 — всасывающий патрубок насоса.

менты; станция может быть построена в заводских условиях, а на месте установки выполняют только сборку и монтаж;

размеры сооружения не зависят от амплитуды колебаний уровней воды в водоисточнике, что свойственно незатопляемым водозаборным устройствам;

водозаборное устройство автоматически следует за уровнем воды в водоисточнике и всегда забирает воду из верхних слоев, что особенно важно при большом содержании донных наносов в придонном слое водоисточника при высоких уровнях воды; не нужно устанавливать большое число затворов и подъемников, как при ярусном водозаборе; облегчена очистка решеток;

одной установкой можно обслужить в определенной очередности несколько небольших орошаемых массивов, передвигая ее вдоль берега.

Основные недостатки плавучих водозаборов:

трудность эксплуатации и меньшая надежность в работе зимой, особенно при тяжелых климатических условиях;

защита и даже укрытие в специальный затон при разрушающем действии ледохода, устройство места хранения;
 ежегодный монтаж и демонтаж соединительных трубопроводов, расчалка и заякоревание, буксировка;
 необходимость принятия мер защиты от нагона волн.
 Расчетные расходы и уровни воды в водоисточнике принимают в зависимости от назначения и класса сооружения (табл. 22).

Таблица 22

Водозаборные сооружения и требуемая степень бесперебойности водоподачи	Класс сооружения	Обеспеченность гидрологических характеристик, %	
		максимальная	минимальная
Водозаборные сооружения особо крупных и ответственных водопроводов, не допускающие временного перерыва или снижения водоподачи. Обычные водозаборы капитального типа, допускающие кратковременное снижение водоподачи, для:	I	0,5	97
металлургической, нефтеперерабатывающей, химической промышленности и крупных энергосистем	II	1	95
угольной, горнорудной, нефтедобывающей промышленности и др., а также хозяйственно-питьевого водоснабжения	III	2	90
Облегченные водозаборы, допускающие кратковременные перерывы водоподачи при водоснабжении мелких промышленных предприятий и малых поселков	IV	3	80
Временные водозаборы	V	5—10	75

Примечания. 1. Указанные в таблице значения обеспеченности относятся к среднесуточным минимальным расходам. 2. Для более полного использования водных ресурсов в районах дефицита стока и распространения вечно мерзлых грунтов указанные в таблице значения обеспеченности минимальных расходов могут быть отнесены к их среднемесячным величинам. 3. Класс капитальности мелиоративных насосных станций определяется по таблице I СНиП II—И. 3—62 (Сооружения мелиоративных систем).

Ширину камер водозаборных сооружений для вертикальных всасывающих труб насосов в станциях незаглубленного типа (раздельная компоновка) и «мокрых» камер можно принимать $(1,1 \div 1,2) D_{вх}$, где $D_{вх}$ — входной диаметр всасывающей трубы или осевого насоса. Это позволяет значительно сократить фронт водозабора, уменьшить длину аванкамер и снизить их роль в качестве отстойников, что очень важно. Исследования водозаборных камер шириной $D_{вх}$ дали хорошие результаты*. Рекомендуемая несколько большая ширина $(1,1 \div 1,2) D_{вх}$ принимается конструктивно из условий размещения в камере конструкций, поддерживающих трубу, и условия эксплуатации. Расстояние входного отверстия всасывающей трубы от дна камеры в этом случае следует принимать равным $D_{вх}$. Погружение входного отверстия всасывающей трубы под минимальный уровень воды при работе одного насоса должно быть не менее $(0,5 \div 0,6) D_{вх}$. Скорость входа во всасывающую трубу следует принимать 0,8—1,2 м/с и как исключение несколько больше. При малой подаче насосов и недостаточности ширины камеры по условиям монтажа и эксплуатации ее следует увеличивать до минимально необходимых размеров.

Скорость в решетке (без учета стеснения) принимают в пределах 0,5÷0,7 м/с, но немногим более минимальной скорости в канале. Все

* На кафедре «Насосы и насосные станции» МГМИ исследования камер ведутся с 1934 г.

входные кромки водозаборных отверстий сооружений (бетонных и железобетонных) следует делать скругленными. Объем водозаборной камеры для каждой всасывающей трубы не должен быть более 10—15 секундных подач насоса при минимальном уровне воды в водоисточнике. Аналогичные размеры можно принимать и для горизонтальных подводящих труб.

Водозаборные камеры, оснащенные съёмными плоскими или вращающимися механическими мелкими сетками, должны иметь перед сеткой и после нее, перед всасывающими трубами насосов объёмы не менее 7—10 секундных подач насоса.

Грубые сороудерживающие решетки располагают в специальных пазах водозаборных сооружений, иногда их выносят, при водозаборе из канала, в аванкамеру, то есть устанавливают раздельно и впереди водозабора. Но это вызывает дополнительные затраты.

В обычных условиях решетку следует устанавливать на водозаборном сооружении. При установке решетки раздельно в пространство между решеткой и фронтом водозабора может попасть скот, могут быть затянуты в насосы и различные предметы. В этом случае следует предусматривать ограждения аванкамер.

В некоторых случаях при большом количестве плывущего в определенное время сезона мусора (камыши, водоросли и др.) выносная установка решетки может быть оправдана, так как создает большее удобство для очистки решеток и уборки мусора.

В 1968 г. наблюдалась работа такой выносной решетки на подводящем канале. Решетка была сильно забита камышом, и перепад уровней воды у нее достигал 0,4—0,5 м. Скорости течения воды были большие (значительно более 1 м/с), решеткоочистная машина не справлялась с работой, ее ковш скользил по мусору, плотно забившему решетку, очистка проводилась вручную и малоуспешно. В таких случаях длина фронта решетки должна быть больше, чтобы не было больших скоростей течения воды, а решеткоочистная машина более мощной, с более тяжелым ковшом или грейфером.

В этих условиях решетку нужно систематически очищать, не допуская малейшей ее забивки.

Летом 1968 г. на насосной станции Нижне-Донской оросительной системы наблюдались следующие явления на выносной решетке, установленной на подводящем канале (в аванкамере), в нескольких метрах от фронта водозабора. Аванкамера имеет сильное расширение у фронта водозабора ($\frac{B_{ф.в}}{b_k} \sim 6$) и, несмотря на чистую воду в канале, были отложения наносов (крупностью $< 0,01$) слоем до 0,7 м на участке от канала до выносной решетки. Далее дно аванкамеры до фронта водозабора и водозаборные камеры почти не имеют отложений наносов. За решеткой наблюдается несколько лучшее распределение скоростей потока.

Аванкамеры насосных станций № 1 и № 3 Ак-Газинской оросительной системы сильно заносились наносами.

На рисунке 238 приведено передвижное по откосу берега водозаборное устройство с насосной станцией, которое по принципу передвижения можно назвать устройством фуникулерного типа. Установка оборудована двумя насосами подачи по 0,1 м³/с и предназначена для работы при значительных колебаниях уровней воды в водоисточнике. Она монтируется на металлической тележке и передвигается по рельсовому пути, уложенному по спланированному берегу. По откосу берега вдоль пути укладывается напорный трубопровод, из которого через каждые 5 м выводятся короткие стояки с заглушками. По мере передвижения установки по берегу напорный трубопровод ее при помощи гибкого шланга подключается к ближайшему стояку берегового напорного тру-

бопровода. Питание энергией двигателей насосов осуществляется по гибкому кабелю. Такие установки следует располагать в местах, не подверженных разрушающему действию ледохода, навалов и заторов льда. Установка передвигается тросом при помощи лебедки, расположенной на берегу.

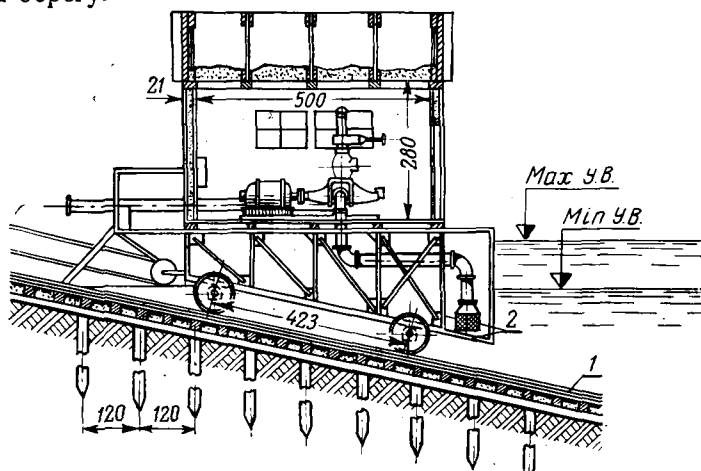


Рис. 238. Совмещенное водозаборное устройство фуникулерного типа:
1 — рельсы; 2 — водозабср.

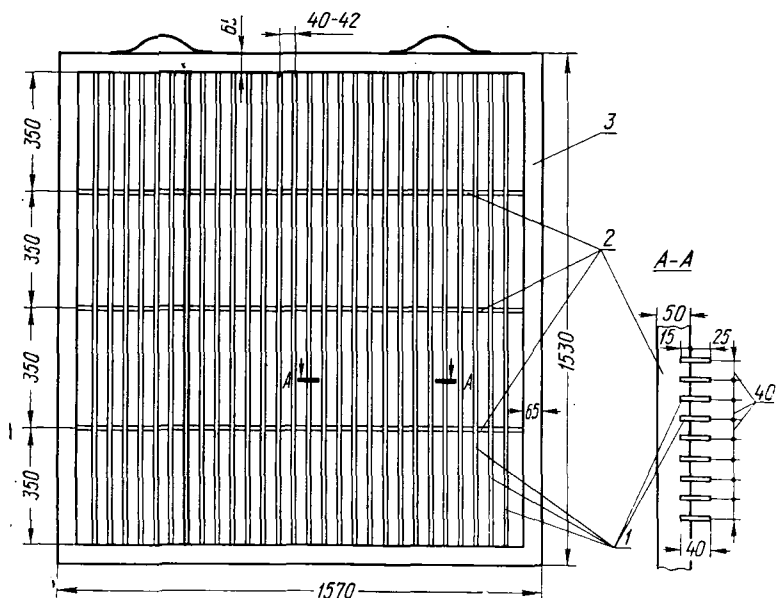


Рис. 239. Сороудерживающая решетка для отверстия $1,4 \times 1,4$ м:
1 — полоса размером 5×40 мм; 2 — полоса размером 10×50 мм; 3 — рама из угловой стали размером 65×65 мм.

На рисунке 239 приведена конструкция обычной сороудерживающей решетки для водозаборных окон среднего размера. Полосы решетки выступают из плоскости ее рамы и приспособлены для очистки решеткоочистной машиной и граблями вручную, если она не заглублена.

В зависимости от условий водозабора и количества забираемой воды сороудерживающие решетки* могут быть значительных размеров. Большие решетки секционируются и по высоте и по ширине.

* Конструкции сороудерживающих решеток и решеткоочистных машин приведены в разработках института «Мосгидросталь», каталогах треста «Гидромонтаж» и др.

На рисунке 240 дан общий вид решеткоочистной машины типа РТ, которая приспособлена для очистки вертикально установленных решеток.

Для движения решеткоочистной машины по вертикали рядом с пазом решетки устраивают паз, в котором скользят катки решеткоочистной машины, стабилизируя ее положение.

Вдоль фронта водозабора машина передвигается по монорельсу. Подъем и опускание ковша механизированы и автоматизированы, горизонтальное передвижение также механизировано.

Решеткоочистная машина может быть подвешена к крану, обслуживающему водозаборное сооружение и перемещающему ее по фронту водозабора. Машины бывают для очистки наклонных и вертикальных решеток. Очищаемый мусор складывают в специальные бункера, вагонетки и др. и отвозят в отведенное для этого место.

Временное водозаборное устройство может быть выполнено на деревянной эстакаде с упрощенной водоприемной частью в виде ящика, стенки которого образованы дощатой обшивкой с зазорами. Такую временную насосную установку можно применять для водоснабжения строительной площадки и орошения небольших площадей из водоисточников, не имеющих ледоходов, которые могут повредить эстакаду.

Водозаборные устройства передвижных насосных станций следует отнести к передвижным водозаборным устройствам совмещенного типа.

Незатопляемые водозаборные устройства обычно выполняют из монолитного или сборного бетона и железобетона.

Для водозаборных устройств применяют гидротехнический бетон следующих марок: для фундамента 150, для монолитных стен 200, для сборных стен 200—300.

Морозостойкость этих марок бетона — Мрз 100, 150, водонепроницаемость — В-4, В-6.

Проектирование бетонных и железобетонных конструкций водозаборных устройств ведется по нормам и техническим условиям СН 55—59.

Соотношение размеров водозаборных окон следует принимать по СН 149—60.

Водозаборные устройства на водохранилищах. Все приведенные выше рекомендации по выбору и устройству речных (береговых и русловых, совмещенных и отдельных) водозаборных устройств в равной степени должны быть отнесены и к водозаборным устройствам, сооружаемым для забора воды из водохранилищ.

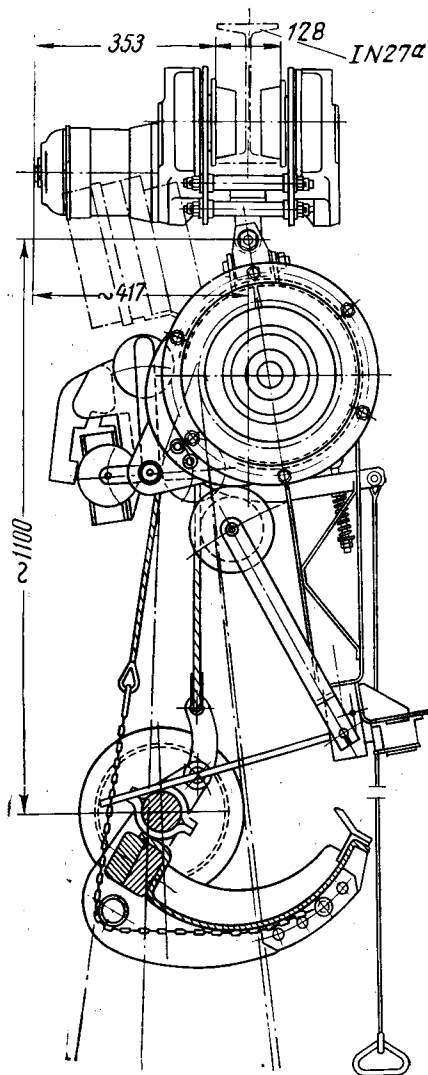


Рис. 240. Общий вид решеткоочистной машины типа РТ (вид сбоку).

Водохранилища на реках только для целей орошения сооружаются редко. Обычно стремятся к комплексному использованию водоисточника. Водохранилища устраивают, когда расход, забираемый из реки, превышает 25—30% меженного, а глубины в реке недостаточны. Причины для сооружения водохранилищ в зависимости от района бывают различными. Например, в Средней Азии и других теплых районах нашей страны, особенно там, где без орошения невозможно земледелие, основной причиной является орошение. Водохранилище улучшает также и использование рек для судоходства, водоснабжения, энергетики (ГЭС, ТЭС) и др. Для целей орошения часто сооружают аккумулирующие наливные водохранилища, используя емкости естественных впадин.

При сооружении водозаборных устройств на водохранилищах существенными моментами для выбора их места являются:

время заиливания водохранилища, режим движения и отложения наносов;

колебание уровней воды;

геологические условия (основание, размываемость и переработка берегов и др.);

величина волн и господствующее направление ветров;

наличие естественных акваторий, где влияние волн уменьшается и занос входа в эти акватории исключается; возможность сооружения искусственных акваторий и др.

Если водохранилище рассчитано на длительный срок заиливания и отложение наносов предполагается в его верховьях, водозаборные устройства следует располагать ближе к оросительной системе — на берегу водохранилища или на подводящем канале.

При тяжелом режиме наносов водозаборные устройства следует размещать около плотины, используя водосбросные сооружения и располагая водозаборные окна в их стенах с верховой стороны, в бычках, устоях и др.

При значительной сработке уровней в водохранилище (более 5—6 м) следует рассмотреть вариант расположения водозаборных устройств в нижнем бьефе плотины с подводом воды к станции трубопроводами. Он заслуживает внимания в тех случаях, когда по условиям эксплуатации водохранилища устраивается донный водоспуск с незатопляемой башней, располагаемой в водохранилище. Донный водоспуск может быть устроен из железобетонных трубопроводов, а может быть выполнен из металлических труб, укладываемых в железобетонной галерее. В голове донного водоспуска устраивается незатопляемая башня с ярусным расположением водозаборных окон, оборудуемых решетками и затворами. Для питания насосной станции может быть устроен или отдельный трубопровод, или использован трубопровод донного водоспуска. Последнее решение требует перерыва в работе насосной станции при промывках наносов. В случае прокладки подводных трубопроводов под плотинами типа донных водоспусков необходимо тщательно соблюдать технические условия при производстве таких работ, как подготовка основания, устройство противофильтрационных диафрагм, водонепроницаемых швов и др.

Опыт эксплуатации и строительства водозаборов из водохранилищ показал, что:

самым надежным водозабором (особенно при круглогодичной работе) является башенный приплотинный, с расположением насосной станции в нижнем бьефе и подводом к ней воды самотечными водоводами в штольне (рис. 126);

при незатопленном оголовке башенного типа условия эксплуатации лучше, чем при затопленном.

При проектировании береговых водозаборов на водохранилищах следует учитывать процессы переработки берегов за счет волновых

воздействий (заложение откосов достигает $1:10 \div 1:12$; значительное передвижение наносов — продуктов размыва вдоль берегов).

На рисунке 150 приведен поперечный разрез водозаборного устройства совмещенного типа из водохранилища. Водозабор одноярусный, без порога. Каждый насос имеет свое (отделенное бычком) водозаборное окно, оборудованное сороудерживающей решеткой, пазом для ремонтных шандорных заграждений и эксплуатационным затвором на входе во всасывающую трубу насоса. Для уменьшения размеров решетки устроена забральная стенка. При значительных глубинах для уменьшения высоты ремонтного затвора также устраивают забральную стенку или же размещают его в пазу для решетки (рис. 242). Решетки для очистки в этом случае вынимают. Решетки, установленные под углом 75° к горизонту (рис. 150), очищают решеткоочистной машиной, которая передвигается по рельсам вдоль фронта водозабора. Управление оборудованием водозаборных устройств выполняют при помощи козлового крана, перемещающегося по рельсам вдоль фронта водозабора. Амплитуда колебания уровней воды в водохранилище около 3,4 м. Превышение перекрытия водозаборных устройств над максимальным уровнем воды — 0,7 м. Такой тип водозаборных устройств применяют при расположении их на берегу водохранилища или на канале, подводящем воду к насосной станции из водохранилища. Для минимального уровня заглубления входа во всасывающую трубу (у затвора) дано на $0,5D_{\text{вх}}$.

Водозаборные устройства и насосные станции при расположении их в верхнем бьефе водохранилища ничем не отличаются от рассмотренных насосных станций и водозаборных устройств на реках.

При значительных колебаниях уровней воды и совмещенном решении можно применять тип водозабора, приведенный на рисунках 141, 228, а при раздельном решении — тип, приведенный на рисунках 142, 225, а также плавучий или передвижной водозабор.

При малых колебаниях уровней (до 2 м) и благоприятных условиях устраивают береговые водозаборы. Для уменьшения пролетов ремонтных затворов и решеток входные отверстия разделяют промежуточными бычками. Все входные кромки водозаборных отверстий следует делать скругленными. При малой высоте плотин и напоре в трубах донного водоспуска до 7—10 м трубы устраивают железобетонными. При напорах более 7—10 м укладывают стальные трубы в железобетонных галереях, что более надежно и удобно в эксплуатации. В конце труб донного водоспуска при водозаборе воды из них насосными станциями устанавливают затворы. Всасывающие трубы насосов обычно стальные.

Водозаборные устройства на каналах. Насосная станция на канале может быть расположена нормально к его оси (прямой водозабор), вдоль канала (боковой водозабор) или под углом к оси (косой водозабор). Насосные станции на каналах бывают различной подачи: от малой и средней — системные оросительные станции, подающие воду из магистральных или распределительных каналов на небольшие орошаемые площади, до большой подачи — станции перекачки (например, на судоходных каналах: Волго-Донском, им. Москвы, Северный Донец — Донбасс и др.). В крупных и средних станциях водозаборные устройства часто однотипны и отличаются только размерами. Канал, на котором расположена станция, может быть тупиковым или транзитным. Перед насосной станцией тупиковый (рис. 145 или 241) канал обычно расширяется и образует аванкамеру для лучшего сопряжения с водозаборными устройствами и подвода воды к агрегатам насосной станции.

Станции, приведенные на рисунках 145 и 241, отличаются простой конструкцией сооружений и удобствами монтажа оборудования.

На конструкцию водозаборного устройства (на выбор отметки верха его) влияет тип подводящего канала — саморегулирующийся или не-саморегулирующийся. Как правило, водозаборные устройства на каналах представляют собой незатопляемые бетонные или железобетонные коробки, открытые сверху, имеющие форму камер. Число камер в водозаборном устройстве обычно равно числу насосов, но иногда бывает и меньше — при коллекторной схеме соединения всасывающих трубопроводов, которая в мелиоративных станциях применяется редко (при малой подаче станции и значительной длине всасывающей линии). Эта схема сложнее по автоматизации, и ее следует избегать.

Водозаборные устройства могут быть:

проточного типа в виде проточного лотка, подводящего воду сразу в «мокрую» камеру насосной станции;

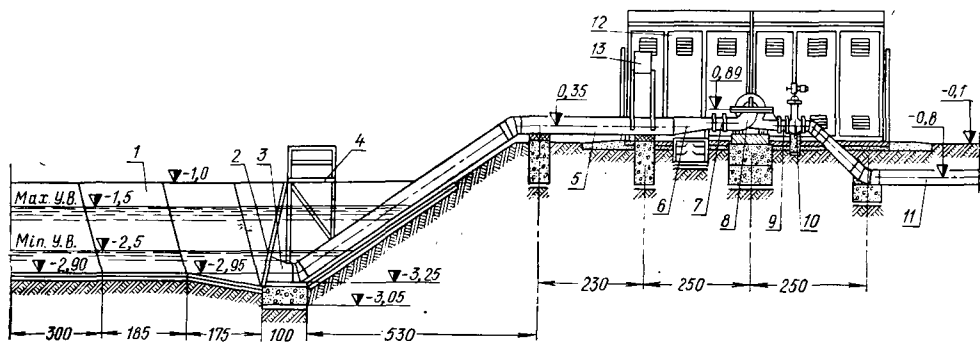


Рис. 241. Открытая насосная станция незаглубленного типа с отдельным водозабором и горизонтальным расположением входной части трубы:

1 — канал; 2 — рама сороудерживающей решетки; 3 — конус (переход); 4 — служебный мостик; 5 — всасывающая труба; 6 — односторонний сужающийся конус; 7 — монтажная вставка; 8 — насос 8НД; 9 — монтажная вставка; 10 — задвижка с электроприводом; 11 — напорный трубопровод; 12 — шкафы электрооборудования; 13 — заливочный бачок для вакуум-насоса.

с ограничивающей камеру поперечной стеной, через которую вода забирается горизонтальными или вертикальными трубами;

безбычкового типа, в которых горизонтальные трубы имеют водозаборные окна в стенке, преграждающей аванкамеру, и не отгорожены бычками друг от друга.

Основное оборудование водозаборных устройств: ремонтные заграждения — шандоры, устанавливаемые в начале сооружения; сороудерживающая решетка, которая устанавливается вертикально или наклонно; эксплуатационный затвор (на крупных станциях) на входе во всасывающую трубу.

На станциях с сезонной работой и опоражниваемым подводящим каналом иногда для упрощения не ставят ремонтных заграждений, а ограничиваются только затворами на входе во всасывающую трубу. На некоторых станциях решетки устанавливают перед станцией в виде отдельного сооружения. Это не совсем удачно, так как в канал между решеткой и станцией могут попасть мусор и скот. Кроме того, это увеличивает стоимость установки.

Решетки на водозаборных устройствах очищают вручную или решеткоочистной машиной.

На рисунке 145 приведено отдельное водозаборное устройство насосной станции незаглубленного типа с суженным фронтом водозабора. Размеры водозаборных камер принимают по аналогии с речными водозаборными сооружениями.

Входную скорость во всасывающую трубу следует принимать не более 0,7—1,2 м/с, а скорость в решетке (без учета стеснения) — в пре-

делах 0,5—0,7 м/с, но немногим более минимальной скорости движения воды в канале.

На рисунке 241 представлена открытая, незаглубленная оросительная насосная станция с отдельным водозаборным устройством при горизонтальном расположении входной части всасывающей трубы. Такой вход во всасывающую трубу (при вертикальной стенке) дает возможность уменьшить расстояние между входными отверстиями и значительно сократить фронт водозабора.

На рисунке 242 представлено совмещенное водозаборное устройство крупной насосной станции, питающейся из подводящего канала, который имеет длину 2 км, минимальную глубину 2 и максимальную 4,6 м. Водозаборные устройства (рис. 242) оборудованы вертикальной сороудерживающей решеткой, имеющей свой паз, и эксплуатационным затвором 7, устанавливаемым у входа во всасывающую трубу насоса. Такое устройство пазовых конструкций надежно в эксплуатации. Управление решеткой и затвором осуществляется при помощи козлового крана 1, который передвигается вдоль фронта водозабора. При необходимости в паз решетки могут быть установлены ремонтные затворы. Дно и откосы канала по условиям фильтрации укреплены железобетонными плитами по гравийной подготовке. Уклон дна канала положительный, а уклон бермы обратный уклону дна канала для отвода ливневых вод. Одна берма уширена, и по ней осуществляется подъезд к станции. Максимальная глубина выемки по каналу около 24 м, а заглубление основания станции около 30 м. Перекрыв водозаборное сооружение, можно опорожнить канал для осмотра и ремонта.

Превышение бермы над максимальным рабочим уровнем воды в канале с учетом образования волны при отключении всех насосов станции принято около 2,5 м, а над статическими — около 2 м.

Для упрощения пуска и автоматизации насосных установок с горизонтальными центробежными насосами (типа К и Д) в водозаборных устройствах насосных станций с малой и средней подачей в последнее время стали применять «приподнятую» всасывающую трубу, показанную на рисунке 243, позволяющую запускать насос без ва-

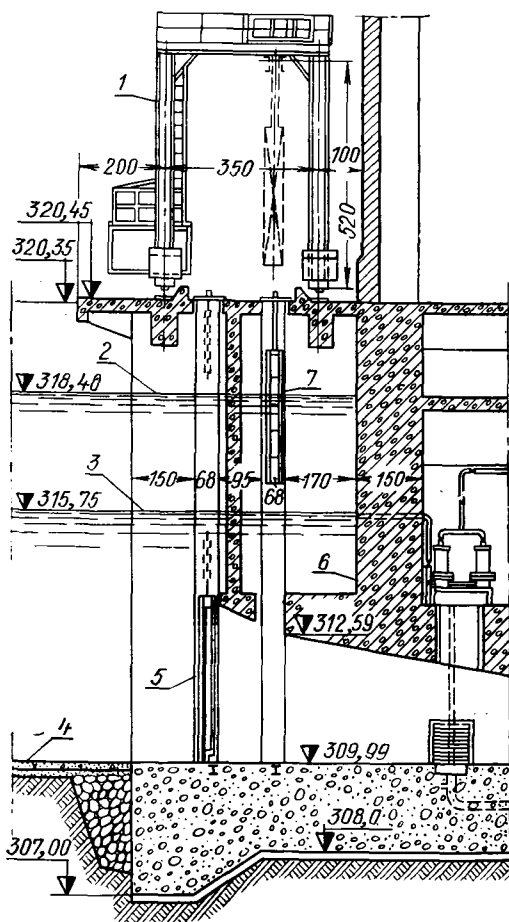


Рис. 242. Совмещенное водозаборное устройство крупной оросительной насосной станции:

1 — козловый кран; 2 — статический уровень воды; 3 — минимальный уровень воды; 4 — крепление железобетонными плитами по слою гравия; 5 — паз решетки и ремонтного затвора; 6 — гидроизоляция торкретом за 2 раза; 7 — эксплуатационный затвор.

куум-насоса*. Принцип ее действия заключается в следующем. После заливки трубы (первый раз) вспомогательным самовсасывающим насосом в дальнейшем можно запускать насос без зарядки вакуум-насосом или другими способами (вакуум-котлы, баки, аккумуляторы и др.) за счет использования остающегося в ней объема воды $V_{\text{вод}}$ для удаления имеющегося количества воздуха $V_{\text{воз}}$ и создания необходимого

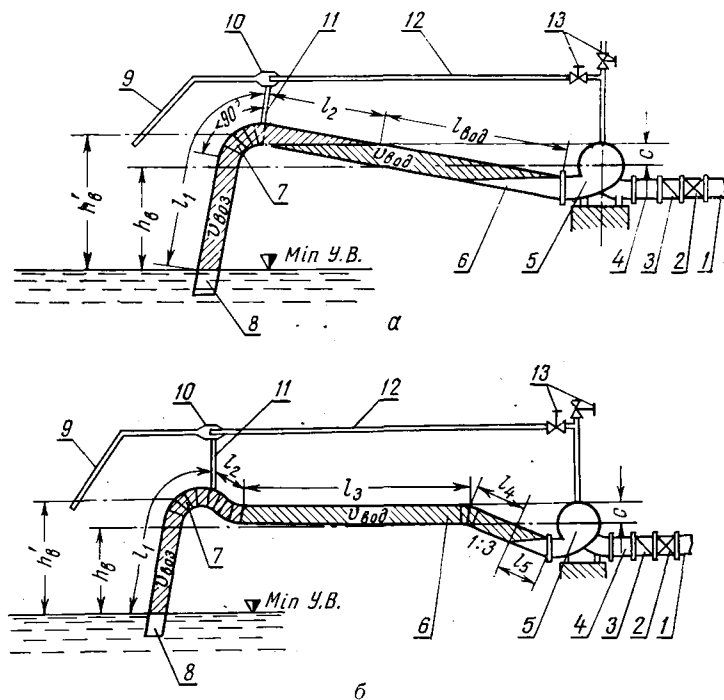


Рис. 243. Схемы насосных установок с приподнятыми всасывающими трубами:
 а — прямолинейная приподнятая всасывающая труба; б — приподнятая всасывающая труба криволинейной формы; 1 — напорный трубопровод; 2 — задвижка; 3 — обратный клапан; 4 — монтажная вставка; 5 — насос; 6 — приподнятая всасывающая труба; 7 — приподнятое колено; 8 — ниспадающая ветвь всасывающей трубы; 9 — отводная (сбросная) трубка эжектора ($d_y=19$ мм); 10 — эжектор; 11 — всасывающая трубка эжектора; 12 — трубка подвода рабочей воды к эжектору ($d_y=13$ мм); 13 — вентили.

вакуума. Для определения диаметра всасывающей трубы следует принимать скорости воды в ней в пределах $v_{\min} \geq 1$ м/с и $v_{\max} \leq 2,5$ м/с. Минимальную скорость течения воды в колене (м/с) можно принимать по формуле автора, рекомендуемой для расчета сечений горла сифонов:

$$v_{\min} = \alpha a 3,4 \sqrt{R_{г.с.}},$$

α — коэффициент размерности ($\text{м}^{1/2} \cdot \text{с}^{-1}$);

$\alpha = \frac{0,0125}{n}$ — коэффициент, учитывающий отличие шероховатостей:

0,0125 — коэффициент шероховатости гладких стенок труб (стальных или железобетонных с хорошей затиркой); n — коэффициент шероховатости стенок рассчитываемого трубопровода;

$R_{г.с.}$ — гидравлический радиус горла сифона, м.

Из практики следует принимать: угол подъема всасывающей трубы не более $12-13^\circ$, геодезическую высоту всасывания насоса h_v не более 2,5 м, высоту расположения колена h'_v возможно минимальной, подачу насоса не более 500 л/с. Величины h_v и h'_v увязываются с допустимой

* Предложения сотрудников ТИИМСХ: Т. А. Колпаковой, С. К. Переверзева и В. П. Судакова.

высотой всасывания применяемого насоса и не должны ее превышать. Количество воды $V_{\text{вод}}$, которое необходимо иметь в трубе для зарядки насоса, определяют по количеству воздуха $V_{\text{воз}}$, находящегося в ней, по зависимости:

$$V_{\text{вод}} = V_{\text{воз}} \frac{p_a}{p_a - p_{\text{вак}}},$$

где p_a — атмосферное давление, Па (обычно 98 100 Па);

$p_{\text{вак}}$ — вакуумметрическое давление в колене всасывающей трубы, Па.

Количество воздуха $V_{\text{воз}}$ определяют по конструктивным размерам трубы. По полученному расчетом количеству воды $V_{\text{вод}}$ определяют размеры трубы. Конструкция труб может быть различной (рис. 243): с прямой молинейным подъемом от насоса до колена; с ломаной осью.

Последняя конструкция (рис. 243, б) при одной общей длине восходящей ветви трубы позволяет иметь больший объем воды $V_{\text{вод}}$ для пуска насоса. Низ (порог) колена располагают на отметке верха корпуса насоса. За рабочий объем (расчетный) принимают объем воды $V_{\text{вод}}$ в трубе от верха входного отверстия рабочего колеса до низа (порога) колена. Начальный участок всасывающей трубы около насоса (рис. 243, б) должен быть с подъемом не круче чем 1:3 (19°).

В целях обеспечения надежности работы устройства над коленом устанавливают эжектор для отсоса воздуха из него. Воду к эжектору подают трубкой $d_y = 13$ мм от верхней точки улитки насоса. От эжектора воду по ниспадающей трубке $d_y = 19$ мм отводят в камеру водозабора. Эту трубку не следует заглублять под уровень воды, чтобы по ней мог проходить воздух для разрядки колена при остановке насоса. Длину ее делают небольшой — только для обеспечения отвода воды в нужном направлении. На трубке $d_y = 13$ мм около насоса необходимо устанавливать вентиль, с помощью которого можно регулировать и полностью отключать подачу воды к эжектору. По опыту сбрасываемый через трубу расход воды составляет около 1,5—2% подачи насоса, но его можно снизить путем регулирования в период эксплуатации или автоматического отключения эжектора. С эжектором всасывающая труба и при малых подачах работает полным сечением, что снижает гидравлические потери в ней.

На рисунке 243 нисходящая ветвь всасывающей трубы показана с крутым падением вниз. Если местные условия не позволяют выполнить такой поворот, его делают под меньшим углом, но это увеличивает объем воздуха $V_{\text{воз}}$. Всасывающую трубу эжектора к приподнятому колену присоединяют не в наивысшей точке его, а несколько сместив в сторону насоса, ниже верха колена на $(0,1—0,12)D_k$, где D_k — диаметр колена.

Расчет эжектора можно производить по методике, предложенной в литературе [48].

Промышленностью осваиваются центробежные насосы необходимых параметров, которые условиями всасывания и конструкцией (вертикальные погружные, различной модификации капсульные и др.) улучшат снабжение водой закрытой сети, позволят заменить водозаборы с «приподнятой» всасывающей трубой.

Рыбозащитные сооружения (РЗС). Водозаборные сооружения должны быть оборудованы рыбозащитными устройствами, которые рекомендуется проектировать одновременно с первыми. Специальные рыбохозяйственные изыскания следует проводить одновременно с обычными изысканиями, выполняемыми для проектирования водозаборных устройств, или несколько раньше.

Проектирование рыбозащитных сооружений водозаборов мелиоративных систем, питьевого и технического водоснабжения, забирающих

воду из водисточников, имеющих рыбохозяйственное значение, нужно вести в соответствии со специальными техническими условиями*, с учетом последних конструктивных разработок, научных исследований и опыта эксплуатации.

По заказу бассейновые управления Минрыбхоза СССР разрабатывают и выдают проектной организации технические условия на проектирование водозаборных и водовыпускных (осушительные и дренажные станции, поля орошения и др.) устройств в намечаемом для их расположения месте, которые включают в себя:

обоснование необходимости рыбозащиты в створе проектируемого узла, обезвреживания сбросных и дренажных вод, компенсационных рыбопроизводных мероприятий;

перечень видов, количество, размеры тела и коэффициент промыслового возврата для каждой размерной группы подлежащих защите промысловых рыб;

степень эффективности рыбозащиты по размерному и видовому составу рыбы, степень очистки или обеззараживания сбрасываемых вод (допустимые концентрации вредных веществ, компенсационные мероприятия);

рекомендации по месту расположения рыбозащитных сооружений относительно водозабора, водовыпуска или рыбопроизводных сооружений;

рекомендации по учету прошедшей через рыбозащитное сооружение или выращенной рыбы и контролю качества сбросных и дренажных вод.

Изложенное относится к вновь возводимым и реконструируемым сооружениям.

Рыбозаградитель должен не травмировать рыбу, обеспечивать защиту ценных пород рыб (сетчатый не менее 90%), не нарушать ориентации их при движении, не вызывать нежелательной концентрации рыбы у водозабора, не влиять отрицательно на дальнейшее развитие рыбы и их размножение.

При разработке РЗС нужно также учитывать особенности поведения рыбы:

скат рыбы и приуроченность его к определенному периоду года и часам суток, условия зимовки и выноса рыбы при нарушении зимовки;

приуроченность ската ранней молоди многих пород рыбы к темному времени суток, а также к мутной воде;

тяготение ранней молоди рыбы к береговым участкам водотоков и водоемов в весенне-летний период, а при скате — к стрежневой части потоков;

размещение при скате ранней молоди, кроме осетровых, в поверхностных слоях водотоков и водоемов.

В настоящее время существует три принципа защиты рыбы от попадания в водозаборные сооружения: 1) поведенческий, заключающийся в применении поведенческих реакций на различные раздражители (сетчатое полотно, свет, звук, электрическое поле и др.); 2) экологический, опирающийся на закономерности, связанные с образом жизни рыб (распределение, миграция) и особенностями попадания их в сооружение; 3) физический, использующий физические явления с соблюдением жизнеспособности рыб (разница в плотности воды и рыб и др.).

Этим принципам соответствуют и способы устройства защиты рыбы: первый (поведенческий) считается активным, а вторые два (экологический и физический) пассивными.

* Указания по проектированию рыбозащитных сооружений водозаборов мелиоративных систем (проект). Гипроводхоз, В/О «Союзводпроект» Минводхоза СССР, 1974; Указания по проектированию рыбопропускных и рыбозащитных сооружений СН 349—66, М., 1967; Временное положение по проектированию рыбозащитных устройств водозаборных сооружений. Л., ГОСНИОРХ, 1967.

Существенной стороной работы рыбозащитных устройств является отвод рыбы от них, что и определяет их эффективность. Способ отвода рыбы зависит от типа водисточника (водоток или водоем) и бывает естественным — рыба от водозабора отводится течением водисточника; искусственным — рыба отводится из зоны водозабора вместе с необходимым расходом воды самотеком или принудительным путем (водоструйным и рыбным насосом) с последующим отводом ее в рыбохозяйственный водоем, за пределы водозабора.

Бывают рыбозаграждения и без рыбоотвода.

Важной величиной является критическая скорость, приближенное значение которой может быть определено по формуле $v_{кр} = 10l$, где l — длина тела рыбы. В водотоках со скоростью, в несколько раз больше критической, хорошо осуществляется естественный отвод рыбы вниз по течению от рыбозащитных сооружений, а при меньшей скорости течения в сетке рыба не будет к ней прижата и может легче отойти от сетки.

В настоящее время наиболее эффективны различные сетчатые рыбозаградители.

Ниже приводим краткое описание наиболее широко применяемых типов рыбозаградителей.

Плоские сетки представляют собой эстакаду (рис. 244), на которой устанавливают мелкие рыбозащитные сетки и, если нужно, сороудерживающие решетки. Сетки можно вынимать для очистки или промывать на месте с помощью «флейты» (перфорированной трубы), получающей воду под давлением от погружного насоса типа ЭЦВ.

Эстакаду устанавливают под углом $15-16^\circ$ к потоку. Решетки для очистки также можно вынимать или очищать решеткоочистными машинами, грейферами и др.

Задержанная рыба вместе с мусором либо сносится потоком, либо отводится к нижней по течению части эстакады, откуда насосом подается в рыбоотводящий канал и далее поступает ниже водозабора. Имеются проектные разработки такого типа рыбозаградителей с расходом до $300 \text{ м}^3/\text{с}$.

Размеры ячеек сетки определяются размерами тела рыбы: длина тела рыбы $15-30 \text{ мм}$ и более, соответственно размеры ячеек сетки 1×1 , 2×2 и $4 \times 4 \text{ мм}$.

Для рыбозаградителей применяют сетки сверленные или штампованные, но не плетеные.

На эстакаде располагают необходимое, перемещаемое вдоль нее грузоподъемное оборудование.

В условиях рек Средней Азии и юга Казахстана опытной эксплуатацией сетчатых рыбозаградителей установлена невозможность их подводной гидравлической очистки из-за большой мутности воды и большого содержания плавучих водорослей и рекомендуется применение сетчатых рам с надводной промывкой.

Сетчатый конус представляет собой вращающийся усеченный конус, устанавливаемый с помощью направляющих в пазовые конструкции вершиной вниз по течению воды. Боковая поверхность конуса по каркасу обтягивается сеткой.

Своим большим основанием конус опирается на консольные катки направляющего затвора, а меньшим — на катки хвостового опорного узла, размещенного на металлической раме, заанкеренной в бетонное основание. Конус вращается либо от электродвигателя через редуктор и две цепные пары на ведущую звездочку, сцепляющуюся с цевками цепи, расположенной и закрепленной непосредственно на большом опорном ободе конуса, либо от гидромотора, находящегося под водой на оси конуса.

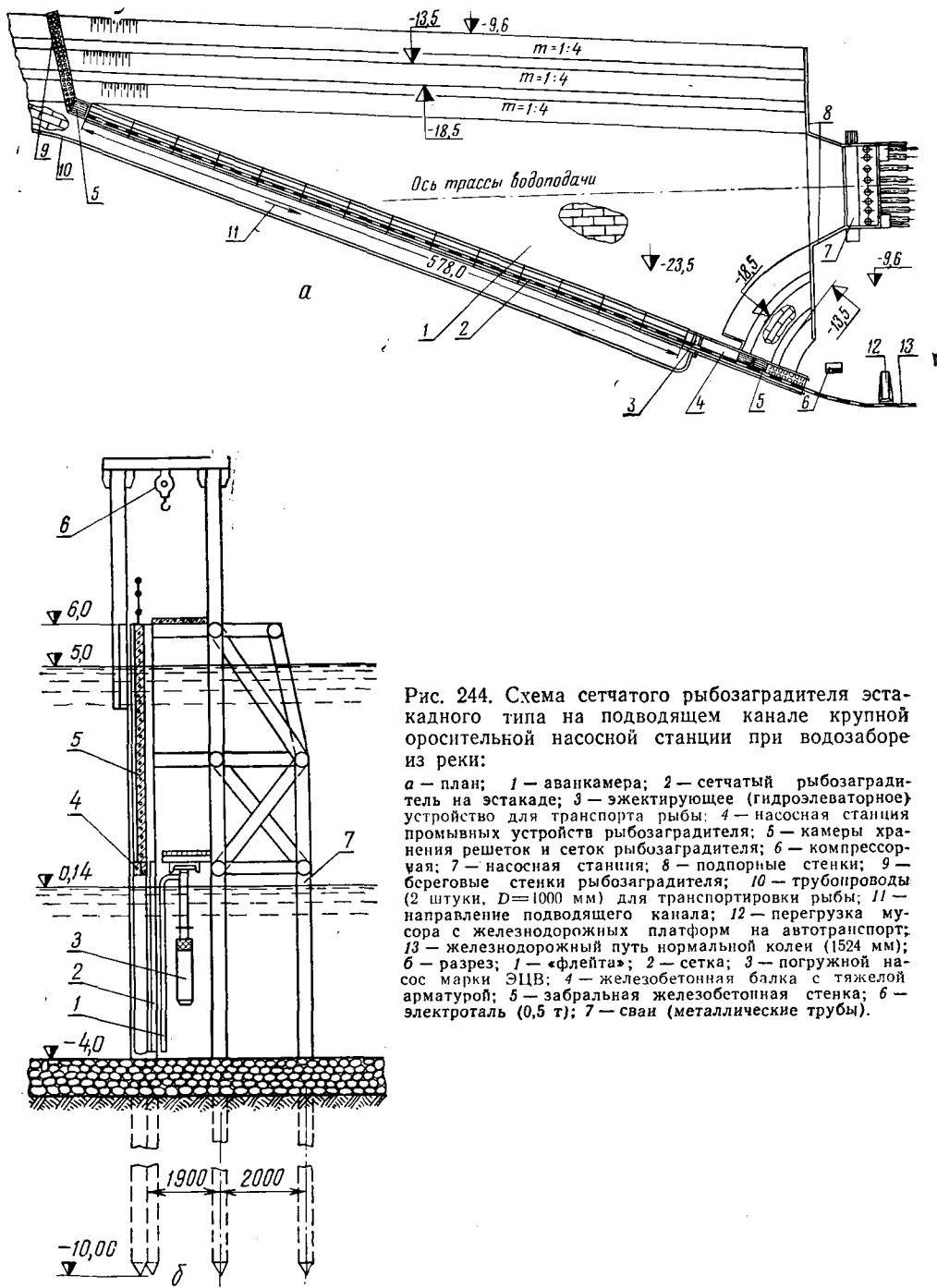


Рис. 244. Схема сетчатого рыбозаградителя эстакадного типа на подводящем канале крупной оросительной насосной станции при водозаборе из реки:

а — план; 1 — аванкамера; 2 — сетчатый рыбозаградитель на эстакаде; 3 — эжектирующее (гидроэлеваторное) устройство для транспорта рыбы; 4 — насосная станция промывных устройств рыбозаградителя; 5 — камеры хранения решеток и сеток рыбозаградителя; 6 — компрессорная; 7 — насосная станция; 8 — подпорные стенки; 9 — береговые стенки рыбозаградителя; 10 — трубопроводы (2 штуки, $D=1000$ мм) для транспортировки рыбы; 11 — направление подводящего канала; 12 — перегрузка мусора с железнодорожных платформ на автотранспорт; 13 — железнодорожный путь нормальной колеи (1524 мм); б — разрез; 1 — «флейта»; 2 — сетка; 3 — погружной насос марки ЭЦВ; 4 — железобетонная балка с тяжелой арматурой; 5 — забальная железобетонная стенка; 6 — электроталь (0,5 т); 7 — свай (металлические трубы).

Для смыва прилипшего к сетке мусора с наружной стороны вдоль образующей конуса размещают неподвижное промывное устройство типа «флейты».

Вода, очищенная от крупного мусора в грубой сороудерживающей решетке, попадает через большее основание в сетчатый конус и, профильтровавшись сквозь его боковую поверхность, поступает в подводящий канал. Попавшие в конус рыба и мусор под влиянием тока воды,

вращения конуса и работы очистного устройства перемещаются к его вершине и отводятся с помощью рыбоподъемных устройств.

Это рыбозащитное устройство, рекомендуемое, как и плоские сетки, для водозаборов с большими расходами воды, имеет следующие преимущества перед ними:

вращение конуса создает присеточную скорость с общим направлением к рыбоотводу, благодаря чему улучшаются условия очистки сетки и транспортировки молоди рыбы вдоль нее;

сетчатые конусы могут быть заглублены под лед и работать в зимнее время.

На рисунке 245 представлено проектное решение установки конусного рыбозащитного устройства.

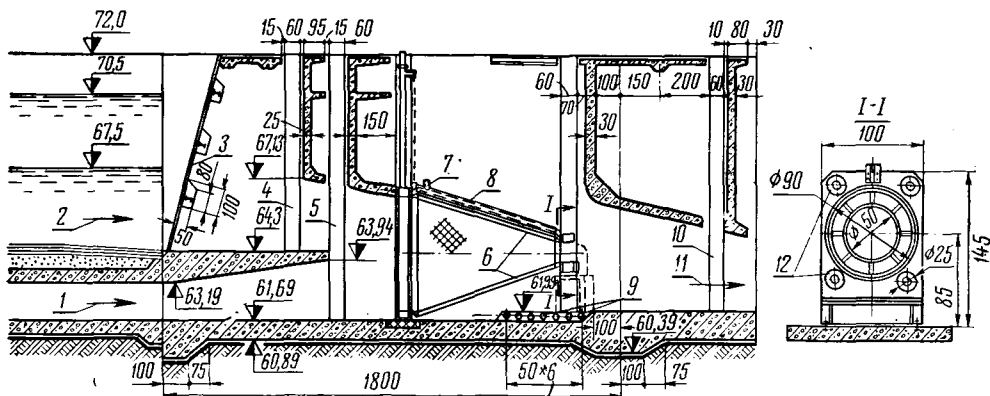


Рис. 245. Схема конусного сетчатого вращающегося рыбозаградителя:

1 — приток сбросной воды; 2 — подводящий канал; 3 — грубая решетка; 4 и 5 — пазы ремонтного затвора; 6 — конусный сетчатый рыбозаградитель; 7 — подвод промывной воды; 8 — «флейта»; 9 — рыбомусороотводные трубы $D=0,25$ м (7 штук по числу насосов); 10 — паз эксплуатационного затвора; 11 — движение воды к насосу; 12 — опорные ролики, обеспечивающие возможность вращения барабана рыбозаградителя.

Сетчатые барабаны с принудительной очисткой сетного полотна струями воды бывают следующие: МСРЗ (механические сетчатые рыбозащитные устройства), СРЗ (струереактивный рыбозаградитель), для плавучих насосных станций — РОН (рыбозаградитель очищающийся навесной) и др. Чисто днищевые рыбозаградители при исследованиях имели значительное отклонение скоростей по площади сетки, и применение их в водисточниках с малой глубиной воды осложняется.

Все сетчатые барабаны по способу очистки сетного полотна могут быть разделены на две группы: в одной — промывное устройство неподвижно, а сетчатый барабан вращается вокруг своей оси, во второй — сетчатый барабан неподвижен, а вращается промывное устройство. Вращение барабана осуществляется от лопастной турбинки, лопастного винта или электропривода; вращение промывного устройства реактивное.

Рыбозаградители типа сетчатого барабана имеют производительность от 50 до 5000 л/с. Их применяют для оборудования водозаборных сооружений плавучих насосных станций и водозаборов самотечных каналов.

Конструкция сетчатых барабанов и примеры их установки показаны на рисунках 246, 247.

Построены экспериментальные фильтрующие рыбозаградители кассетного типа. Их выполняют в виде отдельных затворов со стенками из крупной сетки, заполненных фильтрующим материалом — гравием, керамзитом, щебнем. Кассеты устанавливают в пазы

перегораживающего сооружения, а для очистки их периодически вынимают и промывают на специальных площадках. Разработаны конструкции кассет с «флейтовой» промывкой под водой.

В качестве фильтрующего материала стали использовать гравий и керамзит с синтетическим связующим для уменьшения толщины фильтрующего материала и промывки кассет под водой.

Широкое применение этих рыбозащитных устройств задерживается из-за отсутствия исследований по выбору основных размеров кассет и изучению воздействия фильтрующих материалов на молодь рыбы.

К гидравлическим рыбозаградителям относят: запани и отбойные козырьки, жалюзийные рыбозаградители, рыбозащитные устройства «зонтичного» и заглубленного типов. Они применяются на горных реках, несущих большое количество мусора и наносов.

Запани и отбойные козырьки имеют следующие основные элементы: несущую конструкцию (стационарную или наплавную), щиты (отбойные полотна) и подъемно-транспортное оборудование.

Экспериментальные работы, проведенные ГосНИОРХ в натурных условиях на водозаборном сооружении Али-Байрамлинской ГРЭС (р. Кура), показали, что применение наплавной запани, которая была установлена для борьбы с мусором, дает и рыбозащитный эффект, составляющий в среднем 65%.

Жалюзийный рыбозаградитель состоит из несущей конструкции, секций жалюзийных решеток и подъемно-транспортного оборудования. По рекомендациям ГосНИОРХ жалюзи устанавливают непосредственно в подводящем канале перед водозаборным сооружением под углом 18—21° к направлению движения потока. Пластины жалюзийной решетки спрофилированы таким образом, что в подходе к потоку образуется составляющая скорости движения воды, направленная по касательной к плоскости заграждения.

На основании исследования ГосНИОРХ была установлена малая эффективность жалюзийных рыбозащитных устройств.

Рыбозаградитель «зонтичного» типа основан на использовании лучшей приспособленности рыбы к горизонтальным токам воды. При изменении направления тока, особенно при вертикальном токе, рыба теряет ориентировку. Ведется проверка эффективности этого типа рыбозаградителя.

Рыбозащитное устройство *заглубленного* типа представляет собой заглубленный на 5—8 м под минимальный уровень водозаборный оголовок, перекрываемый сверху козырьком, что исключает подсос молодки рыбы из верхних слоев, ибо забор воды производится через боковые окна, оборудованные только грубой решеткой с расстоянием между стержнями 50 мм. Входная скорость на решетке допускается 0,2 м/с.

Электрорыбозаградитель ЭРЗУ-1 состоит из одного ряда вертикальных электродов (труб или полос), опускаемых почти на всю глубину водоема. Скорости течения воды в месте расположения электродов не должны превышать 0,25—0,3 м/с. Электроды — трубы диаметром 50—100 мм или полосы шириной 75—150 мм — устанавливают (в зависимости от размера и вида рыбы) на расстоянии 500—3000 мм и удерживают на плаву, сваях или тросе. Рыбозаградитель предназначен для предупреждения попадания в водозаборы молоди рыбы размером не менее 40 мм. Потребляемая им мощность (питание переменным током) зависит от электропроводности воды и дна водоема, протяженности системы и размеров электродов, напряжения, вида и размеров рыбы и колеблется от сотен ватт до десятков киловатт. Напряжение переменного тока 120/220 В, частота импульсов 4÷8 в секунду, продолжительность импульсов 0,02—0,06 с. Эффективность этого типа рыбозаградителей по проведенным обследованиям низкая, он не отпугивает рыбу, а глушит ее.

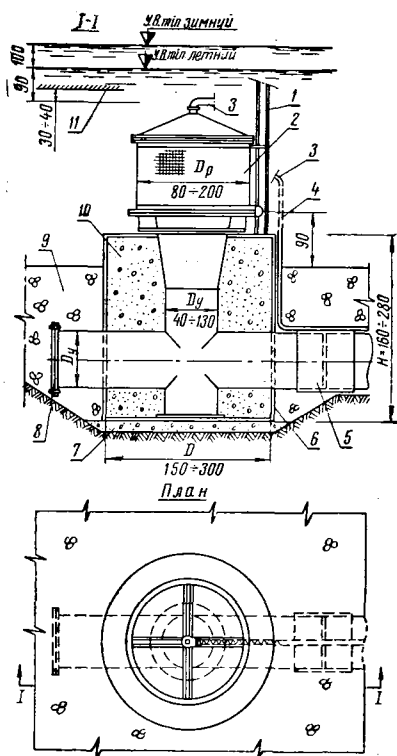


Рис. 246.

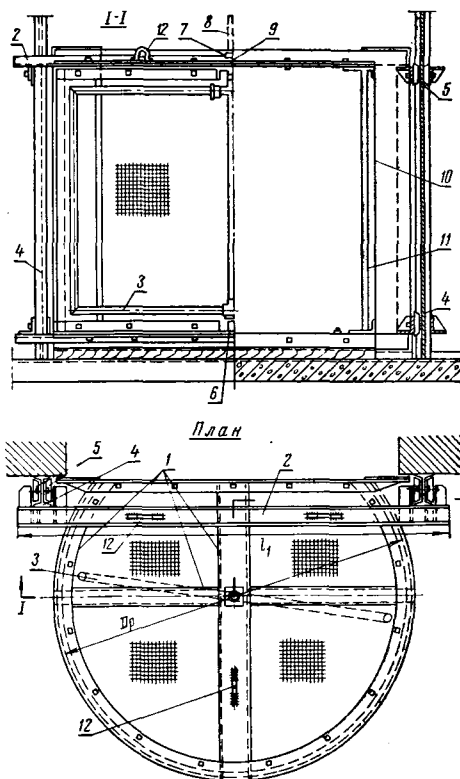


Рис. 247.

Рис. 246. Схема самоочищающегося рыбозаградителя на расход от 0,15 до 1,8 м³/с на затопленном оголовке при водозаборе из рек и водохранилищ: 1 — монорельс; 2 — самоочищающийся рыбозаградитель; 3 — гибкая часть промывной трубы рыбозаградителя; 4 — стационарная часть промывной трубы; 5 — надвижная муфта; 6 — металлический стакан; 7 — выравнивающий слой (щебень или крупный гравий $\delta=10$ см); 8 — фланцевая заглушка; 9 — заполнение крупным камнем; 10 — заполнение бетоном (М-150); 11 — низ льда.

Рис. 247. Схема самоочищающегося сетчатого рыбозаградителя на железобетонных и рязевых оголовках для расходов от 0,15 до 3,6 м³/с при водозаборе из рек и водохранилищ: 1 — каркас; 2 — ригель, крепящий рыбозаградитель к направляющим роликам 5; 3 — «флейта»; 4 — направляющая ходового устройства; 5 — ролики для передвижения рыбозаградителя по вертикали; 6 — пята с шарикоподшипником; 7 — головка для подключения напорной трубки промывной воды; 8 — напорная трубка промывной воды; 9 — опорная втулка; 10 — латунная сетка; 11 — ребра жесткости; 12 — подъемные петли.

Пневматические РЗУ создают воздушные завесы, получаемые с помощью компрессорных установок. Под водой укладывают перфорированные трубы (отверстия диаметром 0,3—0,4 мм, расположенные через 0,3—0,4 м) при давлении воздуха 0,3—0,4 МПа (3—4 ат).

В последнее время исследован и предложен новый тип конусного рыбозаградителя — конусный многосекционный рыбозаградитель КМР (В. В. Петрашкевич) с коэффициентом эффективности защиты рыбы 88,5—100%.

Вопросы рыбозащиты имеют важное значение, но они еще недостаточно изучены, поэтому необходимо вести научную, конструкторскую и проектную работу по совершенствованию и повышению эффективности рыбозащиты различных ее типов (сетные, гидравлические, световые, звуковые, пневматические и др.) для различных условий (водотоки, водоемы).

Гидрорыбоподъемники также требуют усовершенствования. В настоящее время в качестве рыбоподъемников используют в основном два их типа: кольцевой гидроэлеватор, в котором подвод рабочей воды осуществляется по кольцевому пространству вокруг отверстия (в центре), по которому подводится рыба и задержанный мусор, и динамический лопастной рыбонасос с увеличенными проходами проточной части.

§ 5. СООРУЖЕНИЯ, ПОДВОДЯЩИЕ ВОДУ К НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Сооружения, подводящие воду к насосной станции (водоводы), сопрягают насосную станцию с водоисточником и могут быть открытого типа в виде каналов или закрытого в виде трубопроводов. Их устраивают в тех случаях, когда по технико-экономическим расчетам или другим причинам насосную станцию целесообразно расположить в удалении от берега водоисточника.

Закрытый подвод воды к станции (трубопроводами) обычно устраивают при водозаборе из рек с большим колебанием уровней воды, имеющих достаточно широкую пойму, затопливаемую при паводках и сложенную из плохих в строительном отношении грунтов. Устройство открытого подвода воды в этих условиях осложняет и удорожает эксплуатацию, так как каналы имеют большое сечение (из-за пологих откосов), откосы их при резких спадах уровней воды могут оплывать, а мероприятия по обеспечению их устойчивости дороги. Кроме того, при паводках и затоплении поймы каналы могут быть сильно занесены наносами.

Выбор той или иной конструкции подвода воды — важный момент при компоновке узла сооружений механического водоподъема и подлжит технико-экономическому обоснованию с учетом комплекса местных условий.

Вопросы конструирования и расчета открытых и закрытых каналов подробно рассматриваются в курсах сельскохозяйственной мелиорации и гидросооружений.

Подводящие трубопроводы. Они разделяются на самотечные, которые транспортируют воду от водозаборного устройства к отстойнику (рис. 248), подводящим трубам насосов (рис. 124 и 142), приемным и береговым колодцам (рис. 227), и всасывающие, являющиеся всасывающими трубами насосов (рис. 225).

Трубопроводы бывают безнапорные, напорные и сифонные. Безнапорные трубопроводы, работающие неполным сечением, применяют, когда уровни воды в водоисточнике постоянны или изменяются незначительно (менее 0,5 м). При больших колебаниях уровня воды в водо-

источнике следует устраивать напорные (заглубленные, работающие полным сечением) трубопроводы. Если трубопровод при минимальном уровне воды в водоемнике будет работать неполным сечением, то при каком-то промежуточном горизонте, когда уровень воды дойдет до верха трубопровода, произойдет «захлебывание» трубопровода. Это повлечет за собой образование неустановившегося течения в нем и ухудшит работу насосов. Сифоны (рис. 315) применяют при плохих геологических и гидрогеологических условиях, когда устройство трубопроводов и открытых каналов дорого. Вакуум в них не должен превышать 50—60 кПа (5—6 м вод. ст.).

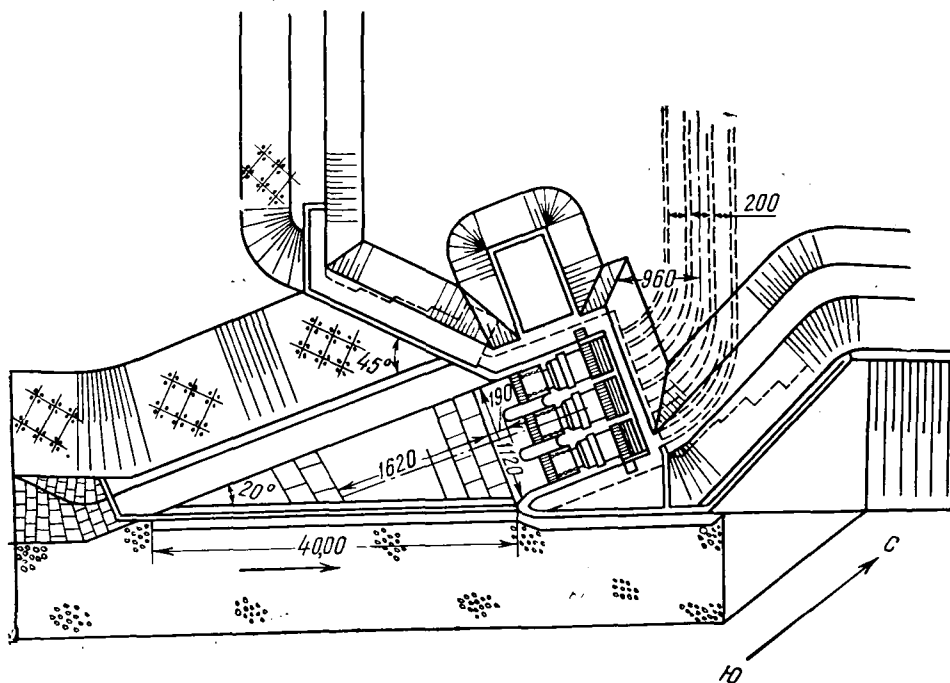


Рис. 248. Водозаборное сооружение ($Q=18 \text{ м}^3/\text{с}$) и начало трехчкового трубопровода, подводящего воду к отстойнику, показанному на рисунке 123.

Рассмотрим самотечные трубопроводы прямоугольного и круглого сечений, применяемые наиболее часто.

В отличие от всасывающих подводящие трубопроводы укладывают с уклоном в сторону насосной станции.

В голове подводящих трубопроводов (в водоемнике или на берегу его) устраивают водозаборное сооружение.

В насосных станциях средней и большой подачи эти трубопроводы, как правило, выполняют из железобетона, а в станциях малой подачи иногда применяют и стальные трубопроводы, что подлежит обоснованию.

Для станций малой и средней подачи при устройстве самостоятельных труб для каждого насоса применяют и асбестоцементные трубопроводы.

Для станций средней подачи и, как правило, для станций большой подачи подводящие трубопроводы устраиваются многоочковыми, в виде многопролетных замкнутых прямоугольных неразрезных железобетонных рам. В последнее время их стали выполнять из сборных элементов. Число отверстий принимается равным числу насосов или меньше.

В последнем случае перед станцией устраивается колодец, а от колодца идут уже отдельные трубопроводы для каждого насоса. Мно-

гоочковая часть может быть выполнена в виде отдельных трубопроводов или в виде неразрезной многоочковой конструкции. Для уменьшения ее размеров в плане всасывающие трубы насосов направляются под острым углом к продольной оси здания станции, как показано на рисунке 123. В колодце у станции устанавливают затворы для отключения любого насоса, а иногда еще и грубые решетки. Подвод воды к станции по трубопроводам показан на рисунке 124. От водозабора до отстойника идет трехочковый трубопровод, а от отстойника к насосной станции — четырехочковый (по числу насосов) с размером каждого отверстия $2 \times 2,2$ м. Подача одного насоса и одного отверстия трубопровода $Q = 4,5$ м³/с.

В оголовке четырехочкового трубопровода устроены пазы для установки грубых решеток. В эти же пазы устанавливают и затворы на случай ремонта насоса и трубопровода. В трубопровод и ко входному патрубку насоса при осмотре и ремонте попадают через смотровой колодец. Пазы оголовка встроены в рамную конструкцию, которая служит одновременно и опорой служебного моста, идущего к водозабору от дамбы обвалования станции.

Подвод воды к насосной станции трубопроводами не затрудняет сельскохозяйственного использования ценных пойменных земель. Сечение подводящих трубопроводов подбирают так же, как и диаметр напорных трубопроводов. При этом нужно учитывать, что увеличенные скорости могут вызвать значительные сопротивления, которые следует увязывать с допустимой высотой всасывания насоса, избегая излишнего заглубления последнего. Практически скорость в подводящих трубопроводах находится в пределах 1,5—2,5 м/с. Скорость течения должна быть больше скорости $V_{кр}$, при которой начинается выпадение наносов из потока. $V_{кр}$ зависит в основном от состава наносов и степени насыщения ими потока. В практике придерживаются значений $V_{кр}$ порядка 1 м/с. Отложившиеся наносы при малых диаметрах самотечных труб удаляют промывкой их водой, подаваемой под напором из напорных трубопроводов по специальной трубе. В больших трубопроводах такая промывка невозможна, поэтому для предупреждения заилиения необходимо устанавливать в них определенный режим. При этом следует учитывать, что при больших скоростях происходит преждевременный износ труб, и предусматривать соответствующие мероприятия. При расчетах трубопроводов нужно учитывать сейсмические условия района, а при выборе марки и свойств цемента — агрессивность окружающей среды и предусматривать необходимую изоляцию.

Монолитные и сборные многоочковые трубопроводы в зависимости от условий производства работ и геологических условий выполняют секционными с осадочными водонепроницаемыми швами, расположенными через каждые 10—25 м. При укладке отдельных сборных трубопроводов должна быть также обеспечена подвижность стыков.

Монолитные трубопроводы следует укладывать на подготовку из тощего бетона, а сборные многоочковые и отдельные трубы — на уплотненное основание ненарушенной структуры. При плохом основании устраивают песчано-гравийную подготовку, а особо плохие грунты заменяют или устраивают специальное основание.

На рисунке 249 даны разрез и план комбинированного водозаборного устройства из реки с большим количеством наносов в паводок, с подводящими трубопроводами для крупной насосной станции. При высоких (паводочных) уровнях воды в реке вода забирается из потока, проходящего по пойме (над подводящими трубопроводами), через второе водозаборное сооружение, а при меженных уровнях — из основного русла реки через береговое (первое) водозаборное сооружение. Пойма и русло реки сложены из прочных неразмываемых пород (скальных), поэтому для укладки подводящих трубопроводов устроены тран-

a — разрез; *б* — план; *1* — река; *2* — береговое водозаборное устройство; *3* — подводящие трубы $D=3,0$ м из звеньев длиной 2 м; *4* — подготовка из того же бетона; *5* — второе (попечное) водозаборное устройство; *6* — аванамера-отстойник; *7* и *8* — пазы для затвора и решетки; *9* — козловые краны; *10* — пойма; *11* и *12* — пазы для шандор и решетки; *13* — служебный мост.

относительная освещенность воды в водоисточнике, обеспечивающая незаияемость и бесперебойность работы канала. В противном случае очистка канала от наносов не должна нарушать нормальной работы насосной станции, а затраты на очистку должны экономически оправдываться;

устойчивость берегов водоисточника и бесперебойность водозабора; затраты на обеспечение устойчивости берегов должны быть экономически оправданы;

относительно нормальный диапазон колебаний уровней воды в водоисточнике, который не вызывает экономически нецелесообразных затрат на строительство канала и насосной станции;

небыстрые спады уровня воды в водоисточнике, безопасные для устойчивости откосов.

Подводящие каналы обычно проводят по кратчайшему пути от водоисточника до насосной станции.

Расчет и конструирование подводящих каналов оросительных насосных станций следует выполнять в соответствии с «Техническими ука-

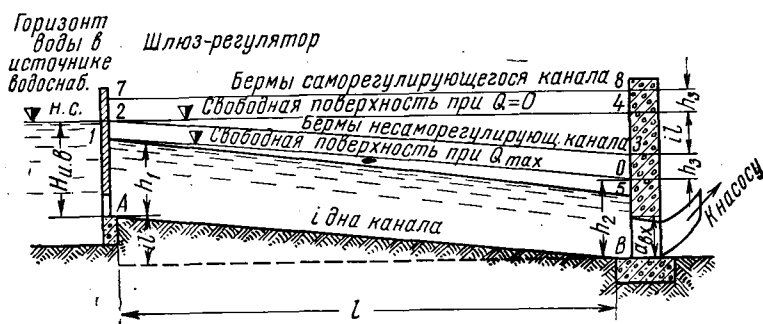


Рис. 250. Схема саморегулирующегося и несаморегулирующегося каналов.

заниями по проектированию каналов оросительных систем»*. Вспомогательным материалом может служить книга И. И. Агроскина «Гидравлический расчет каналов»** и «Временные технические указания по проектированию оросительных каналов с бетонной и железобетонной одеждой»***.

Подводящий открытый канал может быть саморегулирующимся или несаморегулирующимся.

Саморегулирующийся канал дает возможность иметь свободную горизонтальную поверхность 2—4 воды при расходе $Q_k = 0$ (рис. 250); при этом уровни воды в канале и водоисточнике имеют одинаковые отметки. Благодаря этому канал обладает аккумуляющей способностью в объеме призмы 0—1—2—4. Если канал рассчитан на равномерный режим для расхода $Q_k = Q_{\max}$, то при этом расходе установится свободная поверхность 0—1, параллельная дну канала.

При $Q_k < Q_{\max}$ канал будет работать при подпоре, а свободная поверхность воды при этом будет находиться где-либо между поверхностями 1—0 и 2—4, в зависимости от расхода Q_k . При пропуске каналом расхода $Q_k > Q_{\max}$ (например, при форсировке) свободная поверхность будет представлять собой кривую спада 1—5 и располагаться ниже поверхности 1—0. При этом глубина воды у насосной станции будет меньше глубины h_1 в головной части канала.

Последний случай связан с некоторой опасностью для работы насосных установок, так как при незначительной разнице между глубиной воды у насосной станции и входной высотой $a_{\text{вх}}$ всасывающей трубы насоса наблюдается появление воронок около входных отверстий труб. От этого происходит засасывание воздуха насосами, что уменьшает их подачу. Кроме того, необходимо, чтобы глубина воды у насосной стан-

* Издание Министерства сельского хозяйства СССР, Москва, 1955.

** М.—Л., Госэнергоиздат, 1958.

*** М., Гипроводхоз, 1962.

ции была не меньше критической глубины воды в канале, так как иначе канал не пропустит требуемого расхода.

В принимаемых условиях расчета подводящего канала (при $i > 0$) не следует допускать работы насосной станции при кривых спада в канале, особенно для оросительных насосных станций с небольшой геодезической высотой подъема (порядка 3—6 м); в этом случае уменьшение глубины воды в канале у насосной станции может увеличить геодезическую высоту подъема насосов, а это уменьшит подачу насоса. Кроме того, это может вызвать размыв канала.

Саморегулирующийся канал обычно должен иметь большую глубину, а это вызывает увеличение строительных затрат по сравнению с несаморегулирующимся каналом, бермы которого 2—3 ниже берм 7—8 на величину объема земли 2—7—8—3. При коротких каналах и их небольших уклонах объем дополнительных работ может быть незначительным, тогда все преимущества будут на стороне саморегулирующегося канала.

Таким образом, при расположении канала в выемке и его незначительной длине (до 1000 м) все преимущества остаются за саморегулирующимся каналом. Наоборот, если канал около насосной станции будет проходить в полувыемке-полунасыпи, то в этом случае возможно, что по экономическим соображениям преимущества будут на стороне несаморегулирующегося канала. Горизонт воды в последнем при $Q_k < Q_{\max}$ будет представлять собой кривую подпора.

Запас глубины канала h_3 зависит от возможного появления положительной волны в канале (при неустановившемся режиме канала), например от внезапного выключения нагрузки электродвигателей и остановки насосов. При недостаточной глубине h_3 и неустановившемся режиме канала в некоторых случаях может наблюдаться излив воды из него.

При проектировании подводящих каналов в дополнение к обычным нормативам по их расчету необходимо сделать несколько добавлений.

1. Подводящий канал рекомендуется проектировать на пропуск максимального расхода при равномерном режиме канала с положительным уклоном дна.

При работе низконапорной насосной станции с подачей меньше максимальной необходимо определить условия совместной работы канала и насосной станции; это относится и к случаю пропуска каналом форсированного расхода. При отступлении от равномерного режима канала целесообразна работа при подпоре, а не при спаде.

2. При коротких каналах надо определить условия совместной работы водозаборного устройства и насосной станции. Следует установить (с точки зрения нормальной эксплуатации насосной станции) отметки горизонтов источника водоснабжения, если им является канал. На основании этого назначают необходимый его режим, который затем увязывают и со специфическими особенностями оросительной системы.

Наоборот, если отметки уровней источника водоснабжения не поддаются регулированию (например, для реки с колебанием уровней), то режим насосной станции должен быть увязан как с режимом водозаборных устройств, так и с режимом подводящего канала.

3. Покрытие антифильтрационной одеждой канала уменьшает утечки воды из канала и разрушение откосов от действия волн при неустановившемся движении воды в канале, при внезапной остановке насосов и маневрировании затворами головных сооружений канала.

4. В канале не должно происходить отложения наносов. Поэтому водозаборные устройства проектируют с учетом этого обстоятельства.

5. Канал должен быть проверен и на работу при неустановившемся, неравномерном движении. На основании этого должна быть запроектирована защита откосов от действия больших скоростей волн, а так-

же установлен необходимый запас глубины канала и определена отметка его бровки. Открытые подводящие каналы обычно применяют при водозаборе воды из каналов или водохранилищ. Обычно в таких случаях канал стремятся выполнить саморегулирующимся и никакими головными сооружениями (если это не вызывается какими-либо важными обстоятельствами) не делают. Водозаборное сооружение в голове канала в этом случае может быть вызвано следующими соображениями:

большая длина несаморегулирующегося канала (бермы параллельны дну канала), нет аварийного сброса и при аварии на станции возможно ее затопление. Работа головного сооружения должна быть автоматизирована и синхронизирована с работой насосной станции. Отметку берм такого канала у станции выбирают с учетом образования горизонтальной поверхности оставшегося объема воды в канале;

опорожнение канала для ремонта его;

тяжелые гидрологические условия (наносы, шуга и др.).

При машинном водоподъеме с водозабором из нерегулируемой реки подводящий канал устраивают редко — при очень благоприятных или, наоборот, неблагоприятных гидрологических и благоприятных геологических и топографических условиях и достаточном обеспечении расходов воды в водоисточнике. Канал в этих случаях может быть использован как отстойник для наносов и как успокоительный ковш при борьбе с шугой. При плохих гидрологических условиях водозаборное сооружение, как правило, устраивают для того, чтобы регулировать качество и обеспечивать необходимое количество забираемой воды. Плавное сопряжение подводящего канала с насосной станцией достигается постепенным расширением его у насосной станции.

При устройстве водозабора из водохранилищ следует помнить о значительных переработках их берегов. Водоисточниками оросительных насосных станций второго подъема и выше обычно служат оросительные каналы. Иногда длину и заглубление подводящих каналов принимают из соображения иметь хорошее основание для насосной станции, особенно в условиях просадочных грунтов. Сечение каналов и их уклоны подлежат технико-экономическому обоснованию (подобно диаметрам напорных трубопроводов): уменьшение сечения сокращает первоначальные и ежегодные затраты по нему, но вызывает увеличение уклона и затрат на подъем воды вследствие повышения стоимости энергии. В каналах с некрепленным руслом лимитирующими моментами являются максимально допустимые скорости по условиям размыва грунтов, слагающих русло каналов, и транспортирующая способность потока в канале (заиление). Часто мероприятия, предусматриваемые для борьбы с фильтрацией (применение креплений), позволяют увеличивать допустимые скорости на размыв, что следует учитывать при технико-экономических расчетах.

Подводящие каналы в осушительных насосных станциях и насосных станциях, откачивающих сбросные и дренажные воды на оросительных системах, при благоприятных топографических условиях (балки, овраги, местные понижения и др.) следует рассчитывать с учетом аккумуляирования притока для выравнивания режима работы насосных станций и установки на них однотипного оборудования.

Подводящие каналы при отсутствии в их голове водозаборных устройств (рис. 251) обычно являются саморегулирующимися, так как уровень и форма поверхности воды в них устанавливаются самопроизвольно и зависят в каждый момент от уровня воды в водоисточнике и расхода воды, забираемого насосной станцией. При пусках и остановках насосов в каналах возникают волновые движения.

Аванкамеры. Прямым водозабором насосной станции из тупикового канала называют такую компоновку узла механического водоподъема, при которой канал, питающий станцию водой, оканчивается около

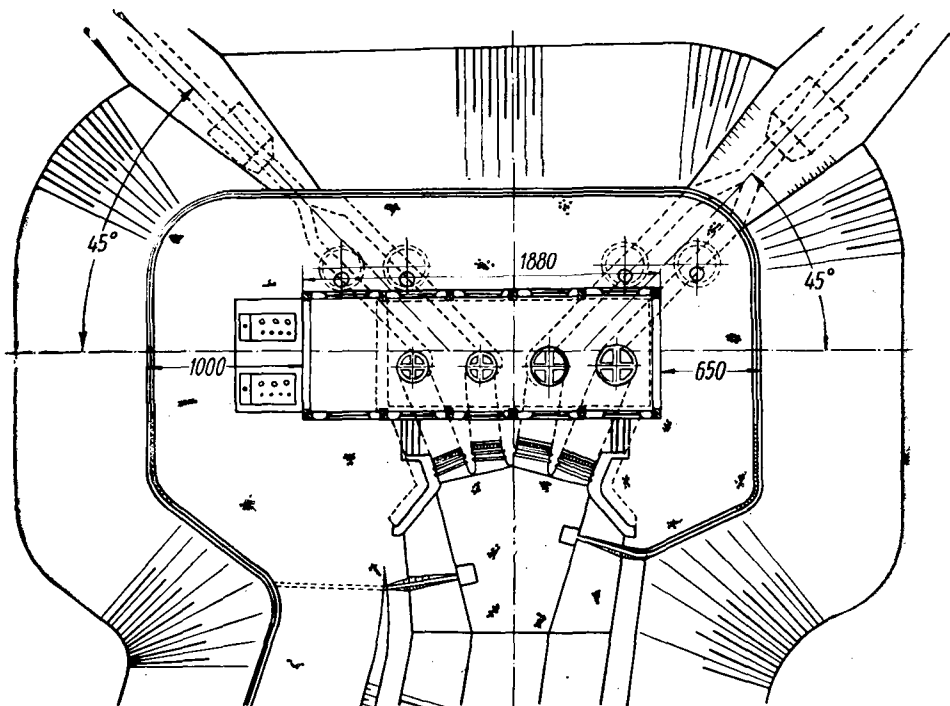


Рис. 252. Суженная аванкамера с поворотом в плане всасывающих труб насосов и бычков водозабора блочной станции (криволинейный фронт водозабора).

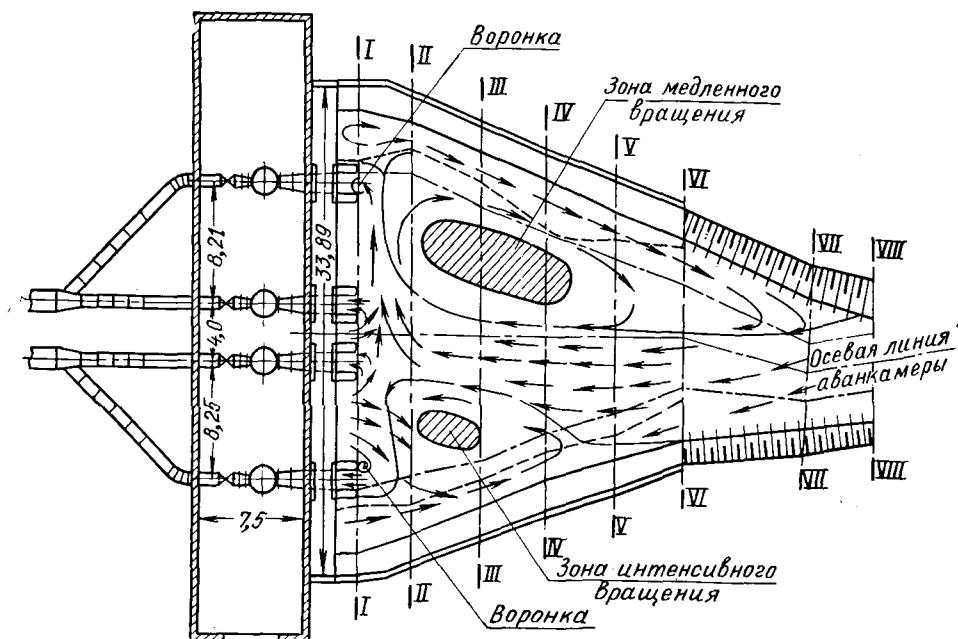


Рис. 253. Поверхностные струи потока в уширенной аванкамере в натуре ($B_{ф.в} = 33,89$ м; $\frac{B_{ф.в}}{b_k} > 4$).

Для станций «камерного» типа с «сухой» камерой такое решение позволяет обсыпать грунтом здание станции со стороны аванкамеры, повысить устойчивость зданий и выполнить их сборными, облегченными.

Сближение подводящих и всасывающих труб возможно как при горизонтальном, так и при вертикальном расположении этих труб в водозаборных камерах.

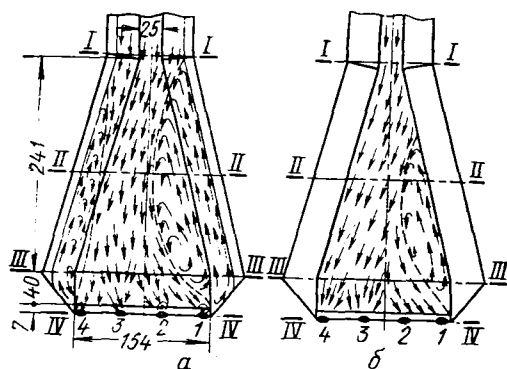


Рис. 254. Поверхностные (а) и донные (б) струи потока в уширенной аванкамере на модели, при $\alpha=30^\circ$ ($B_{ф.в}=154$ см; $\frac{B_{ф.в}}{b_k} > 4$).

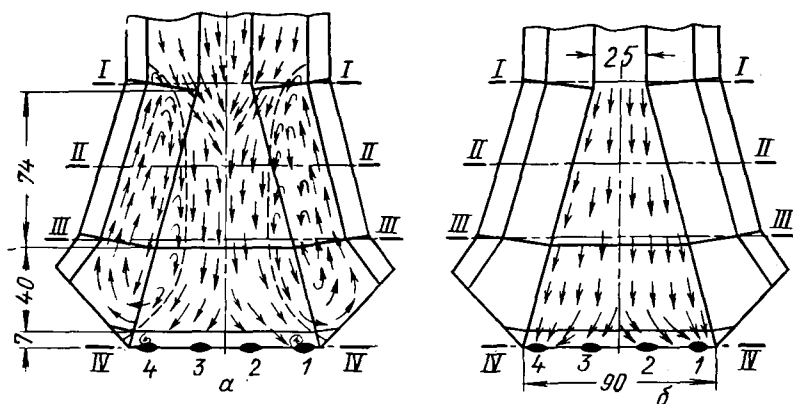


Рис. 255. Поверхностные (а) и донные (б) струи потока в суженной аванкамере, при $\alpha=30^\circ$ ($B_{ф.в}=90$ см; $\frac{B_{ф.в}}{b_k} < 4$).

Длину фронта водозабора обычно выполняют из расчета отношения $\frac{B_{ф.в}}{b_k} \leq 4$.

Вход в горизонтальную всасывающую (подводящую) трубу должен быть плавным. Идеальной формой входного отверстия ее в «блочном» типе станции считается прямоугольная, выполненная заподлицо с бычками и дном, со скругленной верхней кромкой.

При круглом входном отверстии, что часто бывает в станциях с «сухой» камерой, необходимо скруглять кромки и облицовывать откосы бетоном для создания плавного входа.

Свободная длина бычка, то есть его длина от входного отверстия всасывающей (подводящей) трубы $l_6 \approx 2d_{вх}$, где $d_{вх}$ — диаметр входного отверстия всасывающей (подводящей) трубы, при исследованиях дала хорошие результаты в отношении ликвидации воронок, образующихся

при входе: воронки превращались в водовороты, центр которых был отодвинут от входного отверстия. Устройство в этом случае над входным отверстием трубы стенки (вертикальной или несколько наклонной в сторону здания) создавало благоприятные условия входа.

Наличие над входным отверстием всасывающей трубы некоторой поступательной скорости снижает интенсивность воронкообразования. Эта скорость образуется в результате поступления некоторого расхода в подводящую трубу насоса через отверстие для затвора сверху трубы при его поднятии. При суженной аванкамере и водозаборе без бычков, то есть с устройством входных отверстий непосредственно в стенке водозабора, не наблюдалось воронкообразования при центральных углах конусности аванкамеры α , равных 30° и 60° , и уровнях воды в аванкамере, меньше расчетных.

Уменьшение угла конусности α вызывает удлинение аванкамер, превращает их в отстойники, затрудняя эксплуатацию, и ухудшает гидравлические условия протекания потока в них. Большая ширина фронта водозабора и малые углы конусности вместе еще больше усугубляют отмеченное.

При исследовании было установлено, что увеличение угла конусности до 60° уменьшает длину аванкамеры и при суженном фронте водозабора создает у него подпор, исключаяющий обтекание потоком бычков водозабора. В данном случае при работе всех четырех насосов воронкообразования и мертвых зон в донной части потока не наблюдалось, но часть донных струй выбрасывалась на откос, опрокидывалась и попадала во входное отверстие. При таком большом центральном угле конусности было несколько неравномерное распределение скоростей во входном сечении и сопротивления в водозаборной части несколько увеличивались.

Сокращение длины и сужение аванкамеры снижают ее функции отстойника. Мертвые зоны в донной части потока суженных аванкамер при углах конусности α 30° , 45° и 60° не образуются.

Центральные углы конусности α аванкамер при средней скорости течения воды в подводящем канале $0,8\text{--}1,5$ м/с следует принимать до $40\text{--}45^\circ$.

При работе насосов уменьшается длина растекания струй в аванкамере, она короче, чем при свободном растекании. Уменьшение глубины потока улучшает его растекание в аванкамере.

Заглубление верха входного отверстия всасывающей трубы при безбычковом водозаборе или длине бычков $l_6 \approx d_{вх}$ обеспечивает протекание потока без воронкообразования: при работе одного насоса заглубление должно быть более $(0,5\text{--}0,6)d_{вх}$, при совместной работе четырех насосов — более $(1,3\text{--}1,5)d_{вх}$.

Скругление входной части бычков улучшает условия водозабора. Результаты проведенных лабораторных и полевых исследований не показали в нижней части входных отверстий водозабора наличия значительных скоростей. Поэтому русло аванкамеры (откосов и дна) при средних скоростях входа во всасывающую трубу $1,0\text{--}1,3$ м/с рекомендуется крепить на длину $(2\text{--}3)d_{вх}$, считая от линии фронта водозабора (от конца бычков), если устройство крепления не вызвано какими-то другими соображениями.

В результате исследований и обследования насосных станций (в 40-х и 50-х годах) автором было отмечено некоторое уменьшение подачи крайних насосов в случае совместной работы всех насосов станции по сравнению с подачей при раздельной их работе для водозабора обычной формы. При подходе к фронту водозабора был отмечен также изгиб траекторий поверхностных и донных струй потока.

Криволинейный фронт водозабора несколько неудобен в эксплуатации из-за своей формы, но благодаря сужению фронта и созданию на-

правления струй потока обеспечивает лучшие гидравлические условия работы крайних агрегатов, близкие к условиям работы средних.

Эти предложения автора были учтены на некоторых насосных станциях в Средней Азии и других районов и дали положительный результат.

На основании выполненных исследований разработан приближенный метод расчета угла подхода струй потока к фронту «камерного» водозабора.*

§ 6. КОНСТРУКЦИИ ЗДАНИЯ СТАЦИОНАРНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

«Блочный» тип здания насосной станции. В основании здания находится бетонный (армированный) блок, а в нем расположена водоподводящая труба к насосу (рис. 140, 141, 149, а, 150, 228, 229). Эта труба имеет либо криволинейную ось и переменное сечение от прямоугольного до круглого у входного патрубка насоса, либо прямолинейную ось и постоянное прямоугольное сечение; в последнем случае вертикальный патрубок насоса входит непосредственно в трубу. В настоящее время форму трубы и условия сопряжения ее с входным патрубком насоса указывают в установочном чертеже насоса, поставляемого заводом-изготовителем. Форму и профили подводящих (или всасывающих) труб, так же как и отсасывающих труб гидротурбин, предварительно исследуют в гидромашинных лабораториях.

Водоподводящие трубы насосных установок с криволинейной осью и переменного сечения представляют собой трубы конфузорного типа. Они имеют небольшие гидравлические сопротивления по сравнению с диффузорными отсасывающими трубами гидротурбин и, несмотря на круто поднимающееся колено к насосу, довольно выровненный поток во входном патрубке насоса.

Обратное течение потока в трубе наблюдается лишь в некоторых случаях, в верхней части изогнутого сечения трубы. При лабораторных исследованиях трубы подбором надлежащих сечений уничтожаются отжимы и обратные течения потока. Так как насосы и подводящие трубы работают при различных режимах, то в процессе лабораторных исследований при нормальных режимах следует проверять работу трубы также для других режимов работы насосной установки. Особенно это относится к осушительным насосным станциям, в которых напоры переменные (в некоторых случаях они доходят до $0,5 \div 1$ м), величина потерь и условия подвода воды могут изменить режим работы насосной установки. Размеры блока определяются длиной подводящей трубы, габаритами насоса, коммуникацией напорных трубопроводов и арматурой в насосном помещении [4], а также необходимыми условиями обслуживания агрегатов. При проектировании и строительстве следует предусматривать закладку гнезд для контрольно-измерительных приборов, позволяющих при эксплуатации проводить комплекс гидравлично-энергетических, кавитационных и других исследований.

При установке осевых насосов типа ОВ коммуникация трубопроводов упрощается, так как они имеют осевой отвод, а не спиральный, как у центробежных насосов В. При установке вертикальных насосов надо помнить, что над насосным помещением находится электромашинный зал. Размеры его определяются габаритами электродвигателей и расстоянием между ними, расположением люков в полу машинного зала (перекрытие насосного помещения), размещением электрооборудования

* Исследования выполнены на кафедре «Насосы и насосные станции» МГМИ по программе автора и под его руководством. Расчет разработан Н. Н. Накладовым.

(щитов управления и автоматики) в здании насосной станции или в пристройке к нему, габаритами крана, а при сборных конструкциях надземной части здания их стандартными размерами. Поэтому нужно увязывать размеры подземной части здания с размерами верхнего помещения. При размещении оборудования необходимо учитывать условия безопасности проведения монтажных и ремонтных работ, а также обслуживания агрегатов.

Различная компоновка подземной части здания (рис. 228, 229, 274) определяется схемой коммуникаций трубопроводов, назначением станции, числом и мощностью агрегатов, числом трубопроводов и естественно-историческими условиями места расположения станции.

Верхнее перекрытие насосного помещения имеет конструкцию ребристого типа (см. рис. 149, 150). Такая конструкция пригодна при установке небольших электродвигателей, так как перекрытие, кроме обычной нагрузки, воспринимает массу электродвигателя, вала, рабочего колеса насоса, а также реакцию от колеса. При расчете перекрытия необходимо учитывать динамические нагрузки (возможные толчки и вибрации при работе агрегатов). Поэтому в крупных станциях с вертикальными насосами фундаменты под насосный агрегат устраивают рамного типа, а при больших осевых агрегатах фундамент электродвигателя может быть выполнен в виде пустотелого параллелепипеда с отверстиями для обслуживания, внутри которого размещается насос (см. рис. 140, 260).

В бетонном массиве насосной станции часто устраивают потерны, в которых расположены вспомогательное оборудование, осушительные трубопроводы, дренажные канавки и др. В крупных станциях потерны иногда проектируют «мокрыми», в них сбрасывают и отработавшую воду, откуда ее отводят в осушительные колодцы (см. рис. 140, 199). Потерны позволяют контролировать состояние бетона в основании станции, что имеет важное значение при эксплуатации.

Вспомогательное оборудование (дренажные и осушительные насосы, компрессорное и противопожарное оборудование, маслососы и баки) может быть размещено и в помещении под монтажной площадкой. Из насосного помещения при достаточной его длине, как и из верхнего помещения, следует предусматривать два выхода, а если подземная часть здания имеет большую глубину, в крупных станциях устанавливают еще и грузопассажирские лифты (например, Каршинские насосные станции).

В здании станции по нормам предусматривают помещения для дежурного персонала, размещения ремонтных средств, санитарно-технических устройств и др.

Насосное помещение может быть разделено поперечными стенами на отдельные секции для каждого насоса, в отдельных стенах между секциями устраивают проходы. Такие стены делают в станциях «шахтного» типа с большой высотой насосного помещения и при тяжелых условиях работы здания (возможность просадки основания, сейсмический район, громоздкое и тяжелое оборудование). Жесткость стен увеличивают устройством пилястр и распорных балок, которые служат для поддержания промежуточных направляющих подшипников при большой длине вала (с проставками), передающего вращение от двигателя насоса. Насосное помещение при небольшой его высоте может быть и без усиливающих конструкций. Любой вариант должен быть обоснован расчетом.

Верхнее помещение имеет конструкцию обычного промышленного здания, тип которого (каркасный или бескаркасный) определяется крановой нагрузкой, высотой стен и др. Размеры насосного и машинного помещений принимают по наибольшим габаритам насоса или электродвигателя. В тех случаях, когда машинный зал по условиям размещения

оборудования получается незначительно шире или длиннее насосного (подземного) помещения (или, наоборот, уже и короче), чтобы не изменять размеров насосного помещения (см. рис. 152), стены машинного зала размещают на консолях, представляющих собой утолщения верхней части подземных стен. В верхнем помещении располагается монтажная площадка, размеры которой определяются размещением в разобранном виде насоса или двигателя с учетом необходимых проходов (не менее 0,7 м). Обычно ширина монтажной площадки равна ширине здания, а длина ее — расстоянию между осями агрегатов. Для сообщения с насосным помещением устраивают лестницы. Полы, потолок, кровлю, стены, окна и двери в верхних помещениях здания станции проектируют обычно по нормам и техническим условиям промышленных зданий (СНиП и ТУ) с учетом специфических условий работы и особенностей оборудования.

Подземную часть здания (насосное помещение) следует предохранять от возможного проникновения в нее воды. Это достигается путем применения гидротехнического бетона (ГОСТ 4795—68), который должен обладать необходимой прочностью, водонепроницаемостью (В-2, В-4, В-6 и выше), морозостойкостью (Мрз-50, 100 и выше), а также стойкостью против агрессивного воздействия вод и грунта (сульфатостойкие цементы и др.).

В необходимых случаях для повышения водонепроницаемости бетона и стойкости его против агрессивного воздействия вод применяют обмазочную или оклеечную (из рулонных материалов) гидроизоляцию. Особое внимание следует обращать на конструкции, подверженные переменному увлажнению и замораживанию. Для них нужно подбирать соответствующие марки бетона. Бетонную кладку подземных частей зданий станций средней и большой подачи разбивают на блоки по условиям производства работ, температурно-усадочным условиям и условиям работы. При производстве бетонных работ оставляют штрабы для установки оборудования и трубопроводов, заделываемых после окончания монтажа бетоном (штрабной бетон). В необходимых случаях для отвода дренажных вод, поступающих из дренажа напорных трубопроводов, понижения уровня грунтовых вод у здания, а также при резких откачках в нижнем бьефе вокруг него закладывают дренаж. Подземную часть здания, находящуюся под воздействием воды, проектируют по нормам и правилам для гидротехнических сооружений (СНиП и ТУ).

При определении размеров машинного и насосного помещений следует обеспечивать следующую минимальную ширину проходов, м:

при двигателях низкого напряжения (до 500 В)	1,0
» » высокого »	1,2
между агрегатом и стеной в шахтных станциях	0,7
» » » в других станциях	1,0
между фундаментами агрегатов и распределительным щитом	1,5
между компрессорами	1,5
» подвижными частями оборудования	1,2
» неподвижными »	0,7

Минимальная высота помещений, не оборудованных подъемными устройствами, равна 3 м.

Расчет необходимой высоты машинного зала, оборудованного краном, дан в главе седьмой (рис. 194). Покажем на примере увязку технологической части для насосной станции «блочного» типа с осевыми вертикальными насосами и определение необходимых размеров насосного помещения при проектировании станции. На рисунке 256 приведены поперечный и продольный разрезы насосного помещения и части электромашинного зала. В установочном чертеже насоса даются от-

метка ∇_1 (ось рабочего колеса) и отметка ∇_2 отвода, то есть размеры h_3 и h_4 ; размер b_1 .

В зависимости от D — диаметра рабочего колеса по чертежу типовой подводящей трубы (рис. 257) находят: $l_{тр}$ — длину подводящей трубы; $(h_2 - h_6)$ — высоту трубы; $h_{вх}$ — высоту входного сечения.

Величина b определяется по установочным чертежам электродвигателя. Остальные размеры конструктивные и определяются по нормам.

Отметку оси насоса ∇_1 находят по $h_{в. доп}$ согласно данным завода-поставщика насосов. Превышение над максимальным уровнем воды в

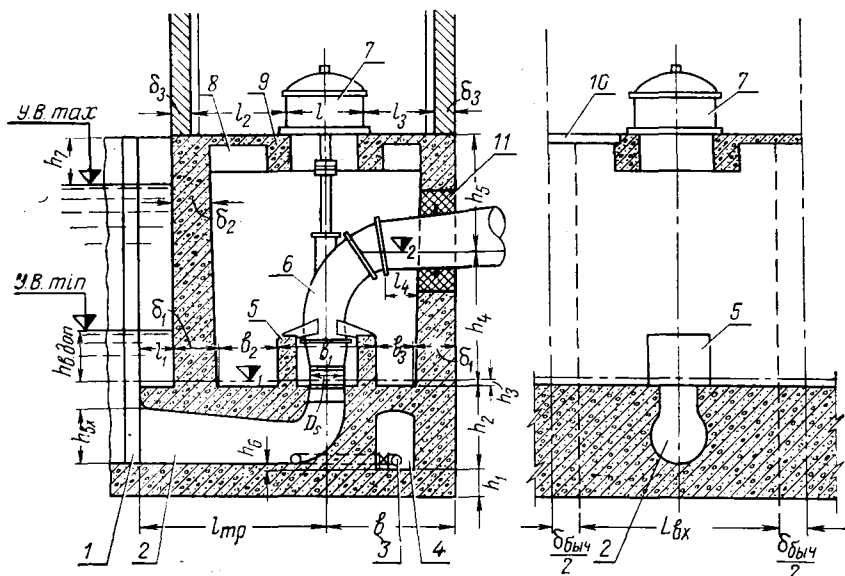


Рис. 256. Поперечный и продольный (часть — сечения) разрезы насосного помещения:

1 — паз рабочего затвора; 2 — подводящая труба; 3 — осушительная труба; 4 — потерня; 5 — фундамент насоса; 6 — осевой насос; 7 — асинхронный электродвигатель; 8 — главная балка; 9 — вспомогательная балка; 10 — монтажный люк; 11 — штрабной бетон.

водоисточнике следует принимать $h_7 = h_{в. н} + 0,5$ м, где $h_{в. н}$ — высота волнового нагона, но не менее 0,6—1,0 м. Величина h_5 зависит от величины h_7 , размеров насоса, но должна обеспечивать расстояние над верхом трубопровода до балок перекрытия не менее 0,3—0,5 м, если это расстояние не диктуется другими соображениями. Расстояния b_2 и b_3 следует принимать соответственно около 1,2 и 0,7 м. Толщину стен δ_1 и δ_2 принимают в зависимости от условий работы здания: около 0,6—0,8 м, а иногда и более. Расстояние $l_1 = l_{тр} - \frac{b_1}{2} - b_2 - \delta_1$, но его не следует на-

значать при устройстве затвора на входе в подводящую трубу менее 0,15—0,2 м, даже удлиняя подводящую трубу при необходимости. Толщина стен машинного зала δ_3 зависит от климатических условий и материала стен. Размеры l_2 и l_3 следует принимать не менее 1,0—1,5 м в зависимости от напряжения и расположения пусковых устройств электродвигателя. Расстояние от фланцевых соединений до стены l_4 не следует принимать менее 0,3—0,4 м.

Расстояние между осями агрегатов определяется наибольшим из трех размеров: ширина подводящей трубы $L_{вх}$ плюс толщина бычка $\delta_{бвч}$, либо размер двигателя (l) плюс размер монтажного люка, либо размер двигателя плюс наименьший допустимый проход между двигателями. Окончательно все размеры устанавливаются после взаимной увязки размеров насосного помещения и машинного зала. Кроме того,

все размеры должны быть приведены к размерам модульной системы СНиП, а при применении сборных конструкций увязаны с размерами последних.

На рисунке 257 приведены рекомендуемые Всесоюзным научно-исследовательским институтом гидромашиностроения (ВНИИгидромаш) подводящие трубы для осевых насосов ОВ и ОПВ (ГОСТ 9366—71).

Для насосов с диаметром рабочего колеса до 1 м рекомендуется подводящая труба прямоугольного типа (рис. 257, а), а для крупных насосов — подводы коленчатого типа (рис. 257, б и в). Станция с прямоугольной подводящей трубой была показана на рисунке 155, а.

Насосные станции «блочного» типа с центробежными насосами типа В (рис. 150, 228) проектируют аналогично станциям с осевыми насосами.

По согласию с заводами-изготовителями днище подводящих труб следует делать с подъемом в сторону водозабора, что уменьшает заглубление водозаборной части и удешевляет ее.

Технологическая часть (размещение насосов, подводящих и напорных коммуникаций с оборудованием и контрольно-измерительной аппаратурой и др.) должна обеспечивать компактность здания станции и примыкающих сооружений и удобство эксплуатации.

При значительной высоте шахты — насосного помещения — бывает возможно установить двигатель закрыто, расположив его в шахте, не устраивая надстройки — машинного зала. Станция такой конструкции «шахтно-блочного» типа приводится на рисунке 258. Она служит для водоснабжения ТЭС и оборудована четырьмя осевыми насосами ОПВ подачи $4,25 \text{ м}^3/\text{с}$ и напором 15 м каждый. Вода из реки через затопленный оголовок по прямоугольным железобетонным трубам (имеющим смотровой аварийный колодец на затопливаемой отметке, оборудованный пазами для шандор) подводится к насосной станции. Водозаборная часть здания станции оборудована вращающейся мелкой сеткой и затвором на входе в подводящую трубу насоса. Верх станции находится на незатопляемой отметке, выше уровня воды в реке обеспеченностью 1% и перекрыт съемными сборными железобетонными плитами. Электродвигатель установлен ниже отметки планировки (въезда в здание), что позволяет уменьшить размеры машинного зала (см. рис. 124) или не устраивать его, а также упростить устройство трансмиссионной части вала, что, например, видно из сравнения рисунков 124 и 141.

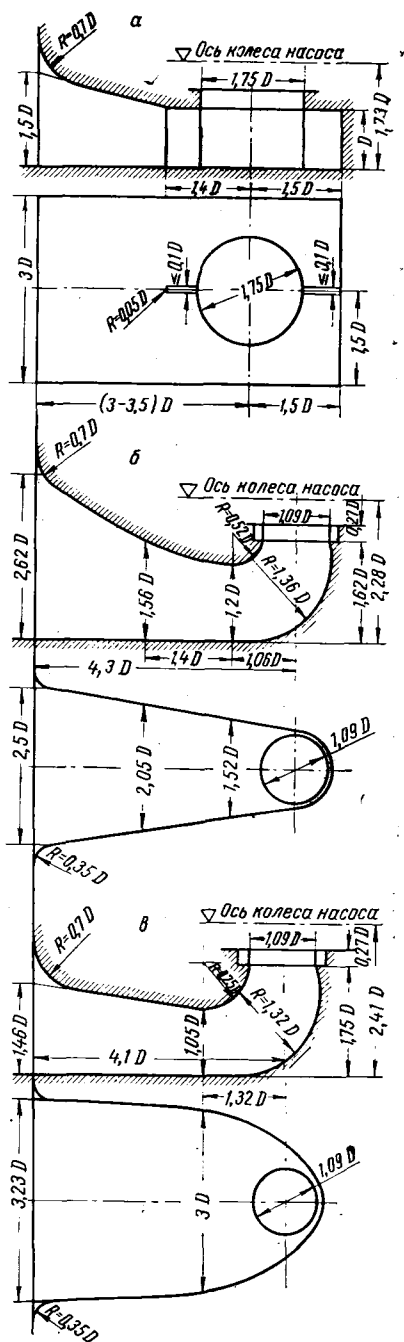


Рис. 257. Подводящие трубы:

а — прямоугольная; б — коленчатая, суженная в плане; в — коленчатая, уширенная в плане.

При строительстве насосных станций широко применяют сборные железобетонные элементы, что позволяет снизить капитальные затраты и сократить сроки строительства. В типовых проектах станций для подземной части зданий используют специальные сборные элементы.

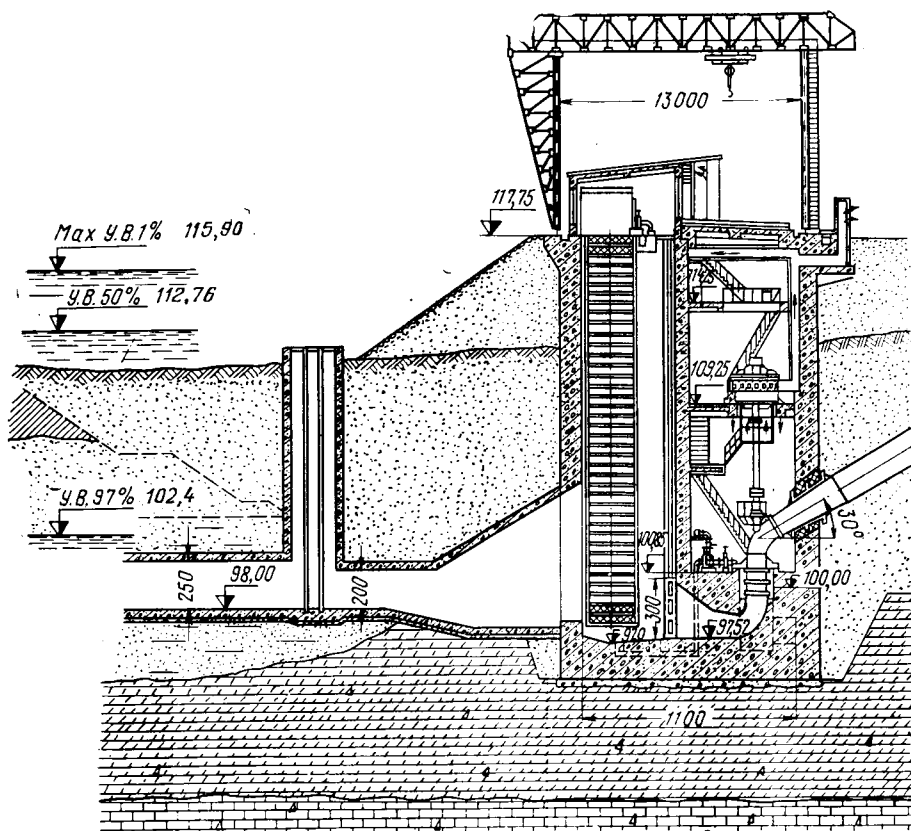


Рис. 258. Насосная станция «шахтно-блочного» типа. Электродвигатель установлен в подземной части здания (шахте).

На рисунке 259 приведен поперечный разрез из проекта открытой оросительной насосной станции «блочного» типа из сборных элементов с пятью осевыми насосами напором 16,8 м и подачей 6,25 м³/с каждый, с водозабором из канала. В монолитную железобетонную плиту основания заделываются сборные элементы стен, бычки водозабора и подводящие трубы насосов. Аппаратура управления агрегатами установлена снаружи в специальных ящиках из листовой стали, а электродвигатели закрыты стальными кожухами. На защиту двигателей и вентиляцию в этих случаях, особенно в условиях жаркого климата с засоренной пылью атмосферой, следует обращать особое внимание.

На рисунке 260 представлен поперечный разрез одной из уникальных оросительных насосных станций (Каршинская оросительная система) с установленной подачей до 240 м³/с (шесть насосных агрегатов ОПВ-260 с двигателями мощностью 12 500 кВт каждый). Высота здания станции около 37,0 м, высота насоса (от днища подводящей трубы до фланца вала) около 17,0 м.

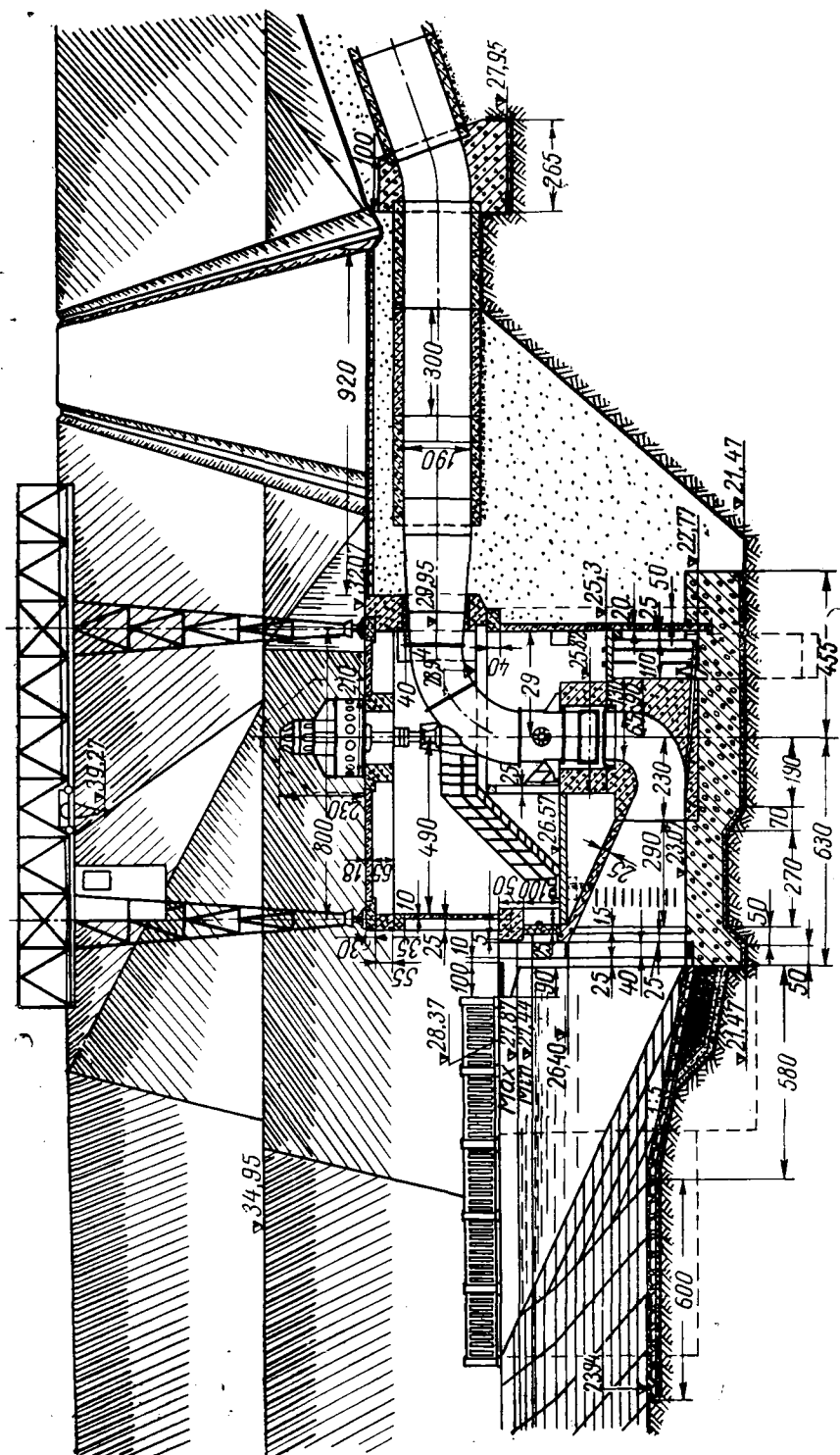


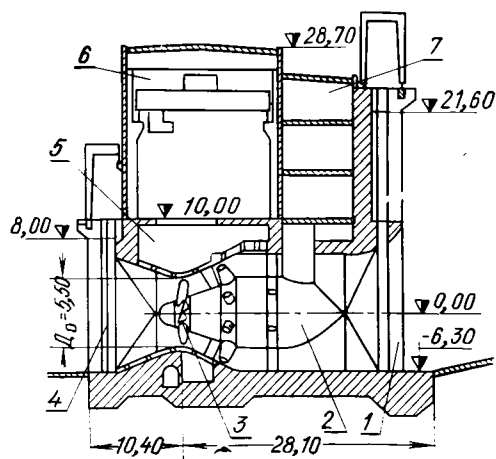
Рис. 259. Поперечный разрез открытой оросительной насосной станции блочного типа из сборных элементов.

[illegible]

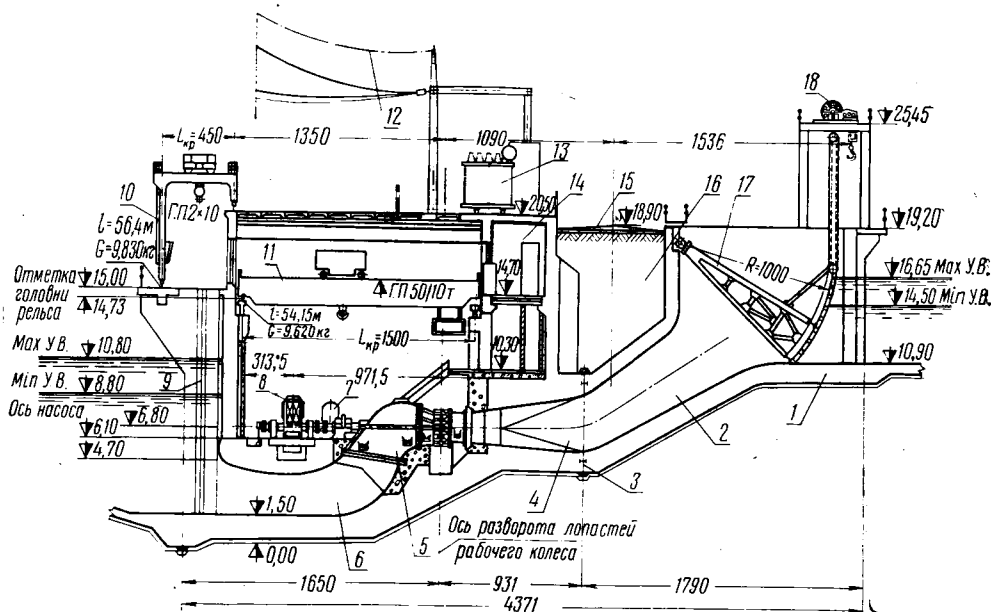
наиболее дорогой подземной части, упрощения конструкции, создания лучшей схемы вывода напорных трубопроводов при относительно малых напорах.

328

1 — здание насосной станции (насосный блок — подземная часть); 2 — осевой насос типа ОПВ; 3 — диагностальный отвод; 4 — спиральная камера; 5 — водозабор; 6 — электродвигатель; 7 — машинный зал; 8 — распределительное устройство; 9 — водовыпускное сооружение.



1 — водовыпуск; 2 — капсула электродвигателя; 3 — рабочее колесо осевого насоса; 4 — водозабор; 5 — насосное помещение; 6 — машинный зал; 7 — распределительное устройство.



1 — водовыпуск; 2 — короткий напорный трубопровод неразрезной конструкции с водовыпуском; 3 — конструктивный осадочный водонепроницаемый шов; 4 — конус расширения с переходом от круглого к прямоугольному сечению; 5 — осевой насос марки ОПГ-220Г ($Q_H = 13-24 \text{ м}^3/\text{с}$, $N = 4,7-7,2 \text{ м}$, частота вращения 214,3 об/мин); 6 — подводящая труба; 7 — маслонепорная установка (ГМУ 1,6-1/40); 8 — синхронный электродвигатель марки ДСГ 287/53-28 ($N = 2300 \text{ кВт}$, $U = 6000 \text{ В}$); 9 — водозабор; 10 — козловый кран; 11 — мостовой кран; 12 — питающая высоковольтная линия; 13 — силовой трансформатор; 14 — распределительство и щит управления; 15 — дорога (переезд) через канал; 16 — засыпка; 17 — сегментный затвор; 18 — подъемник для затвора.

Для проектируемого крупного канала с расходом $750 \text{ м}^3/\text{с}$ ЛПИ им. Калинина сделаны приближенные расчеты о целесообразности применения вместо освоенных вертикальных осевых насосов (ОПВ-260, 28 шт.) горизонтальных капсульных агрегатов (рис. 262, диаметр рабочего колеса $7,5 \text{ м}$, 3 шт.). Ниже приводим данные этих предварительных проектных проработок: длина здания короче в 4 раза; расход бетона, железобетона и выемки грунта меньше в 5 раз. Но при выборе типа агрегатов и их мощности следует учитывать также характер графика водопотребления, необходимые надежность и резервирование и другие важные условия эксплуатации. В настоящее время для нашей

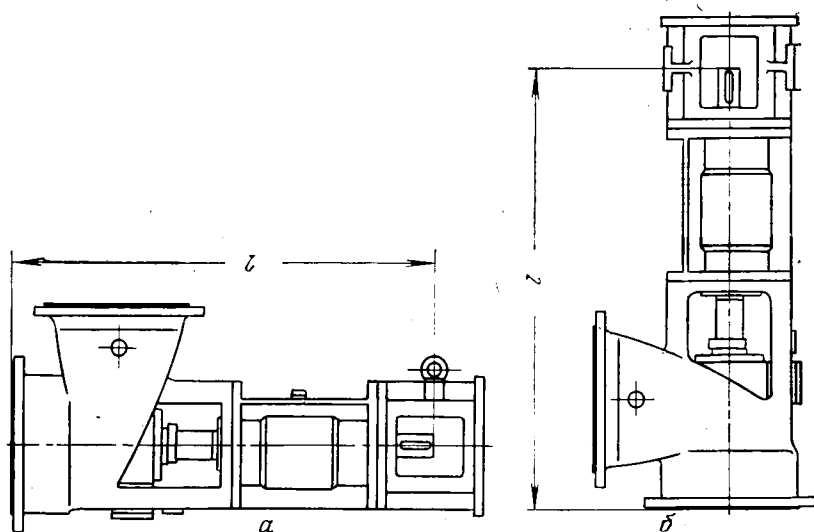


Рис. 264. Осевой насос со спиральным отводом (фирмы Гентиль) в вертикальном и горизонтальном исполнениях: насос с горизонтальным (а) и вертикальным (б) расположением валов.

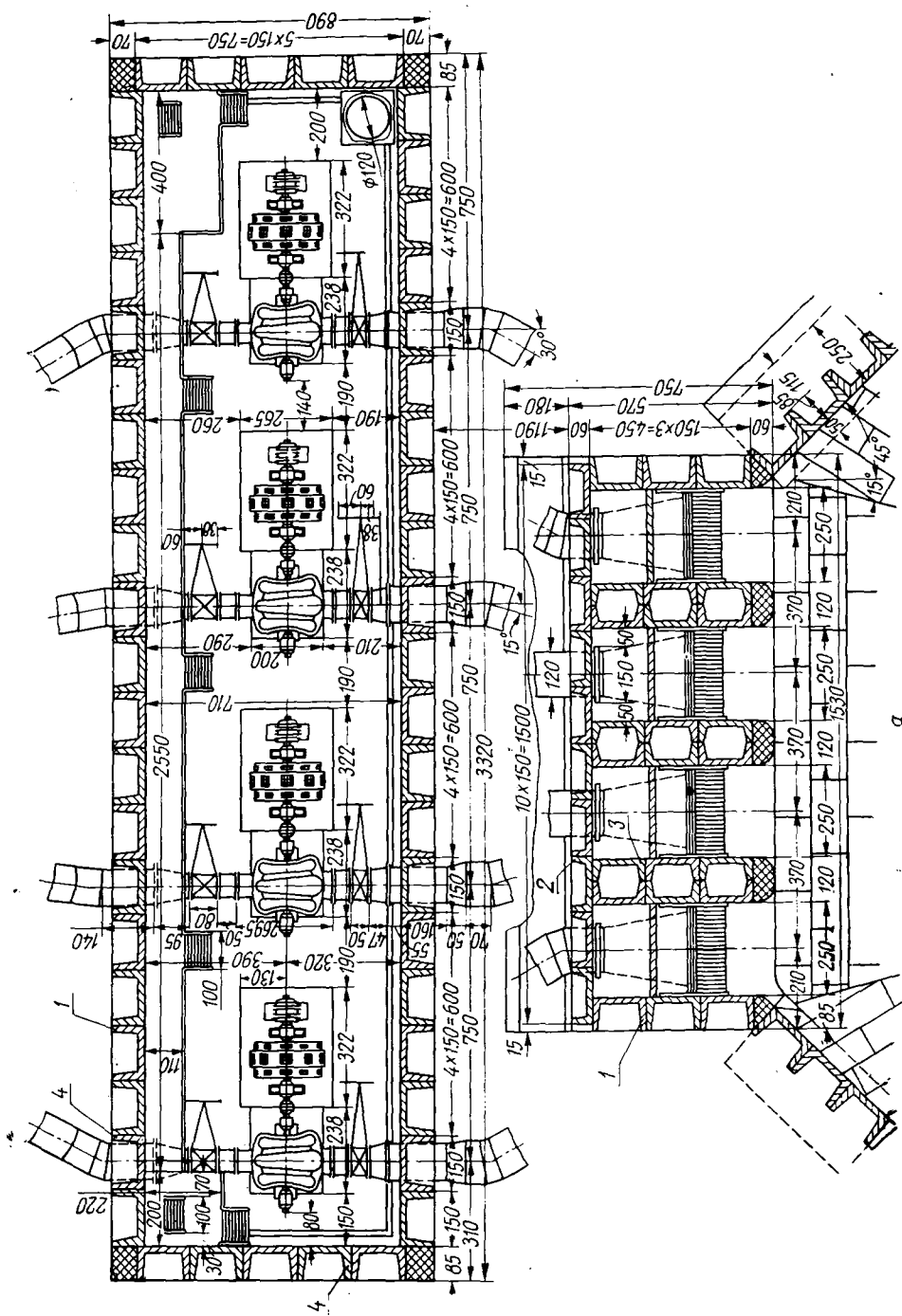
промышленности освоение насосов крупных размеров и новых конструкций не является особой проблемой. Например, освоены поворотнolопастные водяные турбины с диаметром рабочего колеса около 10 м .

Для большой подачи и малого напора (до $5\text{--}10 \text{ м}$) перспективны насосные станции с горизонтальными осевыми насосами, как сооруженные на канале Днепр—Донбасс (насос ОПГ-220Г с подачей $20 \text{ м}^3/\text{с}$, напором $4,7\text{--}7,2 \text{ м}$, рис. 263).*

На этой станции принято шесть агрегатов. Здание насосной станции совмещено с водозабором и имеет отдельный от здания водовыпуск с сегментными затворами. У здания станции, как и на рисунке 258, нет, в обычном понятии, надстройки—машинного зала. Оно размещается в подземной (насосной) части, что позволяет снизить общую высоту здания. Здание станции запроектировано как неразрезное, целое, прямоугольное, шестиагрегатное с монтажной площадкой и размерами в плане $57,5 \times 25,8 \text{ м}$; выполняется из железобетона (бетон марки 200). В основании здания—песчано-глинистые грунты.

На рисунке 264 приведен внешний вид осевого насоса (фирма Гентиль) со спиральным отводом в горизонтальном и вертикальном исполнениях (7 типов), имеющего диаметры напорных и всасывающих патрубков от 200 до 600 мм , длину $l=925\text{--}1625 \text{ мм}$, подачу $200\text{--}4000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напор $1\text{--}6 \text{ м}$.

* Предложение автора. Насос разработан ВНИИгидромаш, а проекты насосных станций Укргидропроект.



«Камерный» тип здания насосной станции с «сухой» камерой. Этот тип здания насосной станции широко распространен в практике оросительных насосных станций благодаря своей универсальности в отношении установки горизонтальных и вертикальных, центробежных и осевых насосов. На рисунке 154, *г* и *е* были показаны насосные станции с вертикальными насосами В и О.

В каталогах-справочниках насосов [22] приведен установочный чертеж насоса В для «камерного» типа станции с «сухой» камерой.

Конструкции насосных помещений и электромашинного зала этого типа станций при вертикальных насосах мало чем отличаются от конструкций насосных станций «блочного» типа; в последних водоподводящая труба к насосу помещается в блоке, а в насосных станциях «ка-

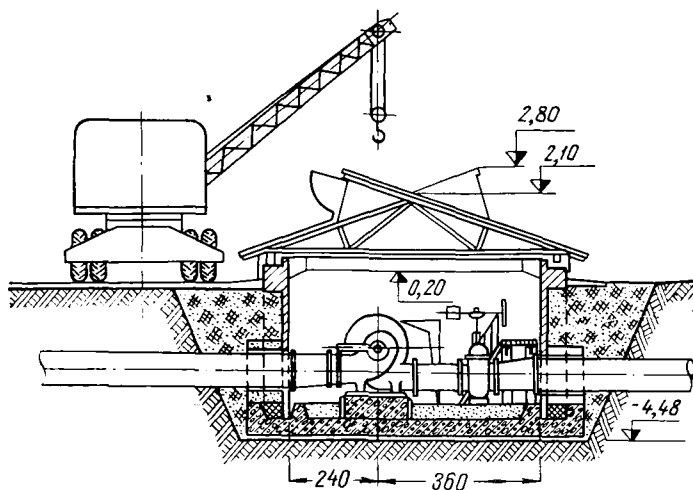


Рис. 266. Насосная станция «камерного» типа с «сухой» камерой из сборных элементов со сдвижной крышей.

мерного» типа с «сухой» камерой металлическая труба расположена на фундаменте, размещенном на плите основания насосного помещения. Высота насосного помещения в этих станциях увеличивается, но, с другой стороны, при «камерных» станциях исключается кладка бетона в блок основания.

Выбор насосной станции «камерного» типа с «сухой» камерой при сравнительно небольших горизонтальных насосах объясняется необходимостью располагать насосы на отметке, соответствующей допустимой высоте всасывания, и под заливом, так как этим достигается упрощение автоматизации при пуске насосов. Горизонтальные агрегаты размещаются на особом фундаменте, расположенном на плите основания камеры. Насосы и двигатели можно располагать в один ряд или в шахматном порядке. В совмещенном типе станций в первом случае увеличивается водозаборный фронт для всасывающих труб, во втором — ширина здания, а следовательно, усложняется его конструктивная часть, увеличиваются пролеты для крана и перекрытий, размеры балок и др. Принимаемое решение надо обосновывать технико-экономическими расчетами.

В насосных станциях из сборных элементов для обеспечения большей устойчивости зданий на сдвиг применяют отдельный тип компоновки, что позволяет выполнить станцию обсыпанной грунтом со всех сторон. Подводящие трубы в плане поворачивают, добиваясь уменьшения фронта водозабора и размеров аванкамеры.

На рисунке 265 приведены поперечный разрез и план оросительной насосной станции «камерного» типа с «сухой» камерой из сборных эле-

ментов, без надстройки. Оборудование (четыре центробежных насоса 24НДс подачи $1,7 \text{ м}^3/\text{с}$ и напором 43 м каждый, с электродвигателями) установлено закрыто.

На рисунке 266 приведен поперечный разрез «камерной» насосной станции с «сухой» камерой из сборных элементов без надстройки, со сдвижной крышей. Крыша при необходимости может быть сдвинута вдоль стен, за пределы станции, по рельсам, уложенным по продольным стенам, на которые она опирается, с помощью катков. Оборудование установлено закрыто. Управление станцией и здание распределительного устройства находятся в торце здания станции.

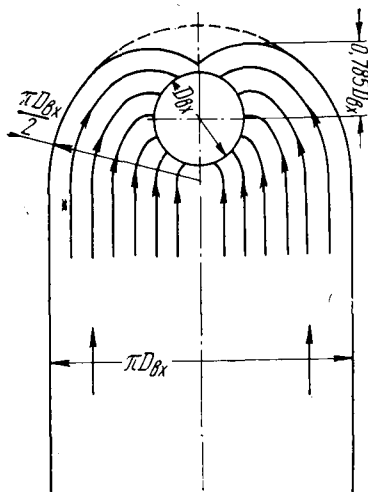


Рис. 267. Схема движения потока в «мокрой» камере.

«Камерный» тип здания насосной станции с «мокрой» камерой. «Мокрой» камерой называется особое помещение, находящееся в нижней части здания станции и заполненное водой. В «мокрой» камере может помещаться вертикальный «затопленный» осевой насос (рис. 155, в) или всасывающие трубы других насосов; насосы в последнем случае устанавливают на верхнем перекрытии камеры в «сухом» насосном помещении (рис. 154, з, рис. 155, б).

Основные размеры «мокрой» камеры зависят от условия подвода и забора воды всасывающими трубами насосов. В водопроводной практике установлены соотношения между объемами заполнения водой приемных колодцев (камер), глубиной погружения всасывающих труб и расстоянием от начала всасывающей трубы до дна колодца (камеры). Однако для насосов

большой подачи эти соотношения ведут к слишком большому размеру приемного колодца (камеры). Рациональный водозабор должен быть увязан с экономикой строительства.

При расчете водозабора с вертикальными всасывающими трубами из приемного колодца ранее принималась следующая гипотеза. При подходе воды к отверстию всасывающей трубы в интересах безударности входа щель, образуемая кромкой трубы и дном канала, должна иметь сечение, равное входному сечению трубы. Теоретическая высота щели h_1 должна быть равна $\frac{1}{4} D_{вх}$. Однако, учитывая сжатие струи при входе, эту высоту практически принимали равной $0,4 D_{вх}$, где $D_{вх}$ — диаметр входного отверстия.

Движение потока примерно такое, как изображено на рисунке 267, то есть предполагается, что входная цилиндрическая поверхность жидкости $\pi D_{вх}$ разделена на некоторое число отдельных, рядом стоящих площадок прямоугольной формы, высотой $\frac{D_{вх}}{4}$. Если принять, что труб-

ки, входящие в эти элементы площади, постепенно отклоняются (без всякого изменения поперечных сечений и скоростей) в направлении подводящего канала, то все такие нити необходимо изогнуть по эвольвентам основного круга диаметра $D_{вх}$; при этом ширина всего потока будет $\pi D_{вх}$.

Проведенные исследования* с забором воды из камер пропеллерным насосом, всасывающими трубами насосов и сифонов (рис. 268) изложенной гипотезы не подтвердили. Так, при ширине камеры $3D_{вх}$ не-

* Кафедра «Насосы и насосные станции» МГМИ с 1934 г. проводит специальные работы по исследованию режимов насосных агрегатов в камере, изучению воронкообразования и его влияния на работу насосов.

обходимое отношение h_1 к $D_{вх}$ оказывалось в пределах 0,7—0,8. Далее проводились исследования с более узкими камерами ($B=D_{вх}$) с вертикальными всасывающими трубами насосов.

Выполненные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Во избежание завихрений и понижения горизонта воды в камере необходимо, чтобы ось приемной камеры составляла одну прямую с осью подводящего канала (при одном насосном агрегате).

2. Отношение объема воды в приемной камере к средней секундной подаче насоса Q должно быть около 10. Это отношение $k = \frac{V}{Q}$ называется секундным коэффициентом водообмена камеры.

3. Отношение h_1 к $D_{вх}$ следует принимать в пределах 0,9—1,0, необходимо иметь достаточное заглубление входного отверстия трубы под уровень. Величина $\frac{h-h_1}{D_{вх}}$ при

h_{min} в камере должна быть 0,6. При установке затопленного осевого насоса заглубление горизонтальной оси колеса определяется допустимой высотой всасывания, но должно быть не менее указанных величин.

4. Отношение ширины камеры B к $D_{вх}$ при $h_1 = (0,9—1,0)D_{вх}$ можно принимать 1,0, но из условия монтажа и эксплуатации следует принимать $B = 1,3 D_{вх}$ (и не менее 0,6 м), чтобы в камере мог разместиться человек. Указанное значительно сокращает фронт водозабора.

Это особенно важно при проектировании отдельных водозаборных устройств «незаглубленного» типа станций с вертикальными всасывающими трубами (см. рис. 145).

5. Длина камеры l определяется из условия:

$$l = \frac{V}{Bh} = \frac{kQ}{Bh}. \quad (176)$$

6. Всасывающую трубу следует размещать по оси камеры и для улучшения водозабора устанавливать ее около задней стенки (если это возможно) или от стены до трубы разместить диафрагму толщиной около $0,1 D_{вх}$ и высотой, равной минимальной глубине воды в камере (см. рис. 155, в). Это устраняет интенсивное вихреобразование около трубы и позволяет ограничиться заглублением входного отверстия, указанным в п. 3. При удалении трубы насоса от задней стенки заглубление под минимальный уровень входного отверстия должно быть $2D_{вх}$, чтобы не было вихреобразования.

7. При исследовании «затопленного» вертикального осевого насоса было установлено, что наиболее рациональна полукруглая форма камеры в плане (рис. 269, а). Задняя стенка очерчена в плане по окружности радиуса $R = \frac{B}{2}$ или имеет форму, показанную на рисунке 269, б.

В практике камеры такой формы не находят применения из-за сложности производства работ и поэтому обычно заменяются прямоугольными.* При этом надо учитывать замечания, сделанные в пп. 1—6.

* Опыты, проведенные Т. М. Ясинецкой с конической прямоосной всасывающей трубой в лаборатории МГМИ в 1955 г., показали, что при трубе, придвинутой к задней стенке камеры, воронок не наблюдалось, а конструкция камеры, выполненная по схеме, изображенной на рисунке 269, б, дала минимальные потери в той же трубе.

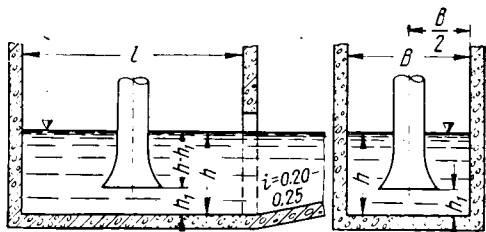


Рис. 268. Соотношение размеров «мокрой» камеры и размещение всасывающей трубы или осевого насоса в ней.

При расположении здания насосной станции на тупиковом и транзитном каналах все преимущества (из-за лучших условий водозабора) будут за насосной станцией с прямым водозабором. Если глубина канала недостаточна для соблюдения указанных выше размеров, необходимо заглублять приемную камеру по отношению ко дну подводящего канала так, как показано на рисунке 268.

Для проектирования боковых водозаборов насосных станций на транзитных каналах представляют интерес исследования, выполненные в МГМИ*. Один из вариантов исследованных моделей (М1:12) бо-

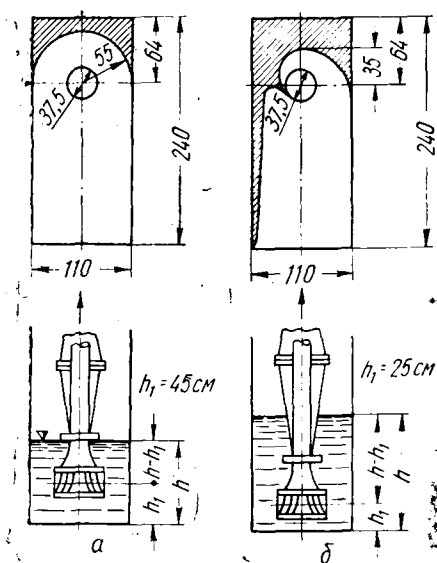


Рис. 269. Формы «мокрых» камер, которые дали при исследованиях с размещением в них осевого насоса наилучшие гидравлические показатели.

ковых водозаборов (сопряжение откосов канала с водозабором косыми плоскостями) показан на рисунке 270. Для сохранения сечения (одинакового с сечением канала) в створе водозабора канал имеет поворот (или приближение противоположного откоса канала), тем самым исключается образование ковша, который обычно получается у водозабора, постоянно заливается и осложняет эксплуатацию боковых водозаборов. Одновременно это создает поперечную циркуляцию в потоке канала и улучшает условия водозабора, который производится в основном из верхних слоев потока при значительном снижении отложений донных наносов у водозабора и уносе их потоком. Показанное на рисунке 270 сопряжение косыми плоскостями, устраиваемыми в верховой части под углом 13° и в низовой — 18°, создало лучшие условия протекания транзитного потока и забора воды, чем сопряжение с помощью конусов, ныряющих стенок и более крутым заложением (с верховой стороны до 18°) косых плоскостей. Боковые водозаборы из каналов в настоящее время получают все большее распространение (насосные станции закрытой сети и др.).

Поворот канала (приближение противоположного откоса) произведен на ширину его дна. Ниже приведены дополнительные к изложенному выше рекомендации для проектирования таких водозаборов.

1. Наиболее опасными по возможности заиливания камер водозабора являются режимы с малым расходом воды, а особенно полное отсутствие водозабора. На входе в камеру следует устанавливать затворы, которые закрываются при $Q_n = 0$, чтобы не допустить заиливания камеры.

2. При относительно больших величинах водозабора насосной станции ($\frac{Q_{н.ст}}{Q_k} = 0,25 \div 0,40$) дно водозаборной камеры может быть ниже дна канала. В этом случае сопряжение необходимо выполнять в пределах водозаборной камеры, придавая дну камеры уклон в сторону всасывающей трубы насоса.

3. Сороудерживающие решетки (из плоских стержней), установленные на входе в камеру, улучшали распределение скоростей потока в камере.

* Исследования выполнялись в лаборатории «Насосы и насосные станции» МГМИ по проработкам автора и под его руководством (1972—1973 гг.).

4. При четырех работающих насосах отмечено изменение гидравлических сопротивлений по камерам: в первой наибольшие, а в четвертой наименьшие.

5. Исследования проводились (на моделях) при средних скоростях течения в транзитном канале в пределах $v_{\text{нат}} = 0,8—1,0$ м/с для зсмляного (некрепленного) русла канала. В облицованных каналах скорости течения выше и конструктивные формы сооружения могут отличаться.

Опыты с различными по форме камерами и с различным расположением труб внутри камеры показывают, что поток, входя в камеру, имеет значительные вихревые воронки, которые всасываются трубами.

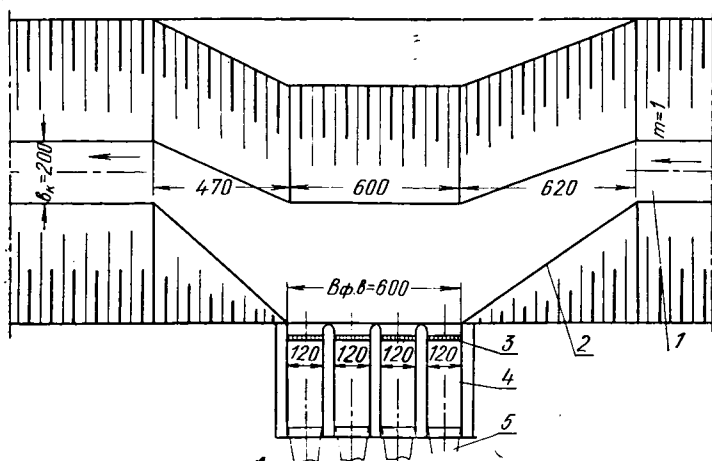


Рис. 270. Боковой водозабор на транзитном канале (модель—М 1 : 12, размеры в мм):

1 — транзитный канал; 2 — косые плоскости сопряжения откосов канала с водозабором; 3 — сороудерживающая решетка; 4 — водозаборная камера; 5 — всасывающая (подводящая) горизонтальная труба.

В результате этого воздух попадает в насос, что снижает его подачу. На рисунке 271 приведена характеристика насоса с впуском во всасывающую трубу воздуха (по опытам Зибрехта). В зависимости от количества впускаемого в насос воздуха $\alpha = \frac{Q_{\text{возд}}}{Q_{\text{вода}}}$ построены характеристики

насоса H и η при $n = \text{const}$. Приведенные для различных значений α характеристики наглядно показывают изменения режима насоса в зависимости от количества воздуха, находящегося в воде. При увеличении α кривая H снижается; одновременно снижается и кривая η . Аналогичную картину дали опыты, проведенные в лаборатории насосных установок МГМИ.

Отмечено также снижение характеристик при работе насоса в случае проникновения во всасывающую трубу воздуха от возникающих в камере воронок-вихрей. Для уничтожения воронок в небольших установках можно применять плавающие деревянные щиты.

Воронки около всасывающей трубы устраняют также установкой плоской диафрагмы диаметром $3D_{\text{вх}}$, расположенной на расстоянии $D_{\text{вх}}$ от входного отверстия, с заглублением последнего под минимальный уровень на величину $D_{\text{вх}}$.

Это также объясняет улучшение условий работы при установке трубы около задней стенки камеры, здесь наблюдается сравнительно небольшое завихрение жидкости. Вихрь располагается почти посредине камеры. Трубы не подтягивают к себе воронок, а следовательно, не засасывают воздуха. Обычно в водопроводной практике приемные колод-

цы, даже для сравнительно небольших диаметров всасывающих труб, довольно значительны по объему и секундному коэффициенту водообмена k (порядка 100 и выше). Поэтому в таких колодцах вихри обычно не наблюдаются и насосы работают удовлетворительно. Но при увеличении диаметра труб и при коэффициентах водообмена $15 \div 20$ около всасывающих труб появляются воронки вихрей. Исследования приемного колодца различной конфигурации в плане показали, что при $k = 30 \div 35$ всасывающие трубы хорошо работают при квадратной форме колодца, несколько хуже при прямоугольной и круглой формах. В последнем случае производительность их при одинаковых условиях работы уменьшилась на 2,5—3% по сравнению с колодцами квадратной формы. Однако основное значение имеет не форма колодца, а объем его,

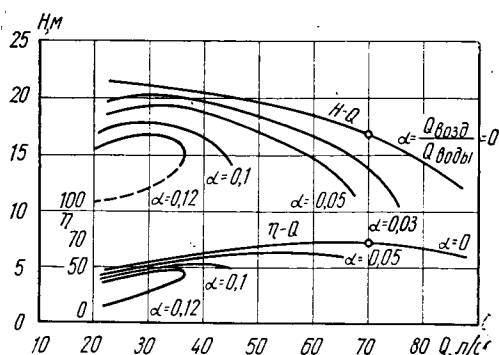


Рис. 271. Влияние воздуха, попадающего в насос, на режим его работы. С увеличением

$\alpha = \frac{Q_{\text{возд}}}{Q_{\text{воды}}}$ снижаются одновременно кривые H и η .

заполненный водой (или k), и достаточное погружение труб под горизонт воды в колодце.

Для каждой всасывающей трубы должна быть запроектирована отдельная камера. При расположении двух или больше труб в одной камере ограниченных размеров условия водозабора из-за появления воронок ухудшаются и насос снижает подачу. Лишь в очень больших камерах (с $k > 200$) всасывающие трубы насосов можно располагать на значительных расстояниях друг от друга (до $10 D_{\text{вх}}$).

Если в «мокрой» камере помещаются только всасывающие трубы, а насосы находят-

ся в помещении над камерой, то ее габариты следует назначать по полученным выше условиям (пп. 1—7). В этом случае высота камеры получается меньше, чем при «затопленном» насосе. Следует учитывать возможность подтопления перекрытия верхнего насосного помещения, которое иногда допускают при вертикальных насосах и при расположении электродвигателей в специальном помещении над насосами. Перекрытие «мокрой» камеры должно быть тщательно изолировано от возможного проникновения воды в насосное помещение.

В практике на колхозных оросительных станциях часто устраивают общую «мокрую» камеру для всасывающих труб насосов. Правильнее вместо общей камеры строить отдельные и запроектировать отдельные самотечные трубы для каждой камеры. При этом улучшится работа насосов, так как не будет воронок-вихрей около всасывающих труб.

К недостаткам насосной станции с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом относятся:

наличие вихрей-воронок около всасывающих труб; в связи с этим выше был указан предел подачи насоса $1,5 \text{ м}^3/\text{с}$;

легкость конструкции здания насосной станции, что заставляет для предупреждения сдвига и возможности всплывания насосной станции утяжелять его;

неудобство монтажа и демонтажа насоса (необходимость предварительной осушки камеры, работа персонала в сыром и темном помещении);

трудность наблюдения за насосом, сырость в машинном зале и др.

Верхнее помещение здания насосной станции, где расположены двигатели, проектируют, исходя из тех же условий.

Неудовлетворительный водозабор «затопленного» вертикального насоса заставляет в некоторых случаях устанавливать осевые насосы наклонно. Это представляет особенно большой интерес при значительной подаче и малом напоре насоса. Уменьшение углов отводов уменьшает гидравлические потери в установке.

На рисунке 272 приводится поперечный разрез насосной станции с наклонными осевыми насосами (Шлезвиг-Гольштейн) подачей 7 м³/с и высотой подъема воды 2,4 м.

На рисунке 273 дана схема установки капсульного типа осевого насоса (завод «Уралгидромаш») с колесом О5-47 ($Q=0,63$ м³/с; $H=4,5$ м; $\eta=0,82$; $n=730$ об/мин) и двигателем ($N=40$ кВт; $u=220/380$ В; давление воздуха в капсуле 0,5 кг/см²). Агрегат имеет шарнирное соединение с напорным трубопроводом, позволяющее поднимать его для осмотра и ремонта. Такая установка насоса сильно упрощает конструкции насосных установок, так как здание отсутствует, что особенно важно для станций, работающих сезонно. Опыт эксплуатации этого оборудования (УССР) ограничен, но говорит о его перспективности.

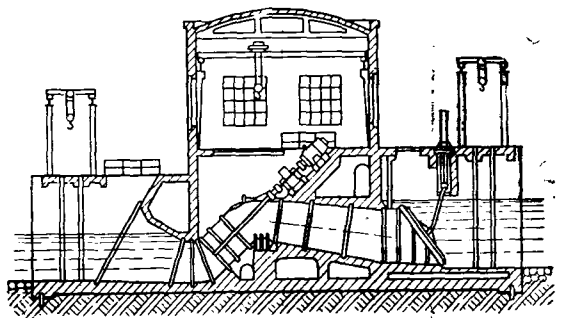


Рис. 272. Поперечный разрез насосной станции с наклонными осевыми насосами.

В настоящее время разрабатываются осевые и центробежные насосные агрегаты различной конструкции. Капсула электродвигателя располагается выше насоса, что снижает глубину водозаборной камеры. Различные модификации агрегатов позволяют устанавливать их горизонтально, вертикально и наклонно. Конструкция агрегатов обеспечивает легкость и надежность эксплуатации и монтажно-демонтажных работ.

Насосная станция «незаглубленного» типа (рис. 145, 241). Габариты помещения определяются размерами силового, гидромеханического и вспомогательного оборудования. Конструкция стен, перекрытий, окон, дверей и т. д. не отличается от конструкции обычных промышленных зданий, включающих различное силовое оборудование. Несмотря на простую и дешевую конструкцию здания насосной станции «незаглубленного» типа, устройство ее не всегда возможно. Например, такую станцию нельзя устраивать на реке при значительных колебаниях горизонтов воды в ней. Ось насоса может оказаться на значительной глубине от земной поверхности, так как не может быть расположена выше, чем величина h_b над минимальным уровнем воды в водозаборном устройстве ($h_b = H_{в.доп} - \frac{v_b^2}{2g} - h_{вт}$). При заглублении насоса следует

применять здание станции «шахтно-камерного» типа. С повышением подачи насосов, как правило, увеличивается быстроходность, снижается допустимая высота всасывания, поэтому переходят к «блочно-шахтному» типу станции. Горизонтальное оборудование требует большой площади здания, и при «шахтном» типе здания увеличивается его стоимость, поэтому при больших подачах насосов и колебаниях уровней воды стремятся применять оборудование с вертикальной осью. Но, несмотря на это, там, где возможно, следует использовать всасывающую способность горизонтальных насосов и применять «незаглубленный» тип здания станции как наиболее простой.

На рисунках 145 и 241 приведены примеры «незаглубленного» типа здания станции, в первом случае с верхним строением (закрытое распо-

ложение оборудования), во втором случае без верхнего строения (открытое расположение оборудования).

Расстояние от здания насосной станции до водозаборного сооружения L (рис. 145, б) определяют при проектировании графическим построением. Сначала размещают оборудование насосной станции, намечают габариты здания станции и проводят оси 16 основных насосов. Далее проводят ось симметрии 14. От оси симметрии в ту и другую сторону строят водозаборные камеры (откладывают толщину бычков и

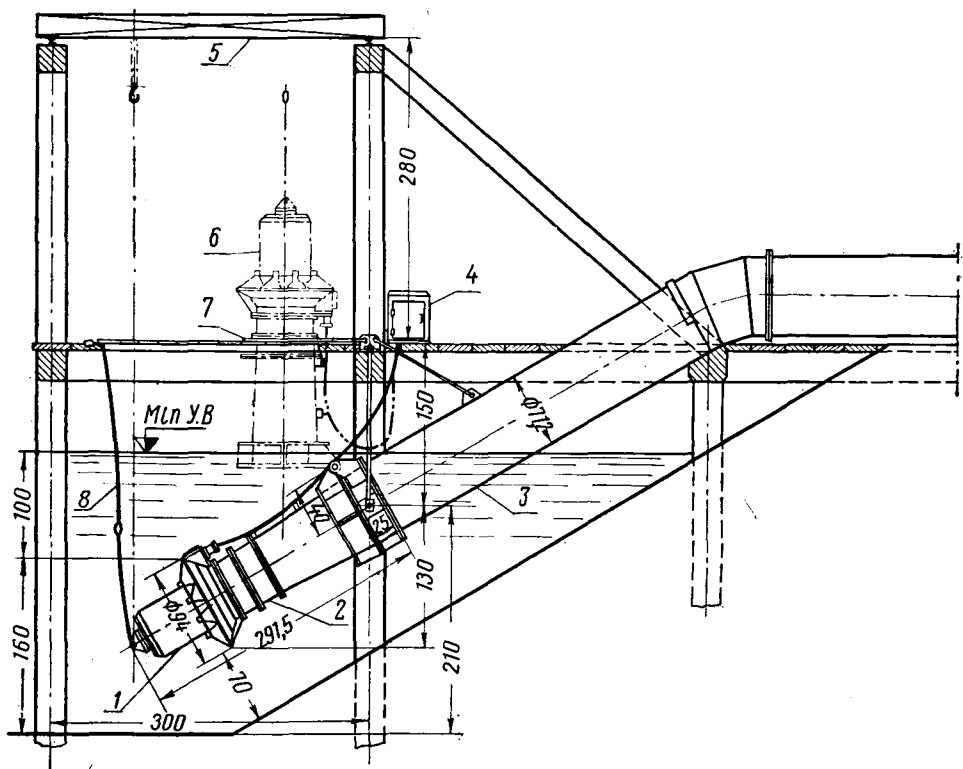


Рис. 273. Схема установки капсульного осевого насоса О5-47 с шарниром:

1 — электродвигатель; 2 — насос с колесом О5-47; 3 — напорный трубопровод; 4 — шкаф управления; 5 — кран ручной однобалочный; 6 — агрегат в поднятом вертикальном положении; 7 — трос крепления агрегата в вертикальном положении; 8 — трос для подъема агрегата.

ширину водозаборных камер). Толщину бычков в зависимости от размеров размещаемых в них пазовых конструкций и размеров самих бычков обычно принимают в пределах 0,5—0,8 м, а размеры камер определяют, как в насосных станциях «камерного» типа с «мокрой» камерой. Диаметр $D_{вх}$ вычисляют по расходу насоса и скорости входа, принимаемой 1—1,2 м/с. После этого проводят оси камер 15. Потом за конусом расширения на всасывающей трубе насоса, на расстоянии 0,4—0,5 м от наружной грани стены здания устраивают колено для поворота всасывающей трубы. Углы поворота крайних труб принимают $30 \div 45^\circ$, а средних соответственно меньше, подбирая их таким образом, чтобы повороты труб у стенки водозаборного устройства были примерно на одной линии (рис. 145, б). Далее в направлении выбранных углов из середин колен поворота (точка С) проводят оси 18 до пересечения с осями камер (точка А). От этих точек заканчивают дальнейшее построение всасывающих труб и водозаборных камер и определяют минимально необходимое L . Местными условиями может быть вызвано и некото-

рое увеличение этого расстояния, но круче 45° повороты труб делать не следует.

Размещение здания распределительного устройства (РУ). Размеры зданий РУ определяют, в зависимости от размещаемого в них оборудования, по специальным нормам. Возможные места размещения здания РУ по отношению к зданию станции следующие:

при низковольтных электродвигателях распределительную аппаратуру и аппаратуру управления двигателями обычно размещают внутри здания станции;

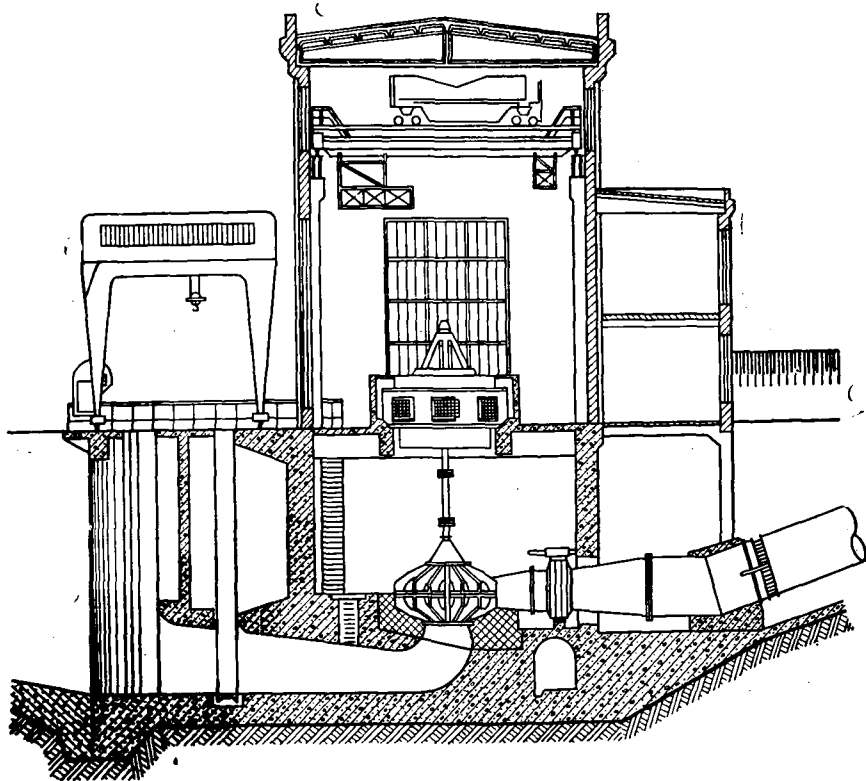


Рис. 274. Насосная станция «блочного» типа с размещением здания РУ над открыто уложенными трубопроводами.

при высоковольтных электродвигателях распределительную аппаратуру, как правило, размещают в пристройках, а аппаратуру управления двигателями, автоматики и технологического контроля — в здании насосной станции. Это в случае если питающая подстанция расположена в удалении от насосной станции и энергия подводится с необходимым напряжением для электродвигателей. А если подстанция, обслуживающая насосную станцию, расположена рядом с ней, то РУ располагается на подстанции.

Пристройка здания РУ может быть расположена либо в торце здания станции, либо вдоль него со стороны выхода напорных трубопроводов. Пристройку нельзя располагать над засыпанными трубопроводами, так как это осложняет эксплуатацию и ремонт трубопроводов и может вызвать аварию РУ. Такое размещение РУ возможно при коллекторной схеме напорных коммуникаций, когда напорные трубопроводы отходят от станции по торцам ее, либо в надстройке над коллектором, расположенным вне здания в специальном подземном помещении (рис. 228, 229), либо над трубопроводами, уложенными открыто у зда-

ния станции, в ограждении с боков подпорными стенами, как показано на рисунке 274. Размещение здания РУ обосновывается технико-экономическими расчетами.

§ 7. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ СУДОВ ДЛЯ ПЛАВУЧИХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Плавающая насосная станция представляет собой плавающее судно, в трюме которого устанавливают гидромеханическое, энергетическое и вспомогательное оборудование.

Корпуса судов для плавучих насосных станций строят по типу несамоходных судов (барж, понтонов), так как обычно судно, укрепленное на якорях, в течение всего периода работы станции стоит около берега и лишь в неоросительный период отводится буксиром в какой-либо затон. Обводы и форму корпуса проектируют, исходя из условия наибольшего водоизмещения. Судно может быть изготовлено из металла, железобетона и дерева. Деревянные суда для ответственных насосных станций с длительным сроком службы не применяются.

Познакомимся с основной терминологией в судостроении. Обычная форма судна призматическая, с заостренными концами. Переднюю часть судна называют носом, заднюю — кормой. Главные измерения: длина судна L — расстояние между носом и кормой; ширина B — расстояние между крайними точками среднего поперечного сечения судна, называемого миделевым сечением; высота — расстояние между днищем судна и его верхней частью (палубой).

Линия пересечения горизонта воды с поверхностью плавающего судна называется ватерлинией. Ватерлиния, отвечающая положению судна при его наибольшем погружении, называется грузовой ватерлинией. Расстояние T от днища судна до уровня ватерлинии называется осадкой судна. Водоизмещением V называется масса вытесненной судном воды. Ее можно определять по формуле:

$$V = \delta LB T,$$

где δ — коэффициент водоизмещения судна, для барж $\delta = 0,8 \div 0,9$.

Площадь ватерлинии определяют по формуле $F_v = \alpha LB$,

где α — коэффициент ватерлинии (степень полноты), обычно $\alpha = 0,7 \div 0,9$.

Подъемная сила судна P (грузоподъемность) зависит от водоизмещения V судна и его собственной массы G , то есть $P = V - G$. При равновесии без груза $V = G$, а с грузом $V = P + G$.

Плавающее судно находится под действием двух сил: массы судна G и сил поддержания давления воды V (рис. 275). При поперечном наклоне судна, называемом креном, центр равнодействующей сил поддержания, так называемый центр величины, переместится относительно судна в сторону наклона и расположение сил будет таким, как показано на рисунке 276. Точка пересечения сил V с вертикалью называется метacentром. При таком расположении сил судно будет стремиться вернуться в первоначальное положение; при этом вращающий момент, называемый моментом остойчивости судна, определяют по формуле:

$$M_{\text{ост}} = Gh \sin \theta,$$

$$h = \frac{I_y}{V} - d,$$

где d — расстояние между центром тяжести судна и центром давления (рис. 276);

I_y — момент инерции сечения судна относительно оси Y , которая служит линией пересечения плоскостей плавания I—I и II—II (рис. 276).

Если $h=0$, то и $M_{ост}=0$, а при $h<0$ $M_{ост}<0$, следовательно, при этом произойдет опрокидывание судна. Поэтому для безопасности плавания судна необходимо, чтобы метацентр был расположен выше центра тяжести. Обычно h колеблется от 0,5 до 1 м, но при неправильном расположении грузов на судне h может приблизиться к нулю, что повлечет за собой опрокидывание судна.

Кроме поперечной остойчивости, следует различать продольную остойчивость судна при продольном наклоне судна — диффе-

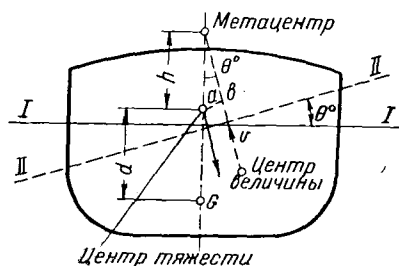


Рис. 275. Схема размещения на судне центров сил поддержания и тяжести.

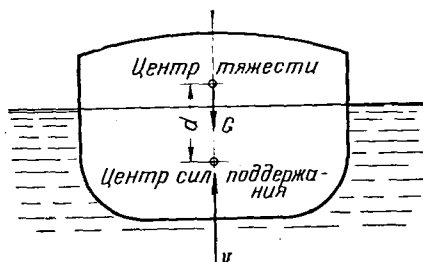


Рис. 276. Схема размещения в поперечном сечении судна основных элементов, определяющих его остойчивость при крене.

ренте. В этом случае положение метацентра всегда выше центра тяжести и опасность наступает лишь при авариях, когда вода заливает отдельные отсеки в трюме судна.

Вращающий момент при дифференте судна определяется по формуле:

$$M'_{ост} = Gh' \sin \theta,$$

где $h' = \frac{I_x}{V} - d$; I_x — момент инерции площади сечения судна относительно оси X , лежащей в плоскости I—I и перпендикулярной к оси Y .

При работе насосных агрегатов не следует допускать крена и дифферента судна (плавучей насосной станции) свыше 2—3°.

Конструкция судна, сочетание отдельных его деталей и их размеры должны удовлетворять условиям прочности судна.

Судно должно быть разделено на непроницаемые для воды отсеки, чтобы при повреждении наружной обшивки и проникновении внутрь воды оно могло бы оставаться некоторое время наплаву. Для разделения судна на отсеки устраивают продольные и поперечные переборки.

Основные расчеты и проектирование судна выполняют в соответствии с регистром Министерства речного флота.

Деревянные суда могут быть предназначены для установки обычных центробежных или пропеллерных насосов и применяться для небольших оросительных станций. Такие баржи недолговечны и требуют систематического ежегодного ремонта; эксплуатационные расходы у них довольно большие. Поэтому в практике для средних и крупных по подаче насосных станций применяют металлические и железобетонные (монокрильные и сборно-монокрильные) суда.

В качестве примера железобетонных плавучих станций опишем более подробно одну из оросительных станций* (рис. 277, 278).

* Проект выполнен в 1936 г. б. проектным бюро Московского института инженеров водного хозяйства (М. М. Флоринский, В. В. Рычагов и А. А. Третьяков).

Плавучая насосная станция представляет собой железобетонное судно (баржу), верхняя часть которого имеет деревянную надстройку. В трюме судна установлены осевые горизонтальные насосы с подачей каждый $2,5 \text{ м}^3/\text{с}$ при среднем напоре $6,8 \text{ м}$. Электродвигатели синхронные мощностью около 330 кВт , $n=500 \text{ об/мин}$. Насосных агрегатов четыре. Общие размеры судна: ширина $9,5 \text{ м}$, длина 56 м , осадка судна без груза $2,04 \text{ м}$, с грузом $2,2 \text{ м}$.

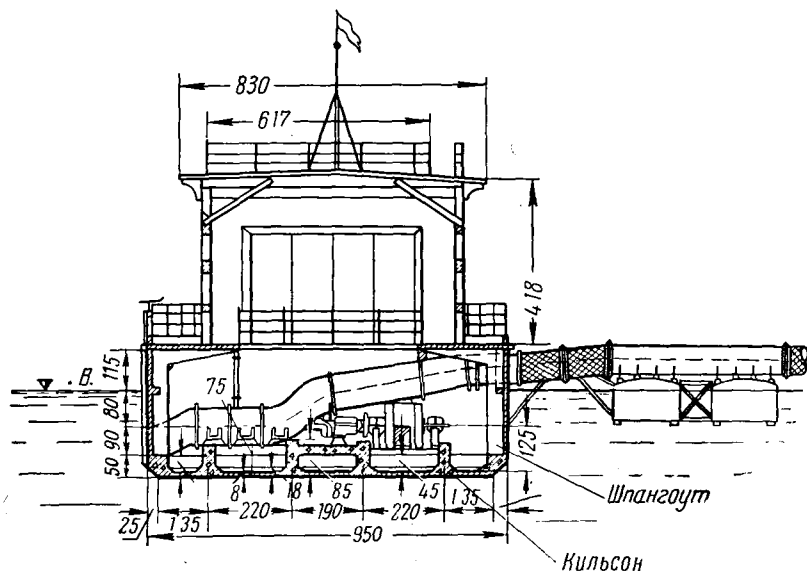


Рис. 277. Поперечный разрез плавучей насосной станции с осевым насосом (понтон железобетонный монолитный).

В плане по ватерлинии судно имеет среднюю прямоугольную часть площадью $42,18 \times 9,5 \text{ м}^2$, а нос и корму трапецидальной формы площадью $\frac{6 + 9,5}{2} 6,91 \text{ м}^2$.

Сечение по продольному миделю в средней части $3,35 \times 42,18 \text{ м}^2$, а нос и корма имеют трапецидальное сечение $\frac{1,85 + 3,35}{2} 6,91 \text{ м}^2$. Палубе

придан небольшой уклон $0,01$ для стока атмосферных осадков. Палуба в средней части имеет свес за борт на 10 см , а в носовой и кормовой — на 45 см .

Трюм судна по длине делится на 12 секций, из которых четыре имеют длину по 7 м и предназначены для размещения главных насосов и электродвигателей. Две секции длиной по $4,2 \text{ м}$, а также носовая и кормовая части трюма предназначены для помещения якорных цепей, швартовых частей, тросов и т. д. Четыре секции длиной $1,4 \text{ м}$ предназначены для балласта. Кроме того, каждая из этих секций в продольном направлении по миделю разделена перегородкой. Балластом является вода, впускаемая самотеком по особым трубам. Такое устройство дает возможность выравнивать как крен, так и дифферент судна. Из последних двух секций длиной 7 м одна служит (к носу) помещением для трансформаторов собственных нужд станции и склада электроаппаратуры, а вторая (к корме) предназначена для пожарных насосов и склада запасных частей, обтирочного и смазочного материала. Каждая секция отделена от смежной водонепроницаемой перегородкой шириной 10 см , что делает судно плавучим при пробое в какой-либо из секций. Верхняя часть судна связана с трюмом трапами; в носовой и кормовой

частях в связи с устройством сплошной железобетонной палубы предусмотрены особые люки для входа с палубы в трюм. Вдоль борта расположено ограждение из газовых труб, заделанных в выступ высотой 20 см.

По разделяющим машинное помещение стенам предусмотрены переходные железобетонные мостики шириной 1 м. Такие же мостики, только шириной 0,5 м, устроены с обеих сторон вдоль всего машинного помещения. Служебные мостики имеют ограждение. Для закрытия всасывающих труб снаружи судна по числу отверстий устроено восемь скользящих деревянных щитов с винтовыми подъемниками. Пазовые конструкции выполнены из прокатной стали и забетонированы на анкерах в корпусе. Вход во всасывающие трубы защищен сороудерживающими решетками из металлических полос. Для предохранения пришвартовывающегося судна от ударов предусмотрены привальные деревянные брусья сечением 15×15 см. Они прикреплены на бортах к стрингерам сечением 15×30 см анкерными болтами.

Якорное и швартовое устройство состоит из двух адмиралтейских якорей на носу судна, поднимаемых на цепях лебедками. Свободные концы цепей выведены по клюзам в трюм и в ящики. Для направления цепи каждого якоря предусмотрено по одной клюзе и катбалке. Пришвартовка производится при помощи стационарных якорей, кнехт и киповых планок, которых имеется четыре комплекта. Для буксировки судна применяют трос, укрепляемый к буксирному кнехту и направляемый к последнему через осевую киповую планку.

Железобетонный корпус судна состоит из днищевых, бортовых и транцевых плит* толщиной 8 см. Плиты опираются на кильсоны (продольные балки) и шпангоуты (поперечные балки). Основной набор корпуса судна состоит из двух средних, двух крайних и двух бортовых кильсонов. Средние кильсоны сечением 85×30 см установлены на расстоянии 190 см между осями. Расстояния между осями двух крайних кильсонов сечением 75×30 см и осями средних кильсонов составляют 220 см. Два бортовых кильсона сечением 50×50 см имеют расстояние между своими осями и осями крайних кильсонов, равное 135 см. Различие в высоте кильсонов и в расстояниях между ними вызвано требованием, предъявляемым к размещению оборудования.

В поперечном направлении с кильсонами связаны шпангоуты. Такая система представляет разомкнутые (в насосном помещении) или замкнутые рамы. Замкнутые рамы имеют шпангоуты в днищах и бортах сечением 18×50 см. Такие же размеры имеют и бимсы. Разомкнутые рамы имеют полубимсы переменного сечения (от 18×50 до 18×25 см). Остальные элементы такие же, как в замкнутых рамах.

Сечения элементов замкнутых рам в носовой и кормовой частях судна такие же, изменяются только длины элементов. Палуба состоит из плит толщиной 8 см. Над насосным помещением палубы нет. Главные насосы и электродвигатели установлены на специальных балках, которые опираются на кильсоны. В левом борту, ниже ватерлинии, имеются прямоугольные вырезы, в которые заделаны всасывающие двухочковые трубы (рис. 278, б). С правого борта, выше ватерлинии, устроены отверстия для напорных труб (рис. 278, а и б), по два для каждого насоса. Устройство двух напорных трубопроводов от каждого насоса объясняется необходимостью иметь диаметр трубопровода не больше 800 мм.

Для собственных нужд станции (снабжение водой, откачка балластных камер) установлено два поршневых насоса.

Кроме того, имеется еще два противопожарных центробежных насоса. Все вспомогательное насосное оборудование приводится в дей-

* Транцевые плиты служат для верхнего перекрытия судна (рис. 278, в).

ствие электродвигателями. Сеть трубопроводов хозяйственной и пожарной линии расположена с левого борта.

Отапливаются только помещения для сторожа и для камер, специально устанавливаемых в зимний период над моторами. Помещения обогреваются электропечами, обеспечивающими температуру около $+5^{\circ}$.

В настоящее время разработаны типовые проекты железобетонных плавучих насосных станций сборно-моноконтурной конструкции. Днище понтона моноконтурное, а все другие элементы сборные и состоят из трех основных типов секции набора: бортовых, переборок и трюмных, и палубных. Вдоль днища расположены кильсоны, а поперек — шпангоуты. Бортовые секции ребристого типа — ребра являются шпангоутами; переборки также ребристого типа. Палубные и трюмные секции плоские. Надстройка деревянная. Понтон в плане имеет прямоугольную форму с вертикальными бортами и транцами.

Металлические суда для плавучих насосных станций широко применяют в Азербайджанской ССР, а также и в других местах благодаря их легкости и удобству.

В настоящее время потийским, бакинским и другими заводами освоены серийный выпуск самоходных и несамоходных плавучих насосных станций с металлическими понтонами. Железобетонные понтоны, конечно, более долговечны и требуют меньше затрат на ремонт, но менее транспортабельны, особенно если их по условиям ледохода нужно вытаскивать на берег.

§ 8. НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ ДЛЯ ЗАКРЫТОЙ ОРОСИТЕЛЬНОЙ СЕТИ

Насосные станции для закрытой оросительной сети иначе называют станциями для дождевания. Они получают все большее распространение, и в ведущих проектных организациях (В/О «Союзводпроект», Гипроводхоз, Укргипроводхоз) накоплен опыт и разработаны временные нормы по их проектированию.

На рисунке 279 приведена насосная станция дождевальной двухзональной системы, имеющая две группы насосов с параметрами: первая — максимальная суммарная подача до $1,2 \text{ м}^3/\text{с}$ и напор — $57\text{—}72 \text{ м}$; вторая соответственно до $0,6 \text{ м}^3/\text{с}$ и $85\text{—}95 \text{ м}$. На каждую зону идет по одному самостоятельному напорному трубопроводу. Всего на станции установлено шесть основных насосов (для каждой зоны по три), два бустерных насоса, два дренажных самовсасывающих насоса и один общий компрессор. Насосы оборудованы приподнятой всасывающей трубой в целях упрощения автоматизации и исключения установки вакуум-насосов. Для большей надежности работы всасывающих труб установлены еще гидроэлеваторы. Два самовсасывающих насоса типа ВКС-2/26 предназначены для откачки дренажных вод и заполнения водой всасывающих труб основных и бустерных насосов. Для уплотнения сальников насосов воду подают из коллектора. Бустерные (вспомогательные) насосы восполняют утечки воды из сети; их рекомендуется устанавливать по два насоса на станции. Подача этих насосов принимается равной $1\text{—}3\%$ подачи в сеть.

Число основных насосов на станциях выбирается на основании технико-экономического расчета, а резервные насосы устанавливать не рекомендуется. Следует отметить, что, как правило, пуск и остановка бустерных насосов осуществляется «по давлению», пуск первого основного насоса также «по давлению» после остановки бустерного насоса, а далее пуск и остановка последующих основных насосов производятся «по расходу» сети. Напор бустерного насоса можно принимать рав-

а – план; *б* – поперечный разрез; *1* – центробежные насосы (первая зона); *2* – центробежные насосы (вторая зона); *3* – бустерные насосы; *4* – дренажные самовсасывающие насосы; *5* – компрессор; *6* – кран подвесной электрический; *7* – водонапорный котел емкостью 6,3 м³, с условным давлением 1,6 МПа (16 кгс/см²); *8*, *9* – задвижки с электроприводом; *10* – задвижки ручные; *11*, *12*, *13* – клапаны обратные поворотные; *14* – пентиль запорный; *15* – трубопровод первой зоны; *16* – трубопровод второй зоны; *17* – расходомеры индукционные; *18* – приподнятые всасывающие трубы бустерного и основного насоса; *19* – кабельные каналы; *20* – водозаборное сооружение; *21* – здание каркасно-панельного типа.

ным необходимому минимальному напору основного насоса или несколько превышающим его.

На станциях для дождевания предусматривается установка водовоздушных котлов (ВВК), служащих для восполнения потерь воды в сети и сглаживания колебаний давления, вызываемых увеличением или уменьшением отбора воды из сети (неустановившееся течение) и изменением параметров рабочих точек насосов. Постоянную регулируемую емкость воды в котле (принимаемую около 0,3—0,4 емкости его) поддерживают подкачкой воздуха компрессором, давление которого принимается несколько превышающим давление бустерного насоса. Водовоздушные котлы выполняют важную роль при автоматизации процессов работы насосной станции (давление, уровень воды).

Первоначальному пуску насосной станции должно предшествовать заполнение водой всей оросительной сети бустерным или основным насосами (это зависит от емкости сети) и обеспечение выпуска воздуха из всех точек ее с помощью вантузов или гидрантов.

На станциях установлены индукционные водомеры, которые, кроме учета воды, играют важную роль в процессе автоматизации ее работы.

Здание станции каркасно-панельного типа. Укргипроводхоз разработал проект полносборного типа здания станции, собираемого из однопотных (стеновых и кровельных) железобетонных швеллерных блоков. Отопление здания в нерабочее время, при низких наружных температурах — электрокалориферное. При ограничении лимита энергии для отопления возможно уменьшение ее расхода за счет размещения электрооборудования (щиты управления и автоматики) в отдельном помещении и отопления только этого помещения. Вопросы отопления и аппаратуры наружной установки связаны между собой и подлежат решению в проектировании, эксплуатации и конструкторской проработке. Если все помещение насосной станции не отапливается, то электродвигатели перед пуском следует просушивать.

На напорном патрубке основных насосов установлены обратный клапан и задвижка. Задвижка постоянно открыта и служит для ремонта. Пуск насоса производится при открытой задвижке.

На рисунке 280 представлена технологическая схема насосной станции, показанной на рисунке 279. На схеме даны условные обозначения установленного оборудования, позволяющие детально ознакомиться с его составом и взаимным расположением.

Перед пуском насосной станции в работу выполняют ниже перечисленные операции в изложенном порядке.

1. С помощью самовсасывающих насосов заполняются водой всасывающие линии основных и бустерных насосов, при этом вентили 1, 2, 3, 4 должны быть открыты, а вентили 5, 6, 7, 8, 9 закрыты.

2. Бустерными насосами заполняются все трубопроводы оросительной системы, при этом необходимо поочередно открывать гидранты, расположенные в наиболее высоких местах для выпуска из системы воздуха (при заполнении системы задвижка 10 должна быть закрыта).

3. После заполнения всей системы водой и создания расчетного напора наполняют водовоздушный бак. Для наполнения водой водовоздушного бака до максимального расчетного горизонта задвижка 10 должна быть закрыта.

При помощи компрессора в бак подается воздух до достижения максимального расчетного давления, после выполнения этих операций задвижка 10 открывается.

4. Подготовив насосную станцию к пуску, вентили 5, 6, 7, 8, 9, необходимо открыть, а вентили 1, 3, 4 закрыть.

5. Пуск насосов осуществляется на обратный клапан, задвижка требуется только для ремонта.

6. Вентиль 11 служит для опорожнения всасывающих труб.

§ 9. НАПОРНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

Напорные трубопроводы — это гидротехнические сооружения, транспортирующие воду, находящуюся под давлением (напором), из мест с пониженными отметками в места с более высокими отметками (трубопроводы насосных станций) или из высокорасположенных мест в места с более низкими отметками (трубопроводы гидроэлектрических станций, трубопроводы систем водоснабжения из источников, имеющих командное расположение над объектом водоснабжения) и др.

Напорные трубопроводы — ответственный элемент в узле сооружений мелиоративной насосной станции, так как стоимость их иногда превышает стоимость станции с оборудованием.

Напорные трубопроводы можно классифицировать по различным признакам:

в зависимости от материала стенок — на железобетонные, стальные, чугунные, асбестоцементные, деревянные и из новых материалов (пластмассовые, стеклянные и др.); последние не нашли еще широкого применения в насосных станциях;

в зависимости от напора, под которым работает трубопровод, — на низконапорные давлением до 0,2 МПа (до 2 ат), средненапорные давлением от 0,2 до 0,4—0,5 МПа и высоконапорные давлением более 0,4—0,5 МПа;

в зависимости от способа укладки — на открытые (не засыпаемые землей) и закрытые (засыпаемые сверху землей);

в зависимости от назначения — на основные, резервные, переключающие, соединительные, сбросные.

В практике мелиоративных насосных станций не получили распространения деревянные и чугунные трубопроводы. Первые потому, что материал стенок их не соответствует условиям сезонной (прерывной) работы, вторые из-за тяжелой массы и большой стоимости. Внутри насосных станций, а также при монтаже асбестоцементных и железобетонных трубопроводов применяют чугунные фасонные части, однако при диаметрах, больших 500 мм, стремятся использовать стальные сварные.

Проектирование и строительство трубопроводов ведется по соответствующим СНиП и ТУ.

Класс капитальности узла сооружений насосной станции определяется на основании СНиП II-Г.3-62, СНиП II-И.1-62 и СНиП II-И.3-62, в соответствии с чем и устанавливаются расчетные условия и нормы проектирования и строительства трубопроводов.

Излагаемые ниже общие условия и рекомендации применимы для наружных напорных трубопроводов внутренним диаметром от 300 до 5000 мм. Стенки напорных трубопроводов могут быть стальными, асбестоцементными и железобетонными (сборными или монолитными).

Материал, диаметр и число ниток напорного трубопровода выбирают на основании технико-экономических расчетов с учетом местных условий строительства, назначения и капитальности сооружения. Если трубопровод выполнен смешанным (на нижних участках с большим напором — стальным, а на верхних с меньшим напором — железобетонным) или если напорный трубопровод имеет значительную длину и значительный напор, то его следует разбить на участки (в зависимости от материала труб и толщины стенок) и для каждого участка выбрать экономический диаметр с учетом усложнения производства работ. За расчетный напор на каждом участке трубопровода принимают гидростатический напор, отнесенный к оси трубопровода в самой нижней точке этого участка, плюс гидравлические сопротивления во всей вышерасположенной части трубопровода и плюс величина повышения напора при гидравлическом ударе.

В настоящее время на основании данных практики и выполненных расчетов можно рекомендовать для мелноративных насосных станций следующие приближенные пределы применения трубопроводов из различных материалов.

1. Асбестоцементные трубопроводы — на максимальное внутреннее рабочее давление до 1,2 МПа (12 ати). При этом максимальный диаметр труб $D_y = 500$ мм.

2. Железобетонные монолитные трубопроводы, выполняемые на месте укладки, — при диаметрах более 1,6 м и рабочем давлении до 0,4—0,5 МПа (4—5 ати).

3. Железобетонные сборные, предварительно напряженные (без стального цилиндра) трубопроводы — при диаметрах от 0,5 м до 1,6 м и рабочем давлении до 1,5 МПа (15 ати). При рабочем давлении до 2 МПа такие трубы уже применяли, но со стальным цилиндром. Есть данные об изготовлении таких труб на давление 3 МПа и более. Диаметр и длина труб ограничиваются грузоподъемностью транспортных и укладочных средств.

На Кубань-Калаусских ГЭС применены сборные предварительно напряженные железобетонные трубопроводы с $D_y = 4,0$ м, давлением до 1,0 МПа (10 ати) [46].

4. Стальные трубы — при диаметрах более 1,6 м и давлении более 1,5 МПа (15 ати). Стальные трубопроводы практически могут быть любого диаметра, на любое давление. Есть примеры выполненных трубопроводов на давление более 15 МПа (150 ати).

Число ниток напорных трубопроводов при длине трассы их (расстоянии от насосной станции до водовыпуска) до 100 м рекомендуется принимать равным числу насосных агрегатов. При длине трассы более 300 м трубопроводы объединяют, то есть число трубопроводов принимают меньше числа насосных агрегатов. При длине трассы трубопроводов от 100 до 300 м объединение трубопроводов следует обосновывать расчетом. В насосных станциях средней и большой подачи для обеспечения бесперебойной работы рекомендуется прокладывать не менее двух ниток напорных трубопроводов. Устройство большего числа трубопроводов должно быть обосновано технико-экономическим расчетом. На насосных станциях средней подачи при трех агрегатах и расходе станции до 2—3 м³/с можно допускать одну нитку напорного трубопровода. На насосной станции малой подачи с числом насосов не более трех рекомендуется устраивать одну нитку напорного трубопровода. На один трубопровод не следует подключать более трех насосов.

В мелноративных насосных станциях переключений (перемычек) по трассе напорных трубопроводов не устраивают, необходимость их установки подлежит обоснованию; такие переключения надо предусматривать только на насосных станциях для водоснабжения.

Трубопроводы, идущие от плавучих насосных станций до береговых трубопроводов, называются соединительными; число их для насосных станций средней и большой подачи принимается равным числу насосных агрегатов, а для малых насосных станций, когда подача одного насоса менее 0,25—0,3 м³/с, следует рассмотреть вариант с уменьшенным числом соединительных водоводов против числа насосов.

При установлении внутреннего диаметра трубопроводов (D_y — условного диаметра) рекомендуется придерживаться следующих значений: 300, 350, 400, 450, 500 мм и далее через 100 мм до диаметра 3000 мм; размеры диаметров до 5000 мм чередуются через 200 мм.

Расстояние между отдельными нитками напорных трубопроводов, особенно при больших их диаметрах (более 1 м) и большой длине (более 500—600 м), следует устанавливать с учетом значения станции, гидрогеологических условий трассы и возможности при аварии с одним трубопроводом подмыва других трубопроводов. При плохих геологиче-

ских условиях (легко размываемые грунты) и ответственной станции (не допускается перерыв водоподачи) трубопроводы следует укладывать в отдельных траншеях на расстояниях, исключающих подмывы соседних трубопроводов при авариях, уменьшая эти расстояния у водовыпуска и насосной станции.

Напорный трубопровод желательно укладывать с непрерывным подъемом к водовыпуску. Если топографические условия не позволяют этого, то допускается на некоторых участках трассы укладка трубопровода с обратным уклоном. В точках местных повышений устанавливаются приборы для выпуска и впуска воздуха. Выпуск воздуха необходим в случае скопления его при малых скоростях движения воды, а впуск — при опорожнении трубопровода. В пониженных местах предусматривают выпуски воды для опорожнения трубопровода и промывок.

Выбор трассы и техническое оснащение напорных трубопроводов определяются местными условиями и условиями производства работ. В общем случае необходимо обеспечить:

- минимальную длину трассы трубопроводов;

- доступность для производства работ и возможность максимальной их механизации;

- благоприятные гидрогеологические и геологические условия;

- минимальное число поворотов в вертикальной и горизонтальной плоскостях;

- прочность, устойчивость и герметичность трубопроводов;

- защиту от размыва ливневыми водами трубопровода, удобство защиты станции от размыва при аварии с трубопроводами;

- возможность свободного опорожнения трубопроводов от воды и воздуха при испытаниях и на время осмотров и ремонтов.

Заложение (уклон) трубопроводов, укладываемых без анкерных опор, не должно быть больше угла естественного откоса грунта основания. Его можно определить из формулы:

$$m = \frac{f}{k}.$$

При этом должно быть обеспечено условие:

$$m = \operatorname{tg} \alpha < \operatorname{tg} \varphi,$$

где m — заложение основания трубопровода (по тангенсу угла заложения α);

f — коэффициент трения материала трубы или опоры по грунту основания, смоченному водой;

k — коэффициент запаса устойчивости на скольжение;

α — угол заложения основания трубопровода к горизонту, град.;

φ — угол внутреннего трения грунта основания трубопровода.

Заложение трубопровода круче 1:3 выполнять не рекомендуется.

Стальные трубопроводы с анкерными опорами можно укладывать с любым углом заложения, если их устойчивость обеспечена опорами.

В особых случаях (предельно максимальный угол заложения трассы, неоднородные слабые грунты, предполагаемые изменения гидрогеологических условий) следует проверять общую устойчивость откоса, на котором укладываются трубопроводы.

Следует избегать прокладки трубопроводов на просадочных грунтах и склонах с оползневыми явлениями. При неизбежности укладки трубопроводов на просадочных грунтах нужно иметь в виду следующее:

перед укладкой трубопроводов необходимы мероприятия (замочка, механическое уплотнение, замена грунта и др.), исключающие интенсивные осадки трубопроводов после укладки. Выбор мероприятий должен быть обоснован исследованиями и расчетами;

для трубопроводов нужно применять стальные, сборные железобетонные и асбестоцементные трубы;

опоры и конструкция стальных трубопроводов должны обеспечить легкое изменение положения трубопровода и подбетонировку опор;

положение асбестоцементных и сборных железобетонных трубопроводов нужно выправить подбивкой грунта под них;

трубопроводы следует засыпать после окончания основных просадок, но не ранее чем через год;

до засыпки необходимо вести тщательные наблюдения за трубопроводом и немедленно принимать меры по исправлению замеченных дефектов.

При выборе способа укладки трубопроводов придерживаются следующих соображений. Железобетонные сборные и монолитные, а также асбестоцементные трубопроводы рекомендуется устраивать засыпными. Стальные трубопроводы диаметром до 3 м следует устраивать неразрезными и засыпными. При диаметре более 3 м можно применять открытые трубопроводы разрезной конструкции на анкерных и промежуточных опорах. Незасыпанные трубопроводы затрудняют использование мелиорируемых земель, особенно при больших длинах их. Трубопроводы, работающие круглый год, надо укладывать ниже глубины промерзания.

При открытой укладке трубопроводов и недостаточной глубине заложения их выполняют расчет на возможность образования льда на внутренних стенках и в необходимых случаях предусматривают утепление стенок.

Засыпаемые трубы укладывают в траншеях на естественное грунтовое основание ненарушенной структуры, спланированное по проектной отметке. При необходимости основание уплотняют.

Ни в коем случае нельзя укладывать трубы на камни или деревянные, кирпичные и другие прокладки. Специальные сплошные бетонные основания или отдельные тумбы устраивают в исключительных случаях. При скальном основании трубопровод укладывают на выравнивающий слой из песка или местного мягкого грунта толщиной не менее 15 см, не содержащего крупных включений. В случае залегания на дне траншей валунов и камней, которые невозможно удалить, основание также выравнивают. При водоотливе из траншей нельзя допускать нарушения естественной структуры грунта основания, размыва прилегающей поверхности и сооружений, расположенных вблизи трассы трубопровода.

Раструбные и фальцевые трубы следует укладывать снизу вверх по уклону раструбами вперед по ходу укладки. Гладкий конец трубы вставляют в раструб уже уложенной трубы. При укладке труб необходимо соблюдать прямолинейность в горизонтальном и вертикальном направлении при помощи шнура и визирок. В местах изгибов трубопроводов в горизонтальной и вертикальной плоскостях должны быть предусмотрены анкерные опоры, которые выполняют после окончания монтажа трубопровода. При монтаже трубопровода и заделке стыков укладываемые в траншеи трубы в средней части закрепляют подсыпкой на высоту не менее 0,5 диаметра с тщательной послойной трамбовкой подсыпки.

Раструбные трубы и соединяемые на муфтах стыкуют с зазором, оставляя равномерное кольцевое пространство для обеспечения температурных деформаций и деформаций прогиба. Резиновые уплотнительные кольца в раструбных и муфтовых соединениях напорных трубопроводов должны быть обжаты в радиальном направлении в пределах 40—60% первоначального их диаметра. Раструбы и муфты можно заделывать смоляной или битуминированной пряжей и асбестоцементной смесью с зачеканкой.

При уплотнении стыков резиновыми кольцами замок устраивают путем заливки щели (раструбной и муфтовой) цементно-песчаным раствором.

Траншеи должны быть вырыты без нарушения естественной структуры грунта в основании.

Подчистку дна траншей до проектных отметок, а также приямки для стыковых соединений выполняют непосредственно перед укладкой трубопроводов.

Фасонные части и задвижки устанавливают одновременно с укладкой труб, а предохранительные клапаны, вантузы и другую арматуру — после окончательного испытания трубопровода.

При установке фланцевых фасонных частей и задвижек нельзя создавать растягивающие напряжения в материале. Смежное с фланцем соединение (муфта, раструб, сварной стык) выполняют после равномерной и полной затяжки всех болтов на фланце. Материалом прокладок во фланцевых соединениях может быть паронит или фибра толщиной не более 3 мм и резина толщиной 3—5 мм. Фланцевые соединения не должны иметь перекосов. Устранение перекосов скошенными прокладками не допускается.

Фланцевые соединения для засыпаемых трубопроводов применять не рекомендуется, но если их избежать нельзя, должна быть обеспечена антикоррозийная защита болтов. Перед укладкой трубы и фасонные части тщательно осматривают и отбраковывают, очищают от грязи и окалины.

На участках земли, используемых для нужд сельского хозяйства и для проезда автотранспорта, строительных и сельскохозяйственных машин, минимальную величину засыпки над верхом трубопровода принимают равной 0,8 м, а на землях, не используемых для перечисленных целей, — 0,5 м.

Подземные трубопроводы должны иметь защиту от почвенной коррозии.

На основании проведенных полевых исследований и выявленной степени агрессивности грунтовых условий выбирается тип противокоррозийной изоляции: нормальная, усиленная и весьма усиленная.

Внутреннюю поверхность труб при агрессивности воды, наличии истирающих наносов и взвесей защищают соответствующими битумными и другими покрытиями.

Для защиты от коррозии надземные участки трубопроводов покрывают атмосферными лакокрасочными материалами. Для металлических трубопроводов применяют защиту от коррозии блуждающими токами. В условиях мелиоративных насосных станций прибегать к такой защите, как правило, не приходится, так как места укладки трубопроводов обычно удалены от источников возникновения блуждающих токов (трамвай, электрические железные дороги и др.).

Переход напорных трубопроводов от меньшего диаметра к большему рекомендуется осуществлять с помощью диффузора длиной $L = 6 \div 7 (D_2 - D_1)$, где D_2 и D_1 — внутренние диаметры сопрягаемых трубопроводов. Переход следует выполнять из металла или железобетона. Монолитный железобетонный засыпанный трубопровод со стальным открытым трубопроводом следует соединять при помощи анкерной опоры и гибкого стыка.

Сборные предварительно напряженные засыпанные трубы с засыпанным стальным трубопроводом стыкуются гибкими муфтами с резиновыми кольцами.

Вдоль трубопровода следует устраивать трубчатый или каменный дренаж для организованного отвода фильтрационных вод. Отвод ливневых вод, поступающих с участка трассы трубопровода, при открытой укладке трубопроводов может быть совмещен с отводом фильтрацион-

ных вод, а при закрытой укладке трубопроводов выполнен самостоятельно.

Проектирование и прокладку напорных трубопроводов в районах, подверженных сейсмическим воздействиям, выполняют в соответствии со СНиП II-A.12-62. Наиболее благоприятными в сейсмическом отношении грунтами являются невыветренные скальные и полускальные породы, а также плотные и маловлажные крупноблочные породы, неблагоприятными — насыщенные водой гравийные, песчаные и глинистые (макропористые), а также пластичные, текучие глинистые (немакропористые) грунты.

К неблагоприятным условиям следует также отнести следующее: сильно расчлененный рельеф трассы (обрывистые берега, овраги и др.); выветренность и нарушенность слагающих пород физико-геологическими процессами; близкое расположение тектонических разрывов, насыпные грунты и участки с оползневыми явлениями, горными выработками, опасные в отношении карстовых явлений, осыпей, обвалов и селевых потоков.

При неблагоприятных сейсмических условиях отдают предпочтение сооружениям с меньшим напором или прибегают к зонированию водоподачи.

В сейсмических районах можно применять обычные трубопроводы, но при сейсмичности 8 и 9 баллов необходимо помнить следующее.

1. Асбестоцементные трубопроводы допускается применять при рабочем давлении до 0,6 МПа (6 ати), при этом марку их следует повышать на один разряд, чем в обычных условиях.

В станции ответственного назначения, когда нельзя делать перерыв в работе ее, применяют стальные или железобетонные трубопроводы.

Асбестоцементные трубопроводы надо соединять между собой и с фасонными частями гибкими стыковыми соединениями с резиновыми уплотнениями.

2. При рабочем давлении 0,6 МПа и более применяют железобетонные и стальные трубопроводы. Железобетонные трубопроводы должны быть армированы спиральной, предварительно напряженной арматурой и, кроме того, иметь стальной цилиндр или продольную предварительно напряженную арматуру. Стыковые соединения железобетонных трубопроводов должны быть гибкими, допускающими осевые и угловые перемещения.

Стыковые соединения стальных труб следует выполнять сварными или гибкими, с резиновым уплотнением. При сейсмичности 9 баллов сварные стыки ответственных трубопроводов рекомендуется усиливать накладными муфтами на сварке. Глубина заложения трубопроводов в скальных грунтах не нормируется. В остальных грунтах при сейсмичности 8 и 9 баллов глубина заложения до верха стальных трубопроводов должна быть не менее 0,8 м, для железобетонных — не менее 1 м. Трубопроводы в сейсмических районах рекомендуется укладывать в самостоятельных траншеях, и присоединение их к водовыпускам и зданиям станций делать гибким.

В отдельных случаях (ответственность станции, подача воды на нужды водоснабжения и др.) при сейсмичности 8 и 9 баллов трубопроводы следует проектировать, как правило, в две нитки и с перемычками, связывающими их между собой.

Напорные трубопроводы должны быть испытаны на прочность и плотность внутренним давлением.

Подземные напорные трубопроводы, укладываемые в траншеях, испытывают два раза:

предварительно (на прочность) испытательным давлением на каждом участке до засыпки и установки арматуры;

окончательно (на плотность) после засыпки и окончания всех работ на данном участке трубопровода.

Для возможности осмотра и выполнения ремонтных и других эксплуатационных работ внутри трубопроводов на них через каждые 200 м предусматривают смотровые герметически закрываемые люки.

Стальные трубопроводы большой длины рационально прокладывать в траншеях с засыпкой их землей. Это особенно важно для эксплуатации земель, которые используются в хозяйственных целях. Трубопроводы диаметром 3 м и более являются уникальными сооружениями, и способ их укладки должен быть рассмотрен с технической и экономической сторон с учетом гидрогеологических условий трассы, включая и вопросы агрессивности вод, сейсмичности района, назначения станции, степени ее надежности и др.

Поворот оси трассы можно осуществлять переходными вставками с углами излома до $15\text{--}22,5^\circ$ таким образом, чтобы ось трубы вписывалась в кривую с радиусом не менее $2D_y$.

На рисунке 281 показано жесткое и гибкое фланцевое соединение трубопроводов с резиновым уплотнением.

На рисунке 192 была приведена одна из конструкций сальникового компенсатора, а на рисунке 282 даны тарельчатый и линзообразный компенсаторы. Компенсаторы обеспечивают возможность продольных и поперечных перемещений трубопроводов в результате ожидаемых деформаций, размеры которых определяются расчетами. При малых напорах и больших диаметрах трубопроводов применяются тарельчатые и линзообразные, а при больших напорах — сальниковые компенсаторы.

На рисунке 283 представлена анкерная опора закрытого типа (глухая), устанавливаемая в местах изменения направления оси трубопровода.

Опоры могут быть и открытого типа, когда трубопровод не полностью заделывается в бетон опоры; их обычно применяют при открытой укладке трубопровода.

На прямых участках незасыпанных трубопроводов также устраиваются анкерные закрытые (глухие) опоры, расстояния между которыми определяются расчетом и обычно для диаметров трубопроводов $D_y = 1\div 3$ м составляют 120—150 м, а иногда и больше.

Анкерные опоры воспринимают на прямых участках осевые усилия, образующиеся в результате воздействия на трубопровод температуры, трения воды о стенки трубопровода, гидростатического и гидродинамического воздействия воды в местах изменения сечения трубопровода и массы трубы, а на поворотах оси трубопровода еще и центробежных сил, а также сил гидростатического давления.

Открытые стальные трубопроводы наиболее часто укладывают разрезными, то есть на участке между двумя анкерными опорами около одной из них устраивают компенсатор, а в другой он заанкеривается (неподвижная заделка). При такой укладке трубопровод получается статически определимым. Когда компенсатор расположен около верхней опоры, трубопроводы называют иногда стоячими, а когда компенсатор расположен у нижней опоры, — висячими.

На участках между анкерными опорами устраивают промежуточные, которые воспринимают поперечные силы, действующие на трубопровод, и силы трения, возникающие при температурных перемещениях его. Наиболее простой промежуточной опорой является седловая

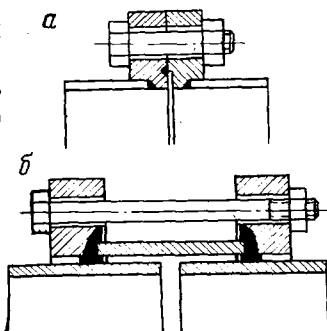


Рис. 281. Фланцевые соединения стальных трубопроводов:

а — жесткое; б — гибкое.

(рис. 284), которая охватывает трубопровод по дуге $90-120^\circ$. Уменьшение трения достигается подкладкой металлического листа. Существенные недостатки седловых опор: образование местных напряжений в оболочке в месте касания и значительные силы трения. При скольжении трубопровода по опоре стирается окраска и ржавеют трубопровод и прокладки. Поэтому применение седловых опор ограничивается малым диаметром трубопроводов ($D_y < 1000$ мм).

При больших диаметрах устраивают качающиеся и катковые опоры с применением жестких опорных колец, охватывающих трубопровод.

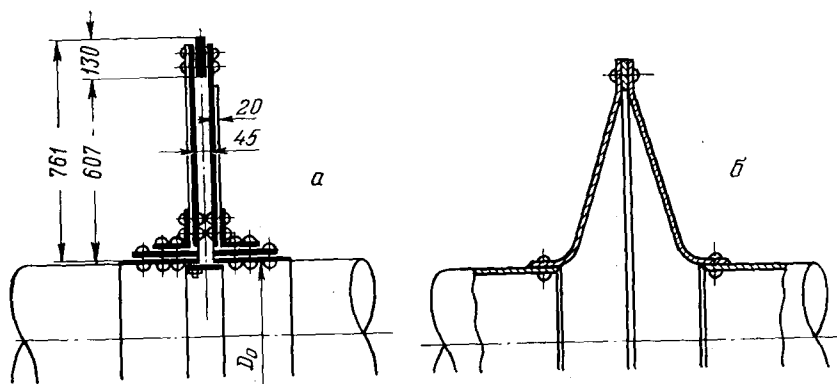


Рис. 282. Компенсаторы:
а — тарельчатый; б — линзовый.

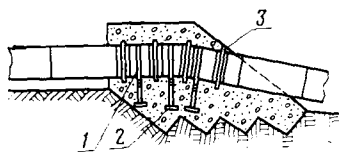


Рис. 283. Анкерная опора закрытого типа (глухая):
1 — хомут; 2 — анкер; 3 — угольник.

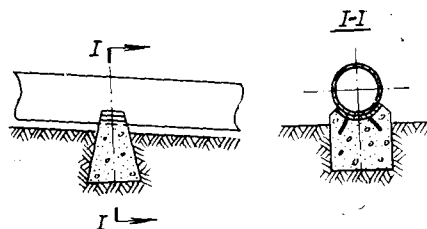


Рис. 284. Седловая опора.

Жесткие опорные кольца придают большую жесткость трубопроводу и позволяют увеличить расстояние между опорами, то есть уменьшить число последних. Трубопровод через жесткие опорные кольца с помощью гибких стоек или катков опирается двумя точками на бетонную или железобетонную опору. На рисунке 285 приведена конструкция катковой опоры, а на рисунке 286 — качающейся. Расстояние между промежуточными опорами трубопровода определяют расчетом, принимая его за неразрезную многопролетную балку, с учетом конструкции опирания трубопровода на опору. Расстояние между промежуточными опорами зависит от конструкции опор и трубопровода, размеров трубопровода и колеблется в пределах 4—7 диаметров его.

При укладке стальных трубопроводов выше поверхности земли их можно располагать на эстакадах.

Соединительные трубопроводы плавучих насосных станций следует выполнять только стальными, предпочтительно однопролетными с шаровыми шарнирами. Конструкция шарового шарнира приведена на рисунке 287. Пролет соединительного трубопровода (расстояние между центрами шаровых шарниров) зависит от величины допускаемого усилия, которое можно передать на борт понтона насосной станции, и прочности оболочки трубы. Оболочка трубы может быть при необходимости усилена ребрами жесткости.

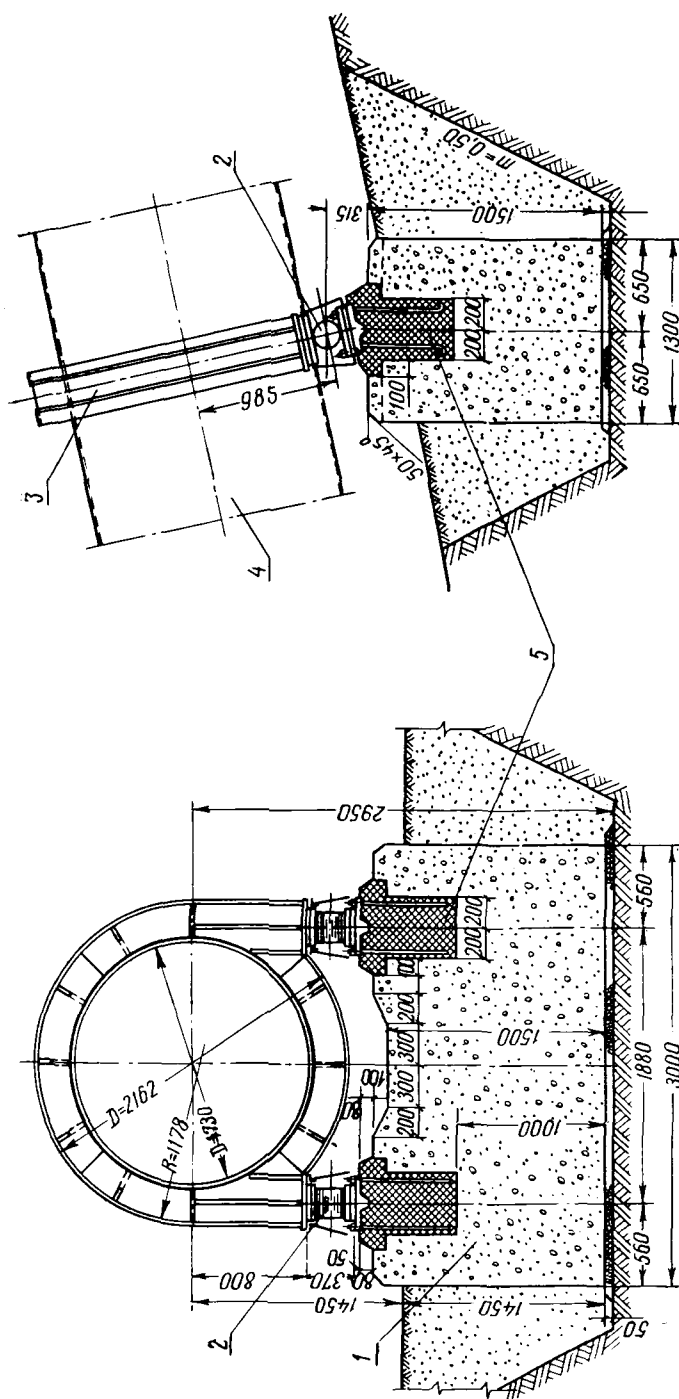


Рис. 285. Опора каткового типа:

1 — опора из бетона М-100; 2 — катковая опора $D=250$ мм; 3 — опорное кольцо; 4 — стальной трубопровод $D_y=1700$ мм; 5 — монтажный бетон.

При значительной длине соединительного шарнирного трубопровода (водоисточник со значительным колебанием горизонтов воды и пологими берегами) прибегают к устройству промежуточного шарнира на поплавке-понтоне, который должен быть рассчитан на восприятие не менее 50% нагрузки, передаваемой трубопроводом. Максимальный угол поворота шаровых шарниров 36° .

Соединительные трубопроводы и их детали, а также береговые опоры должны быть рассчитаны с учетом усилий от действия массы трубы и заполняющей его воды, силы ветра и навала понтона, частичного заклинивания шарнира, временных и постоянных нагрузок (служебный мост и др.), гидродинамического давления.

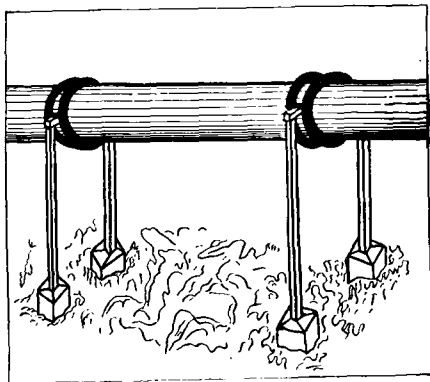


Рис. 286. Качающаяся опора.

Есть примеры устройства соединительных трубопроводов с шаровыми шарнирами для значительных диаметров трубопроводов, например 1000 мм. Гидравлическое уплотнение в шарнирах аналогично уплотнению в сальниках. В последнее время все реже применяют соединительные трубопроводы, состоящие из нескольких звеньев, расположенных на понтонах и соединенных между собой гибкими резиновыми шлангами, армирован-

ными стальной проволокой (рис. 146). Соединительные трубопроводы такого типа рекомендуется применять при большой длине их и диаметре до 300—400 мм.

Экономический диаметр соединительного трубопровода следует определять так же, как и сложного короткого трубопровода не на один метр, а на всю длину его.

Монолитные напорные железобетонные трубопроводы, бетонированные на месте укладки, выполняют при толщине стенки до 7 см с одиночной арматурой, располагаемой в середине оболочки трубы, а при толщине оболочки трубы 8 см и более — с двойной арматурой, располагаемой у наружной и внутренней граней оболочки. На рисунке 288 показана укладка железобетонного монолитного напорного трубопровода постелистого типа, то есть имеющего основание в виде горизонтальной плоскости с шириной, равной внутреннему диаметру трубопровода. В зависимости от характера грунта в основании ширина его может быть несколько меньшей, несколько большей внешнего диаметра или равной ему.

При значительных диаметрах монолитных трубопроводов (1,2—1,5 м) рекомендуется устраивать основание постелистого типа. В основании монолитного трубопровода укладывается подготовка из тощего бетона толщиной 0,10—0,15 м.

При прокладке железобетонных трубопроводов в агрессивных грунтовых условиях особое внимание нужно обращать на свойства применяемых цементов и устройство соответствующей изоляции. В этом случае применяют цементы, устойчивые против данного вида агрессивности. Бетоны должны быть повышенной плотности.

При укладке монолитных трубопроводов устраивают температурно-усадочные, а где необходимо, и осадочные швы. Расстояние между температурно-усадочными швами определяется расчетом. В практике обычно эти расстояния принимают в пределах 25—50 м.

На рисунке 289 показано устройство монолитной неподвижной заделки такого шва (типа муфты), выполняемое на месте при малых

колебаниях температуры. Замыкание (устройство заделки) трубопровода осуществляется при минимальной температуре, которая возможна при эксплуатации.

При значительных колебаниях температуры можно устраивать муфтовое соединение и др. В этих случаях, а также при значительном влиянии усадки длину непрерывно бетонизируемых участков трубопроводов иногда уменьшают.

Есть случаи устройства и непрерывно бетонизируемых (без швов) трубопроводов. Это допускается при малых колебаниях температуры, соответствующих цементах (безусадочные, с малым тепловыделением при твердении), хороших геологических условиях и хорошем качестве работ.

При ожидаемых осадках трубопровода применяют швы по типу, показанному на рисунке 291 (с уплотнением — деталь 2 — с внутренней, а иногда еще и с наружной стороны трубопровода), а также муфтового и раструбного типа с зачеканкой мягкими уплотняющими материалами или резиновым уплотнением. При значительных ожидаемых осадках расстояния между швами уменьшают и применяют конструкции швов, допускающие большие повороты, или переходят на сборные или металлические трубопроводы.

На рисунке 290 показано соединение монолитного железобетонного трубопровода со стальным, выполненное, как обычно, в анкерной опоре, а на рисунке 291 приведена детализация шва замыкания железобетонного трубопровода к анкерной опоре.

Круглые железобетонные трубопроводы долговечнее (выше коррозионная стойкость) и экономичнее металлических. Еще эффективнее предварительно напряженные трубопроводы. Они на 25—45% дешевле металлических и требуют на 55—62% меньше металла.

Предварительно напряженные железобетонные трубы для условий медиоративных насосных станций практически могут охватить все необходимые напоры.

Предварительно напряженные железобетонные напорные трубопроводы по конструкции можно разделить на две группы:

с предварительно напряженной спиральной и продольной арматурой, без стального цилиндра, изготавливаемые методом вибрирования, центрифугирования или вибропрессования. Эти трубопроводы применяют на давление 1,5 МПа (15 ати) и более;

со стальным цилиндром (для обеспечения водонепроницаемости) и предварительно напряженной спиральной арматурой, изготавливаемые методом вибрирования или центрифугирования. Напоры для этих трубопроводов могут быть 1,0—1,5 МПа (10—15 ати) и более.

Вначале в специальных формах изготавливают бетонный сердечник или бетонный сердечник с металлическим цилиндром с наружной сто-

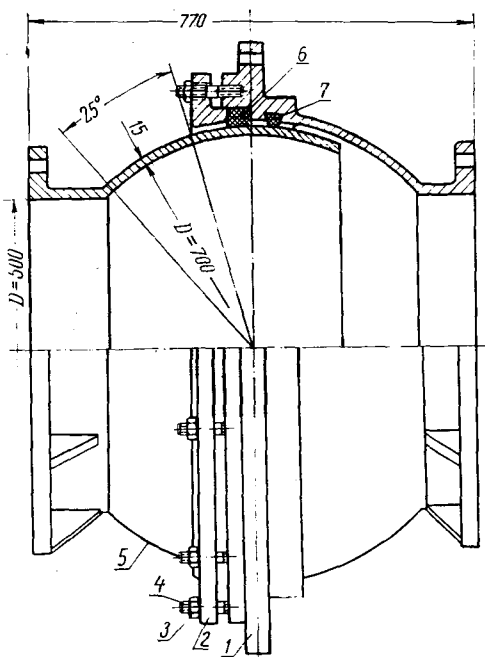


Рис. 287. Шарнир (шаровой) соединительных трубопроводов плавучих насосных станций:

1 — неподвижная часть; 2 — крышка сальника; 3 — гайка; 4 — шпилька; 5 — подвижная половина; 6 — сальниковая набивка; 7 — уплотнение.

роны. После того как бетон сердечника достигнет 70% расчетной прочности, на него навивают напряженную спираль из высокопрочной проволоки и при помощи торкрет-машины наносят защитный слой из рас-

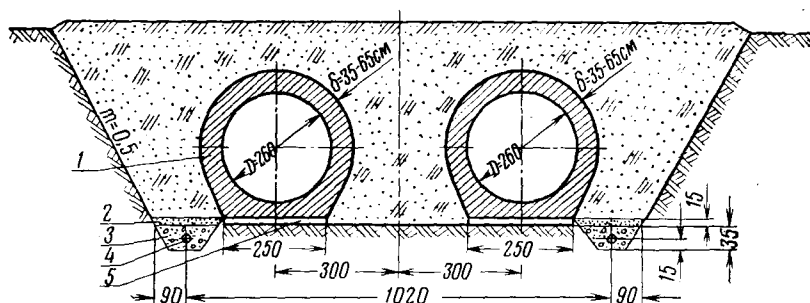


Рис. 288. Укладка железобетонного монолитного трубопровода: 1 — монолитный железобетонный напорный трубопровод; 2 и 3 обратный фильтр; 4 — перфорированная асбестоцементная труба ВТЗ ($D_{вн}=141$ мм); 5 — подготовка из тощего бетона.

Рис. 289. Конструкция заделки температурно-усадочного шва монолитного трубопровода.

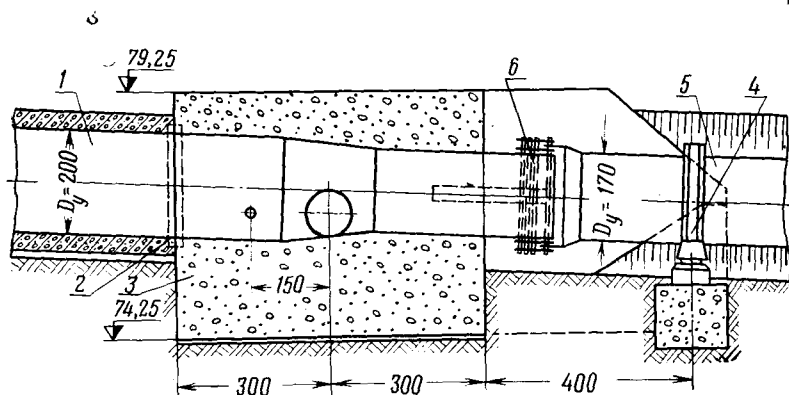
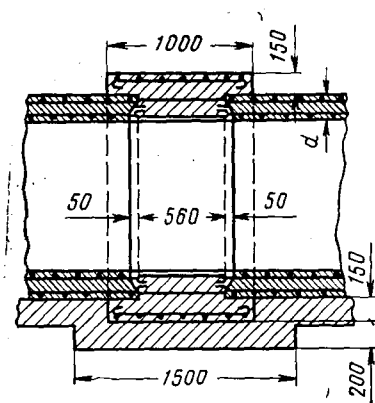


Рис. 290. Соединение железобетонного монолитного трубопровода со стальным:

1 — железобетонный трубопровод; 2 — стык (см. рис. 291); 3 — анкерная опора; 4 — подвижная катковая опора; 5 — стальной трубопровод; 6 — сальниковый компенсатор.

твор на расширяющемся цементе (ВРЦ). Толщина сердечника принимается в пределах $(0,1 \div 0,07) D_y$. Стальные цилиндры можно изготавливать из тонколистовой стали марки Ст-3 толщиной 0,8—6 мм, а соединительные обечайки (обрамление раструбов) — из листовой стали марок Ст-0 и Ст-3 толщиной 4—6 мм.

Значительный интерес представляют разработки по изготовлению трубопроводов из напрягающего цемента, который, создавая расширение бетона, обеспечивает натяжение арматуры (спиральной и продольной), то есть без соответствующих механизмов достигается необходимое напряженное состояние в стенках труб. Это упростит изготовление трубопроводов и снизит их стоимость.

Стыки сборных железобетонных трубопроводов являются одним из слабых их мест, особенно это касается гибких и подвижных стыков. Предложено очень много конструкций стыков, но все же самым совершенным стыком в настоящее время является гибкий с резиновым уплотнением. Резиновые кольца (из каучука) при хорошей защите их служат несколько десятков лет. Существуют два основных типа стыка: жесткий и гибкий. Жесткий стык, показанный на рисунке 292, требует хорошего естественного основания или устройства бетонного, что повышает стоимость трубопровода. Жесткие стыки плохо воспринимают температурные деформации.

Гибкие стыки не имеют указанных недостатков. Стык, показанный на рисунке 281 (для металлических труб), применяется и для сборных железобетонных труб. С резиновым уплотнением применяют раструбные и муфтовые стыки (рис. 293) для соединения стального и сборного трубопроводов. Есть гибкие стыки со стальной гофрированной муфтой, которые зачеканиваются прядью и цементным раствором.

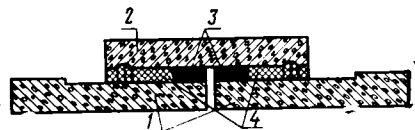


Рис. 292. Жесткий стык напряженно-армированных сборных железобетонных труб:

1 — стыкуемые трубы; 2 — напряженно-армированная муфта; 3 — пеньковая пропитанная прядь; 4 — цементный раствор.

фасонной трехкулачковой резины, который можно применять для безнапорных труб и труб с малым и средним давлением до 1,0 МПа.

На рисунке 293 приведены стыки сборных, предварительно напряженных железобетонных труб и стальных сварных переходных патрубков и патрубков для установки фасонных частей.

Согласно ГОСТ 12586—67 (трубы виброгидропрессованные) и ГОСТ 16253—71 (трубы центрофуговированные), напорные железобетонные, предварительно напряженные трубы с раструбными стыками без стального цилиндра в отечественной практике приняты диаметром от 500 до 1600 мм, длиной 5 м для рабочих давлений 0,5; 1,0; 1,5 МПа (5, 10, 15 атм). Поворот трубы в гибком раструбном стыке допускается до 1,50°, а взаимнопродольное смещение — до 5 мм.

На рисунке 294 показана укладка предварительно напряженных железобетонных трубопроводов.

Асбестоцементные трубы изготавливаются для внутренних гидравлических давлений 0,6; 0,9; 1,2 МПа (6, 9 и 12 атм) и обозначаются соот-

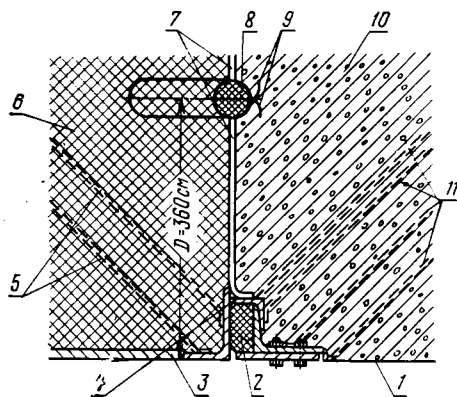


Рис. 291. Стык соединения железобетонного монолитного и стального трубопроводов (см. рис. 290):

1 — внутренняя поверхность железобетонного трубопровода ($D_{вн}=260$ см); 2 — стальной трубопровод; 3 — просмоленная пакля; 4 — анкеры; 5 — тело анкерной опоры; 6 — битумные маты $\delta=1$ см; 7 — смоленый пеньковый канат; 8 — арматура; 9 — железобетонный трубопровод; 10 — анкеры.

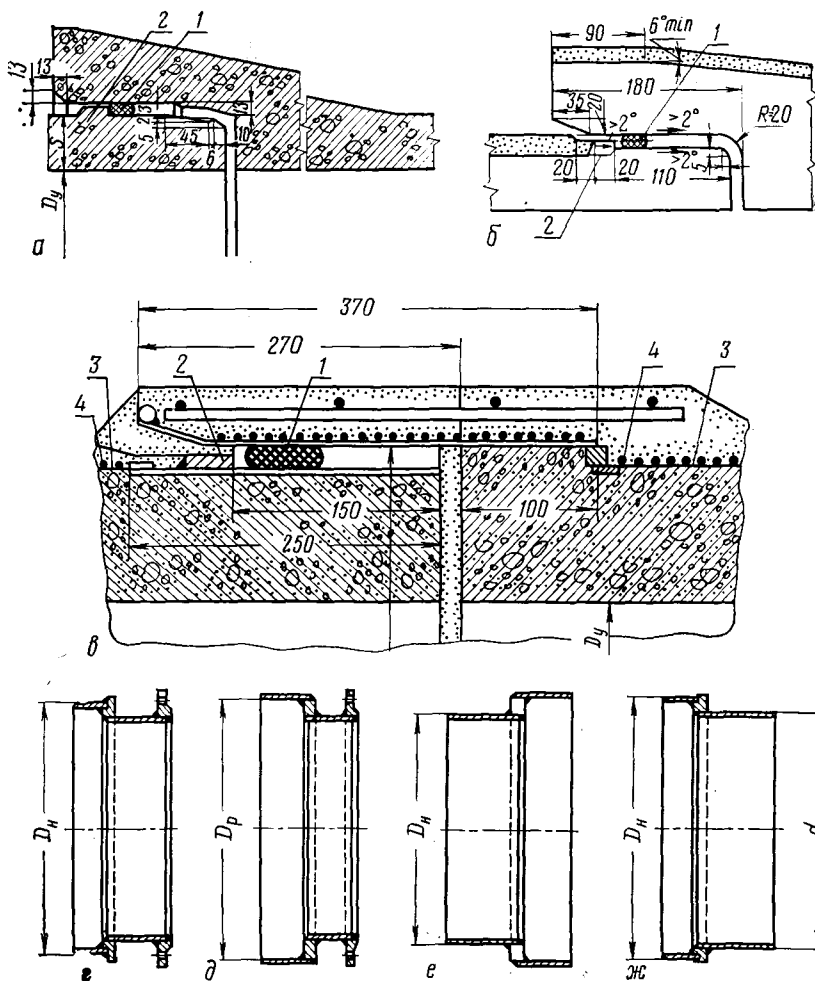


Рис. 293. Стыки сборных железобетонных, предварительно напряженных трубопроводов и сварные стальные патрубки для соединения со стальными трубопроводами и установки арматуры:

а — стык виброгидропрессованных труб; б — стык центрифугированных труб; в — стык виброгидропрессованных труб с металлическим цилиндром; г — стальной патрубок переходный, гладкий конец — фланец; д — стальной патрубок переходный, фланец — раструб; е — стальной патрубок переходный, гладкий конец — раструб; ж — стальной патрубок переходный, гладкий конец — гладкий конец; 1 — резиновое уплотняющее кольцо в рабочем положении; 2 — упорный буртик; 3 — тонкостенный стальной цилиндр; 4 — предварительно напряженная арматура.

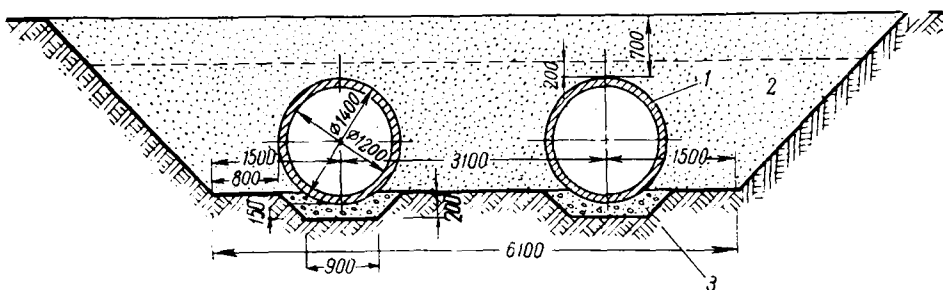


Рис. 294. Укладка напряженно-армированного трубопровода:

1 — труба; 2 — послойная засыпка (15—20 см); 3 — песчано-гравийная подготовка.

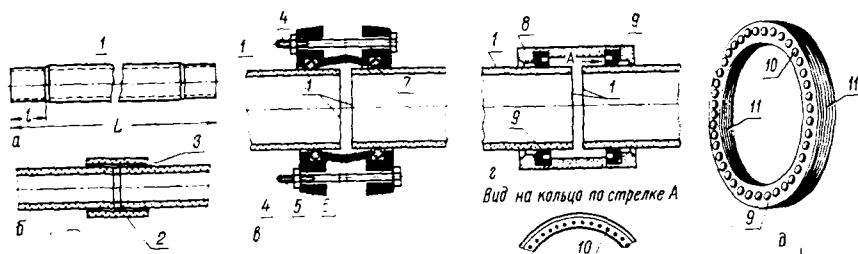


Рис. 295. Общий вид асбестоцементной трубы (а) и конструкции стыков соединения асбестоцементных труб:

6 — цилиндрическая муфта для безнапорных труб; в — стык ЖИБО; г — самоуплотняющаяся асбестоцементная муфта (САМ); д — резиновое кольцо муфты САМ; 1 — труба; 2 — цилиндрическая муфта для безнапорных труб; 3 — зачеканка раствором; 4 — болт; 5 — сдвижной фланец; 6 — втулка; 7 — резиновое кольцо уплотнения; 8 — асбестоцементная муфта (САМ); 9 — специальная резиновое кольцо уплотнения с углублениями; 10 — углубления в кольце; 11 — ручейковая поверхность резинового кольца примыкания к цилиндрическим поверхностям трубы для лучшего уплотнения.

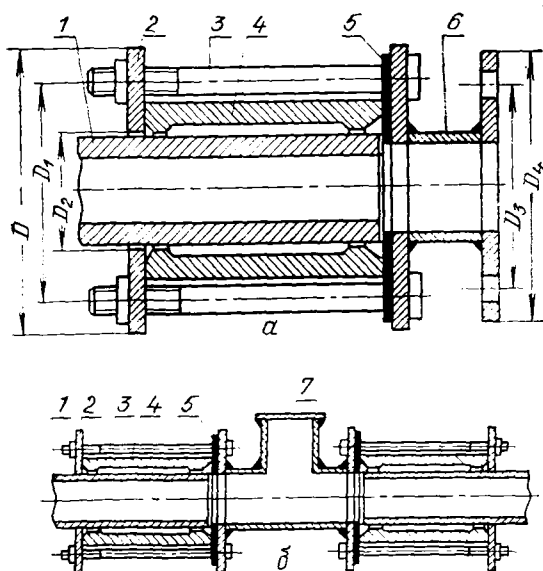


Рис. 296. Схема установки металлических фасонных частей для асбестоцементных труб:

а — установка патрубка; б — установка тройника; 1 — труба; 2 — фланец; 3 — болт; 4 — муфта (САМ) с уплотнениями; 5 — резиновая прокладка; 6 и 7 — патрубок и тройник.

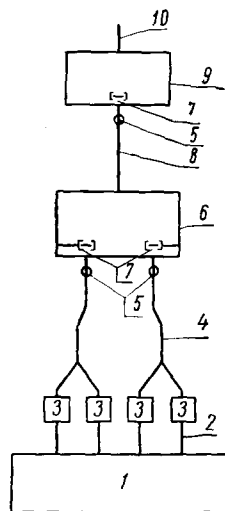


Рис. 297. Схема напорного трубопровода крупной оросительной станции:

1 — здание станции ($Q=18 \text{ м}^3/\text{с}$, $H=50 \text{ м}$); 2 — стальной трубопровод $D_{\text{вн}}=1200 \text{ мм}$ ($l=23 \text{ м}$); 3 — колоды водометов; 4 — железобетонный трубопровод $D_{\text{вн}}=2400 \text{ мм}$ ($l=700 \text{ м}$); 5 — отверстия для выпуска воздуха; 6 — уравнительно-разделительный резервуар; 7 — автоматические затворы; 8 — железобетонный трубопровод $D_{\text{вн}}=3500 \text{ мм}$ ($l=2040 \text{ м}$); 9 — водовыпуск; 10 — машинный канал.

ветственно ВТ6, ВТ9, ВТ12*. Трубы марок ВТ6 и ВТ9 соединяют между собой самоуплотняющимися асбестоцементными муфтами (САМ), а трубы марок ВТ9 и ВТ12 — чугунными фланцевыми муфтами (ЖИБО) (рис. 295).

Длина труб для всех марок в зависимости от диаметра имеет три значения: $L=2950$ мм, $L=3950$ мм и $L=6000$ мм. Концы труб и внутренняя поверхность муфт должны быть обточены, иметь гладкую поверхность и строго цилиндрическую форму.

Муфты и трубы должны быть прямыми, цилиндрическими, а концы их иметь чистые обрезы, перпендикулярные оси.

* Главасбестцемент Минстройматериалов СССР.

Все фасонные части (переходы от одного диаметра к другому, повороты, ответвления и др.) выполняются из металла. В каждом стыке можно устраивать поворот до 3° , это позволяет при необходимости выполнять при укладке трубопроводов плавные их повороты.

На рисунке 295 приведен общий вид асбестоцементной трубы и различные конструкции гибких стыков для соединения таких труб. Самоуплотняющиеся муфты (САМ) делаются с выточками и специальными резиновыми манжетами. В муфтах типа САМ уплотнение стыка создается обжатием манжет и давлением воды.

На рисунке 296 показана схема конструкции стыков асбестоцементных труб при установке сварных металлических фасонных частей — патрубков и тройника.

Раструбные и муфтовые стыки не воспринимают усилий, направленных вдоль и нормально к оси трубы, для восприятия этих усилий нужно устраивать опоры.

Различные возможные схемы напорных коммуникаций оросительных насосных станций показаны на рисунке 320.

Для предотвращения образования вакуума в напорном трубопроводе при его опорожнении в водовыпускных сооружениях устраивают отверстия для впуска воздуха.

При большой длине трубопроводов, крутом их подъеме вначале и малом напоре на конечном участке большой длины рационально устраивать разделительный резервуар между этими участками трубопровода, что облегчает работу трубопровода и его эксплуатацию (рис. 297).

§ 10. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР В НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ*

Из курса гидравлики известно, что при включении и выключении насосных агрегатов, открытии и закрытии затворов на напорных трубопроводах возникают гидравлические удары, повышается давление в напорных трубопроводах и могут произойти значительные аварии с трубопроводами, насосными агрегатами и сооружениями, расположенными рядом, если не будут предусмотрены соответствующие технические меры, обоснованные расчетами по гидравлическому удару.

Н. Е. Жуковский установил, что максимальное повышение давления (m) в трубопроводе при мгновенном закрытии задвижки (прямом ударе) для потока без нарушения его сплошности достигает величины

$$\Delta H = \frac{v_0 a}{g},$$

где ΔH — повышение давления воды в трубопроводе сверх напора в трубопроводе до закрытия задвижки, м;

v_0 — первоначальная скорость движения потока воды в трубопроводе, м/с;

g — ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с²;

a — скорость распространения ударной волны (повышения и понижения давления) в трубопроводе, м/с.

Величина a зависит от материала стенок, размеров трубопровода и объемного модуля упругости жидкости. Если учесть значение объемного модуля упругости воды, равное $2,1 \times 10^4$ кг/см², средней плотности воды и ускорения свободного падения, то a можно определить по формуле:

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{2,1 \cdot 10^4 d}{E \delta}}},$$

* Теория гидравлического удара подробно излагается в курсах гидравлики.

где E — модуль упругости материала стенок, кг/см²;

d — внутренний диаметр трубопровода, см;

δ — толщина стенок трубопровода, см.

Максимальное значение, которое может иметь a , составляет 1425 м/с. По опытным данным ВНИИВодгео, a редко превышает 1000 м/с, снижаясь в отдельных случаях до 500 м/с.

Такое уменьшение значения a объясняется наличием в воде растворенного воздуха, что нужно учитывать при расчетах по гидравлическому удару.

При частичном прикрытии задвижки и частичном снижении скорости движения воды в трубопроводе повышение давления в трубопроводе (при тех же условиях), по Н. Е. Жуковскому, будет:

$$\Delta H = \frac{\Delta v_0 a}{g},$$

где Δv_0 — величина изменения первоначальной скорости воды в трубопроводе.

Как видно, изменением скорости закрытия задвижки (увеличением времени закрытия) можно снизить повышение давления от гидравлического удара.

Современные агрегаты крупных насосных станций обладают небольшой инерцией вращающихся частей (роторов насосов и электродвигателей) и при отключении электродвигателей относительно быстро останавливаются. Вода перестает подаваться через насос, а продолжающееся по инерции движение колонны воды по трубопроводу может вызвать при определенных условиях разрыв сплошности потока в трубопроводе. При затухании этого движения и образовании обратного тока вода с огромной скоростью устремляется в область пониженного давления, в результате возникает гидравлический удар большой силы, вызывающий повышение давления, в несколько раз большее величины $\frac{av_0}{g}$. По исследованиям ВНИИВодгео, повышение давления может достигнуть значения

$$\Delta H = \frac{av_0}{g} + 2H_{\text{ст}},$$

а напор в трубопроводе — величины

$$H = \frac{av_0}{g} + 3H_{\text{ст}},$$

где $H_{\text{ст}}$ — статический (геометрический) напор насосной станции, равный разности отметок уровней воды в верхнем и нижнем бьефах ее.

Минимальное давление в месте разрыва сплошности может быть равно упругости паров жидкости. Возможность образования разрыва сплошности потока, место его нахождения, число мест разрыва (их может быть несколько), объем зоны разрыва и создаваемое повышение давления зависят от характеристики насосных агрегатов, режима их работы и характеристики трубопровода (профиль, длина, режимы работы, скорость течения воды, изменение диаметра, наличие отводов воды, материал стенок).

Предохранительная аппаратура, установленная у насоса, при разрыве сплошности в удалении от насоса не сможет обеспечить необходимого снижения давления в месте образования разрыва.

При отсутствии разрыва сплошности потока в случае остановки насоса или закрытия задвижки повышение давления сверх допустимого или принятого по расчету можно предотвратить установкой предохранительного клапана (например, системы В. И. Папина) или подбором

времени закрытия задвижки, а также сбросом излишнего количества воды через насос и др.

При разрыве сплошности потока необходимо в местах его образования предусмотреть устройства для впуска воды или воздуха, чтобы не допускать падения давления ниже атмосферного, или установить затворы и другое оборудование, разбив трубопровод на несколько участков.

Напорные трубопроводы значительной длины (более 500 м) с крутыми подъемами и резкими изломами в начальной их части наиболее

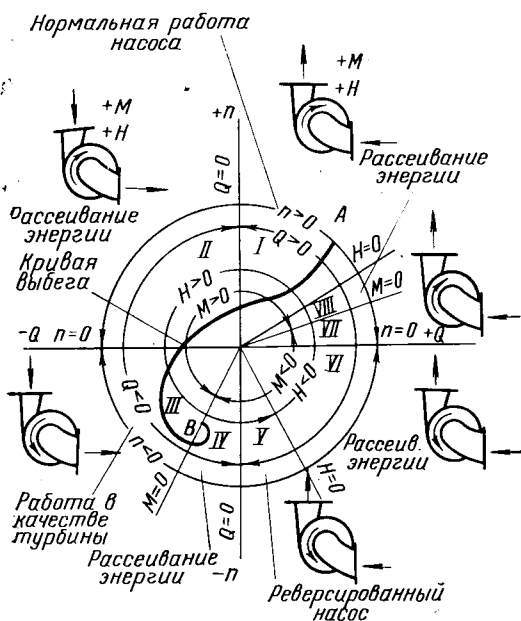


Рис. 298. Переходные режимы работы насосного агрегата при потере им привода (при отсутствии затворов).

ограничиваются приспособлениями на водовыпусках, не допускающими обратного тока воды из водоприемника, проверкой и обеспечением безопасности обратного вращения агрегатов, торможением агрегатов. Устройства в водовыпусках, не допускающие обратного тока воды, следует выполнять только при большой емкости водоприемника или при выходе в него нескольких напорных трубопроводов.

Для расчетов по гидравлическому удару необходимо иметь полную рабочую характеристику насосного агрегата и двигателя и характеристику трубопровода (профиль, длину, диаметр, схему соединений, материал трубопровода). Желательно иметь четырехквadrантные характеристики насоса (рис. 299, б и в).

В качестве руководства для выполнения расчетов по гидравлическому удару в трубопроводах можно рекомендовать «Указания по защите водоводов от гидравлического удара», разработанные ВНИИ Водгео (М., Госстройиздат, 1961).

Подробные расчеты по гидравлическому удару, возникающему при выключении насосного агрегата, очень трудоемки. Поэтому в рекомендуемых «Указаниях» разработана еще и методика расчетов по предварительной оценке опасности гидравлического удара, что дает возможность выбрать средства для защиты трубопроводов от недопустимого повышения давления. Если предварительного расчета недостаточно, проводят детальные и трудоемкие расчеты по гидравлическому удару.

опасны в отношении возникновения гидравлического удара.

Допустимое повышение давления в результате гидравлического удара и технические мероприятия по ограничению этого повышения должны быть обоснованы экономическим расчетом.

Следует иметь в виду, что утечки воды из трубопроводов (через насосы и др.) нежелательны. При всех расчетах их необходимо учитывать. В мелiorативных насосных станциях (станциях большой подачи) не рекомендуется устанавливать обратные клапаны на напорных трубопроводах из-за больших гидравлических сопротивлений. Более того, если длина трубопровода небольшая и насосы работают параллельно, то у насосов, если это не нужно по условиям пуска, никаких затворов ставить не следует. В этом случае ограничиваются приспособлениями на водовыпусках, не допускающими обратного тока воды из водоприемника, проверкой и обеспечением безопасности обратного вращения агрегатов, торможением агрегатов. Устройства в водовыпусках, не допускающие обратного тока воды, следует выполнять только при большой емкости водоприемника или при выходе в него нескольких напорных трубопроводов.

Для облегчения расчетов по гидравлическому удару и сокращения времени на их выполнение следует применять разработанную методику с использованием электронных вычислительных машин [10].

Профессор Н. М. Шапов [64] проанализировал (еще в 1936 г.) возможные режимы насосного агрегата при потере им привода (рис. 298). В координатах nQ отмечено восемь зон. Прямые линии $H=0$ и $M=0$ характеризуют значения n и Q при соответствующих напорах и моментах, равных нулю. Насосные режимы I (прямое направ-

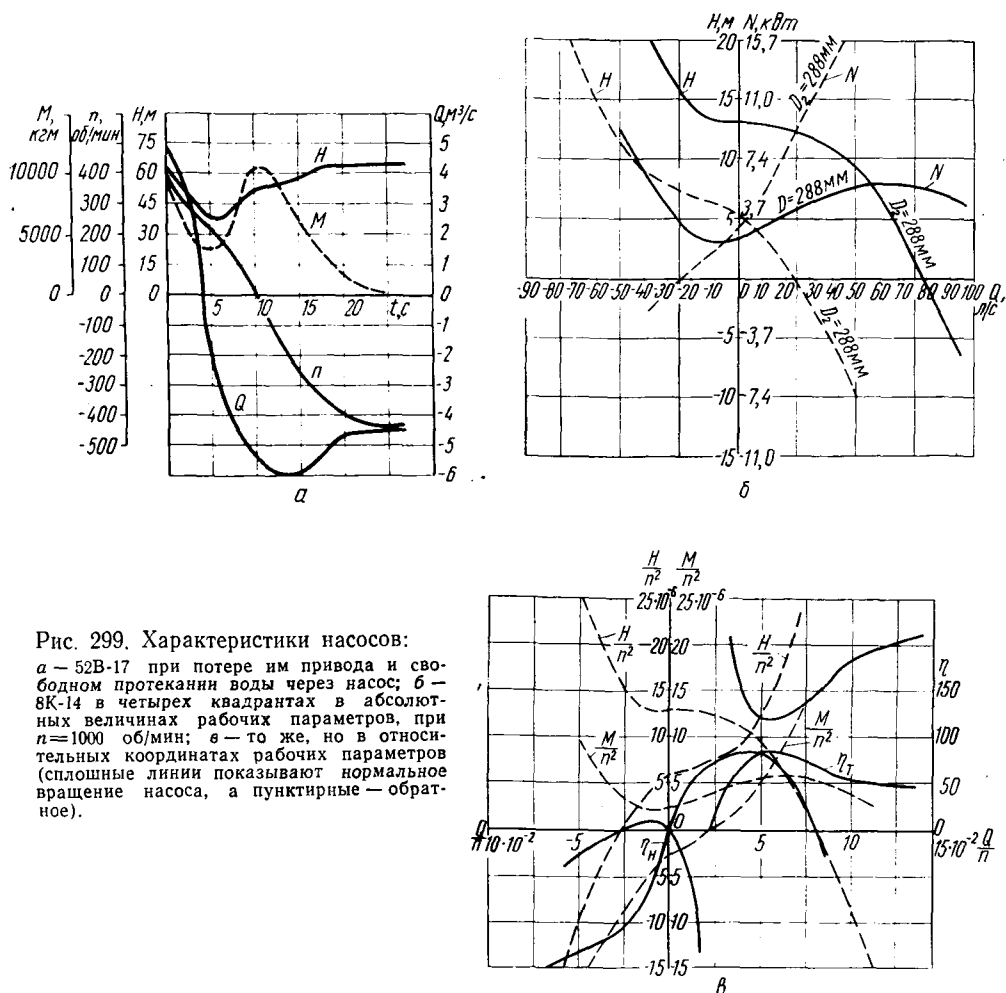


Рис. 299. Характеристики насосов:

а — 52В-17 при потере им привода и свободном протекании воды через насос; б — 8К-14 в четырех квадрантах в абсолютных величинах рабочих параметров, при $n=1000$ об/мин; в — то же, но в относительных координатах рабочих параметров (сплошные линии показывают нормальное вращение насоса, а пунктирные — обратное).

ление вращения) и V (обратное направление вращения для насоса), два турбинных с прямым III и обратным VII направлением потока и четыре промежуточных — II, IV, VI и VIII — это режимы тормозные, рассеивающие энергию. Вид режима определяется знаками H и M . Сочетание их и определяет значения n и Q . Например, при потере насосом привода сначала вращение роторов насоса и электродвигателя будет вызывать уменьшение n и Q до нуля, далее агрегат в режиме II будет еще продолжать с замедлением вращаться в прежнем направлении, пропуская воду в обратном направлении. Этот поток воды затормаживает насос, который в режиме III переходит в турбинный режим, то есть насос превращается в турбину, а электродвигатель в генератор (если, конечно, это возможно). Если электродвигатель не может иметь генераторный режим, то насос — турбина будет разгоняться до установившегося угонного (то есть наибольшего холостого) хода турбин. В координатах n и Q этот переход изображается линией АВ.

Из изложенного вытекает, что при работе в турбинном режиме электродвигатель должен работать, как генератор, в противном случае надо искусственно тормозить насос до его остановки. Кроме того, не

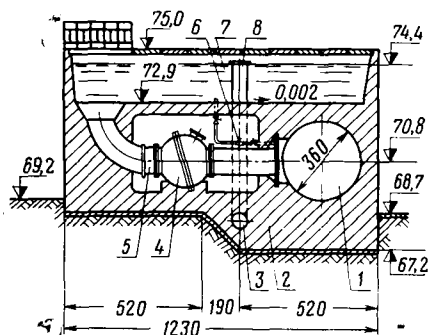


Рис. 300. Устройство для впуска воды в напорный трубопровод при образовании в нем вакуума:

1 — стальной трубопровод; 2 — анкерная опора; 3 — дренажная труба; 4 — обратный клапан; 5 — монтажная вставка; 6 — регулировочный клапан; 7 — бассейн, заполняемый водой из напорного трубопровода; 8 — сливная труба ($D_y = 600$ мм).

На рисунке 300 показано устройство для впуска воды в напорный трубопровод при образовании в нем вакуума.

во всякой системе из-за экономических соображений можно допускать утечку воды из трубопровода. Все это определяется как конструкцией агрегата, так и конфигурацией трубопровода и конструкцией арматуры на нем. На рисунке 299, а приводятся характеристики (H, M, n, Q) насоса 52В-17 в зависимости от времени при потере насосом привода и свободном протекании воды через насос. Характеристики строят иногда в безразмерных координатах. Широко используются и законы подобия гидромашины при исследовании моделей и последующем переходе на натуру.

На рисунке 299, б и в приводятся как пример характеристики насоса 8К-14 в четырех квадрантах в абсолютных и относительных координатах рабочих параметров при прямом и обратном вращении насоса.

§ 11. ВОДОВЫПУСКНЫЕ СООРУЖЕНИЯ И УСТРОЙСТВА В КОНЦЕ НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ МЕЛИОРАТИВНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

В конце напорных трубопроводов для соединения с отводящим (машинным) каналом устраивают водовыпускные сооружения, которые должны обеспечить:

плавное сопряжение потока воды, выходящего из напорных трубопроводов, с потоком воды в канале с минимальными гидравлическими сопротивлениями;

прочность, устойчивость и неразрываемость сопрягаемых сооружений;

отключение напорных трубопроводов и предотвращение обратного тока воды при остановке насосов;

впуск воздуха в трубопровод для предотвращения образования в нем вакуума при его опорожнении;

деление потока при подаче воды станцией в два канала, а иногда (что очень редко) и более.

Водовыпускные сооружения и устройства (водовыпуски) в зависимости от назначения и условий работы бывают различной конструкции. В оросительных насосных станциях при подаче воды в магистральный канал водовыпускное сооружение иногда называют напорным бассейном, так как горизонт воды в нем является командным для оросительной системы. При подаче воды в водохранилище водовыпускные сооружения могут иногда иметь другую конструкцию. В осушительных насосных станциях при подаче воды в канал применяют такие же водовыпускные устройства, как и в оросительных насосных станциях.

При подаче воды непосредственно в водоприемник-реку сооружают особое по конструкции водовыпускное устройство. Все эти сооружения

и устройства должны быть прочны и устойчивы, конфигурация стенок и дна их должна обеспечивать благоприятные гидравлические условия для протекающего потока. Необходимо, чтобы водовыпуск, как гидротехническое сооружение, удовлетворял следующим требованиям.

1. Обеспечивал необходимую общую длину пути фильтрации от верхнего до нижнего бьефа и местную (у водовыпуска) при открытой укладке напорных трубопроводов и высоком расположении отметки основания водовыпуска.

Конструкции насосных станций, приведенных на рисунках 129, 6 и 140, а также станций с коротким напорным трубопроводом (рис. 148) показывают всю актуальность и важность этого требования. Согласно расчету, в местах возможного выклинивания фильтрационных вод (нижний бьеф насосной станции у начала водозаборного сооружения, на откосе с верховой стороны насосной станции и др.) устраивают обратные фильтры. Дренаж у напорного бассейна может быть самостоятельным, а может быть увязан с дренажем напорных трубопроводов. При всех этих расчетах необходимо учитывать геологические и гидрогеологические условия места расположения узла сооружений станции.

2. Был устойчив на всплытие при всех или частично закрытых затворах и наличии воды в водоприемнике.

При нормальной работе водовыпуска поток воды в бассейне спокойный, на поверхности наблюдается небольшое волнение, так как скорости воды не превышают 2 м и критерии $\Pi_k = \frac{v_{\text{бас}}^2}{gh_{\text{ср}}} < 1$. При пуске будет наблюдаться сначала отогнанный прыжок, затем он затопляется и устанавливается нормальная спокойная работа водовыпуска. Устройство бассейна (колодца) обеспечивает затопление прыжка, образующегося при пуске, но все же пуск (особенно первого агрегата) следует осуществлять с малыми расходами.

Подробно конструкции, классификация, оборудование и расчет водовыпусков рассмотрены в «Проектировании насосных станций и испытании насосных установок» [46].

Тип водовыпуска выбирают по технико-экономическим соображениям с учетом назначения станции и водовыпуска, режима их работы и местных условий.

§ 1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ПОНЯТИЯ

Различают следующие группы осушительных насосных станций: 1) для перекачки (в водоприемник) вод поверхностного стока; 2) для перекачки грунтовых вод; 3) для перекачки как поверхностных, так и грунтовых вод.

Грунтовые воды составляют обычно незначительный объем по сравнению с водами поверхностного стока. Поэтому насосные станции первой и третьей групп как по конструкции, так и по гидромеханическому оборудованию мало чем отличаются друг от друга и могут быть объединены в одну группу. Наоборот, насосные станции второй группы существенно отличаются от остальных. Они характеризуются сравнительно небольшими расходами и малыми колебаниями их. Насосная станция может обслуживать отдельные элементы дренажа, несколько колодцев (при «вертикальном» или «комбинированном» дренаже) или систему дрен (при «горизонтальном» дренаже). Такие насосные станции называются групповыми. Вода к ним подводится закрытым коллектором (см. рис. 130).

Возможны, конечно, и такие насосные установки, которые обслуживают непосредственно один колодец дренажа. В этом случае они по существу ничем не отличаются от обычных насосных станций для водоснабжения, оборудованных эрлифтами, поршневыми или центробежными насосами для подъема грунтовых вод (см. гл. VIII).

Насосные станции осушительной системы для отвода одновременно вод поверхностного и подземного стока характеризуются колебаниями расходов и напоров. Часто значительные и переменные расходы поверхностного стока требуют установки мощных и притом различных по производительности насосных агрегатов. Расчетная производительность насосной станции определяется гидрологическими и экономическими расчетами.

Расположение сооружений гидроузла для таких насосных станций было показано на рисунках 127, 128, 129. В этом случае обычно требуются водоотводящие устройства как для машинного водоподъема, так и для самотечного сброса. Проектирование расположения насосной станции вблизи водоприемника, сопряжение станции и сооружений с дамбой обычно при плохих гидрогеологических условиях местности (близость грунтовых вод, слабые грунты и пр.) представляют трудную и ответственную инженерную задачу.

§ 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ ПОДАЧИ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ДЛЯ ПЕРЕКАЧКИ ВОД ПОВЕРХНОСТНОГО СТОКА

Для правильного представления о режиме стока поверхностных вод и выбора режима водоподъемной станции строят кривые зависимости расхода от продолжительности стока для многоводного, маловодного

и среднего года при различных обеспеченностях. При этом пользуются материалами гидрологических исследований и изысканий.

На рисунке 301 показана интегральная кривая стока для обеспеченности p и продолжительности $\tau = \frac{100}{p \text{ (в \%)}}$. Задаваясь значениями p , равными 100, 25, 20, 10, 2%, и продолжительностью τ , равной 1, 5, 10, 25, 50 годам, можно получить кривые стока для различной обеспеченности. Относя осушительные системы к определенному классу гидротехнических сооружений (например, к третьему), можно выбрать и расчетное значение для p . Далее, задаваясь в первом приближении подачей насосной станции $Q_{н.с.}^I$, $Q_{н.с.}^{II}$, $Q_{н.с.}^{III}$ и т. д., можно построить кривые сбросных расходов насосной станции. Для $Q_{н.с.} = \text{const}$ это будут прямые линии (рис. 301).

Имея кривые стока и сбросных расходов насосной станции, определяют объемы сточных вод, которые не удалены с осушаемой территории. Графически эти объемы выражаются разностью ординат двух кривых (стока и сбросных) расходов, соответствующих какому-либо определенному значению T . Кривые объемов воды, не удаленной с территории, изображены на рисунке 302 для различной подачи насосной станции. Зная топографию местности, а также профили каналов, можно построить кривые (рис. 303) длительности затопления местности, площади затопления, отметок горизонтов воды в системе.

Кривые строят для различных значений обеспеченности p и подачи насосной станции. Они служат критерием для проектировщиков осушительных систем при составлении технико-экономических расчетов с учетом последствий возможного затопления территории.

Определив подачу насосной станции, можно на основании графиков колебания горизонтов воды в водоприемнике (для тех же годов, которые принимались для водохозяйственного расчета осушительной системы) определить и расчетные напоры насосной станции.

Подачу насосной станции уточняют, так как в действительности могут быть установлены насосные агрегаты различной подачи. Кроме того, увязывают совместную работу насосной станции и подводящего водовода. Водоводами могут быть открытые каналы и коллекторы (закрытые водоводы). Открытый канал служит в то же время и магистральным каналом осушительной системы. Он может заканчиваться перед насосной станцией регулирующим бассейном или аванкамерой. В последнем случае функции регулирующего бассейна выполняет запасная емкость проводящей сети. Это относится и к безнапорным коллекторам, если нет регулирующего резервуара в конце коллектора.

Разберем случай совместной работы насосной станции и подводящего канала. Сделаем следующие допущения, упрощающие расчет: 1) канал не может переполняться, в нем устанавливается определенная глубина воды h_{max} ; 2) канал имеет постоянное поперечное сечение, ну-

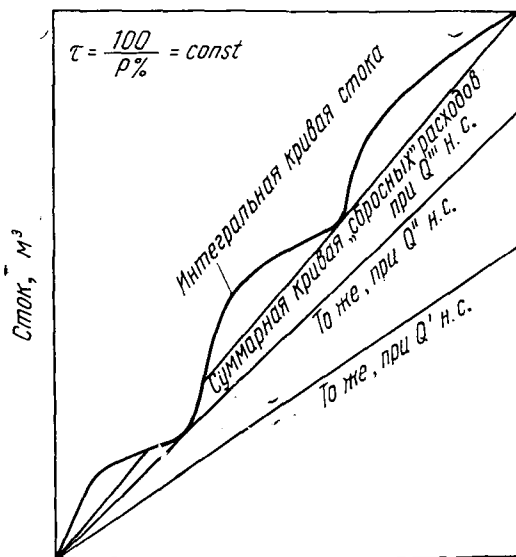


Рис. 301. Интегральные кривые стока и сброса откачки насосной станцией (при разных $Q_{н.с.}$).

левой уклон дна на длине l ; 3) горизонт воды в водоприемнике постоянный во все время перекачки паводковых вод; 4) график притока паводковых вод имеет трапецеидальную форму (рис. 304).

До момента притока паводковых вод к насосной станции канал пропускает постоянный расход Q_0 . Допустим, что он перекачивается в во-

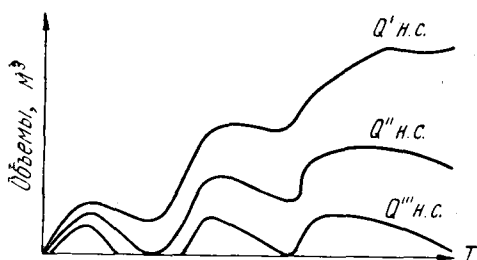


Рис. 302. Интегральные кривые объемов, оставшихся на осушаемой территории — не откаченных насосной станцией (при разных $Q_{н.с.}$).

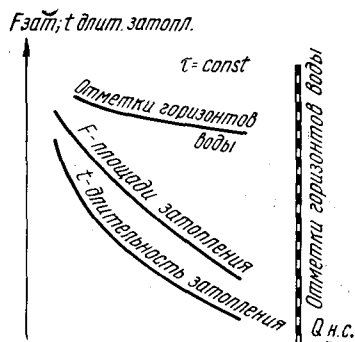


Рис. 303. Кривые размеров площади, длительности и отметок затопления осушаемой территории в зависимости от подачи насосной станции.

доприемник насосным агрегатом подачей Q_0 , а для перекачки паводковых вод в водоприемник установлены два насоса разной подачи $Q'_н$ и $Q''_н$, причем $Q''_н > Q'_н$. Кроме того, допустим, что сечение и длина подводящего канала эквивалентны сечениям и длине магистрального и боковых каналов осушительной системы.

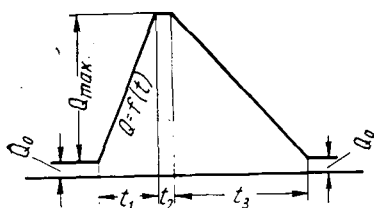


Рис. 304. График притока паводковых вод.

Построим (рис. 305) кривые, показывающие зависимость: а) между глубиной и объемом воды в канале — $V = f_1(h)$ и б) между объемом наполнения канала и продолжительностью паводка — $V = f_2(t)$. Последняя кривая строится, согласно графику притока паводковых

вод, с учетом постоянного притока Q_0 . На основе этих двух кривых можно установить, что глубине $h_{\max}$ должен соответствовать объем воды в канале $V_{\max}$. Примем, что канал при полной остановке станции наполняется в течение времени t .

На рисунке 306 приведены интегральная кривая стока и кривая сбросных расходов станции для двух насосных агрегатов подачей $Q'_н$ и $Q''_н$. Пусть подача насосной станции начинается при работе одного насоса подачей $Q'_н$. При этом объем воды в канале будет V_1 , а, согласно графику (рис. 305), глубина воды у насосной станции — h_1 . Работа одного агрегата продолжается до тех пор, пока перед насосной станцией не установится глубина воды h_2 ; этой глубине будет соответствовать объем воды в канале V_2 . После этого включается в работу второй насосный агрегат подачей $Q''_н$, а первый насос выключается. Второй насос откачивает некоторый объем воды из канала и выключится, когда в канале останется объем V_3 , которому будет соответствовать глубина воды перед насосной станцией h_3 . Первый насос снова включается и откачивает воду из канала до установления перед насосной станцией глубины h_4 . При этом запас воды в канале будет V_4 , после чего агрегат выключается и насосная станция перестает работать. В это время происходит накопление воды в канале за счет притока ее до некоторого объ-

ема V_5 , после чего включается первый агрегат (подачей Q'_n). Он и будет работать до установления минимальной предельной глубины в канале перед насосной станцией h_6 , соответствующей объему воды в канале V_6 . Последний объем соответствует условию постоянного притока Q_0 , который откачивается особым насосным агрегатом.

На рисунке 307 показаны кривые $h_{\text{кан}} = f(Q)$, где $h_{\text{кан}}$ — глубина воды перед насосной станцией. Постоянные глубины в голове канала обозначены $h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6$. Кривые $h = f(Q'_n)$ представляют собой характеристики насоса*.

Определяя совместные условия работы насосной станции и канала, можно заметить, что при подаче насосной станции Q'_n рабочими точка-

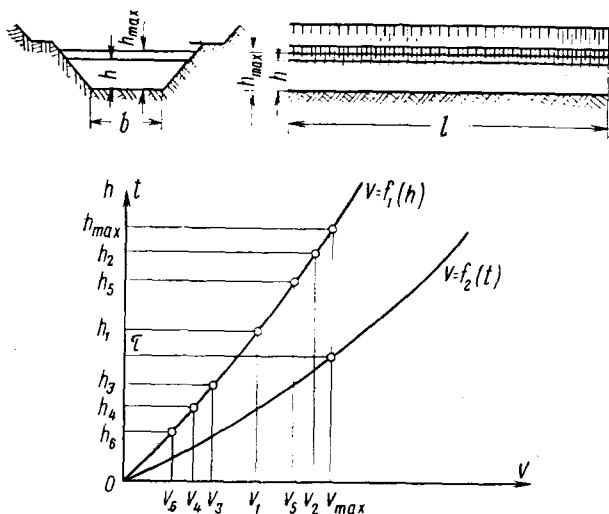


Рис. 305. Кривые зависимости: объема канала от глубины наполнения $V=f_1(h)$; объема наполнения канала от продолжительности паводка $V=f_2(t)$.

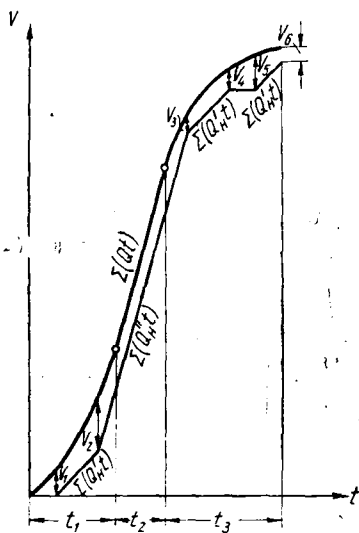


Рис. 306. График притока воды и откачки для установления режима работы станции (включение и выключение агрегатов).

ми будут $M'_2, M'_5, M'_1, M'_3, M'_4, M'_6$. Это показывает, что первый насос будет работать с переменным расходом: или меньше нормального Q'_n на величину $\Delta Q'$ или, наоборот, больше нормального Q'_n (чему соответствует на чертеже точка M') на величину $\Delta Q'$.

При работе второго насоса с нормальным расходом Q''_n рабочими точками будут M''_2 и M''_3 , а соответствующие отклонения от нормальной подачи Q''_n равны величинам $-\Delta Q''$ и $+\Delta Q''$.

Из сказанного следует, что работа насосной станции будет происходить при переменной подаче в зависимости от режима канала и установившейся глубины воды у насосной станции.

При выборе подачи насосной станции (а это связано с выбором числа насосных агрегатов) необходимо стремиться к тому, чтобы объемы наполнения каналов в начале и конце работы насосов были равны, то есть $V_1 = V_2 = V_3 = V_4 = V_5$, благодаря чему и глубины наполнения канала будут одинаковы. В периоды сработок объемов призм воды в канале необходимо стараться поддерживать постоянные глубины в канале перед насосной станцией, если это возможно. Подачу насосной станции следует выбирать как некоторую среднюю между крайними значениями

* На рисунке 307 и далее кривые $h=f(Q_n)$ обозначены: $h-Q_n, h_r-Q_n, N-Q_n$ и т. д.

рабочих точек кривых $h_{\text{кан}} = f(Q)$ и $h = f(Q_{\text{н}})$ (приблизительно так выбраны точки M' и M''). При переменной величине H_0 (то есть при изменении уровня воды в водоприемнике) кривые $h = f(Q_{\text{н}})$ будут смещаться относительно своего первоначального положения. При этом будут получаться новые рабочие точки, соответствующие новой подаче насосной станции. Это, конечно, нужно учитывать при выборе подачи насосной станции и установлении эксплуатационного графика ее работы. Согласно сделанным замечаниям, следует переукомплектовать кривую суммарных «сбросных» расходов так, чтобы работа насосной станции была как можно ближе к установившемуся режиму.

В действительности явление наполнения и опорожнения каналов гораздо сложнее, чем здесь изложено. График притока изображается более сложными кривыми. При наполнении канала сточными водами в нем наблюдается неустановившееся движение (волны наполнения, по-

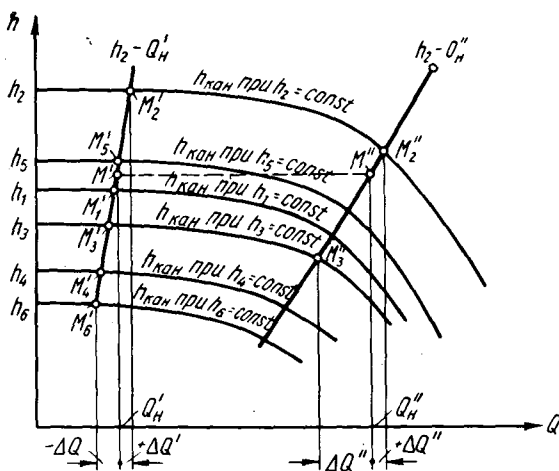


Рис. 307. Характеристики насосов при разных уровнях воды в подводящем канале и изменении их подачи.

пуска). При включении насосных агрегатов в случае изменения подачи насосной станции можно отметить сложные волновые явления неустановившегося движения, соответственно чему будет изменяться h . В этом случае явления, происходящие в каналах, будут напоминать суточное регулирование в деривационных каналах ГЭС. Однако они в то же время будут отличаться от него более резкими изменениями из-за притока паводковых вод.

При наличии регулирующего бассейна перед насосной станцией вопрос о режиме ее работы решается

более просто (наполнение и опорожнение водоемов). Однако регулировочный бассейн может быть устроен лишь при небольших осушаемых площадях или при наличии естественного углубления местности у насосной станции.

В обычных случаях роль регулировочного бассейна, как сказано выше, выполняет запасная емкость каналов или допускается временное затопление территории.

§ 3. ВЫБОР ЧИСЛА НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Установив подачу насосной станции, можно перейти к выбору числа насосных агрегатов. При этом необходимо придерживаться тех же принципов, что и для оросительных насосных станций, то есть: 1) полное покрытие подачи, требуемое графиком перекачки; 2) работа насосных агрегатов при их максимальной эффективности; 3) минимальные затраты по насосной станции при выбранном числе агрегатов. При выборе числа агрегатов для осушительной насосной станции в отличие от оросительной необходимо более подробно разработать эксплуатационный план работы насосных агрегатов в зависимости от графика притока.

В западноевропейских осушительных системах с машинным водоподъемом, по данным инженера Бертрама, принимают следующие рас-

четные нормы стока, на основании которых и выбирается число насосных агрегатов:

при средних условиях	q л/с-га
при откачке вод максимального стока (2—3	
периода работы насосной станции в году)	(2—4,7) q л/с-га
подача насосной установки рассчитывается на	(1,7—2) q л/с-га

На основании этого выбирают два рабочих насоса подачи: первый qF и второй $2qF$, где F — площадь стока, га.

По данным практики американских осушительных насосных станций, Пикелс рекомендует: а) при подаче до 4 м³/с принимать два насосных агрегата с отношением их подач 1:2; б) при подачах насосной станции более 4 м³/с устанавливать три и более насосов равной подачи. Последнее дает известное преимущество в эксплуатации станции.

При больших подачах насосной станции, а следовательно, и больших осушаемых площадях неравномерность стока сглаживается, чем и объясняется выбор равных по подаче агрегатов. В разрабатываемых у нас типовых проектах осушительных станций без регулирующего резервуара за основу приняты следующие условия соотношения числа и подачи агрегатов при различном числе их: а) при трех агрегатах в станциях малой и средней подачи 1:3:3; б) при четырех агрегатах в станциях средней и большой подачи 1:2:2:2. Два агрегата с соотношением их подачи 1:2 допускается устанавливать только в малоответственных станциях. Если есть регулирующий резервуар, надо стремиться к установке одинаковых агрегатов. Режим работы агрегатов, число включений агрегата в час принимают по данным завода. При небольших напорах и большой подачи наиболее подходящими будут осевые насосы. При переменных напорах и расходах необходимо применять осевые насосы с поворотными лопастями, а в некоторых случаях передачи или двигатели, допускающие изменение частоты вращения. Большое распространение за рубежом получили электродвигатели с переключением полюсов. При этом допустима ступенчатая регулировка частоты вращения. Можно также применять электродвигатели с постоянной частотой вращения. Плавного изменения частоты вращения в этом случае можно достигнуть при использовании в передачах гидравлических и электромагнитных муфт. Для насосов небольшой мощности в этих же целях иногда применяют редукторные передачи.

§ 4. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ ПЛАН РАБОТЫ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Покажем на примере условия работы насоса при откачке воды из канала в водоприемник (рис. 308). Примем уклон дна канала $i=0$, длину L . Приток в канал не учитываем. Откачка воды из канала начинается при глубине воды перед насосной станцией $h'_2=h'_1$, а заканчивается при установлении в канале глубины h_2^{IV} . Для упрощения допустим, что горизонт воды в водоприемнике, куда откачивается вода, постоянен, то есть $H_0=\text{const}$. Регулирование расхода насоса дросселированием или изменением частоты вращения не производится. Построим по данной кривой новую кривую $h_2—Q_n$, а также кривые $h_2=\varphi(Q_k)$ при глубине воды в голове канала $h'_1=\text{const}$, $h'_1=\text{const}$, $h'_1=\text{const}$ и т. д.

Работа насоса начинается при глубине h'_2 , соответствующей горизонтальной поверхности воды в канале (так как $i=0$). Через некоторое время глубина воды перед насосной станцией понизится и станет равной h''_2 , при этом в голове канала установится глубина h'_1 благодаря образующейся кривой спада. Начало кривой спада и уровень горизонта воды перед станцией определяются по уравнениям неравномерного дви-

жения. При небольших разностях $h'_2 - h''_2$, $h''_2 - h'''_2$ и т. д. порядка 5—10 см можно определить площадь сработки F_1 по формуле: $\frac{1}{3} (h'_2 - h''_2) L$, так как эта площадь ограничена с одной стороны параболой, имеющей вершину в голове канала, а с другой — горизонтальной поверхностью воды до начала откачки. При этом откачанный объем воды будет:

$$V_1 = \frac{1}{3} (h'_2 - h''_2) L b_{\text{ср}},$$

где $b_{\text{ср}}$ — средняя ширина поверхности воды канала у насосной станции между глубинами h'_2 и h''_2 .

Время откачки определится по формуле:

$$\tau_1 = \frac{V_1}{Q'_{\text{ср}}},$$

где $Q'_{\text{ср}}$ — расход насоса средний между Q_1 и Q_2 .

При дальнейшей работе насоса горизонт воды в начале канала установится при глубине воды h'_1 , причем глубина воды у насосной стан-

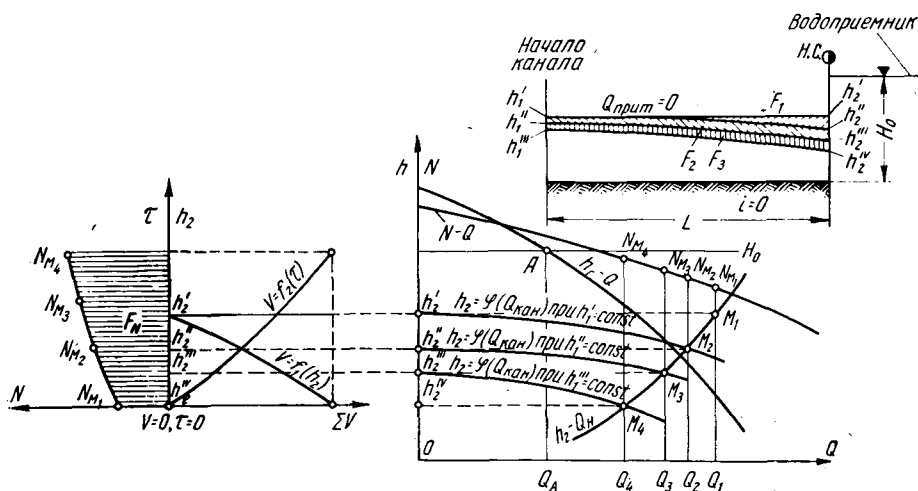


Рис. 308. Режим работы насоса при откачке воды из канала.

ции пусть будет h'''_2 . Расход насоса при этом будет изменяться от Q_2 до Q_3 . Площадь сработки F_2 можно определить по формуле:

$$F_2 = (h''_2 - h'''_2) L,$$

а для более точных подсчетов при построенных поверхностях воды в канале — планиметром. Тогда объем откачанной воды $V = F_2 \cdot b_{\text{ср}}$, где $b_{\text{ср}}$ — средняя ширина поверхности воды в канале у насосной станции между глубинами h''_2 и h'''_2 . Время откачки

$$\tau_2 = \frac{V_2}{Q_{\text{ср}}},$$

где $Q_{\text{ср}}$ — расход средний между Q_2 и Q_3 .

Таким же способом можно определить объем перекачанной воды и время откачки для последующих значений $h_2 < h'''_2$ и т. д.

Откладывая на чертеже суммарные объемы сработки в зависимости от глубины воды у насосной станции и суммируя значения τ , можно построить эксплуатационный график работы насоса в виде кривых $V_1 = f_1(h_2)$ и $V = f_2(\tau)$, а также определить среднюю удельную работу насоса $\frac{F_N}{V}$ кВт·ч/м³. Здесь F_N — затраченная насосом работа, равная

$\int_t N dt$ и изображаемая графически в виде площади F_N , а V — объем поднятой насосом воды (из канала) за все время его работы.

По окончании работы насосной станции горизонт воды в канале будет представлять горизонтальную поверхность.

Глубина воды у насосной станции определится из условия:

$$(b + mh_2) h_2 = \frac{V_0 - V_{\text{отк}}}{L},$$

где b — ширина канала по дну;

m — коэффициент заложения откосов;

$h_2 = h_1$ — глубина воды насосной станции по окончании работы;

V_0 — первоначальный объем воды в канале до начала работы насосной станции;

$V_{\text{отк}}$ — объем воды, перекачанной насосом.

Изложенный способ расчета позволяет выяснять условия работы насосной станции при любом числе агрегатов, а также определять моменты включения и выключения агрегатов.

Если H_0 является переменной величиной, то есть насосная станция работает при изменении горизонтов в водоприемнике, то для этого надо знать зависимость H_0 от t . Тогда для небольших значений можно H_0 считать постоянным и в этих пределах вести подсчеты указанным выше способом. Ясно, что при изменении H_0 надо строить новые кривые $h_2 - Q_n$ [то есть $h_2 = f(Q_n)$].

§ 5. СБОРНЫЕ РЕЗЕРВУАРЫ ОСУШИТЕЛЬНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Сборным резервуаром, или аванкамерой, называется расширенная часть магистрального канала перед насосной станцией. Сборный резервуар устраивают в виде особого бассейна, ковша, пруда. Резервуар находится перед насосной станцией внутри обвалованного от водоприемника пространства.

На рисунке 128 был показан сборный бассейн перед насосной станцией (слева), справа виден шлюз для самотечного сброса воды в водоприемник (реку), от которого осушаемая территория ограждена дамбой. В резервуаре накапливается определенное количество сточной воды во время остановки насосов; затем вода откачивается из резервуара.

Объем резервуара зависит при определенном графике стока от подачи насосных агрегатов. Самотечный сброс воды в водоприемник возможен только при низких горизонтах в нем. Поэтому насосная установка будет работать только в период высокого стояния горизонта в водоприемнике. В этих условиях роль резервуара сводится к сбору воды до момента пуска насосной станции. Кроме того, сборный резервуар задерживает некоторое количество воды во время работы насосной станции при высоких горизонтах в водоприемнике и при высоких горизонтах стояния воды на осушаемой территории. Резервуар аккумулирует разницу объемов воды между притоком и откачкой, пока в водоприемнике не установится горизонт, при котором возможен самотечный сброс.

Если на насосной станции установлен один насос, работающий при максимальной подаче, то при малом притоке к станции насос без резервуара работает с перерывами, что рентабельно при автоматизации запуска и остановки насоса. В этом случае резервуар должен иметь такой объем, при котором была бы обеспечена многочасовая работа насоса: частые остановки и запуски насоса вредно отражаются на двигателе и автоматической пусковой аппаратуре насосной станции.

Расположенный перед насосной станцией резервуар является и отстойником. Чтобы полезный объем резервуара не уменьшился из-за отложившихся наносов, отметку дна его назначают на 0,5—1 м ниже отметки, полученной из расчета для нижнего участка канала. Выше было указано, что часто из-за необходимости иметь большие объемы для резервуара роль его выполняют каналы осушительной системы. Если в этом случае на насосной станции установлены агрегаты с отношением их подачи 1:3 или 1:2, то при малом притоке обычно пускают в ход лишь один малый насос. Возможные объемы аккумулирующей воды определяются свободной частью живого сечения каналов, называемой запасной емкостью каналов. Она и должна соответствовать необходимому по расчету объему сборного резервуара при принятой подаче станции и имеющемся графике стока.

Однако запасная емкость каналов может потерять свое значение вследствие заилиenia или зарастания каналов травой. Поэтому при проектировании осушительной системы необходимо учитывать возможность такого уменьшения живого сечения. Устройство сборного резервуара обходится дорого из-за большого объема выемки, особенно когда для резервуара нельзя использовать естественные староречья, вымоины, карьеры. В этом случае необходимо запроектировать работу насосных агрегатов так, как было указано в § 2 настоящей главы.

§ 6. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОУЗЛА

Насосная станция может быть расположена перед дамбой, в теле дамбы, в водоприемнике (стационарная или плавучая).

В первом случае она будет находиться в зоне сравнительно небольших колебаний горизонта воды в водоемнике — подводящем канале

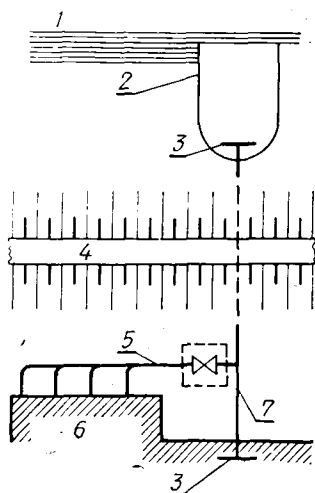


Рис. 309. Схема узла насосной станции, расположенной перед дамбой, с совмещением напорного трубопровода с самотечным сбросом:

1 — водоприемник; 2 — водовод; 3 — шит; 4 — дамба; 5 — напорный трубопровод; 6 — насосная станция; 7 — самотечный водовод.

(в среднем до 2 м). Поэтому конструкция и тип насосной станции, как и в оросительных насосных станциях, зависят в основном от конструкции насосов. В осушительных насосных станциях, характеризующихся незначительными напорами (при подаче свыше 400 л/с), можно устанавливать осевые насосы, которые имеют значительные преимущества перед центробежными и диагональными. Возможные типы насосных станций: 1) «камерный» с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом при подаче насоса не свыше 1,5 м³/с; 2) «блочный»; 3) «камерный» с «сухой» камерой с горизонтальными осевыми насосами; 4) «незаглубленный» с горизонтальным пропеллерным насосом, работающим с положительной высотой всасывания, с утеплением трубопроводов при необходимости.

Заслуживают внимания насосные станции с осевыми насосами с наклонной осью (рис. 272) и с капсульными насосами (рис. 273), как наиболее компактные при малых напорах.

Следует заметить, что насосные станции с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом можно применять лишь в районах с теплым климатом, когда вода в камере не за-

мерзает. Центробежные насосы в осушительных станциях применяли, когда осевые насосы не имели еще массового распространения, а теперь их следует устанавливать только при малых расходах. Окончательный выбор типа насосной станции зависит от тех же условий, что и для оросительных насосных станций, установленных на тупиковом канале. При выборе места для станции сравнивают два варианта: насосная станция расположена в теле дамбы и перед дамбой.

При расположении насосной станции в теле дамбы нет необходимости устраивать длинный напорный трубопровод (рис. 129) в основании дамбы, а устройства для самотечного сброса можно удобно разместить в здании насосной станции. Однако в этом случае будут более тяжелые условия для производства работ, иногда ограничиваемые сроками стояния низких горизонтов воды в водоприемнике. Необходимы мероприятия против фильтрации и прорыва дамбы в месте сопряжения ее с насосной станцией, а также в основании станции. Поэтому насосные станции в теле дамбы устраивают только при малых колебаниях уровней воды и глубинах в водоприемнике. Во всех остальных случаях насосную станцию следует размещать около дамбы, в обвалованной местности.

При устройстве насосной станции в теле дамбы она с водоприемником может соединяться либо коротким напорным трубопроводом (рис. 129, у каждого насоса отдельный трубопровод), либо без напорного трубопровода — ее напорная грань при благоприятных условиях (малые колебания уровней воды и глубины в водоприемнике, легкий режим ледохода и ледостава и др.) может сопрягаться с водоприемником. При расположении насосной станции перед дамбой прокладывают общий трубопровод для самотечного сброса и насосов (рис. 309) или отдельный, если в теле дамбы есть особый шлюз-регулятор. При этом предпочтительнее трубопровод располагать в специальном тоннеле, устроенном в основании дамбы, чтобы он был доступен для осмотра и исправления повреждений. Конструкции шлюзов для самотечного сброса рассматриваются в курсе гидротехнических сооружений.

На осушаемых системах бывает необходимо проведение орошения. Для этого в зависимости от местных условий или используют установленное на станции для откачки оборудование (см. рис. 131), или размещают специальное насосное оборудование (при дождевании), а также применяют передвижные насосные станции.

Глава XI. ВОДОПРОВОДНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

§ 1. РАСПОЛОЖЕНИЕ ВОДОПРОВОДНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Современные водопроводные насосные станции разделяются на две группы: насосные станции I подъема, подающие неотфильтрованную воду на очистные сооружения, и насосные станции II подъема, забирающие очищенную воду из резервуаров и подающие ее в разводящую сеть.

Для схемы водоснабжения, изображенной на рисунках 134, 135, возможны следующие случаи расположения насосных станций:

1) очистные сооружения и насосная станция II подъема расположены раздельно с насосной станцией I подъема;

2) насосные станции I и II подъемов и очистные сооружения находятся рядом и расположены на общей территории. Весь комплекс основных (насосные станции и очистные сооружения) и вспомогательных (резервуары, мастерские, гараж и пр.) сооружений составляет водопроводную станцию.

В первом случае возможно объединение насосной станции II подъема с очистными сооружениями в одном здании, особенно при небольшой подаче насосных станций и если это не противоречит специальным требованиям. Во втором случае возможно объединение насосных станций I и II подъемов в одном здании и объединение насосной станции II подъема с очистными сооружениями.

Каждый из этих вариантов имеет свои положительные и отрицательные стороны. Так, если насосная станция I подъема расположена отдельно от очистных сооружений и насосной станции II подъема, диаметр напорных трубопроводов при равномерной работе будет меньше, чем при неравномерной подаче чистой воды в сеть. Кроме того, расположение очистных сооружений, резервуаров чистой воды и насосной станции II подъема близ разводящей сети позволяет лучше наладить бесперебойное снабжение населенного пункта водой. При небольшой подаче насосных станций раздельное (от очистных сооружений) расположение насосной станции I подъема имеет ряд преимуществ и поэтому широко распространено в практике.

При заборе грунтовых вод насосные станции I подъема, очистные сооружения и насосная станция II подъема обычно располагаются на одной территории.

§ 2. ВЫБОР НАСОСА, ДВИГАТЕЛЯ И ЧИСЛА АГРЕГАТОВ

При подаче воды на очистные сооружения подачу насосной станции I подъема рассчитывают обычно на максимальный суточный расход с учетом расхода на хозяйственные нужды очистных сооружений (например, для промывки фильтров). Подача воды должна быть равномерной в течение 22—24 ч, так как только в этом случае можно достигнуть наибольшей эффективности работы очистных сооружений.

Если подача воды насосной станцией I подъема не будет равномерной, то для равномерности работы очистных сооружений потребуются большой запасный резервуар, что связано с излишними капиталовложениями.

Обычно водоснабжение проектируют с учетом возможности его дальнейшего расширения. Строительство сооружений разбивают на очереди, например на две. Положим, суточный расход насосной станции I подъема в конце расчетного периода равен $Q_{\max}$ (при равномерной работе станции). Тогда можно поставить для первой очереди два насоса — один с рабочей подачей, другой, резервный, с такой же подачей. Для второй очереди добавляют еще один насос подачей $Q_{\max}$. Следовательно, в первый период резерв составит 100%, а во второй — 50%.

Возможен и другой вариант: в первую очередь ставят два насоса подачей $Q_{\max}/2$ и один резервный насос $Q_{\max}/2$. Тогда во вторую очередь необходимо поставить еще два насоса подачей по $Q_{\max}/2$ каждый.

Окончательно число рабочих и резервных агрегатов выбирают на основании технико-экономических показателей для различных вариантов с учетом назначения станции и надежности ее работы. Следует заметить, что как в оросительных, так и в водопроводных насосных станциях преимущества по капиталовложениям на стороне укрупненных агрегатов. При этом необходимо учитывать условия эксплуатации насосных станций, которые иногда могут изменить принятое вначале решение по укрупнению агрегатов.

Напор насосов станции I подъема определяется по известной формуле:

$$H = H_r + h_t,$$

где H_r — геодезическая высота подъема от уровня в источнике водоснабжения (если всасывающие трубы насосов непосредственно забирают из него воду) или от уровня воды в приемном колодце до конечной отметки водоподачи — горизонта воды в изливной камере очистных сооружений;

h_t — потери на гидравлические сопротивления во всасывающих и напорных трубах.

Если источник водоснабжения имеет значительные колебания горизонтов воды, то это обстоятельство следует учитывать при подборе насосов.

Для насосной станции II подъема и при подаче воды насосной станцией I подъема непосредственно в водонапорную башню, из которой происходит питание сети, насосы подбирают согласно суточному графику потребления воды. При этом следует учитывать, что возможны два основных режима работы насосной станции: равномерная и неравномерная подача воды станцией и, следовательно, неравномерная, или ступенчатая, работа насосов. Кроме того, в условиях сельскохозяйственного водоснабжения возможно применять двигатели с определенным режимом работы, всегда готовые к пуску (двигатели внутреннего сгорания, электродвигатели и пр.), или двигатели с неопределенным режимом работы (например, ветродвигатели).

Рассмотрим первый случай, когда двигатель имеет определенный режим работы (например, с центробежным насосом). На рисунке 310 изображен суточный график потребления: абсциссы показывают время в часах, а ординаты — часовой расход воды в процентах от суточного расхода. Предположим, на станции установлен один рабочий насос, который работает равномерно в течение 14 часов. Часовой расход насоса при этом составит 7,17% от максимального суточного расхода. Проведя горизонтальную прямую, соответствующую работе насоса от 6 до 20 ч, найдем, что в период от 20 до 6 ч сеть будет питаться только из напорного бака, а в период от 11 до 13 ч — как из напорного бака, так

Для облегчения расчетов по гидравлическому удару и сокращения времени на их выполнение следует применять разработанную методику с использованием электронных вычислительных машин [10].

Профессор Н. М. Шапов [64] проанализировал (еще в 1936 г.) возможные режимы насосного агрегата при потере им привода (рис. 298). В координатах nQ отмечено восемь зон. Прямые линии $H=0$ и $M=0$ характеризуют значения n и Q при соответствующих напорах и моментах, равных нулю. Насосные режимы I (прямое направ-

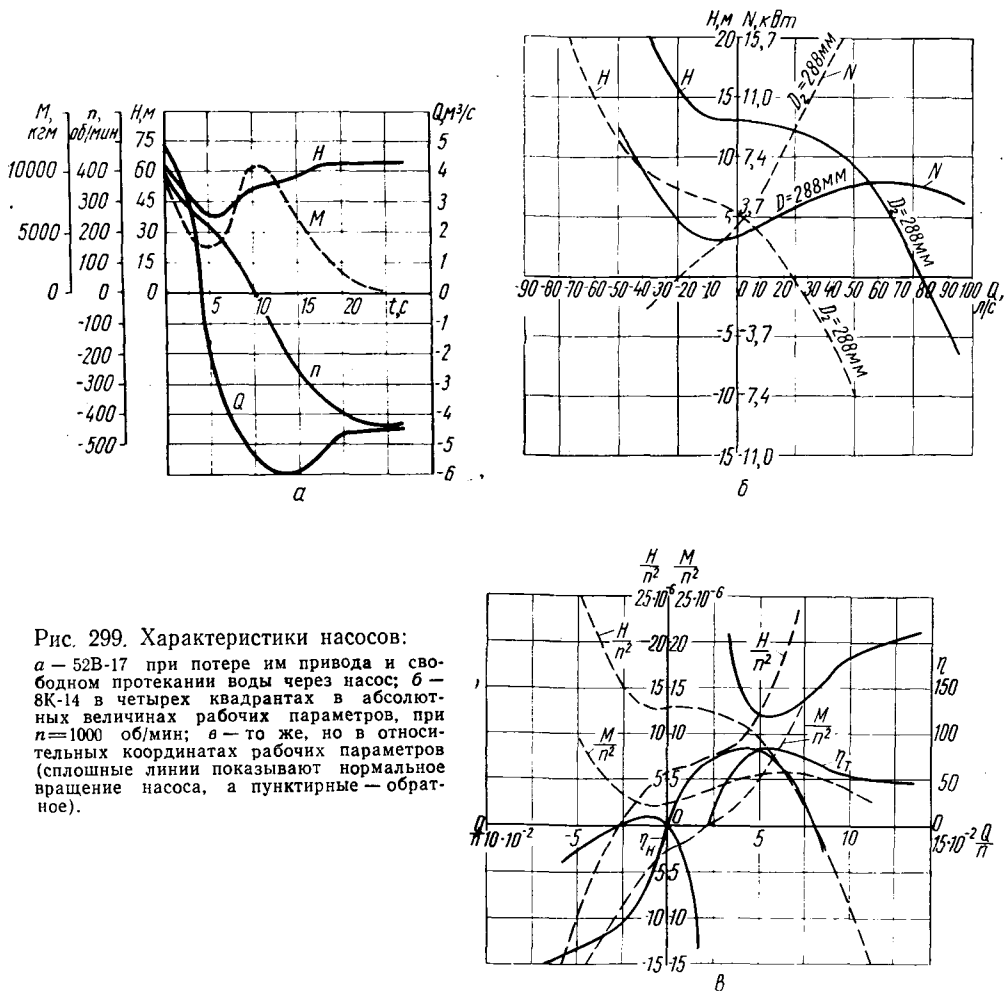


Рис. 299. Характеристики насосов:

а — 52В-17 при потере им привода и свободном протекании воды через насос; б — 8К-14 в четырех квадрантах в абсолютных величинах рабочих параметров, при $n=1000$ об/мин; в — то же, но в относительных координатах рабочих параметров (сплошные линии показывают нормальное вращение насоса, а пунктирные — обратное).

ление вращения) и V (обратное направление вращения для насоса), два турбинных с прямым III и обратным VII направлением потока и четыре промежуточных — II, IV, VI и VIII — это режимы тормозные, рассеивающие энергию. Вид режима определяется знаками H и M . Сочетание их и определяет значения n и Q . Например, при потере насосом привода сначала вращение роторов насоса и электродвигателя будет вызывать уменьшение n и Q до нуля, далее агрегат в режиме II будет еще продолжать с замедлением вращаться в прежнем направлении, пропуская воду в обратном направлении. Этот поток воды затормаживает насос, который в режиме III переходит в турбинный режим, то есть насос превращается в турбину, а электродвигатель в генератор (если, конечно, это возможно). Если электродвигатель не может иметь генераторный режим, то насос — турбина будет разгоняться до установившегося угонного (то есть наибольшего холостого) хода турбин. В координатах n и Q этот переход изображается линией АВ.

Из изложенного вытекает, что при работе в турбинном режиме электродвигатель должен работать, как генератор, в противном случае надо искусственно тормозить насос до его остановки. Кроме того, не

во всякой системе из-за экономических соображений можно допускать утечку воды из трубопровода. Все это определяется как конструкцией агрегата, так и конфигурацией трубопровода и конструкцией арматуры на нем. На рисунке 299, а приводятся характеристики (H , M , n , Q) насоса 52В-17 в зависимости от времени при потере насосом привода и свободном протекании воды через насос. Характеристики строят иногда в безразмерных координатах. Широко используются и законы подобия гидромашин при исследовании моделей и последующем переходе на натуру.

На рисунке 299, б и в приводятся как пример характеристики насоса 8К-14 в четырех квадрантах в абсолютных и относительных координатах рабочих параметров при прямом и обратном вращении насоса.

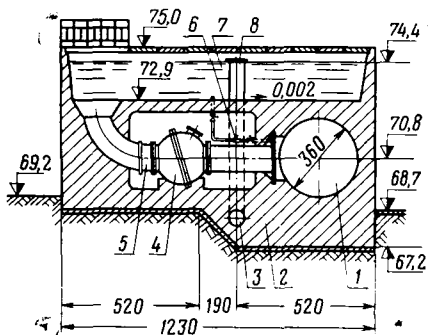


Рис. 300. Устройство для впуска воды в напорный трубопровод при образовании в нем вакуума:

1 — стальной трубопровод; 2 — анкерная опора; 3 — дренажная труба; 4 — обратный клапан; 5 — монтажная вставка; 6 — регулировочный клапан; 7 — бассейн, заполняемый водой из напорного трубопровода; 8 — сливная труба ($D_y=600$ мм).

На рисунке 300 показано устройство для впуска воды в напорный трубопровод при образовании в нем вакуума.

§ 11. ВОДОВЫПУСКНЫЕ СООРУЖЕНИЯ И УСТРОЙСТВА В КОНЦЕ НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ МЕЛИОРАТИВНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

В конце напорных трубопроводов для соединения с отводящим (машинным) каналом устраивают водовыпускные сооружения, которые должны обеспечить:

плавное сопряжение потока воды, выходящего из напорных трубопроводов, с потоком воды в канале с минимальными гидравлическими сопротивлениями;

прочность, устойчивость и неразрываемость сопрягаемых сооружений;

отключение напорных трубопроводов и предотвращение обратного тока воды при остановке насосов;

впуск воздуха в трубопровод для предотвращения образования в нем вакуума при его опорожнении;

деление потока при подаче воды станцией в два канала, а иногда (что очень редко) и более.

Водовыпускные сооружения и устройства (водовыпуски) в зависимости от назначения и условий работы бывают различной конструкции. В оросительных насосных станциях при подаче воды в магистральный канал водовыпускное сооружение иногда называют напорным бассейном, так как горизонт воды в нем является командным для оросительной системы. При подаче воды в водохранилище водовыпускные сооружения могут иногда иметь другую конструкцию. В осушительных насосных станциях при подаче воды в канал применяют такие же водовыпускные устройства, как и в оросительных насосных станциях.

При подаче воды непосредственно в водоприемник-реку сооружают особое по конструкции водовыпускное устройство. Все эти сооружения

и устройства должны быть прочны и устойчивы, конфигурация стенок и дна их должна обеспечивать благоприятные гидравлические условия для протекающего потока. Необходимо, чтобы водовыпуск, как гидротехническое сооружение, удовлетворял следующим требованиям.

1. Обеспечивал необходимую общую длину пути фильтрации от верхнего до нижнего бьефа и местную (у водовыпуска) при открытой укладке напорных трубопроводов и высоком расположении отметки основания водовыпуска.

Конструкции насосных станций, приведенных на рисунках 129, б и 140, а также станций с коротким напорным трубопроводом (рис. 148) показывают всю актуальность и важность этого требования. Согласно расчету, в местах возможного выклинивания фильтрационных вод (нижний бьеф насосной станции у начала водозаборного сооружения, на откосе с верховой стороны насосной станции и др.) устраивают обратные фильтры. Дренаж у напорного бассейна может быть самостоятельным, а может быть увязан с дренажем напорных трубопроводов. При всех этих расчетах необходимо учитывать геологические и гидрогеологические условия места расположения узла сооружений станции.

2. Был устойчив на всплытие при всех или частично закрытых затворах и наличии воды в водоприемнике.

При нормальной работе водовыпуска поток воды в бассейне спокойный, на поверхности наблюдается небольшое волнение, так как скорости воды не превышают 2 м и критерии $\Pi_k = \frac{v_{\text{бас}}^2}{gh_{\text{сп}}} < 1$. При пуске будет наблюдаться сначала отогнанный прыжок, затем он затопляется и устанавливается нормальная спокойная работа водовыпуска. Устройство бассейна (колодца) обеспечивает затопление прыжка, образующегося при пуске, но все же пуск (особенно первого агрегата) следует осуществлять с малыми расходами.

Подробно конструкции, классификация, оборудование и расчет водовыпусков рассмотрены в «Проектировании насосных станций и испытании насосных установок» [46].

Тип водовыпуска выбирают по технико-экономическим соображениям с учетом назначения станции и водовыпуска, режима их работы и местных условий.

§ 1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ПОНЯТИЯ

Различают следующие группы осушительных насосных станций: 1) для перекачки (в водоприемник) вод поверхностного стока; 2) для перекачки грунтовых вод; 3) для перекачки как поверхностных, так и грунтовых вод.

Грунтовые воды составляют обычно незначительный объем по сравнению с водами поверхностного стока. Поэтому насосные станции первой и третьей групп как по конструкции, так и по гидромеханическому оборудованию мало чем отличаются друг от друга и могут быть объединены в одну группу. Наоборот, насосные станции второй группы существенно отличаются от остальных. Они характеризуются сравнительно небольшими расходами и малыми колебаниями их. Насосная станция может обслуживать отдельные элементы дренажа, несколько колодцев (при «вертикальном» или «комбинированном» дренаже) или систему дрен (при «горизонтальном» дренаже). Такие насосные станции называются групповыми. Вода к ним подводится закрытым коллектором (см. рис. 130).

Возможны, конечно, и такие насосные установки, которые обслуживают непосредственно один колодец дренажа. В этом случае они по существу ничем не отличаются от обычных насосных станций для водоснабжения, оборудованных эрлифтами, поршневыми или центробежными насосами для подъема грунтовых вод (см. гл. VIII).

Насосные станции осушительной системы для отвода одновременно вод поверхностного и подземного стока характеризуются колебаниями расходов и напоров. Часто значительные и переменные расходы поверхностного стока требуют установки мощных и притом различных по производительности насосных агрегатов. Расчетная производительность насосной станции определяется гидрологическими и экономическими расчетами.

Расположение сооружений гидроузла для таких насосных станций было показано на рисунках 127, 128, 129. В этом случае обычно требуются водоотводящие устройства как для машинного водоподъема, так и для самотечного сброса. Проектирование расположения насосной станции вблизи водоприемника, сопряжение станции и сооружений с дамбой обычно при плохих гидрогеологических условиях местности (близость грунтовых вод, слабые грунты и пр.) представляют трудную и ответственную инженерную задачу.

§ 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ ПОДАЧИ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ДЛЯ ПЕРЕКАЧКИ ВОД ПОВЕРХНОСТНОГО СТОКА

Для правильного представления о режиме стока поверхностных вод и выбора режима водоподъемной станции строят кривые зависимости расхода от продолжительности стока для многоводного, маловодного

и среднего года при различных обеспеченностях. При этом пользуются материалами гидрологических исследований и изысканий.

На рисунке 301 показана интегральная кривая стока для обеспеченности p и продолжительности $\tau = \frac{100}{p(\text{в } \%)}$. Задаваясь значениями p , равными 100, 25, 20, 10, 2%, и продолжительностью τ , равной 1, 5, 10, 25, 50 годам, можно получить кривые стока для различной обеспеченности. Относя осушительные системы к определенному классу гидротехнических сооружений (например, к третьему), можно выбрать и расчетное значение для p . Далее, задаваясь в первом приближении подачи насосной станции $Q_{н.с.}^I$, $Q_{н.с.}^{II}$, $Q_{н.с.}^{III}$ и т. д., можно построить кривые сбросных расходов насосной станции. Для $Q_{н.с.} = \text{const}$ это будут прямые линии (рис. 301).

Имея кривые стока и сбросных расходов насосной станции, определяют объемы сточных вод, которые не удалены с осушаемой территории. Графически эти объемы выражаются разностью ординат двух кривых (стока и сбросных) расходов, соответствующих какому-либо определенному значению T . Кривые объемов воды, не удаленной с территории, изображены на рисунке 302 для различной подачи насосной станции. Зная топографию местности, а также профили каналов, можно построить кривые (рис. 303) длительности затопления местности, площади затопления, отметок горизонтов воды в системе.

Кривые строят для различных значений обеспеченности p и подачи насосной станции. Они служат критерием для проектировщиков осушительных систем при составлении технико-экономических расчетов с учетом последствий возможного затопления территории.

Определив подачу насосной станции, можно на основании графиков колебания горизонтов воды в водоприемнике (для тех же годов, которые принимались для водохозяйственного расчета осушительной системы) определить и расчетные напоры насосной станции.

Подачу насосной станции уточняют, так как в действительности могут быть установлены насосные агрегаты различной подачи. Кроме того, увязывают совместную работу насосной станции и подводящего водовода. Водоводами могут быть открытые каналы и коллекторы (закрытые водоводы). Открытый канал служит в то же время и магистральным каналом осушительной системы. Он может заканчиваться перед насосной станцией регулирующим бассейном или аванкамерой. В последнем случае функции регулирующего бассейна выполняет запасная емкость проводящей сети. Это относится и к безнапорным коллекторам, если нет регулирующего резервуара в конце коллектора.

Разберем случай совместной работы насосной станции и подводящего канала. Сделаем следующие допущения, упрощающие расчет: 1) канал не может переполняться, в нем устанавливается определенная глубина воды h_{max} ; 2) канал имеет постоянное поперечное сечение, ну-

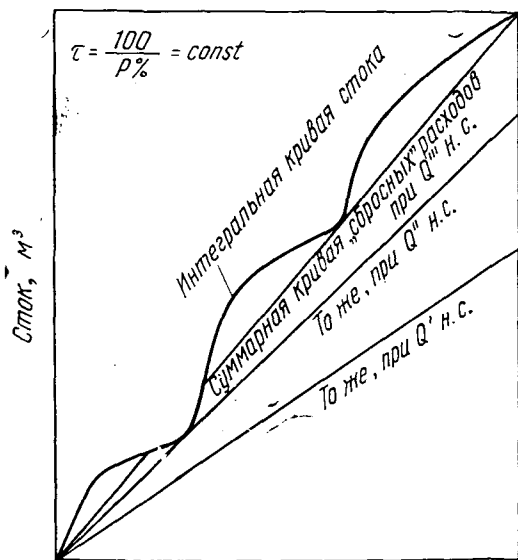


Рис. 301. Интегральные кривые стока и сброса откачки насосной станцией (при разных $Q_{н.с.}$).

левой уклон дна на длине l ; 3) горизонт воды в водоприемнике постоянный во все время перекачки паводковых вод; 4) график притока паводковых вод имеет трапецеидальную форму (рис. 304).

До момента притока паводковых вод к насосной станции канал пропускает постоянный расход Q_0 . Допустим, что он перекачивается в во-

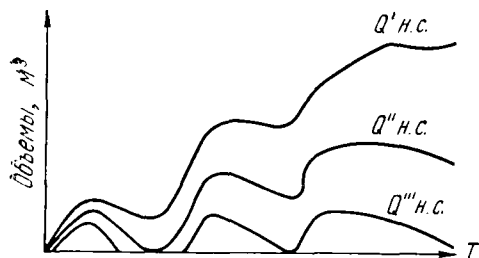


Рис. 302. Интегральные кривые объемов, оставшихся на осушаемой территории — не откачанных насосной станцией (при разных $Q_{н.с.}$).

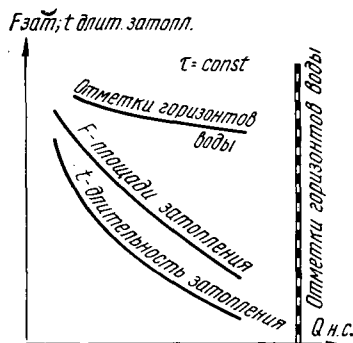


Рис. 303. Кривые размеров площади, длительности и отметок затопления осушаемой территории в зависимости от подачи насосной станции.

доприемник насосным агрегатом подачей Q_0 , а для перекачки паводковых вод в водоприемник установлены два насоса разной подачи $Q'_н$ и $Q''_н$, причем $Q''_н > Q'_н$. Кроме того, допустим, что сечение и длина подводящего канала эквивалентны сечениям и длине магистрального и боковых каналов осушительной системы.

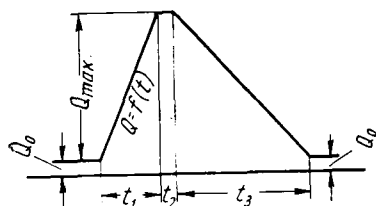


Рис. 304. График притока паводковых вод.

Построим (рис. 305) кривые, показывающие зависимость: а) между глубиной и объемом воды в канале — $V=f_1(h)$ и б) между объемом наполнения канала и продолжительностью паводка — $V=f_2(t)$. Последняя кривая строится, согласно графику притока паводковых

вод, с учетом постоянного притока Q_0 . На основе этих двух кривых можно установить, что глубине h_{max} должен соответствовать объем воды в канале V_{max} . Примем, что канал при полной остановке станции наполняется в течение времени t .

На рисунке 306 приведены интегральная кривая стока и кривая сбросных расходов станции для двух насосных агрегатов подачей $Q'_н$ и $Q''_н$. Пусть подача насосной станции начинается при работе одного насоса подачей $Q'_н$. При этом объем воды в канале будет V_1 , а, согласно графику (рис. 305), глубина воды у насосной станции — h_1 . Работа одного агрегата продолжается до тех пор, пока перед насосной станцией не установится глубина воды h_2 ; этой глубине будет соответствовать объем воды в канале V_2 . После этого включается в работу второй насосный агрегат подачей $Q''_н$, а первый насос выключается. Второй насос откачивает некоторый объем воды из канала и выключится, когда в канале останется объем V_3 , которому будет соответствовать глубина воды перед насосной станцией h_3 . Первый насос снова включается и откачивает воду из канала до установления перед насосной станцией глубины h_4 . При этом запас воды в канале будет V_4 , после чего агрегат выключается и насосная станция перестает работать. В это время происходит накопление воды в канале за счет притока ее до некоторого объ-

ема V_5 , после чего включается первый агрегат (подачей Q'_n). Он и будет работать до установления минимальной предельной глубины в канале перед насосной станцией h_6 , соответствующей объему воды в канале V_6 . Последний объем соответствует условию постоянного притока Q_0 , который откачивается особым насосным агрегатом.

На рисунке 307 показаны кривые $h_{\text{кан}} = f(Q)$, где $h_{\text{кан}}$ — глубина воды перед насосной станцией. Постоянные глубины в голове канала обозначены $h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6$. Кривые $h = f(Q'_n)$ представляют собой характеристики насоса*.

Определяя совместные условия работы насосной станции и канала, можно заметить, что при подаче насосной станции Q'_n рабочими точка-

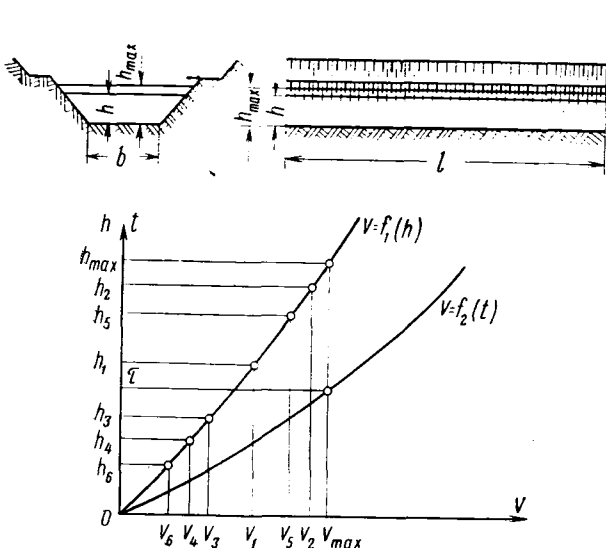


Рис. 305. Кривые зависимости: объема канала от глубины наполнения $V=f_1(h)$; объема наполнения канала от продолжительности паводка $V=f_2(t)$.

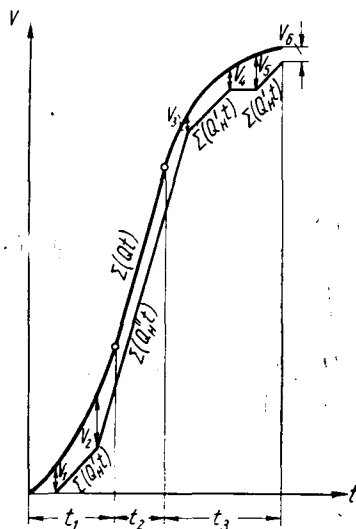


Рис. 306. График притока воды и откачки для установления режима работы станции (включение и выключение агрегатов).

ми будут $M'_2, M'_5, M'_1, M'_3, M'_4, M'_6$. Это показывает, что первый насос будет работать с переменным расходом: или меньше нормального Q'_n на величину $\Delta Q'$ или, наоборот, больше нормального Q'_n (чему соответствует на чертеже точка M') на величину $\Delta Q'$.

При работе второго насоса с нормальным расходом Q''_n рабочими точками будут M''_2 и M''_3 , а соответствующие отклонения от нормальной подачи Q''_n равны величинам $-\Delta Q''$ и $+\Delta Q''$.

Из сказанного следует, что работа насосной станции будет происходить при переменной подаче в зависимости от режима канала и установившейся глубины воды у насосной станции.

При выборе подачи насосной станции (а это связано с выбором числа насосных агрегатов) необходимо стремиться к тому, чтобы объемы наполнения каналов в начале и конце работы насосов были равны, то есть $V_1 = V_2 = V_3 = V_4 = V_5$, благодаря чему и глубины наполнения канала будут одинаковы. В периоды сработок объемов призм воды в канале необходимо стараться поддерживать постоянные глубины в канале перед насосной станцией, если это возможно. Подачу насосной станции следует выбирать как некоторую среднюю между крайними значениями

* На рисунке 307 и далее кривые $h=f(Q_n)$ обозначены: $h-Q_n, h_{\Gamma}-Q_n, N-Q_n$ и т. д.

рабочих точек кривых $h_{\text{кан}} = f(Q)$ и $h = f(Q_{\text{н}})$ (приблизительно так выбраны точки M' и M''). При переменной величине H_0 (то есть при изменении уровня воды в водоприемнике) кривые $h = f(Q_{\text{н}})$ будут смещаться относительно своего первоначального положения. При этом будут получаться новые рабочие точки, соответствующие новой подаче насосной станции. Это, конечно, нужно учитывать при выборе подачи насосной станции и установлении эксплуатационного графика ее работы. Согласно сделанным замечаниям, следует переукомплектовать кривую суммарных «сбросных» расходов так, чтобы работа насосной станции была как можно ближе к установившемуся режиму.

В действительности явление наполнения и опорожнения каналов гораздо сложнее, чем здесь изложено. График притока изображается более сложными кривыми. При наполнении канала сточными водами в нем наблюдается неустановившееся движение (волны наполнения, по-

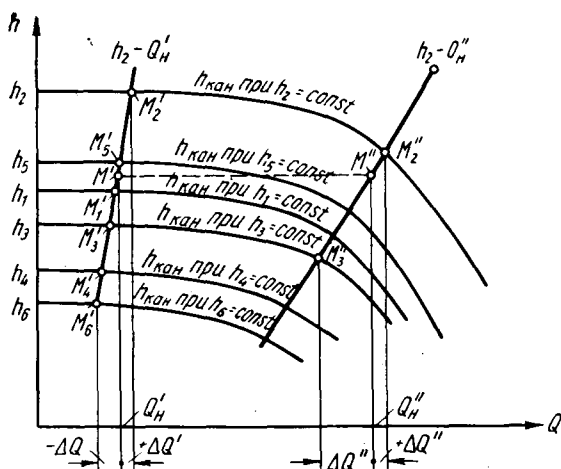


Рис. 307. Характеристики насосов при разных уровнях воды в подводящем канале и изменении их подачи.

пуска). При включении насосных агрегатов в случае изменения подачи насосной станции можно отметить сложные волновые явления неустановившегося движения, соответственно чему будет изменяться h . В этом случае явления, происходящие в каналах, будут напоминать суточное регулирование в деривационных каналах ГЭС. Однако они в то же время будут отличаться от него более резкими изменениями из-за притока паводковых вод.

При наличии регулировочного бассейна перед насосной станцией вопрос о режиме ее работы решается

более просто (наполнение и опорожнение водоемов). Однако регулировочный бассейн может быть устроен лишь при небольших осушаемых площадях или при наличии естественного углубления местности у насосной станции.

В обычных случаях роль регулировочного бассейна, как сказано выше, выполняет запасная емкость каналов или допускается временное затопление территории.

§ 3. ВЫБОР ЧИСЛА НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Установив подачу насосной станции, можно перейти к выбору числа насосных агрегатов. При этом необходимо придерживаться тех же принципов, что и для оросительных насосных станций, то есть: 1) полное покрытие подачи, требуемое графиком перекачки; 2) работа насосных агрегатов при их максимальной эффективности; 3) минимальные затраты по насосной станции при выбранном числе агрегатов. При выборе числа агрегатов для осушительной насосной станции в отличие от оросительной необходимо более подробно разработать эксплуатационный план работы насосных агрегатов в зависимости от графика притока.

В западноевропейских осушительных системах с машинным водоподъемом, по данным инженера Бертрама, принимают следующие рас-

четные нормы стока, на основании которых и выбирается число насосных агрегатов:

при средних условиях	q л/с·га
при откачке вод максимального стока (2—3	
периода работы насосной станции в году)	(2—4,7) q л/с·га
подача насосной установки рассчитывается на	(1,7—2) q л/с·га

На основании этого выбирают два рабочих насоса подачей: первый qF и второй $2qF$, где F — площадь стока, га.

По данным практики американских осушительных насосных станций, Пикелс рекомендует: а) при подаче до 4 м³/с принимать два насосных агрегата с отношением их подач 1:2; б) при подачах насосной станции более 4 м³/с устанавливать три и более насосов равной подачи. Последнее дает известное преимущество в эксплуатации станции.

При больших подачах насосной станции, а следовательно, и больших осушаемых площадях неравномерность стока сглаживается, чем и объясняется выбор равных по подаче агрегатов. В разрабатываемых у нас типовых проектах осушительных станций без регулирующего резервуара за основу приняты следующие условия соотношения числа и подачи агрегатов при различном числе их: а) при трех агрегатах в станциях малой и средней подачи 1:3:3; б) при четырех агрегатах в станциях средней и большой подачи 1:2:2:2. Два агрегата с соотношением их подачи 1:2 допускается устанавливать только в малоответственных станциях. Если есть регулирующий резервуар, надо стремиться к установке одинаковых агрегатов. Режим работы агрегатов, число включений агрегата в час принимают по данным завода. При небольших напорах и большой подаче наиболее подходящими будут осевые насосы. При переменных напорах и расходах необходимо применять осевые насосы с поворотными лопастями, а в некоторых случаях передачи или двигатели, допускающие изменение частоты вращения. Большое распространение за рубежом получили электродвигатели с переключением полюсов. При этом допустима ступенчатая регулировка частоты вращения. Можно также применять электродвигатели с постоянной частотой вращения. Плавного изменения частоты вращения в этом случае можно достигнуть при использовании в передачах гидравлических и электромагнитных муфт. Для насосов небольшой мощности в этих же целях иногда применяют редукторные передачи.

§ 4. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ ПЛАН РАБОТЫ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Покажем на примере условия работы насоса при откачке воды из канала в водоприемник (рис. 308). Примем уклон дна канала $i=0$, длину L . Приток в канал не учитываем. Откачка воды из канала начинается при глубине воды перед насосной станцией $h_2=h_1'$, а заканчивается при установлении в канале глубины h_2^{IV} . Для упрощения допустим, что горизонт воды в водоприемнике, куда откачивается вода, постоянен, то есть $H_0=const$. Регулирование расхода насоса дросселированием или изменением частоты вращения не производится. Построим по данной кривой новую кривую $h_2—Q_n$, а также кривые $h_2=\varphi(Q_n)$ при глубине воды в голове канала $h_1'=const$, $h_1''=const$, $h_1'''=const$ и т. д.

Работа насоса начинается при глубине h_2' , соответствующей горизонтальной поверхности воды в канале (так как $i=0$). Через некоторое время глубина воды перед насосной станцией понизится и станет равной h_2'' , при этом в голове канала установится глубина h_1' благодаря образующейся кривой спада. Начало кривой спада и уровень горизонта воды перед станцией определяются по уравнениям неравномерного дви-

жения. При небольших разностях $h'_2 - h''_2$, $h''_2 - h'''_2$ и т. д. порядка 5—10 см можно определить площадь сработки F_1 по формуле: $\frac{1}{3} (h'_2 - h''_2) L$, так как эта площадь ограничена с одной стороны параболой, имеющей вершину в голове канала, а с другой — горизонтальной поверхностью воды до начала откачки. При этом откачанный объем воды будет:

$$V_1 = \frac{1}{3} (h'_2 - h''_2) L b_{\text{ср}},$$

где $b_{\text{ср}}$ — средняя ширина поверхности воды канала у насосной станции между глубинами h'_2 и h''_2 .

Время откачки определится по формуле:

$$\tau_1 = \frac{V_1}{Q'_{\text{ср}}},$$

где $Q'_{\text{ср}}$ — расход насоса средний между Q_1 и Q_2 .

При дальнейшей работе насоса горизонт воды в начале канала установится при глубине воды h'_1 , причем глубина воды у насосной стан-

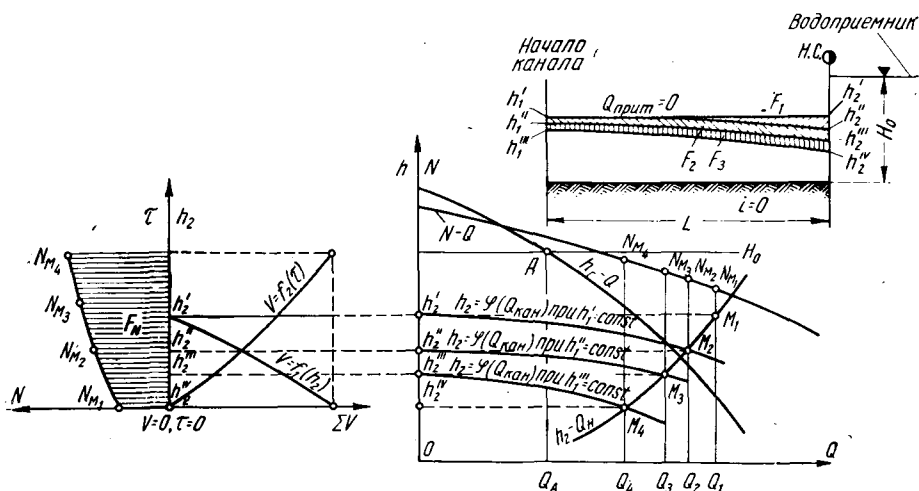


Рис. 308. Режим работы насоса при откачке воды из канала.

ции пусть будет h''_2 . Расход насоса при этом будет изменяться от Q_2 до Q_3 . Площадь сработки F_2 можно определить по формуле:

$$F_2 = (h''_2 - h'''_2) L,$$

а для более точных подсчетов при построенных поверхностях воды в канале — планиметром. Тогда объем откачанной воды $V = F_2 \cdot b_{\text{ср}}$, где $b_{\text{ср}}$ — средняя ширина поверхности воды в канале у насосной станции между глубинами h''_2 и h'''_2 . Время откачки

$$\tau_2 = \frac{V_2}{Q'_{\text{ср}}},$$

где $Q'_{\text{ср}}$ — расход средний между Q_2 и Q_3 .

Таким же способом можно определить объем перекачанной воды и время откачки для последующих значений $h_2 < h''_2$ и т. д.

Откладывая на чертеже суммарные объемы сработки в зависимости от глубины воды у насосной станции и суммируя значения τ , можно построить эксплуатационный график работы насоса в виде кривых $V_1 = f_1(h_2)$ и $V = f_2(\tau)$, а также определить среднюю удельную работу насоса $\frac{F_N}{V}$ кВт·ч/м³. Здесь F_N — затраченная насосом работа, равная

$\int_{\tau} N dt$ и изображаемая графически в виде площади F_N , а V — объем поднятой насосом воды (из канала) за все время его работы.

По окончании работы насосной станции горизонт воды в канале будет представлять горизонтальную поверхность.

Глубина воды у насосной станции определится из условия:

$$(b + mh_2) h_2 = \frac{V_0 - V_{\text{отк}}}{L},$$

где b — ширина канала по дну;

m — коэффициент заложения откосов;

$h_2 = h_1$ — глубина воды насосной станции по окончании работы;

V_0 — первоначальный объем воды в канале до начала работы насосной станции;

$V_{\text{отк}}$ — объем воды, перекачанной насосом.

Изложенный способ расчета позволяет выяснять условия работы насосной станции при любом числе агрегатов, а также определять моменты включения и выключения агрегатов.

Если H_0 является переменной величиной, то есть насосная станция работает при изменении горизонтов в водоприемнике, то для этого надо знать зависимость H_0 от τ . Тогда для небольших значений можно H_0 считать постоянным и в этих пределах вести подсчеты указанным выше способом. Ясно, что при изменении H_0 надо строить новые кривые $h_2 - Q_n$ [то есть $h_2 = f(Q_n)$].

§ 5. СБОРНЫЕ РЕЗЕРВУАРЫ ОСУШИТЕЛЬНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Сборным резервуаром, или аванкамерой, называется расширенная часть магистрального канала перед насосной станцией. Сборный резервуар устраивают в виде особого бассейна, ковша, пруда. Резервуар находится перед насосной станцией внутри обвалованного от водоприемника пространства.

На рисунке 128 был показан сборный бассейн перед насосной станцией (слева), справа виден шлюз для самотечного сброса воды в водоприемник (реку), от которого осушаемая территория ограждена дамбой. В резервуаре накапливается определенное количество сточной воды во время остановки насосов; затем вода откачивается из резервуара.

Объем резервуара зависит при определенном графике стока от подачи насосных агрегатов. Самотечный сброс воды в водоприемник возможен только при низких горизонтах в нем. Поэтому насосная установка будет работать только в период высокого стояния горизонта в водоприемнике. В этих условиях роль резервуара сводится к сбору воды до момента пуска насосной станции. Кроме того, сборный резервуар задерживает некоторое количество воды во время работы насосной станции при высоких горизонтах в водоприемнике и при высоких горизонтах стояния воды на осушаемой территории. Резервуар аккумулирует разницу объемов воды между притоком и откачкой, пока в водоприемнике не установится горизонт, при котором возможен самотечный сброс.

Если на насосной станции установлен один насос, работающий при максимальной подаче, то при малом притоке к станции насос без резервуара работает с перерывами, что рентабельно при автоматизации запуска и остановки насоса. В этом случае резервуар должен иметь такой объем, при котором была бы обеспечена многочасовая работа насоса: частые остановки и запуски насоса вредно отражаются на двигателе и автоматической пусковой аппаратуре насосной станции.

Расположенный перед насосной станцией резервуар является и отстойником. Чтобы полезный объем резервуара не уменьшился из-за отложившихся наносов, отметку дна его назначают на 0,5—1 м ниже отметки, полученной из расчета для нижнего участка канала. Выше было указано, что часто из-за необходимости иметь большие объемы для резервуара роль его выполняют каналы осушительной системы. Если в этом случае на насосной станции установлены агрегаты с отношением их подачи 1:3 или 1:2, то при малом притоке обычно пускают в ход лишь один малый насос. Возможные объемы аккумулирующей воды определяются свободной частью живого сечения каналов, называемой запасной емкостью каналов. Она и должна соответствовать необходимому по расчету объему сборного резервуара при принятой подаче станции и имеющемся графике стока.

Однако запасная емкость каналов может потерять свое значение вследствие заиливания или зарастания каналов травой. Поэтому при проектировании осушительной системы необходимо учитывать возможность такого уменьшения живого сечения. Устройство сборного резервуара обходится дорого из-за большого объема выемки, особенно когда для резервуара нельзя использовать естественные староречья, вымоины, карьеры. В этом случае необходимо запроектировать работу насосных агрегатов так, как было указано в § 2 настоящей главы.

§ 6. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОУЗЛА

Насосная станция может быть расположена перед дамбой, в теле дамбы, в водоприемнике (стационарная или плавучая).

В первом случае она будет находиться в зоне сравнительно небольших колебаний горизонта воды в водистоочнике — подводящем канале (в среднем до 2 м). Поэтому конструкция и тип насосной станции, как и в оросительных насосных станциях, зависят в основном от конструкции насосов. В осушительных насосных станциях, характеризующихся незначительными напорами (при подаче свыше 400 л/с), можно устанавливать осевые насосы, которые имеют значительные преимущества перед центробежными и диагональными. Возможные типы насосных станций: 1) «камерный» с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом при подаче насоса не свыше 1,5 м³/с; 2) «блочный»; 3) «камерный» с «сухой» камерой с горизонтальными осевыми насосами; 4) «незаглубленный» с горизонтальным пропеллерным насосом, работающим с положительной высотой всасывания, с утеплением трубопроводов при необходимости.

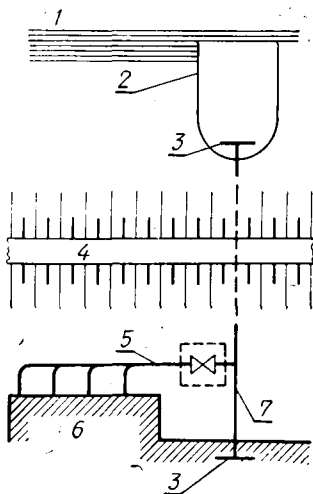


Рис. 309. Схема узла насосной станции, расположенной перед дамбой, с совмещением напорного трубопровода с самотечным сбросом:

1 — водоприемник; 2 — водовод; 3 — шит; 4 — дамба; 5 — напорный трубопровод; 6 — насосная станция; 7 — самотечный водовод.

Заслуживают внимания насосные станции с осевыми насосами с наклонной осью (рис. 272) и с капсульными насосами (рис. 273), как наиболее компактные при малых напорах.

Следует заметить, что насосные станции с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом можно применять лишь в районах с теплым климатом, когда вода в камере не за-

мерзает. Центробежные насосы в осушительных станциях применяли, когда осевые насосы не имели еще массового распространения, а теперь их следует устанавливать только при малых расходах. Окончательный выбор типа насосной станции зависит от тех же условий, что и для оросительных насосных станций, установленных на тупиковом канале. При выборе места для станции сравнивают два варианта: насосная станция расположена в теле дамбы и перед дамбой.

При расположении насосной станции в теле дамбы нет необходимости устраивать длинный напорный трубопровод (рис. 129) в основании дамбы, а устройства для самотечного сброса можно удобно разместить в здании насосной станции. Однако в этом случае будут более тяжелые условия для производства работ, иногда ограничиваемые сроками стояния низких горизонтов воды в водоприемнике. Необходимы мероприятия против фильтрации и прорыва дамбы в месте сопряжения ее с насосной станцией, а также в основании станции. Поэтому насосные станции в теле дамбы устраивают только при малых колебаниях уровней воды и глубинах в водоприемнике. Во всех остальных случаях насосную станцию следует размещать около дамбы, в обвалованной местности.

При устройстве насосной станции в теле дамбы она с водоприемником может соединяться либо коротким напорным трубопроводом (рис. 129, у каждого насоса отдельный трубопровод), либо без напорного трубопровода — ее напорная грань при благоприятных условиях (малые колебания уровней воды и глубины в водоприемнике, легкий режим ледохода и ледостава и др.) может сопрягаться с водоприемником. При расположении насосной станции перед дамбой прокладывают общий трубопровод для самотечного сброса и насосов (рис. 309) или отдельный, если в теле дамбы есть особый шлюз-регулятор. При этом предпочтительнее трубопровод располагать в специальном тоннеле, устроенном в основании дамбы, чтобы он был доступен для осмотра и исправления повреждений. Конструкции шлюзов для самотечного сброса рассматриваются в курсе гидротехнических сооружений.

На осушаемых системах бывает необходимо проведение орошения. Для этого в зависимости от местных условий или используют установленное на станции для откачки оборудование (см. рис. 131), или размещают специальное насосное оборудование (при дождевании), а также применяют передвижные насосные станции.

Глава XI. ВОДОПРОВОДНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

§ 1. РАСПОЛОЖЕНИЕ ВОДОПРОВОДНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Современные водопроводные насосные станции разделяются на две группы: насосные станции I подъема, подающие неотфильтрованную воду на очистные сооружения, и насосные станции II подъема, забирающие очищенную воду из резервуаров и подающие ее в разводящую сеть.

Для схемы водоснабжения, изображенной на рисунках 134, 135, возможны следующие случаи расположения насосных станций:

1) очистные сооружения и насосная станция II подъема расположены раздельно с насосной станцией I подъема;

2) насосные станции I и II подъемов и очистные сооружения находятся рядом и расположены на общей территории. Весь комплекс основных (насосные станции и очистные сооружения) и вспомогательных (резервуары, мастерские, гараж и пр.) сооружений составляет водопроводную станцию.

В первом случае возможно объединение насосной станции II подъема с очистными сооружениями в одном здании, особенно при небольшой подаче насосных станций и если это не противоречит специальным требованиям. Во втором случае возможно объединение насосных станций I и II подъемов в одном здании и объединение насосной станции II подъема с очистными сооружениями.

Каждый из этих вариантов имеет свои положительные и отрицательные стороны. Так, если насосная станция I подъема расположена отдельно от очистных сооружений и насосной станции II подъема, диаметр напорных трубопроводов при равномерной работе будет меньше, чем при неравномерной подаче чистой воды в сеть. Кроме того, расположение очистных сооружений, резервуаров чистой воды и насосной станции II подъема близ разводящей сети позволяет лучше наладить бесперебойное снабжение населенного пункта водой. При небольшой подаче насосных станций раздельное (от очистных сооружений) расположение насосной станции I подъема имеет ряд преимуществ и поэтому широко распространено в практике.

При заборе грунтовых вод насосные станции I подъема, очистные сооружения и насосная станция II подъема обычно располагаются на одной территории.

§ 2. ВЫБОР НАСОСА, ДВИГАТЕЛЯ И ЧИСЛА АГРЕГАТОВ

При подаче воды на очистные сооружения подачу насосной станции I подъема рассчитывают обычно на максимальный суточный расход с учетом расхода на хозяйственные нужды очистных сооружений (например, для промывки фильтров). Подача воды должна быть равномерной в течение 22—24 ч, так как только в этом случае можно достигнуть наибольшей эффективности работы очистных сооружений.

Если подача воды насосной станцией I подъема не будет равномерной, то для равномерности работы очистных сооружений потребуются большой запасный резервуар, что связано с излишними капиталовложениями.

Обычно водоснабжение проектируют с учетом возможности его дальнейшего расширения. Строительство сооружений разбивают на очереди, например на две. Положим, суточный расход насосной станции I подъема в конце расчетного периода равен $Q_{\max}$ (при равномерной работе станции). Тогда можно поставить для первой очереди два насоса — один с рабочей подачей, другой, резервный, с такой же подачей. Для второй очереди добавляют еще один насос подачей $Q_{\max}$. Следовательно, в первый период резерв составит 100%, а во второй — 50%.

Возможен и другой вариант: в первую очередь ставят два насоса подачей $Q_{\max}/2$ и один резервный насос $Q_{\max}/2$. Тогда во вторую очередь необходимо поставить еще два насоса подачей по $Q_{\max}/2$ каждый.

Окончательно число рабочих и резервных агрегатов выбирают на основании технико-экономических показателей для различных вариантов с учетом назначения станции и надежности ее работы. Следует заметить, что как в оросительных, так и в водопроводных насосных станциях преимущества по капиталовложениям на стороне укрупненных агрегатов. При этом необходимо учитывать условия эксплуатации насосных станций, которые иногда могут изменить принятое вначале решение по укрупнению агрегатов.

Напор насосов станции I подъема определяется по известной формуле:

$$H = H_r + h_r,$$

где H_r — геодезическая высота подъема от уровня в источнике водоснабжения (если всасывающие трубы насосов непосредственно забирают из него воду) или от уровня воды в приемном колоде до конечной отметки водоподачи — горизонта воды в изливной камере очистных сооружений;

h_r — потери на гидравлические сопротивления во всасывающих и напорных трубах.

Если источник водоснабжения имеет значительные колебания горизонтов воды, то это обстоятельство следует учитывать при подборе насосов.

Для насосной станции II подъема и при подаче воды насосной станцией I подъема непосредственно в водонапорную башню, из которой происходит питание сети, насосы подбирают согласно суточному графику потребления воды. При этом следует учитывать, что возможны два основных режима работы насосной станции: равномерная и неравномерная подача воды станцией и, следовательно, неравномерная, или ступенчатая, работа насосов. Кроме того, в условиях сельскохозяйственного водоснабжения возможно применять двигатели с определенным режимом работы, всегда готовые к пуску (двигатели внутреннего сгорания, электродвигатели и пр.), или двигатели с неопределенным режимом работы (например, ветродвигатели).

Рассмотрим первый случай, когда двигатель имеет определенный режим работы (например, с центробежным насосом). На рисунке 310 изображен суточный график потребления: абсциссы показывают время в часах, а ординаты — часовой расход воды в процентах от суточного расхода. Предположим, на станции установлен один рабочий насос, который работает равномерно в течение 14 часов. Часовой расход насоса при этом составит 7,17% от максимального суточного расхода. Проведя горизонтальную прямую, соответствующую работе насоса от 6 до 20 ч, найдем, что в период от 20 до 6 ч сеть будет питаться только из напорного бака, а в период от 11 до 13 ч — как из напорного бака, так

и с помощью центробежного насоса. Во все остальное время насос будет питать сеть и наполнять резервуар.

Необходимую емкость резервуара легко определить, построив интегральную кривую расходов воды в процентах от суточного расхода и кривую подачи насосной станцией. Первая кривая (рис. 311) изображается линией OE , вторая (при равномерной работе насоса) — прямой OD . Для простоты изложения принято, что начало координат соответствует началу работы насоса — 6 часам. При такой работе насоса объем воды в резервуаре определяется разностью ординат двух кривых. Наибольшая величина этой разности DK соответствует максимальному

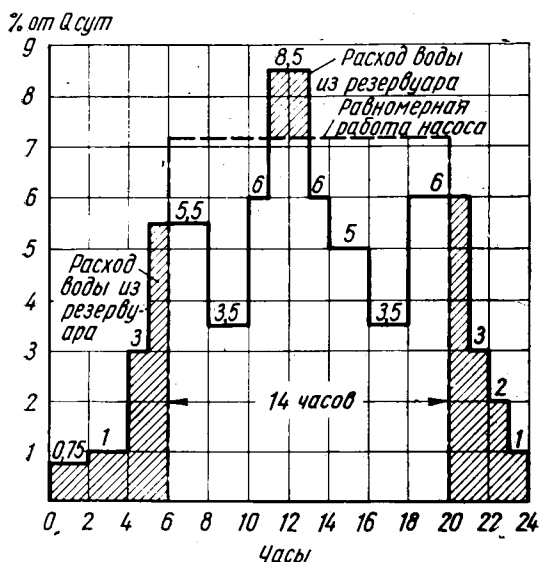


Рис. 310. Суточный график водопотребления с нанесением режима совместной работы насосной станции и резервуара.

рабочему объему резервуара $V_{рез}$, который равен 25% суточного расхода. Внизу на графике построена кривая $OA'D'C'E'$ объемов воды в резервуаре в зависимости от времени в процентах от суточного расхода воды.

Если изменить режим работы насоса, то можно добиться уменьшения рабочего объема напорного резервуара. Для этого нужно на какой-нибудь промежуток времени остановить насос, а затем через некоторое время его снова пустить. Рассмотрим такой случай для той же интегральной кривой расходов воды. Кривая подачи воды насосом изображается ломаной линией $OABC$, где отрезок AB соответствует времени остановки насоса. В этом случае рабочий объем резервуара определяется или отрезком AN , или отрезком CM , смотря по тому, какой из отрезков больше (на чертеже $AN \cong CM$). Кривая объемов воды в резервуаре изображается линией $OA'B'C'E'$, а наибольший объем воды в резервуаре $V'_{рез}$ составляет около 14% суточного расхода воды, то есть на 9% меньше, чем при равномерной работе насосов.

Иногда для подбора подачи насосов и емкости резервуаров составляют таблицу (табл. 23).

Таблица 23

Часы суток	Подача насосов, % от $Q_{сут}$	Расход воды, % от $Q_{сут}$	Разность расходов		Объем воды в резервуаре, % от $Q_{сут}$
			приток к резервуару	расход из резервуара	

При неравномерной работе насосной станции насосы выбирают, принимая максимальный суточный или средний суточный расход за расчетный. Окончательно этот вопрос решается путем экономического сравнения этих двух вариантов. При сравнении условий работы насосной станции следует учитывать, что при равномерной подаче воды объ-

ем резервуара будет больше, а диаметр водовода меньше, чем при неравномерной. Гидромеханическое и энергетическое оборудование насосной станции будет проще при неравномерной подаче. В большинстве случаев неравномерная работа насосов бывает выгоднее для насосной станции II подъема большой и средней производительности. Нормальная емкость резервуара при неравномерной подаче колеблется в пределах 3—7% $Q_{\text{сут.}}$, тогда как при равномерной подаче она составляет 12—20% $Q_{\text{сут.}}$ и больше, особенно для небольших станций сельскохозяйственного водоснабжения, имеющих иногда значительные колебания часовых расходов.

Если двигатель, приводящий насос в действие, имеет неопределенный режим работы в течение суток (например, ветродвигатель), то для бесперебойной работы насосной станции необходимо иметь достаточные емкости резервуаров, чтобы в период безветрия можно было питать сеть из резервуаров или иметь запасный двигатель для привода в действие насоса, когда ветродвигатель не работает.

Если отказаться от запасного двигателя для ветронасосной установки, то емкость резервуара будет довольно большой — с учетом необходимого расхода воды в период затишья, суточного запаса воды на следующий день после затишья и дополнительного суточного запаса, который всегда предусматривается в ветронасосных установках. Следовательно, и мощность ветродвигателя должна рассчитываться не на суточный расход воды, а на то ее количество, которое необходимо подать в резервуар, чтобы было обеспечено водоснабжение в дни безветрия.

Противопожарные насосы устанавливают в насосных станциях II подъема при противопожарно-хозяйственном водопроводе высокого давления. В этом случае ставят насосы двух видов: противопожарные с высоким давлением и хозяйственные с более низким давлением. Во время пожара включают противопожарные насосы, производительность которых должна обеспечить не только хозяйственные расходы, но и необходимые расходы воды для тушения пожара. Хозяйственные насосы подают воду только для хозяйственных нужд, во время пожара их включают.

Напор противопожарных насосов определяют по кривым давления в сети с учетом хозяйственного и пожарного расходов, а также давле-

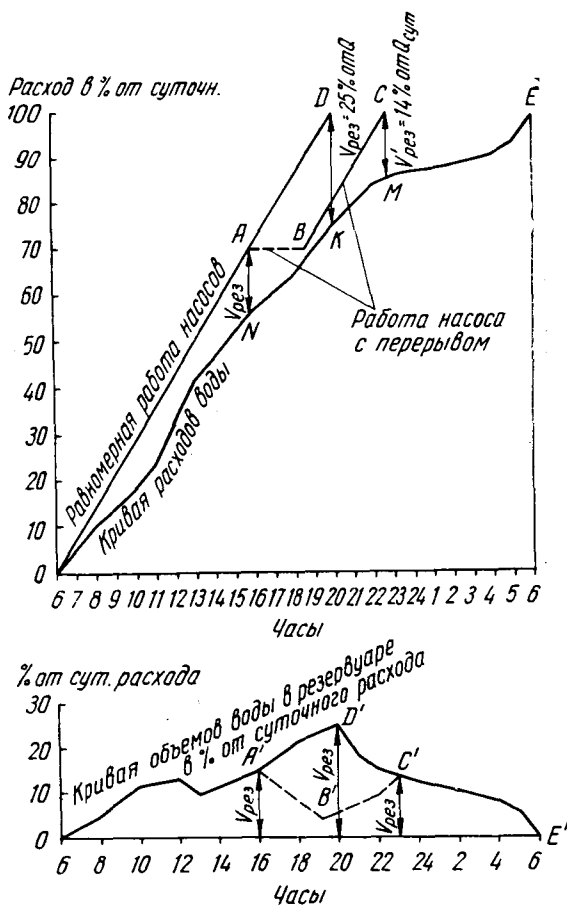


Рис. 311. Кривые для определения необходимой емкости резервуара.

ний у гидрантов, необходимых для непосредственного тушения из них пожаров. Нормальный резерв для пожарных насосов принимается равным 100%. При хозяйственно-противопожарных водопроводах низкого давления пожары тушат передвижными насосами, которые берут воду из гидрантов. В этом случае свободный напор в сети определяется нормами. Иногда инструкции допускают некоторое небольшое понижение

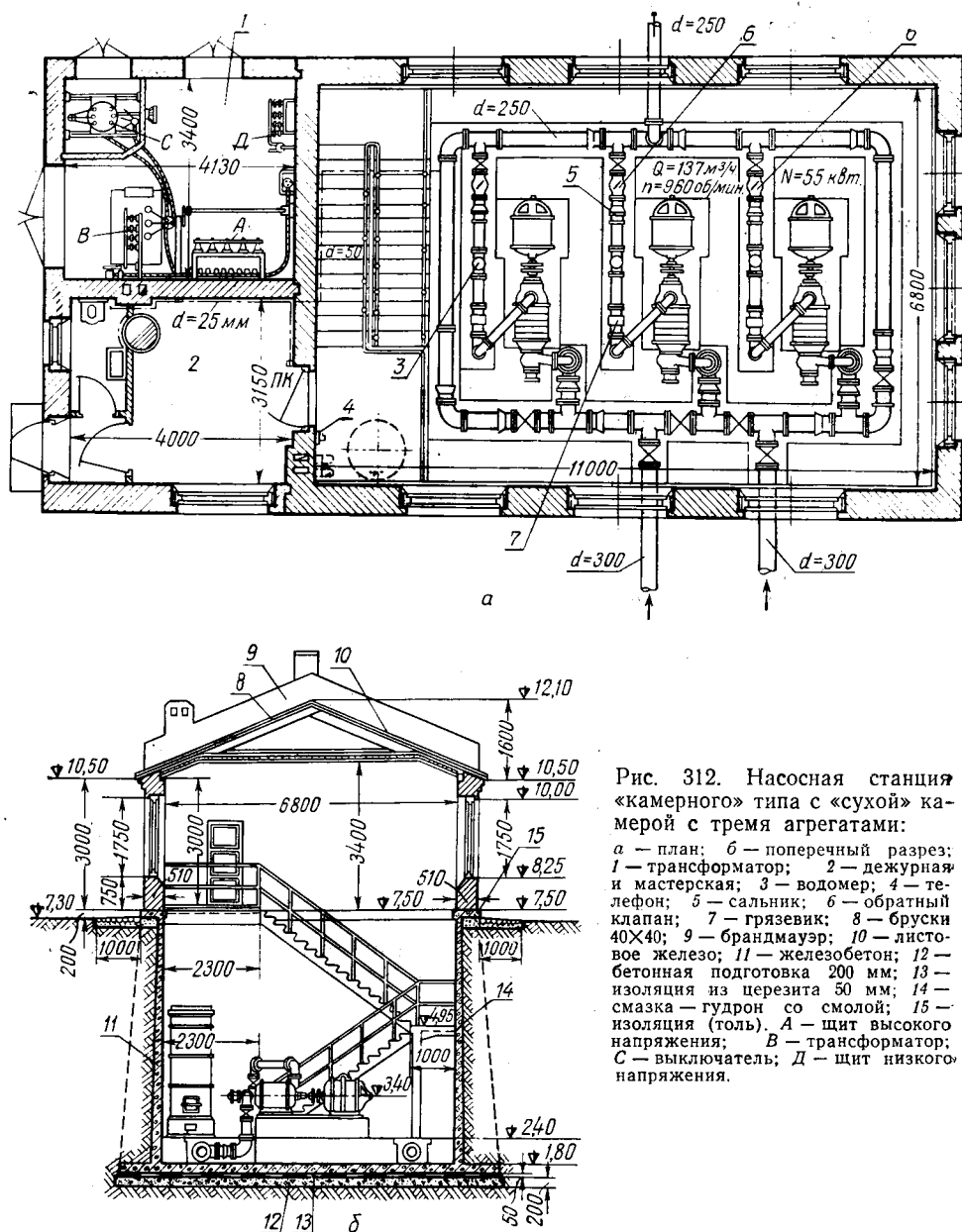


Рис. 312. Насосная станция «камерного» типа с «сухой» камерой с тремя агрегатами:

а — план; б — поперечный разрез; 1 — трансформатор; 2 — дежурная и мастерская; 3 — водомер; 4 — телефон; 5 — сальник; 6 — обратный клапан; 7 — грязевик; 8 — бруски 40×40; 9 — брандмауэр; 10 — листовое железо; 11 — железобетон; 12 — бетонная подготовка 200 мм; 13 — изоляция из перлита 50 мм; 14 — смазка — гудрон со смолой; 15 — изоляция (толь). А — щит высокого напряжения; В — трансформатор; С — выключатель; Д — щит низкого напряжения.

давления в сети во время пожара, если при этом условии противопожарные насосы могут работать удовлетворительно.

Необходимый во время пожара дополнительный расход воды может быть подан в сеть отдельными насосами. Напор этих насосов должен быть такой же, какой был принят для хозяйственных насосов. В этом случае водоводы, по которым подается пожарно-хозяйственный расход, будут иметь большие диаметры и, следовательно, общие капиталовложения по водопроводу увеличатся.

Необходимый пожарный расход воды можно обеспечить и другим способом. Для этого требуется, чтобы в водонапорном резервуаре имелся неприкосновенный запас воды, необходимый для тушения пожара. Во время пожара насосная станция будет подавать только хозяйственный расход, а пожарный расход будет подаваться из напорного резервуара. В этом случае иногда приходится приподнимать водонапорный резервуар (против нормальной его высоты), чтобы была возможность

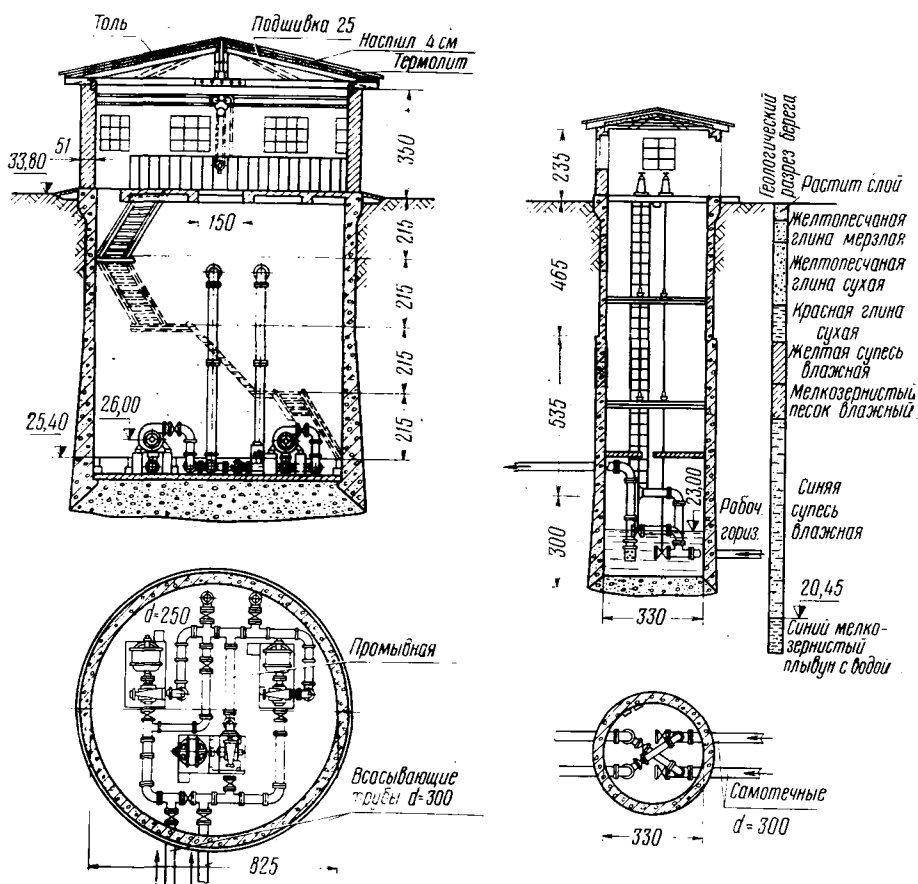


Рис. 313. Насосная станция круглой формы «шахтно-камерного» типа.

не выключать его при пожаре. Последнее легко выполнимо, если свободный напор в сети разрешено понижать до 7—10 м. Пожарный запас воды в резервуарах нужно восстанавливать одновременно с его расхождением в течение времени, определяемого специальными постановлениями и нормами. Если насосная станция работает не круглые сутки, в часы ее остановки необходимо в напорном резервуаре иметь запас воды (сверх хозяйственного). Этот запас должен обеспечивать тушение пожара в течение определенного промежутка времени, устанавливаемого специальными нормами, с тем чтобы в этот период можно было включить в работу насосную станцию.

В сельском хозяйстве при хозяйственно-противопожарном водопроводе низкого давления можно применять передвижные насосные установки: ручные поршневые насосы, поршневые и центробежные насосы с двигателем внутреннего сгорания, автонасосы.

На рисунке 312 представлена насосная станция «камерного» типа с «сухой» камерой с тремя электронасосными агрегатами подачи 137 м³/ч каждый.

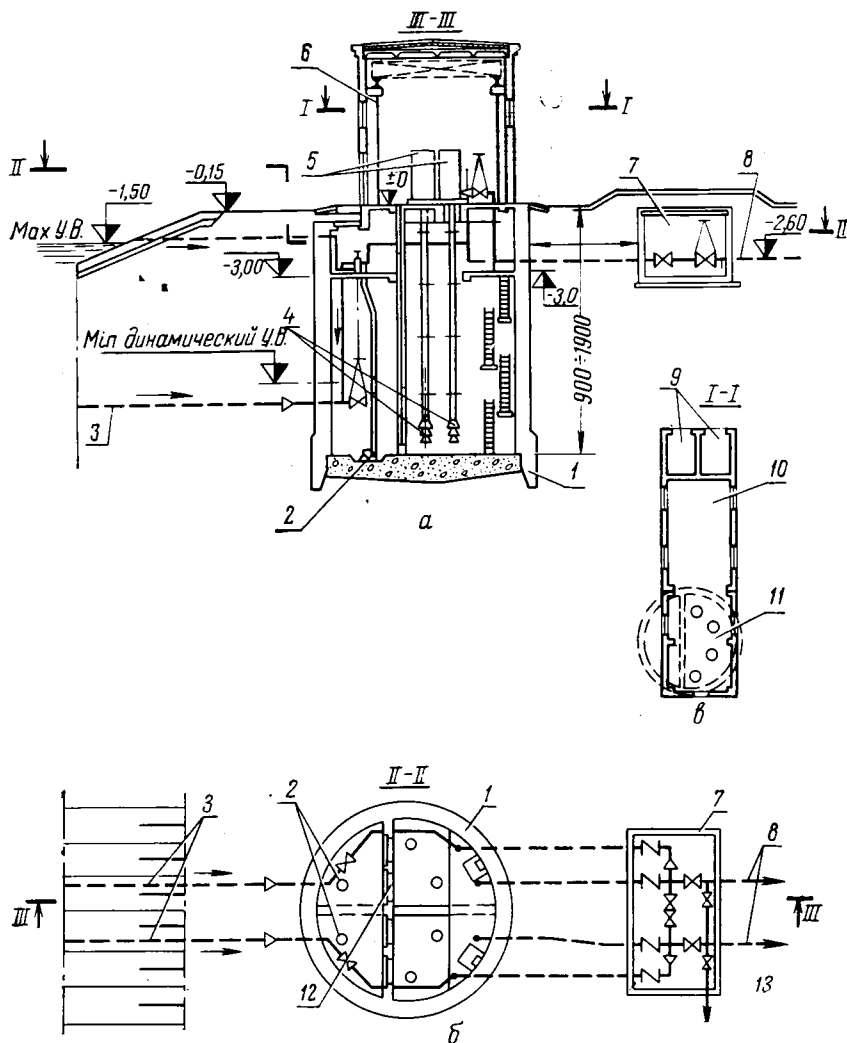


Рис. 314. Насосная станция с четырьмя артезианскими насосами (подача до 1000 л/с):

a — продольный разрез (III—III); *б* — план (II—II); *в* — план надстройки (I—I); 1 — подземная часть; 2 — гидроэлеватор; 3 — самотечная подводящая линия; 4 — артезианские насосы; 5 — электродвигатели; 6 — надстройка; 7 — камера переключения; 8 — напорные трубопроводы; 9 — камеры трансформаторов; 10 — помещение для щитов; 11 — машинный зал; 12 — сетки; 13 — сброс.

Один из трех агрегатов служит резервом. К насосной станции подведены две всасывающие линии диаметром 300 мм, имеющие переключения к трем насосам и к напорному трубопроводу. Подземная часть насосной станции выполнена в виде железобетонной коробки с контрфорсами. Такая конструкция отличается компактностью и простотой. Трубопроводы внутри насосной станции расположены по обычной схеме, часто встречающейся в практике. При ремонте некоторых задвижек возможна остановка всей станции, что при большой емкости напорного резервуара и работе насосной станции неполные сутки в некоторых случаях допустимо.

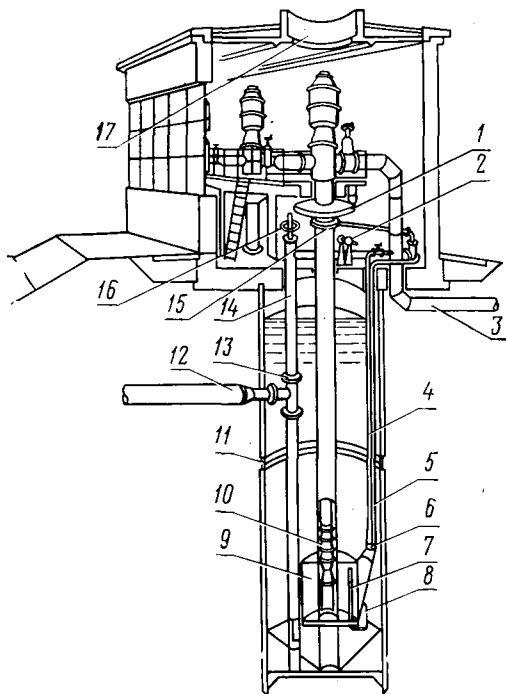
На рисунке 151 приведена насосная станция с «сухой» камерой II подъема для водоснабжения, которая описана выше (см. § 2, гл. VII).

На рисунке 313 изображена насосная станция I подъема «шахтно-камерного» типа. Водоприемный колодец расположен отдельно от на-

сосной станции, к которой вода подводится двумя всасывающими стальными трубами диаметром по 300 мм. Напорных линий две, диаметр чугунных труб 300 мм. Подача каждого из насосов 290 м³/ч. Два насоса — рабочие, третий — резервный. Когда не было вертикальных насосов небольшой подачи, очень часто применяли подобный тип насосной станции; при этом электродвигатели хорошо изолировали от сырости. С освоением промышленностью артезианских насосов удалось по-иному решать конструкции узлов сооружений насосных станций. Приведем некоторые из них (по материалам Союзводканалпроекта).

Рис. 315. Насосная станция с подземной частью из сборных скорлуп-панелей (ВНИИГ):

1 — механизм вращения сетки; 2 — лебедка для подъема сетки; 3 — напорный трубопровод; 4 — труба для подачи воды к гидроэлеватору; 5 — отводящая труба гидроэлеватора; 6 — двухступенчатый водоструйный гидроэлеватор; 7 — труба промывки сетки; 8 — отсасывающий раструб; 9 — вращающаяся сетка; 10 — насос типа А или АП; 11 — стык скорлуп оболочек; 12 — самотечно-сифонная линия; 13 — клапанный затвор; 14 — труба промывки самотечной линии; 15 — захватное приспособление для подъема сетки; 16 — управление клапанным затвором; 17 — монтажный люк.



На рисунке 314 показана насосная станция из монолитного железобетона с четырьмя артезианскими насосами 20А-18 и 24А-18. Подача станции до 1,0 м³/с.

На рисунке 315 приведена насосная станция из сборных железобетонных колодцев ($d=3$ м), опускаемых в грунт при помощи вибропогружателя. Три колодца имеют общую надстройку, и при оборудовании станции насосами 24А-18 подача станции около 2500 м³/ч.

Капитальные затраты на строительство станций этой конструкции почти в 2 раза меньше, чем обычных.

На рисунке 316 приведен узел сооружений насосной станции внеплощадочного производственного водоснабжения из р. Днепр, подачи 14 м³/с, оборудованной четырьмя насосами 52В-11а ($Q=4,75$ м³/с, $H=80-85$ м).

На рисунке 317 показан водозабор сифонного типа, который, по данным исследований (ВНИИГ), захватывает значительно меньше насосов, чем обычный водозабор с окнами в вертикальной стенке. При наличии естественного напора и небольшой подаче насосной станции целесообразна установка тарана.

В практике применяют временные насосные установки различных типов и устройств. Схему насосной установки, изображенную на рисунке 238, часто применяют во временных насосных установках при заборе воды из источника водоснабжения с колебанием горизонтов воды. Подробно передвижные насосные установки рассмотрены в пособии «Проектирование насосных станций и испытание насосных установок» [46].

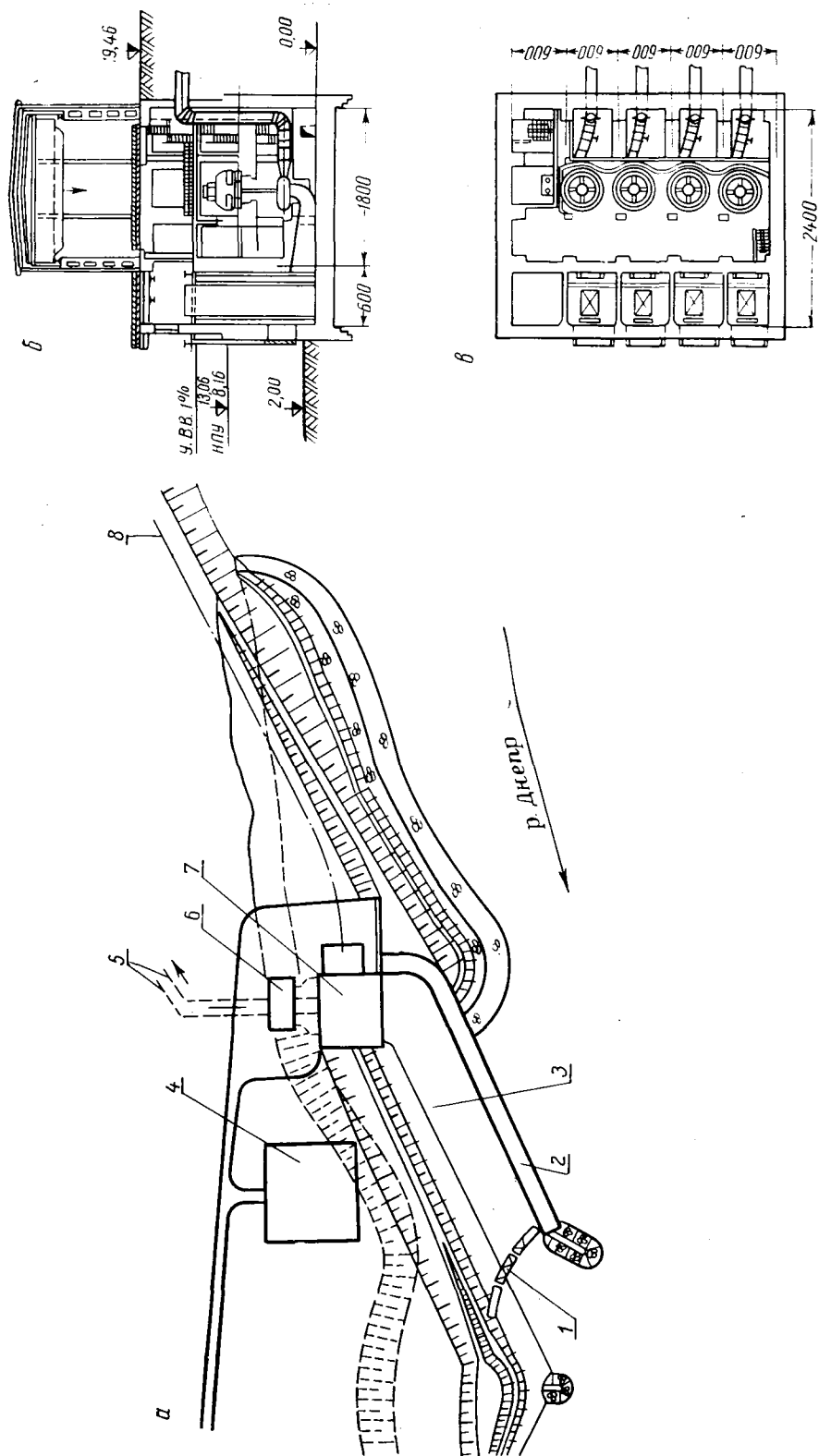


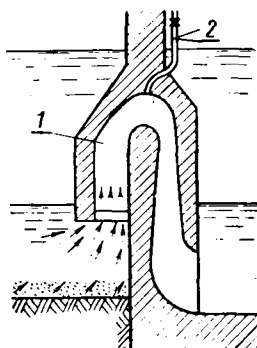
Рис. 316. Узел сооружений на р. Днепре:

а — план улаза; б — поперечный разрез насосной станции; в — план насосной станции; г — запапа и рыбозаградитель; 2 — оградительная дамба (сборный железобетон); 3 — ковш; 4 — подстанция и РУ; 5 — напорные трубопроводы 1400 мм — 2 цитки; 6 — камера переключения; 7 — насосная станция; 8 — подводящий путь широкой колеи.

Для передвижных насосных установок невысокой подачи можно устанавливать небольшой электродвигатель насоса постоянного тока, получающий питание от аккумуляторной батареи. Такую установку можно с успехом применять в сельском хозяйстве, особенно при наличии ветряных электростанций, вырабатывающих постоянный ток.

Рис. 317. Водозабор сифонного типа:

1 — сифон; 2 — труба к вакуум-насосу.



Характерная особенность работы насосных станций водоснабжения — резкое изменение расходов в течение суток, вызывающее большое колебание напоров, особенно при большой протяженности сети. Этого можно избежать путем технико-экономического сравнения ряда вариантов: а) установка одинаковых насосов; б) регулирование работы насосов (см. гл. VII); в) установка насосов с разными характеристиками и др.

§ 3. АВТОМАТИЗАЦИЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Особое значение для насосных станций сельскохозяйственного водоснабжения имеет электрификация и автоматизация управления насосными агрегатами, что значительно снижает эксплуатационные расходы. В качестве примера приведем показатели по двум станциям. Станция № 1 объединяет три отдельные насосные станции: одну на реке для технического водоснабжения и две для питьевых целей с глубоководными центробежными насосами. Станция № 2 имеет семь артезианских скважин с глубоководными центробежными насосами [15]. В таблице 24 приведены данные по их эксплуатации.

Таблица 24

Показатели	Измеритель	Насосная станция	
		№ 1	№ 2
Количество обслуживающего персонала до автоматизации	чел.	8	21
То же, при автоматизации	»	4	8
Заработная плата штата за год до введения автоматизации	тыс. руб.	64,8	170,0
То же, при автоматизации	» »	32,4	64,8
Дополнительные расходы по автоматизации и текущему ремонту аппаратуры при автоматизации	» »	2,0	3,5
Сокращение годовых эксплуатационных расходов при автоматизации	» »	30,4	101,7
Стоимость автоматизации	» »	20,0	35,0
Срок окупаемости	мес.	7,9	4,2

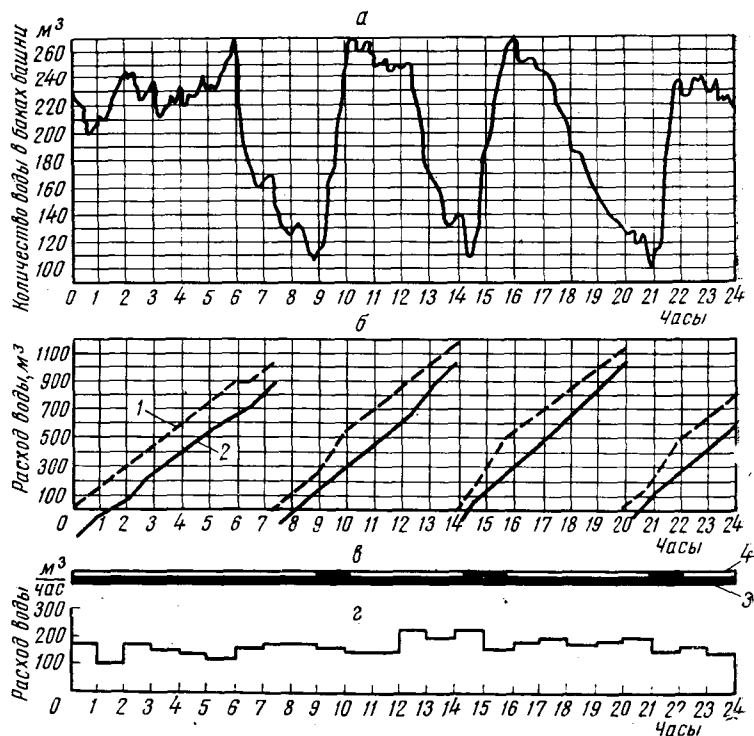


Рис. 318. Графики режима работы при ручном управлении насосами: а — режим работы водонапорной башни; б — интегральные кривые расходов; в — график работы насосов; 2 — режим водопотребления; 1 — кривая подачи насосов; 2 — кривая водопотребления; 3 — рабочий насос; 4 — резервный насос.

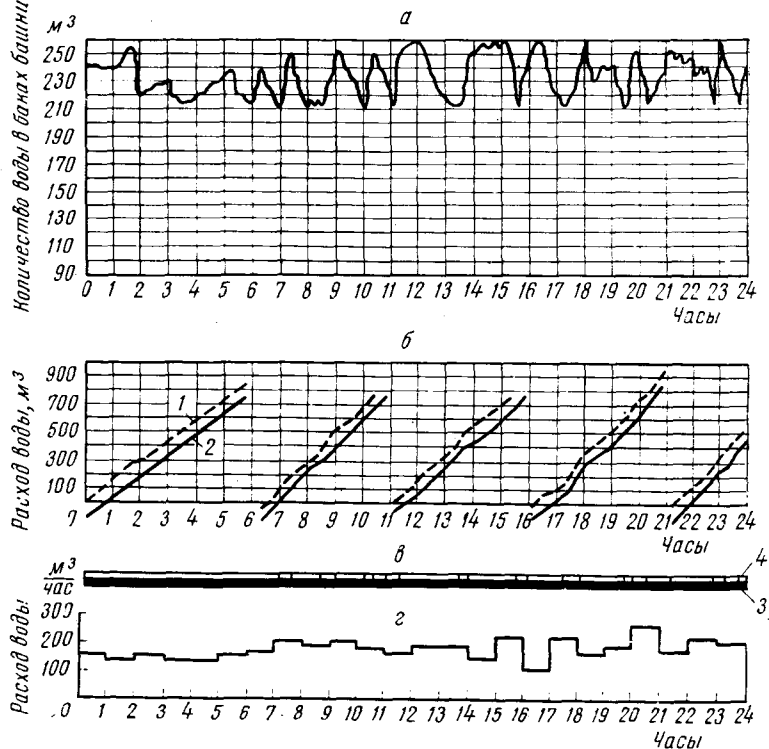


Рис. 319. Графики режима работы при автоматизации управления насосами. Обозначения те же, что на рисунке 318.

Кроме того, при автоматизации сокращается регулирующая емкость водонапорных сооружений, так как максимальная регулирующая емкость (м³) составляет

$$V = \frac{Q}{4n},$$

где Q — подача насоса, м³/ч;

n — максимально допустимое число включений в час; принимается (для малых насосов) $n=4—6$.

Приведем графики режима работы технического водоснабжения при ручном (рис. 318) и автоматическом управлении насосами (рис. 319). При ручном управлении объем башни был 160 м³, а при автоматизации уменьшился до 50 м³, что составляет в среднем около $1/85$ суточного расхода. Следовательно, автоматизация приводит к уменьшению строительных объемов насосных станций, жилых и подсобных помещений. При автоматизации повысилась бесперебойность работы насосных агрегатов.

Таблица 25

Причины аварий	Количество аварий, %	
	при ручном управлении	при автоматическом управлении
Перегрев подшипников	40	Нет
Неправильное включение электродвигателей . . .	10	0,05
Неправильное переключение	15	Нет
Подгорание и приваривание контактов	3	10
Ложное отключение	10	Нет
Повреждение трубопроводов	5	3
Выход из строя оборудования	12	Нет
Порча измерительных приборов	5	0,19
Всего	100	13,24

В таблице 25 приведены данные о количестве аварий до и после введения автоматизации насосных станций.

Эти данные ясно показывают и экономическое, и техническое преимущество введения автоматизации управления насосными станциями.

Глава XII. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ И ПОКАЗАТЕЛИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ И НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

§ 1. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

Реконструкцию существующих, размещение и строительство новых предприятий, систем и сооружений можно выполнять только после обоснования технической и экономической целесообразности их и рентабельности путем проведения специальных технико-экономических расчетов. Выполняя эти расчеты, в конечном счете следует отыскивать такие решения народнохозяйственных задач, которые дают наибольший рост производительности труда.

Обоснованию технико-экономическими расчетами подлежит не только система или узел сооружений в целом, но и отдельные их составляющие. При этом учитывают все элементы, определяющие капитальные затраты, расходы при эксплуатации, стоимость и необходимость выпускаемой продукции, возможность ее реализации, а также затраты, связанные с ней. При проведении технико-экономических расчетов необходимо также учитывать естественноисторические условия места расположения системы или сооружения, особые условия места (сейсмичность, транспортные условия, местные материалы и др.), класс сооружения и др.

Рассмотрим краткий перечень и техническую сущность основных вопросов, решаемых обычно при помощи технико-экономических расчетов при проектировании мелиоративных насосных станций.

1. Обоснование механического водоподъема (в сравнении с самоотечной подачей воды) и общей рентабельности мероприятия. Выбор источника водоснабжения (при орошении, обводнении и водоснабжении) или водоприемника (при осушении) с учетом затрат по их регулированию и др.

2. Выбор места и конструкции водозабора и головной насосной станции.

3. Выбор числа зон качания — обоснование целесообразности водоподъема одной общей (с большим напором) насосной станцией или несколькими последовательно расположенными по высоте станциями, каждая из которых имеет меньший напор и уменьшающуюся (с увеличением высоты расположения) подачу. Зонирование водоподъема встречается в практике орошения и обводнения, а также в водоснабжении (при значительной разности отметок поверхности земли в отдельных районах объекта водоснабжения устраивают местные подкачки, чтобы не поднимать всю воду на излишнюю высоту).

Автоматизация и телемеханизация являются благоприятными факторами зонирования водоподъема, так как позволяют сократить затраты на содержание штата. Зонирование водоподдачи может дать особенно большой эффект при орошении, когда на нижних зонах возможно разместить более влаголюбивые культуры, и при водоснабжении, когда основные зоны по водопотреблению значительно больше, чем зоны подкачки.

Эти три вопроса (пп. 1, 2, 3) разрабатываются в начальной стадии проектирования (технико-экономический доклад или проектное задание), то есть при разработке генеральной схемы мероприятия.

4. Обоснование компоновки узла сооружений каждой насосной станции. При этом следует стремиться в общем случае уменьшить длину напорных, всасывающих и самотечных трубопроводов, по возможности сконцентрировать все сооружения или расположить по группам, создать совмещенное решение узла сооружений, облегчить условия автоматизации.

5. Выбор числа и типа насосных агрегатов.

6. Выбор материала стенок, числа ниток напорных трубопроводов и экономически наивыгоднейшего диаметра их.

При значительных напорах (более 40 м) и длинах напорных трубопроводов (более 300 м) следует разбить трубопровод на несколько участков в зависимости от напора и для каждого участка установить материал и толщину стенки и выбрать экономически наивыгоднейший диаметр трубопровода.

7. Установление экономически наивыгоднейшего месторасположения здания насосной станции.

8. Обоснование технико-экономическими расчетами размеров и конструкций отдельных сооружений (материал, сборность и др.).

При выполнении расчетов все рассмотренные вопросы должны быть увязаны между собой, а также с организацией и механизацией производства работ.

Следует обеспечить быстрейший ввод в действие сооружения в целом или по очередям и получение наиболее дешевой продукции (по насосной станции — наиболее низкой стоимости 1 м³ поднимаемой воды) при соблюдении необходимой надежности работы.

Все технико-экономические расчеты ведут методом вариантности (разрабатывается несколько возможных и технически целесообразных вариантов проектируемого сооружения) с определением по каждому варианту технико-экономических показателей и анализом показателей принятого сооружения и аналогичных запроектированных или построенных объектов, то есть применяют метод определения сравнительной экономической эффективности. Для каждого варианта составляют: смету стоимости строительно-монтажных работ со стоимостью оборудования (сумма капитальных затрат) и смету стоимости эксплуатации (себестоимость годовой продукции), на основании которых и выводят технико-экономические показатели каждого варианта и выполняют расчеты по выбору варианта.

Сметы стоимости строительно-монтажных работ и оборудования для выбора варианта, как правило, составляют в объеме СФР (сметно-финансового расчета) по имеющимся калькуляциям, или по укрупненным измерителям, или по аналогии с сооружениями, подобными рассматриваемому. Часто при сравнении вариантов сооружения, не изменяющиеся в узле (например, напорные трубопроводы и др.), при расчетах не учитывают.

Ежегодные эксплуатационные расходы (для насосной станции себестоимость поднимаемой воды за год) включают: отчисления на амортизацию и ремонты сооружений и оборудования, затраты на энергию и топливо, затраты на заработную плату, смазочные и обтирочные материалы, административно-хозяйственные и др.

Прямыми ежегодными эксплуатационными расходами называются перечисленные затраты за вычетом отчислений на восстановление.

Мелиоративные системы и мелиоративные насосные станции работают в большинстве случаев сезонно, поэтому ежегодные эксплуатационные расходы и количество поднимаемой воды определяют для них за год. Основным критерием для выбора наивыгоднейшего варианта

является минимальная сумма приведенных затрат, определенных по зависимости:

$$K_{\text{пр}} = K + TC,$$

где $K_{\text{пр}}$ — сумма приведенных затрат;

K — капитальные затраты на строительно-монтажные работы сооружения;

C — сумма ежегодных эксплуатационных затрат;

T_n — нормативный срок окупаемости.

Сроком окупаемости называется время, в течение которого увеличение капиталовложений по одному варианту в сравнении с другим окупается экономией на прямых ежегодных эксплуатационных расходах. При этом предполагается, что мощность, подача и другие характеристики сооружений в сравниваемых вариантах одинаковы. Иногда срок окупаемости называют сроком уравнивания затрат.

Методикой установлено понятие коэффициента экономической эффективности, представляющего собой обратную величину срока окупаемости:

$$E = \frac{1}{T_n}.$$

Из этого выражения следует, что чем меньше коэффициент эффективности, тем больше срок окупаемости и тем меньше эффективность проектируемого сооружения.

Для мелиоративно-гидротехнического и энергетического строительства нормативные значения $E \simeq 0,08—0,125$, а $T_n \simeq 8$ лет.

Для уяснения сущности технико-экономических расчетов рассмотрим несколько примеров.

Пример 1. Разработаны два варианта оросительной насосной станции с различным количеством и типом насосных агрегатов. По первому варианту капитальные вложения составляют 420 000 руб. при сумме ежегодных эксплуатационных расходов за год 190 000 руб. По второму варианту (с новым оборудованием) капиталовложения за счет освоения нового оборудования определены в сумме 445 000 руб., а сумма ежегодных эксплуатационных расходов меньше и составляет 180 000 руб. Суммы приведенных затрат по вариантам составляют:

$$K'_{\text{пр}} = 420\,000 + 8 \cdot 190\,000 = 1\,940\,000 \text{ руб.}$$

$$K''_{\text{пр}} = 445\,000 + 8 \cdot 180\,000 = 1\,885\,000 \text{ руб.,}$$

то есть второй вариант является более эффективным.

Если один из рассматриваемых вариантов имеет меньшие капиталовложения и меньшие эксплуатационные годовые расходы (себестоимость поднимаемой за год воды), то он является наиболее эффективным, и суммы приведенных затрат не определяют.

При сопоставлении вариантов сооружений с различной производительностью (различный объем вырабатываемой за год продукции — поднимаемой воды, вырабатываемой энергии и др.) величины капиталовложений и ежегодных эксплуатационных расходов должны быть скорректированы по варианту с меньшим объемом производства до сопоставимой величины последнего.

При сравнении нескольких вариантов (более двух) пользуются той же формулой.

Если сравниваемые варианты имеют различные сроки строительства, необходимо учитывать экономический результат от уменьшения или увеличения периода строительства, исходя из среднего эффекта, который может быть получен при производительном использовании капитальных вложений с учетом специфических условий, характерных для данной отрасли.

Средний эффект производительного использования капиталовложений можно учитывать коэффициентом $F_{пр}$ по формуле сложных процентов:

$$F_{пр} = (1 + E)^{T_p},$$

где T_p — расчетный период времени, равный удлинению периода строительства в годах, в одном из сравниваемых вариантов.

Делением на коэффициент $F_{пр}$ затраты более поздних лет приводятся к затратам текущего времени. Такие расчеты часто выполняют при воздействии сооружения по очередям. Поясним это на примере.

Пример 2. Крупная оросительная насосная станция подает воду в две зоны. Сметная стоимость капитальных вложений по станции определена в сумме 1 400 000 руб. По второму варианту предлагается выполнить строительство станции в две очереди; сооружение для второй зоны орошения намечается построить во вторую очередь, через 4 года. В этом случае капиталовложения по первой очереди определены в сумме 900 000 руб., а по второй — в сумме 600 000 руб., то есть сумма капиталовложений по станции равна 1 500 000 руб., что на 100 000 руб. больше, чем в первом варианте. Для приведения затрат второй очереди к текущему времени разделим их на $F_{пр}$. Нормальный коэффициент эффективности

$$E = \frac{1}{T} = 0,125; \quad F_{пр} = (1 + E)^{T_p}; \quad T_p = 4 \text{ года};$$

следовательно,

$$F_{пр} = (1 + 0,125)^4 = 1,6.$$

Величина капиталовложений по второй очереди, приведенная к текущему времени, составит:

$$600\,000 : 1,6 = 375\,000 \text{ руб.}$$

Сумма приведенных капиталовложений по второму варианту будет $900\,000 + 375\,000 = 1\,275\,000$ руб., то есть меньше, чем по первому варианту.

В практике бывает необходимо решить вопросы, связанные с внедрением новой техники (механизация и автоматизация производственных процессов, установка нового, более совершенного оборудования и др.). Целесообразность этих мероприятий определяется изложенным ниже методом.

Пример 3. На одной из насосных станций ручное управление агрегатами было заменено автоматическим. Затраты на автоматизацию составили 10 000 руб., а ежегодные расходы по содержанию эксплуатационного персонала сократились на 11 000 руб.

Затраты на автоматизацию окупились в срок $T = \frac{10\,000}{11\,000} = 0,91$ года, то есть такое

мероприятие весьма эффективно.

Таким же методом может быть определена, например, эффективность замены старых насосных агрегатов новыми, с большим коэффициентом полезного действия. Часто одновременно с заменой старого оборудования новым решается вопрос об установке более производительного оборудования, то есть об увеличении мощности насосной станции. В этом случае эффективность проводимого мероприятия нужно определять с учетом увеличения производительности сооружения.

Для вычисления величины ежегодных эксплуатационных расходов (в том числе и прямых) необходимо знать проценты отчислений на амортизацию и текущий ремонт. Капитальный ремонт осуществляется за счет амортизационных отчислений, включающих отчисления на полное восстановление (сооружений и оборудования) и капитальный ремонт.

Величины амортизационных отчислений приводятся в нормах амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства СССР, утвержденных постановлением Совета Министров СССР 14/III 1974 г. № 183. В указанных нормах не нормированы отчисления на текущий ремонт, которые принимаются впредь до утверждения их в установленном порядке, по ведомственным нормам.

Как мы видели, сроки строительства и ввода сооружений в эксплуатацию существенно влияют на эффективность их работы.

Увеличение срока строительства, отдаление срока ввода в эксплуатацию и увеличение периода достижения сооружением полной мощности снижают эффективность использования капитальных вложений на его строительство.

Ввод сооружения в эксплуатацию на полную мощность в кратчайший срок или обеспечение ввода его по очередям при возможно меньших капитальных вложениях — очень важные факторы повышения эффективности использования капитальных вложений.

Для временных сооружений, имеющих короткий срок службы, значительно меньший, чем отраслевой срок окупаемости, основным критерием эффективности использования капитальных затрат следует считать минимум этих затрат.

§ 2. КАПИТАЛЬНЫЕ ЗАТРАТЫ НА СТРОИТЕЛЬНО-МОНТАЖНЫЕ РАБОТЫ

При технико-экономических расчетах для выбора наивыгоднейшего варианта решения узла сооружений в целом и по отдельным его элементам капитальные затраты определяют в большинстве случаев, как указано ранее, по сметно-финансовым расчетам, составляемым по укрупненным измерителям, либо по аналогии с подобными сооружениями. Сметы для принятого варианта узла сооружений, как и для всей мелиоративной системы, составляют на основании ЕРЕР (единые республиканские единичные расценки) и включают сметы на строительные работы, на приобретение, транспорт и монтаж электрического и гидромеханического оборудования и металлоконструкций. В конце каждой сметы имеются выборки затрат труда, материалов, изделий и строительных машин. По объекту в целом (например, по мелиоративной системе) составляется сводная смета, в состав которой входят сметы затрат, имеющие общесистемное значение (строительство жилья и соцкультбытстроительство, временных и других сооружений). Сметы составляются по установленной форме и в конце имеют начисления (накладные расходы, плановые накопления), величины которых устанавливаются по ведомствам, республикам, стройкам распоряжениями руководящих органов.

Сметная стоимость (сумма капитальных вложений) на строительномонтажные работы по узлу сооружений насосной станции может быть выражена в следующем виде:

$$K = K_1 + K_2 + K_3,$$

где K_1 — стоимость строительных работ;

K_2 — затраты на приобретение, транспорт, хранение, монтаж и обкатку гидромеханического оборудования и металлоконструкций;

K_3 — то же, по электрооборудованию.

Для сравнений со стоимостью других объектов и вариантов удобно брать только эти прямые затраты, что позволяет сделать более точные и правильные выводы об эффективности использования капитальных затрат.

§ 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОГО ДИАМЕТРА НАПОРНОГО ТРУБОПРОВОДА

Для решения этой задачи необходимо иметь следующие исходные данные:

а) график водоподдачи насосной станции; если насосная станция подает воду на две самостоятельные зоны или более с отдельными тру-

бопроводами, должны быть отдельные графики водоподачи для каждой зоны;

б) количество насосов, установленных на насосной станции, их производительность и распределение по зонам качания (если они есть);

в) количество ниток и материал стенок напорных трубопроводов и схема их соединения с насосами для каждой зоны подъема;

г) стоимость 1 м укладываемого трубопровода;

д) стоимость единицы электроэнергии;

е) коэффициент полезного действия насосной установки:

$$\eta_{н.у} = \eta_{н} \eta_{дв} \eta_{пер} \eta_{с},$$

где $\eta_{н}$ — к. п. д. насоса (берется по характеристике);

$\eta_{дв}$ — к. п. д. двигателя (берется по характеристике или паспорту);

$\eta_{пер}$ — к. п. д. передачи (при непосредственном соединении двигателя и насоса $\eta_{пер} = 1$);

$\eta_{с}$ — к. п. д. сети (от щита до двигателя), равный $0,98 \div 1$, в среднем $\eta_{с} = 0,99$.

Принципиально выбор наиболее выгодного диаметра напорного трубопровода (сечения канала и др.) сводится к рассмотрению нескольких вариантов трубопроводов с различным диаметром и отысканию определенного соотношения капитальных затрат и ежегодных прямых эксплуатационных расходов по сроку окупаемости, имея в виду, что с увеличением диаметра трубопровода стоимость его возрастает, а стоимость энергии, теряемой за счет гидравлических сопротивлений, уменьшается. Расчет обычно ведется на 1 м трубопровода, а величины сравниваемых диаметров принимают в пределах изменения скоростей течения воды в них $1,5-2,5$ м/с с чередованием размеров диаметров по СНиП II-И.1-62 (см. гл. IX).

Расчету по выбору экономического диаметра трубопровода должны предшествовать: а) выбор материала стенок трубопровода, их толщины и конструкции, б) выбор схемы соединения напорных коммуникаций и в) установление стоимости укладки 1 м трубопровода разных диаметров для данных условий. При этом стоимость электроэнергии предполагается известной.

Ежегодные эксплуатационные расходы для каждого диаметра можно определить по формуле:

$$C' = a\mathcal{E} + bK,$$

где a — стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, руб.;

$\mathcal{E}$ — количество теряемой (на сопротивления) электроэнергии на 1 м за год;

K — стоимость 1 м трубопровода;

b — процент отчисления на амортизацию и текущий ремонт.

Количество теряемой электроэнергии $\mathcal{E}$ для трубопровода, пропускающего, согласно графику водоподачи, различные расходы Q , определится (на 1 м) по зависимости:

$$\mathcal{E} = \int_T \frac{\gamma Q h_w}{102 \eta_{н.у}} = \frac{9,81 \theta A}{\eta_{н.у}} \int_T Q^3 dt,$$

где Q — расход, пропускаемый трубопроводом;

$h_w = \theta A Q^2$ — теряемый напор;

θA — пропускная способность трубопровода;

T — продолжительность работы трубопровода в году, ч;

γ — масса единицы объема.

Эта зависимость представляет собой суммирование теряемой энергии (произведений теряемой мощности на время) по периодам графика с различными расходами.

Из приведенной зависимости следует, что теряемая мощность пропорциональна третьей степени пропускаемого расхода (предполагаем для больших диаметров квадратичную зависимость гидравлических сопротивлений, что вполне реально).

Эта зависимость может быть выражена в несколько другом виде:

$$\mathcal{Q} = \frac{9,81\theta A}{\eta_{н.у}} q_{рт}^3 T,$$

где $q_{рт}$ — некоторая среднекубическая приведенная постоянная величина расхода, определяемая по графику водопдачи по зависимости:

$$q_{рт} = \frac{\int Q^3 dt}{T}.$$

Для мелиоративных насосных станций графики водопдачи обычно имеют ступенчатую форму, поэтому величину $q_{рт}$ можно определить по формуле:

$$q_{рт} = \sqrt[3]{\frac{\Sigma(Q^3 \Delta t)}{T}} = \sqrt[3]{\frac{Q_1^3 t_1 + Q_2^3 t_2 + \dots}{T}},$$

где 1, 2 и т. д. — индексы, относящиеся к периодам (первый, второй и т. д.) с различными расходами; $t_1 + t_2 + \dots + t_n = T$ — периоды времени по графику с различными расходами и общая длительность работы

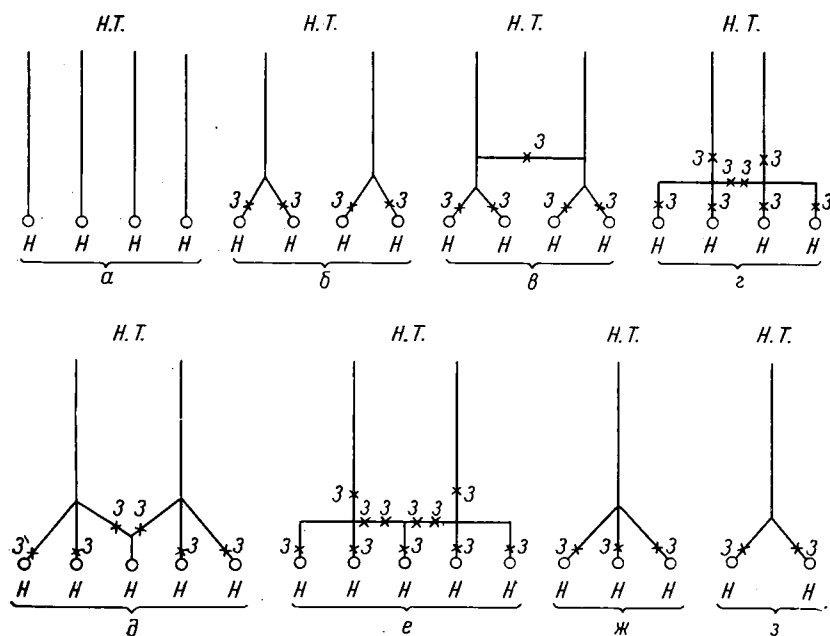


Рис. 320. Схемы внутростанционных напорных коммуникаций и соединения насосов с напорными трубопроводами.

станции в году, принимаемые при определении расчетного расхода в сутках.

Так как $q_{рт}$ — величина постоянная, то стоимость теряемой энергии зависит от пропускной способности трубопровода θA , которая, в свою очередь, зависит от диаметра трубопровода.

Задаваясь различными диаметрами, определяют капиталовложения на 1 м трубопровода, количество теряемой энергии и ее стоимость. Величина $q_{\text{рт}}$ зависит от графика водоподачи, числа напорных трубопроводов и схемы их соединений.

На рисунке 320 приводятся основные и наиболее часто применяемые схемы соединений насосов с напорными трубопроводами.

На рисунке 321 даны различные типы графиков водоподачи станции: график на рисунке 321, *а* может быть использован для схем *а*, *б*, *в*, *г* рисунка 320, график на рисунке 321, *б* — для схем *д* и *е* рисунка 320, а график на рисунке 321, *в* — для схемы рисунка 320, *ж*.

Ниже приведем формулы для определения расчетного расхода для трубопровода ($q_{\text{рт}}$).

Схема на рисунке 320, *а* и график водоподачи на рисунке 321, *а*:

$$q_{\text{рт}} = Q \sqrt[3]{\frac{t_1 + 2t_2 + 3t_3 + 2t_4 + t_5}{nT}}.$$

Схема на рисунке 320, *б* и график водоподачи на рисунке 321, *а*:

$$q_{\text{рт}} = Q \sqrt[3]{\frac{t_1 + 2t_2 + 9t_3 + 2t_4 + t_5}{nT}}.$$

Схемы на рисунке 320, *в*, *г* и график водоподачи на рисунке 321, *а*:

$$q_{\text{рт}} = \frac{Q \sqrt[3]{\frac{t_1 + 2^3t_2 + 3^3t_3 + 2^3t_4 + t_5}{T}}}{n}.$$

Схемы на рисунке 320, *д* и *е* и график водоподачи на рисунке 321, *б*:

$$q_{\text{рт}} = \frac{Q \sqrt[3]{\frac{t_1 + 2^3t_2 + 4^3t_3 + 3^3t_4 + 2^3t_5}{T}}}{n}.$$

Схема на рисунке 320, *ж* и график водоподачи на рисунке 321, *в*:

$$q_{\text{рт}} = Q \sqrt[3]{\frac{t_1 + 2^3t_2 + t_3}{T}},$$

где n — число напорных трубопроводов.

Все расчеты по выбору экономически наивыгоднейшего диаметра сводят в таблицу, в которой для нескольких диаметров (располагаемых

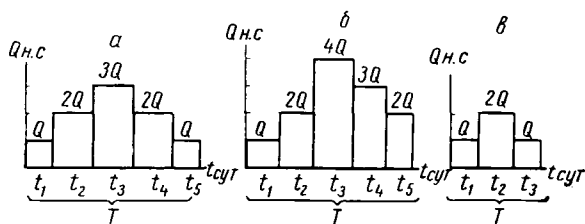


Рис. 321. Графики водоподачи, характерные для сезонных оросительных насосных станций.

по вертикали) определяют капиталовложения, количество теряемой энергии, ежегодные эксплуатационные расходы, приведенные затраты ($K_{\text{пр}}$) и по минимуму их определяют экономически наивыгодный диаметр трубопровода.

Пример расчета по выбору экономически наивыгоднейшего диаметра трубопровода приведен в пособии «Проектирование насосных станций и испытание насосных установок» [46].

При напорах более 30—40 м и длинах трубопроводов более 300—400 м экономически целесообразно разбивать трубопровод на участки по величине напора, для которых устанавливать расчетом толщины стенок, уменьшая их с уменьшением напора, определять для этих участков свои значения экономических диаметров. При значительных напорах следует с уменьшением давления изменять и материал стенок трубопроводов, переходя, например, от стальных трубопроводов к железобетонным.

Рассмотренные схемы соединений насосов с напорными трубопроводами создают различные величины гидравлических сопротивлений. Чем сложнее схема, тем больше сопротивлений она вызывает, и чем короче напорный трубопровод, тем больше их относительная величина в сумме сопротивлений, вызываемых трубопроводами. К этому следует добавить, что по трассе трубопровода также могут возникать местные сопротивления за счет поворота, фасонных частей переключений и перемычек, изменения диаметров, фасонных частей для отбора воды и др. При относительной величине местных сопротивлений больше 5% их следует учитывать при расчетах по выбору экономически наивыгоднейшего диаметра. Величина сопротивлений для каждой схемы определяется расчетом и учитывается введением коэффициента к потерям на трение на 1 м. Если принять схему на рисунке 320, а за исходную, то относительное влияние местных сопротивлений в зависимости от характера трассы и длины трубопроводов, например, для схем б, в и г может изменяться в значительных пределах и давать среднее увеличение общих сопротивлений соответственно $K_6 = 1,05 \div 1,20$; $K_в = 1,10 \div 1,25$; $K_г = 1,12 \div 1,30$, а иногда и более. При этом предполагается относительно плавное уменьшение скоростей от патрубка насоса до напорного трубопровода.

Рассмотрим для некоторых схем соединения трубопроводов обоснование приведенных выше формул для определения $q_{рт}$, положив в основу формулу определения теряемого количества энергии.

Схема на рисунке 320, а. Согласно графику на рисунке 321, а с учетом одинаковой продолжительности работы каждого трубопровода и расхода каждого насоса Q можно написать равенство:

$$\frac{9,810A}{\eta_{н.у}} q_{рт} T = \frac{9,810A}{\eta_{н.у}} \left(\frac{Q^3 t_1}{n} + \frac{Q^3 t_2}{n} + \frac{Q^3 t_3}{n} + \frac{Q^3 t_4}{n} + \frac{Q^3 t_5}{n} \right).$$

После сокращений и преобразований будем иметь:

$$q_{рт} = Q \sqrt[3]{\frac{t_1 + 2t_2 + 3t_3 + 2t_4 + t_5}{Tn}}.$$

Схема на рисунке 320, б. По аналогии с предыдущим можно написать равенство:

$$\frac{9,810A}{\eta_{н.у}} q_{рт} T = \frac{9,810A}{\eta_{н.у}} \left(\frac{Q^3 t_1}{n} + \frac{Q^3 t_2}{n} + \frac{(2Q)^3 t_3}{n} + \frac{Q^3 t_3}{n} + \frac{Q^3 t_4}{n} + \frac{Q^3 t_5}{n} \right).$$

После сокращения и преобразований будем иметь:

$$q_{рт} = Q \sqrt[3]{\frac{t_1 + 2t_2 + 9t_3 + 2t_4 + t_5}{Tn}}.$$

Схемы на рисунке 320, в и г. По аналогии с предыдущим можно написать равенство:

$$\frac{9,810A}{\eta_{н.у}} q_{рт} T = \frac{9,810A}{\eta_{н.у}} \left[\left(\frac{Q}{n} \right)^3 t_1 + \left(\frac{2Q}{n} \right)^3 t_2 + \right.$$

$$+ \left(\frac{3Q}{n} \right)^3 t_3 + \left(\frac{2Q}{n} \right)^3 t_4 + \left(\frac{Q}{n} \right)^3 t_5 \Big].$$

После сокращений и преобразований будем иметь:

$$q_{\text{пр}} = \frac{Q \sqrt[3]{\frac{t_1 + 8t_2 + 27t_3 + 8t_4 + t_5}{T}}}{n}.$$

§ 4. ВЫБОР МЕСТА РАСПОЛОЖЕНИЯ ЗДАНИЯ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Место расположения здания станции подлежит обоснованию экономическими и техническими расчетами.

Разберем для примера принцип выбора места расположения оросительной насосной станции, которая может иметь в качестве водоисточника канал, реку и водохранилище.

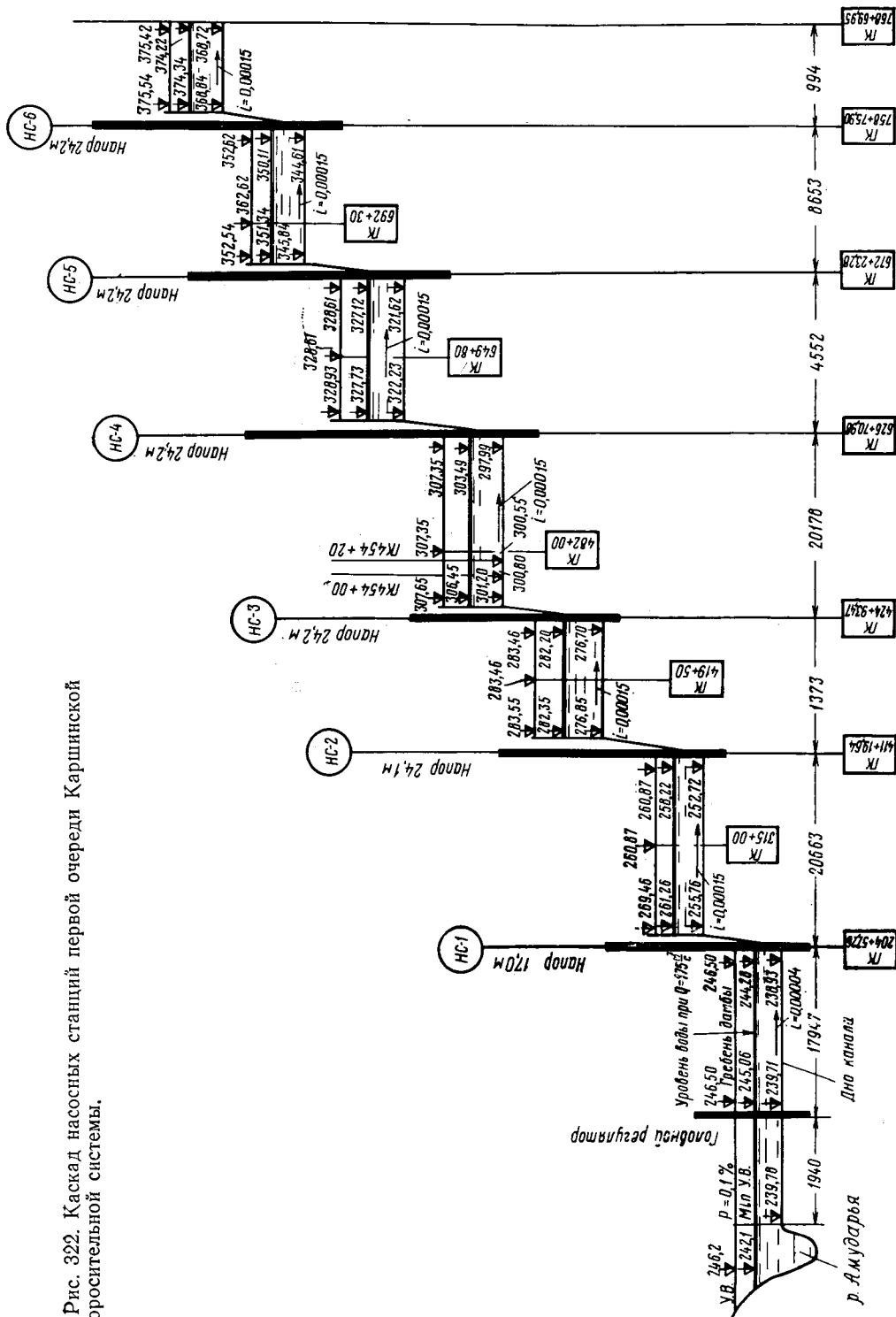
В первом случае вода обычно подводится к станции открытым каналом, идущим от магистрального канала по кратчайшему расстоянию, то есть нормально к горизонталям. Длина подводящего канала зависит от различных факторов: геологических и гидрогеологических условий местности, конструкции канала (крепленое или некрепленое русло), материала стенок, условий укладки и работы напорного трубопровода, условий производства работ, стоимости и др. Сначала устанавливают место расположения водовыпуска. Далее рассматривают несколько вариантов расположения здания станции, в которых при общей постоянной длине трассы водотока (расстояние от водоисточника до водовыпуска в машинный оросительный канал) увеличивается длина подводящего канала и уменьшается длина напорного трубопровода.

По сроку окупаемости определяют наиболее выгодное расположение здания станции. При этом следует учитывать, что заложение напорного трубопровода должно быть не круче 1 : 3, а лучше — 1 : 4 или 1 : 5. Естественно, что если русло канала некрепленое, то длина подводящего канала будет больше, чем при крепленном русле. Глубокие выемки вызывают осложнения и удорожание эксплуатации.

При водозаборе из реки насосная станция может быть расположена в русле, на берегу или врезана в берег. Последнее решение принимают при лучших геологических условиях, малом количестве наносов в реке. При большом количестве наносов перед станцией (при благоприятных условиях — небольшое колебание уровней воды в реке до 5—6 м, незатопляемая и невысокая пойма, хорошие геологические условия и достаточность глубин воды у берега и др.) устраивают отстойники для осветления воды. Правда, при отсутствии твердых частиц в наносах или незначительном их содержании (незначительный износ проточной части гидромашин) возможно устройство отстойника в верхнем бьефе, что облегчает их промывку. При врезке станции в берег уменьшается длина напорных трубопроводов, но увеличиваются размеры подводящей части. При плохих условиях на пойме, как мы видели, возможен водозабор с устройством ковшей-водоприемников, облегчающих борьбу и с шугой, и с наносами. При водозаборе из водохранилища при выборе места расположения здания станции следует учитывать следующие соображения, высказанные в главах VI и IX. Пример определения экономического места расположения здания станции рассмотрен в пособии «Проектирование насосных станций и испытание насосных установок» [46].

На рисунке 322 приведен уникальный каскад насосных станций Каршинской оросительной системы. В каскаде последовательно расположено шесть насосных станций, общая длина трассы водоподачи от р. Амударьи до станции № 6 составляет около 76 км при геодезической высоте подъема около 132 м. По местным условиям (протяженность

Рис. 322. Каскад насосных станций первой очереди Каршинской оросительной системы.



трассы, геологические и топографические условия и др.) оказалось целесообразным устройство шестиступенчатого подъема воды; при этом на пяти насосных станциях установлены одинаковые насосы ОПВ10-260 (по шесть насосов на каждой), а на первой станции — 6 насосов ОПВ11-260. При каскадном расположении станций с автоматическим управлением взаимная увязка их режимов работы является сложной, но обязательной. Равенство напоров у насосов пяти станций и возможность регулирования подачи за счет поворота лопастей — положительная сторона работы каскада в этом случае. Но разность длины бьефов у станций и различие в связи с этим регулирующих емкостей в них затрудняет эксплуатацию. Особенно короткий верхний бьеф у станции № 2, имеющий длину около 1,4 км и малый регулирующий объем воды. Из верхнего бьефа станции № 2 предусмотрен водосброс в нижний.

На рисунке 322 не показана насосная станция № 7, забирающая воду из верхнего бьефа насосной станции № 6 для наполнения Талимарджанского регулирующего водохранилища.

При проектировании каскадов насосных станций учитывают особенности их работы, например промежуточный отбор воды по зонам подачи.

При отыскании наиболее эффективных вариантов решения той или иной инженерной задачи (выбор числа и типа насосных агрегатов, размещение водозабора, число ниток напорных трубопроводов и др.) надо принимать во внимание надежность работы рассматриваемых элементов объекта капитального строительства с точки зрения ее повышения (по сроку службы, одинаковости составных элементов объекта, по сохранению к. п. д. и др.). Необходимо накапливать опыт эксплуатации оборудования, сооружений для получения фактических отказов, учета снижения к. п. д., уменьшения стоимости и сроков ремонтов и др., применяя в расчетах методы теории вероятностей и надежности.

§ 5. ВОДОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ПО УЗЛУ СООРУЖЕНИЙ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Задача этих расчетов — определить количество поднимаемой за год воды в кубических метрах и тонна-метрах, а также затрачиваемую электроэнергию для выполнения этой работы с учетом собственных нужд станции. В этих расчетах выявляются также более экономичные условия работы насосной станции (при большем $\eta_{н.у}$).

Для выполнения этой работы необходимо иметь следующие данные:

а) график водоподдачи станции с нанесением величин геодезических высот подъема воды по периодам (для среднего года по водности);

б) рабочую характеристику насоса с нанесением зависимостей расхода насоса от геодезических высот подачи [кривые $H_T = f(Q)$] при одинаковой и параллельной работе нескольких насосов на трубопровод. Эта характеристика получается путем вычитания при определенных расходах из напоров насоса ординат гидравлических сопротивлений. Такие характеристики облегчают расчеты, так как не нужно каждый раз путем нескольких приближений определять величины сопротивлений и их соответствие подаваемому расходу, а сразу по разности отметок уровней верхнего и нижнего бьефов можно найти подаваемый насосом расход, его к. п. д. и потребляемую мощность.

На рисунке 323 представлена рабочая характеристика насоса 40В-16 (1000В), на которой нанесены характеристики $H_T - Q$, $H_T - 1,5Q$ и $H_T - 2Q$. Схема соединений насосов для этой станции приведена на рисунке 320, д. Это значит, что при графике водоподдачи, приведенном на рисунке 324, через каждый трубопровод может пропускаться расход одного, полутора и двух насосов. Кривые сопротивлений системы для работы станции с разными расходами $h_T - Q$, $h_T - 1,5Q$ и $h_T - 2Q$

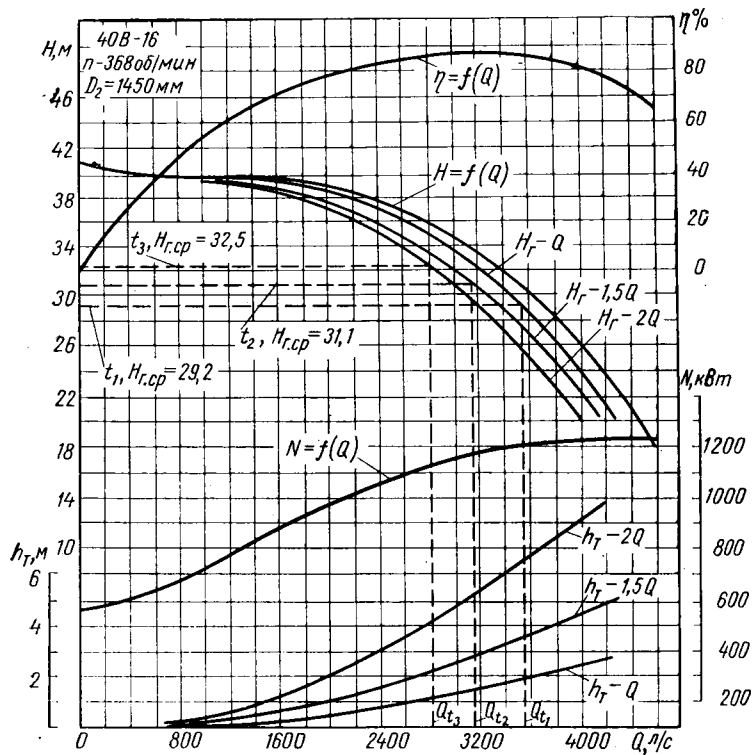


Рис. 323. Рабочие характеристики насоса 40B-16 с кривыми зависимостей $h_r = f(Q_{\text{н}})$ и $H_r = f(Q_{\text{н}})$, а также примерами определения расхода насоса по $H_{r, \text{cp}}$ (см. график на рис. 325).

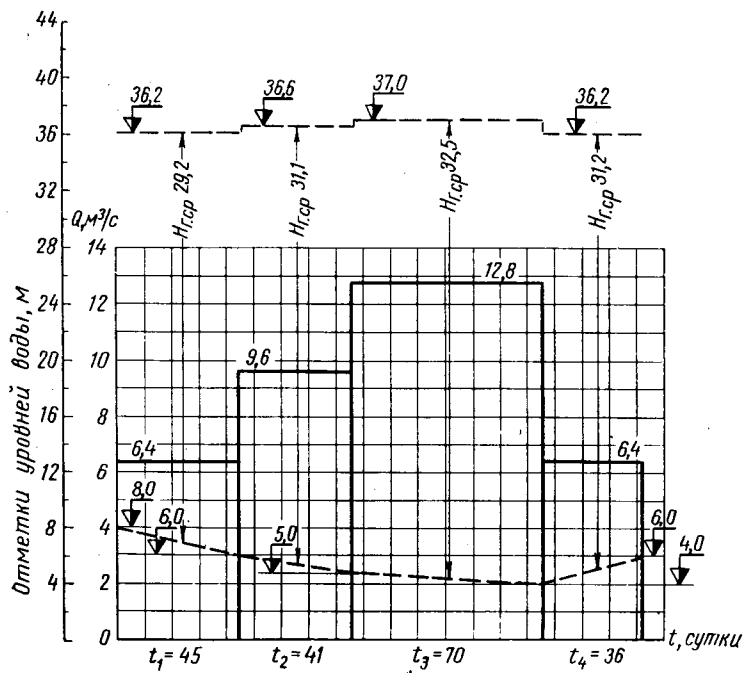


Рис. 324. График водоподачи насосной станции (сплошная линия), уровней воды в верхнем и нижнем бьефах (пунктирная линия) и средних (по периодам) геодезических высот подъема воды ($H_{r, \text{cp}}$).

также нанесены на этой характеристике. Кроме того, на ней показано, какой средний расход может подавать насос при среднем геодезическом напоре в каждый период работы станции. Следует отметить, что, несмотря на колебание уровней воды (для среднего года) в водоисточнике, равное 4 м (отметки от 8 до 4 м), вся работа насоса происходит в рабочей зоне при максимальном к. п. д. его.

На графике водоподачи (сплошная линия) насосной станции, оборудованной пятью центробежными насосами 40В-16 (характеристика их приведена на рис. 323), нанесены пунктирными линиями графики колебания уровней воды в нижнем и верхнем бьефах.

По графику водоподачи (рис. 324) с геодезическими напорами по периодам, по характеристикам насоса [$H=f(Q)$, $H_T=f(Q)$, $N=f(Q)$ и $\eta=f(Q)$] и характеристике двигателя выполняют водозаэнергетический расчет, обычно в табличной форме. Пример водозаэнергетического расчета дан в пособии «Проектирование насосных станций и испытание насосных установок» [46].

Для построения кривых $H_T=f(Q)$ необходимо иметь кривые $h_T=f(Q)$ при различных режимах работы насосной станции. Разберем метод построения этих кривых в общем виде.

На рисунке 325 представлена схема соединений насосов с напорными трубопроводами насосной станции. До точки А (на участке В) параллельная (совместная) работа насосов не влияет на величину гидравлических сопротивлений. Построение кривой h_T-Q схемы, приведенной на рисунке 320, а, предлагаем читателю выполнить самостоятельно. Вначале следует подсчитать (по формулам гидравлики) величину гидравлических сопротивлений для расхода одного насоса (Q_H) отдельно для участков В и В. Обозначим величины этих сопротивлений соответственно h_{TB} и h_{TB} и выразим их зависимости через расход насоса:

$$h_{TB} = K_B Q_H^2; \quad h_{TB} = K_B Q_H^2,$$

где K_B и K_B — коэффициенты сопротивлений системы на участках В и В, которые определяют из зависимостей:

$$K_B = \frac{h_{TB}}{Q_H^2}, \quad K_B = \frac{h_{TB}}{Q_H^2}.$$

Сумму гидравлических сопротивлений в системе трубопроводов насосной станции при текущих расходах (на участке В — Q_x , а на участке В — Q_y) можно определить по выражению:

$$\Sigma h_T = K_B Q_x^2 + K_B Q_y^2.$$

Для построения кривых h_T-Q обычно принимают значения:

$$Q_x = 0,25Q_H; \quad 0,5Q_H; \quad 0,75Q_H; \quad Q_H \text{ и } 1,3Q_H,$$

$$Q_y = 0,25Q_{TP}; \quad 0,5Q_{TP}; \quad 0,75Q_{TP}; \quad Q_{TP} \text{ и } 1,3Q_{TP},$$

где Q_{TP} — расход, пропускаемый по трубопроводу, который для данной схемы соединений в зависимости от графика водоподачи может быть:

$$Q_{TP} = 0,5Q_H; \quad Q_H; \quad 1,5Q_H; \quad 2Q_H.$$

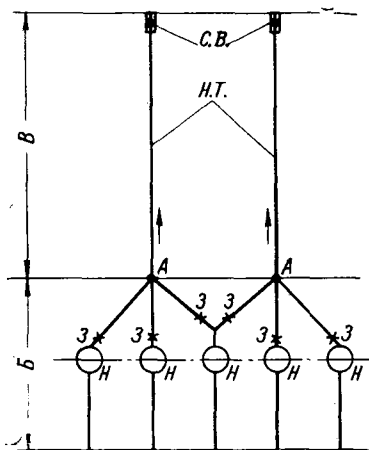


Рис. 325. Схема соединения насосов с напорными трубопроводами: Н — насос; З — затвор (завдвижка); НТ — напорные трубопроводы; СВ — сифонные водовыпуски.

Такие же значения $Q_{тр}$ могут быть и для схем на рисунке 320, *в, г, д* и *е*. Для схем на рисунке 320, *а, б, ж* и *з* величины $Q_{тр}$ кратны расходу насоса Q_n и могут быть (для схем *б, ж* и *з*) Q_n и $2Q_n$, а для схем на рисунке 320, *ж* даже и $3Q_n$.

§ 6. ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ СМЕТА И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Эксплуатационная смета насосной станции включает:

1) расходы на содержание эксплуатационного персонала, обслуживающего станцию. В эту смету не включается стоимость содержания персонала, выполняющего ремонтные работы, так как эти работы оплачиваются из отчислений на них по специальным сметам;

2) отчисления на восстановление (включая расходы на капитальный ремонт), текущий ремонт по сооружениям и оборудованию станции;

3) стоимость электрической энергии, затрачиваемой на подъем воды и собственные нужды станции;

4) стоимость смазочных и обтирочных материалов, стоимость воды, расходуемой на технические и другие нужды станции.

В смету эксплуатации не включают никаких общесистемных и других расходов, чтобы иметь величину ежегодных эксплуатационных расходов по себестоимости. Это облегчает сравнение с другими насосными станциями.

В расчетах, проводимых на системах (определение стоимости продукции и другие хозяйственные операции), общесистемные расходы распределяют различными способами по отраслям хозяйств системы: пропорционально величине заработной платы или сумме эксплуатационных затрат и др.

Технико-экономические показатели. В практике проектирования и эксплуатации мелиоративных насосных станций (для сравнения вариантов или с другими эксплуатируемыми объектами) принято определять следующие технико-экономические показатели:

1) капиталовложения (руб.) на 1 кВт установленной мощности:

$$K' = \frac{K}{\Sigma N_y},$$

где K — капитальные затраты на строительство узла сооружений насосной станции, руб.;

ΣN_y — сумма номинальных (по паспорту) мощностей всех установленных двигателей главных насосов (рабочие + резервные), кВт;

2) капиталовложения (руб.) на 1 га орошаемой (или осушаемой) площади:

$$K'' = \frac{K}{\omega_n},$$

где ω_n — орошаемая (осушаемая) площадь нетто, подвешенная к насосной станции, га;

3) стоимость (руб.) 1 м³ поднятой воды:

$$c' = \frac{C}{\Sigma W},$$

где C — сумма ежегодных эксплуатационных расходов, включая затраты на восстановление, руб.;

ΣW — количество воды, поднятой насосной станцией за год, м³;

4) стоимость (руб.) 1 тм поднятой воды:

$$c'' = \frac{C}{\Sigma WH},$$

где ΣWH — сумма произведений расходов воды, подаваемых станцией, на напор насосов по периодам за год, тм;

5) ежегодные эксплуатационные расходы (руб.) на 1 га орошаемой (осушаемой) площади:

$$c'' = \frac{C}{\omega_n};$$

6) коэффициент использования установленного оборудования за рабочий период*:

$$\alpha = \frac{N_{\text{ср}}}{\Sigma N_y},$$

где $N_{\text{ср}}$ — средняя мощность станции (кВт) за рабочий период в году, определяемая по формуле:

$$N_{\text{ср}} = \frac{\Sigma \mathcal{E}}{T_{\text{раб}}},$$

где $\Sigma \mathcal{E}$ — количество электроэнергии, потребляемое насосной станцией за год, кВт·ч;

$T_{\text{раб}}$ — фактическая длительность работы насосной станции в году, ч;

7) затрата электроэнергии (кВт·ч) на 1000 тм поднятой воды:

$$\mathcal{E}' = \frac{\Sigma \mathcal{E}}{\Sigma WH} 1000.$$

§ 7. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Служба эксплуатации любого предприятия, в том числе и насосной станции, должна обеспечивать наиболее эффективную и надежную работу по установленному плану. Эту задачу можно успешно выполнить при следующих основных условиях.

1. Хороший проект и хорошее качество выполнения строительно-монтажных работ. Допущенные дефекты при проектировании и строительстве могут вызвать ухудшение условий эксплуатации и удорожание ее и даже дополнительные капитальные затраты на переустройство в первые годы эксплуатации.

2. Создание правильной организационной и технической структуры эксплуатационной службы.

3. Механизация, электрификация и автоматизация всех процессов эксплуатации. Наличие необходимой контрольно-измерительной аппаратуры.

4. Укомплектование штатов эксплуатации квалифицированными кадрами.

5. Проведение плановой и систематической работы по изысканию путей повышения эффективности работы насосной станции на основе изучения местных условий, последних достижений науки и техники и опыта работы соседних станций.

6. Разработка подробных инструкций по технической эксплуатации применительно к имеющимся сооружениям и оборудованию.

7. Эксплуатация оборудования и сооружений по наиболее эффективным режимам, рекомендованным проектом. Ежесуточный контроль количества подаваемой воды, затраченной энергии и удельных расходов ее на 1000 тм поданной воды.

* Определяется, как для мелиорированных насосных станций, работающих сезонно. Его можно вычислять и как средний за год при $T_{\text{раб}}=8760$ ч. При сравнении вариантов следует иметь в виду метод вычисления коэффициента.

8. Наличие паспортов машин и сооружений, в которых отражают все выполненные ремонтные работы, замену деталей, улучшения и др.

9. Проведение систематических производственных испытаний оборудования для выявления соответствия его фактических характеристик гарантированным заводом-поставщиком оборудования, отыскивание причин снижения их показателей, внесение улучшений и др. Эксплуатацию станции следует вести строго по разрабатываемому годовому плану, внося в него в необходимых случаях коррективы, повышающие эффективность работы.

План эксплуатации насосной станции должен включать:

1) график подачи воды, указывающий количество и сроки подачи воды;

2) смету эксплуатации и технико-экономические показатели работы станции (себестоимость воды и др.);

3) организационно-технические мероприятия по снижению стоимости и улучшению эксплуатации станций.

Рассмотрим примерный перечень и направления организационно-технических мероприятий по снижению стоимости эксплуатации на примере оросительной насосной станции.

1. Снижение количества поднимаемой воды уменьшает затраты на энергию, поэтому при эксплуатации должны быть выявлены места излишних потерь воды, не должен допускаться сброс ее. Опытным путем следует установить оптимальные нормы полива и проводить работы по повышению к. п. д. системы и др.

2. Всерасширенное расширение элементов электрификации и автоматизации управления и механизации ремонтных работ снижает ежегодные эксплуатационные расходы и др.

2. Всерасширенное расширение элементов электрификации и автоматизации управления и механизации ремонтных работ снижает ежегодные эксплуатационные расходы и др.

3. Своевременная смазка и проведение профилактических осмотров и ремонтов удлиняют срок службы оборудования и межремонтный период, уменьшают затраты на средний и капитальный ремонты. Централизация ремонтных работ и создание специальных ремонтных бригад удешевляют эти работы.

4. Проведение производственных испытаний оборудования для установления соответствия характеристик его паспортным данным и др. Если есть отклонения в худшую сторону, намечаются меры ликвидации их.

В практике эксплуатации хорошо поставленное изучение работы оборудования и причин дефектов работы оборудования дает эффективные результаты.

Так, на станциях одной транспортной магистрали комплекс производственных исследований позволил выработать более эффективные режимы работы оборудования. В отдельные узлы оборудования были внесены конструктивные упрощения: выявленный резерв в нагреве статора двигателя позволил снять вентиляционные крылья на его роторе; снятие нижнего направляющего подшипника двигателя и применение воды от самого насоса для охлаждения масла упростили систему смазки; устройство лигнофолевых вкладышей в направляющих подшипниках насоса позволило применить водяную смазку; переоборудование пуска двигателя на прямой упростило автоматику и увеличило ее надежность.

Затруднения эксплуатации насосов на загрязненной воде р. Куры были ликвидированы заменой конструкции уплотнения вала, что позволило сократить простой оборудования и получить экономию на электроэнергии (повышение к. п. д. насоса).

5. Особо тщательно нужно разрабатывать режим совместной работы каналов и оборудования на системах с зональным расположением на-

сосных станций. В противном случае будет происходить образование кривых спада в каналах и их размыв, что одновременно с подпором в верхнем бьефе даст увеличение напора, снизит к. п. д. и подачу оборудования и др.

6. Замена старого оборудования новым, с более высоким к. п. д. Как показывают расчеты, это иногда окупается за очень короткий срок.

7. Систематическое повышение квалификации эксплуатационного персонала и изучение им эксплуатируемого оборудования снижают число аварий и улучшают обслуживание станций. Важное значение имеет изучение персоналом опыта эксплуатации других станций, достижений науки и техники и др.

Этот раздел плана разрабатывается и внедряется применительно к местным условиям, установленному оборудованию и конструкциям сооружений.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Сокращенный перечень важнейших единиц систем СИ и МКС

Физические величины СИ	Единицы системы СИ	Единицы системы МКС	Соотношение единиц МКС СИ
Сила, сила тяжести (вес)	Ньютон — Н	кгс, кГ	9,81
Плотность	Килограмм на кубический метр— $\text{кг}/\text{м}^3$	$\text{кГ} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$	9,81
Удельный вес	Ньютон на кубический метр— $\text{Н}/\text{м}^3$	$\text{кГ}/\text{м}^3$	9,81
Масса	Килограмм—кг	$\text{кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}$	9,81
Объем, вместимость	Кубический метр— м^3	м^3	—
Удельный объем	Кубический метр на килограмм— $\text{м}^3/\text{кг}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	—
Объемный расход, подача	Кубический метр в секунду— $\text{м}^3/\text{с}$	$\text{м}^3/\text{с}$	—
Площадь	Литр в секунду—л/с	л/с	—
Длина	Квадратный метр— м^2	м^2	—
Скорость (линейная скорость)	Метр—м	м	—
Ускорение (линейное) ускорение)	Метр в секунду—м/с	м/с	—
Частота	Метр на секунду в квадрате— $\text{м}/\text{с}^2$	$\text{м}/\text{с}^2$	—
Частота вращения	Герц—Гц	об/с	—
	Секунда в минус первой степени— с^{-1}	об/мин	—
	Минута в минус первой степени— мин^{-1}	—	—
Плоский угол	Радииан—рад	—	57,3°
		...°	0,0174 рад
		...'	$2,91 \cdot 10^{-4}$ рад
		..."	$4,85 \cdot 10^{-6}$ рад
Телесный угол	Стерadians—ср	—	—
Давление; механическое напряжение; модули упругости, сдвига, объемного сжатия	Паскаль—Па	$\text{кгс}/\text{м}^2$	9,81
	Мегапаскаль—МПа (10^6 Па)		
	Килопаскаль—кПа (10^3 Па)		
Динамическая вязкость	Паскаль-секунда—Па·с	$\text{кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2$	9,81
Работа, энергия	Джоуль—Дж (Н/с)	$\text{кгс} \cdot \text{м}$	9,81
Количество теплоты	Джоуль—Дж	кал	4,19
Количество энергии	Киловатт-час—кВт·ч	кВт·ч	—
Мощность	Ватт—Вт ($\text{Дж} \cdot \text{с}^{-1}$)	Вт	—
	Киловатт—кВт	кВт	—
	Секунда—с	с	—
Время	Минута, час, сутки—мин, ч, сут	мин, ч, сут	—
	Неделя, месяц, год—нед, мес, год	нед, мес, год	—

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агроскин И. И., Дмитриев Г. Т., Пикалов Ф. И. Гидравлика. М. — Л., «Энергия», 1964.
2. Башта Т. М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты. М., Оборонгиз, 1951.
3. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. М., ГНТИМЛ, 1963.
4. Богдановский В. И. Исследование форм подводов и отводов осевых насосов. — «Труды ВИГМ», вып. XXII, Машгиз, 1958.
5. Богданов А. А. Погружные электронасосы. М., Гостоптехиздат, 1957.
6. Бондарь Ф. И., Ереснов Н. Ф., Семенов С. И. и Суров И. Е. Речные водозаборные сооружения. М., Госстройиздат, 1953.
7. Бондарь Ф. И., Ереснов Н. Ф., Семенов С. И. и Суров И. Е. Специальные водозаборные сооружения. М., ГИЛСА, 1963.
8. Бочкарев Я. В., Ганкин М. З., Овчаров Е. Е. Основы автоматизации и автоматизации производственных процессов в гидромелиорации. М., «Колос», 1969.
9. Вибрация вертикальных гидроагрегатов, ее исследование и устранение. Изд-во Министерства электростанций СССР, 1948.
10. Вишневский К. П. Расчет гидравлического удара с использованием электронных вычислительных машин. — «Водоснабжение и сантехника», 1964, № 9.
11. Волго-Дон, т. I. Технический отчет о строительстве Волго-Донского судоходного канала им. В. И. Ленина, Цимлянского гидроузла и оросительных сооружений. М., Госэнергиздат, 1957.
12. Гавриленко Б. А., Минин В. А. Гидродинамические муфты. М., Оборонгиз, 1959.
13. Ганкин М. З. Автоматизация и телемеханизация мелиоративных систем. М., «Колос», 1965.
14. Гипроводхоз, В/О «Союзводпроект» Минводхоза СССР. Указания по проектированию мелиоративных насосных станций. М., 1971. (Проект).
15. Гончаров С. Ф., Коротков Г. П. Автоматизация насосных станций железнодорожного водоснабжения. Трансжелдориздат, 1950.
16. Голубев А. М. Лабиринтные насосы для химической промышленности. М., Машгиз, 1961.
17. Данелия Н. Ф. Водозаборные сооружения на реках с обильными донными наносами. М., «Колос», 1964.
18. Жданов В. С. Эксплуатация агрегатов насосных и гидроэлектрических станций. М., изд-во Министерства речного флота, 1953.
19. Жданов В. С. Эксплуатация насосных станций и гидротехнических сооружений. М., Изд-во Министерства речного флота.
20. Зюзик Д. Т. Экономика водного хозяйства. М., «Колос», 1973.
21. Каменев П. Н. Гидроэлеваторы в строительстве. М., Госстройиздат, 1970.
22. Каталоги-справочники:
Вакуумные насосы. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1970.
Консольные насосы К и КМ. М., Машгиз, 1963.
Насосы. М., Машгиз, 1959.
Насосы осевые типа «О», «ОП» и центробежные вертикальные типа «В». М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1970.
Передвижные насосные станции. М., ЦБНТИ, Минводхоз СССР, 1973.
Промышленная трубопроводная арматура, ч. I, II, III. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1969—1970.
Секционные насосы типа МС. М., Машгиз, 1963.
Скважинные насосные установки для воды. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1973.
Центробежные нефтяные магистральные и подпорные насосы. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1973.
Энергетические насосы. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1974.
23. Квятковский В. С. Диагональные турбины. М., «Машиностроение», 1971.

24. Кириллов И. И. Теория турбомашин. М., «Машиностроение», 1964.
25. Клейн Г. К. Расчет труб, уложенных в земле. М., Госстройиздат, 1960.
26. Клингерт Н. В., Хохарин А. Х., Фрейшист А. Р. Стальные трубопроводы гидроэлектростанций. М., «Энергия», 1973.
27. Костяков А. Н. Основы мелиораций. М., Сельхозгиз, 1951.
28. Комитет технической терминологии. Лопастные насосы. Центробежные и осевые. М., изд-во АН СССР, 1961.
29. Куколевский И. И. К теории центробежного насоса. — В сб.: 30 лет научно-технической и педагогической деятельности проф. И. И. Куколевского. М., МВТУ, 1932.
30. Куколевский И. И. Гидравлический удар в простом трубопроводе. — «Гидромашиностроение», изд-во МВТУ, 1947, № 5.
31. Лезнов Б. С. Опыт регулирования центробежного насоса электромагнитной муфтой. — «Водоснабжение и сантехника», 1965, № 5.
32. Луговской М. В., Усаковский В. М., Бородачев П. Д. Справочник по механизации водоснабжения животноводческих ферм. М., Россельхозиздат, 1966.
33. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. М., «Машиностроение», 1966.
34. Ломакин А. А. Пути создания высокоэкономичных быстроходных насосов, гидротурбин и вентиляторов. — «Энергомашиностроение», 1956, № 7.
35. Малишевский Н. И., Кондратьев Н. И., Алешко П. И., Малова Н. И. Водопроводные и канализационные насосы и станции. Изд-во Харьковского университета, 1960.
36. Марков Е. С. Мелиорация пойм нечерноземной зоны. М., «Колос», 1973.
37. Оводов В. С. Сельскохозяйственное водоснабжение. М., Сельхозгиз, 1960.
38. Оросительные мелиорации. Коллектив авторов под редакцией акад. Аверьянова С. Ф. М., «Колос», 1973.
39. Оффенгенден С. Р., Панади А. Д. и др. Эксплуатация гидромелиоративных систем. М., Сельхозгиз, 1956.
40. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. М.—Л., «Машиностроение», 1965.
41. Подласов А. В. Расчеты гидравлических ударов, возникающих в трубопроводах оросительных насосных станций, и арматура их гашения. Киев, Укргипроводхоз, 1958.
42. Поздеев А. Д., Розман Я. Б. Электромагнитные муфты и тормоза с массовым якорем. М.—Л., Госэнергоиздат, 1963.
43. Проскура Г. Ф. Гидродинамика турбомашин. Киев, Машгиз, 1954.
44. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкости и газов. М., Машгиз, 1960.
45. Руднев С. С. Баланс энергии в центробежном насосе. «Химическое машиностроение», 1938, № 3.
46. Рычагов В. В., Третьяков А. А., Флоринский М. М. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок. М., «Колос», 1971.
47. Смирнов И. И. Гидравлические турбины и насосы. М., «Высшая школа», 1969.
48. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. М., «Энергия», 1970.
49. Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы. М., ГОНТИ, 1960.
50. Суринов А. А. Гидравлический удар в водопроводах и борьба с ним. Трансжелдориздат, 1946.
51. Суреньянец Я. Эрлифты. Госстройиздат, 1949.
52. Суханов Д. Я. Американские центробежные насосы и методы их расчета. М., ГОНТИ, 1938.
53. Суханов Д. Я. Работа лопастных насосов на вязких жидкостях. М., Машгиз, 1952.
54. Труды координационных совещаний по гидротехнике, вып. XI. М.—Л., «Энергия», 1964.
55. Труды ВИГМ, вып. XVII и XX. Машгиз.
56. Гидромашиностроение. — «Труды ВНИИгидромаша», вып. 43. М., «Энергия», 1972.
57. Указания по защите водоводов от гидравлического удара. М., ВОДГЕО, ГИЛСА, 1961.
58. Усаковский В. М. Инерционные насосы. М., «Машиностроение», 1973.
59. Флоринский М. М., Рычагов В. В. Насосы и насосные станции. М., «Колос», 1967.
60. Фатеев Е. М. Ветродвигатели. Госэнергоиздат, 1946.
61. ЦИНТИАМ. Состояние и перспективы развития насосного оборудования в СССР. М., 1963.
62. Чиликин М. Г. Общий курс электропривода. Госэнергоиздат, 1953.
63. Чугаев Р. Р. Гидравлика. Л., «Энергия», 1971.
64. Шапов Н. М. Турбинное оборудование гидроэлектростанции. М., Госэнергоиздат, 1961.
65. Щеглов К. А. Насосные станции для перекачки сточных вод и осадков. М., изд-во Министерства коммунального хозяйства РСФСР, 1957.
66. ГОСТы по насосам, трубопроводам и их испытаниям и др.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	4
Глава первая. Водоподъемные (насосные) установки	7
§ 1. Насосная установка, станция и гидротехнический узел машинного водо- подъема	7
§ 2. Напор насоса	9
§ 3. Геометрическая, приведенная и вакуумметрическая высота всасывания. Гео- метрическая, приведенная и манометрическая высота нагнетания	12
§ 4. Полезная мощность насоса и мощность насоса. Коэффициент полезного действия насоса и насосной установки	13
Глава вторая. Лопастные насосы	15
§ 1. Виды и конструкции лопастных насосов	15
§ 2. Действие центробежного насоса. Течение воды в каналах колеса. Вход и выход воды из колеса	49
§ 3. Основное уравнение центробежного насоса. Теоретический напор насоса при бесконечно большом числе лопастей	54
§ 4. Действительное движение жидкости в каналах рабочего колеса центробеж- ного насоса при конечном числе лопастей. Теоретический напор насоса при конечном числе лопастей рабочего колеса	56
§ 5. Влияние угла выхода β_2 на напор насоса. Очертание лопастей	60
§ 6. Отводящие устройства от рабочего колеса центробежного насоса	61
§ 7. Краткая теория осевого насоса	63
§ 8. Детали центробежных насосов	67
§ 9. Осевая нагрузка на колесо и устройства для разгрузки осевых усилий	69
§ 10. Коэффициенты полезного действия центробежного насоса	71
§ 11. Подobie гидравлических насосов	74
§ 12. Удельная частота вращения насоса n_s . Классификация колес лопастных насосов по n_s	78
§ 13. Испытание лопастных насосов	80
§ 14. Исследование динамических лопастных насосов, характеристики этих насо- сов и пользование ими	91
§ 15. Кавитация насосов. Определение предельной высоты всасывания	106
Глава третья. Объемные насосы	114
§ 1. Действие и классификация поршневых насосов	114
§ 2. Подача, число двойных ходов насосов	119
§ 3. Напор насоса. Мощность насоса. Индикаторная диаграмма. Коэффициент полезного действия	121
§ 4. Эксплуатационные особенности поршневых насосов	126
§ 5. Роторные насосы	126
§ 6. Крыльчатые насосы с ручным приводом	130
§ 7. Вспомогательные насосы — вакуумные насосы	131
Глава четвертая. Насосы трения и использования энергии потока внеш- ней среды	134
§ 1. Вихревые насосы	134
§ 2. Шнековые насосы	136
§ 3. Лабиринтные насосы	137
§ 4. Водоструйные насосы	138
§ 5. Вибрационные насосы	139
§ 6. Воздушные водоподъемники (эрлифты)	140

Глава пятая. Капиллярные насосы и насосы иных конструкций	144
§ 1. Капиллярные насосы	144
§ 2. Насосы других конструкций	145
Глава шестая. Гидротехнический узел сооружений машинного водоподъема	146
§ 1. Схемы узлов сооружений машинного водоподъема для мелиоративных систем	146
§ 2. Схемы узлов сооружений насосных станций	154
Сельскохозяйственное водоснабжение	154
Канализация	156
§ 3. Схемы узлов гидротехнических сооружений при расположении насосных станций перекачки на судоходных каналах	157
§ 4. Типы и конструкции мелиоративных насосных станций	159
Глава седьмая. Гидромеханическое и энергетическое оборудование насосных станций	167
§ 1. Основные понятия	167
§ 2. Выбор типа насоса и влияние его конструктивных особенностей на конструкцию зданий насосных станций	168
§ 3. Двигатели для насосных станций	184 ✓
§ 4. Передача механической энергии от двигателя к насосу	191
§ 5. Регулирование работы агрегатов насосных установок и условия их пуска	197 ✓
§ 6. Трубопроводы и их арматура внутри здания насосной станции	203
§ 7. Арматура трубопроводов	213
§ 8. Вспомогательное оборудование насосных станций	226 ✓
§ 9. Принципы автоматизации насосных станций	245
Глава восьмая. Насосные установки и станции для забора подземных вод	252
§ 1. Выбор типа водоподъемных устройств	252
§ 2. Примеры забора воды из буровых (трубчатых) колодцев	254
Глава девятая. Оросительные насосные станции с водозабором из открытых водоемов	269
§ 1. Материалы, необходимые для составления проекта, и общие вопросы проектирования	269
§ 2. Расчетный напор насоса	272
§ 3. Выбор числа насосных агрегатов	272
§ 4. Водозаборные устройства и сооружения	275
§ 5. Сооружения, подводящие воду к насосной станции	310
§ 6. Конструкции здания стационарных насосных станций	321
§ 7. Типы и конструкции судов для плавучих насосных станций	342
§ 8. Насосные станции для закрытой оросительной сети	347
§ 9. Напорные трубопроводы	351
§ 10. Гидравлический удар в напорных трубопроводах	366
§ 11. Водовыпускные сооружения и устройства в конце напорных трубопроводов мелиоративных насосных станций	370
Глава десятая. Осушительные насосные станции	372
§ 1. Основные определения и понятия	372
§ 2. Определение расчетной подачи насосной станции для перекачки вод поверхностного стока	372
§ 3. Выбор числа насосных агрегатов	376
§ 4. Эксплуатационный план работы насосной станции	377
§ 5. Сборные резервуары осушительных насосных станций	379
§ 6. Типы и конструкции отдельных элементов гидроузла	380
Глава одиннадцатая. Водопроводные насосные станции для сельскохозяйственного водоснабжения	382
§ 1. Расположение водопроводных насосных станций	382
§ 2. Выбор насоса, двигателя и числа агрегатов	382
§ 3. Автоматизация насосных станций для сельскохозяйственного водоснабжения	391

Глава двенадцатая. Техничко-экономические расчеты и показатели насосных станций и некоторые вопросы их эксплуатации	394
§ 1. Техничко-экономические расчеты	394
§ 2. Капитальные затраты на строительно-монтажные работы	398
§ 3. Определение экономического диаметра напорного трубопровода	399
§ 4. Выбор места расположения здания насосной станции	403
§ 5. Водознергетические расчеты по узлу сооружений насосной станции	405
§ 6. Эксплуатационная смета и техничко-экономические показатели насосной станции	408
§ 7. Некоторые вопросы эксплуатации насосных станций	409
Приложение	411
«Список литературы	412

Виктор Васильевич Рычагов,
Михаил Михайлович Флоринский

НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Редактор М. С. Калинина
Художественный редактор М. Д. Северина
Технический редактор Н. Н. Копнина
Корректор М. И. Бычнев

Сдано в набор 21/VII 1975 г. Подписано к печати 22/X 1975 г. Формат 70×108¹/₁₆. Бумага тип. № 3. Усл.-печ. л. 36,4. Уч.-изд. л. 36,46. Изд. № 353. Тираж 25 000 экз. Заказ № 2407. Цена 1 р. 52 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Колос», 103716, ГСИ, Москва, К-31, ул. Дзержинского, д. 1/19

Московская типография № 11 Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. Москва, 113105, Нагатинская ул., д. 1.