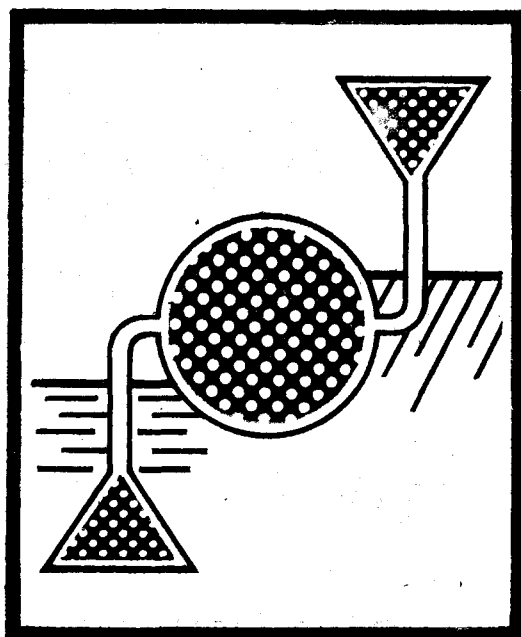


НАССЫ И МЕЛИОРАТИВНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ



давателей кафедры использования водной энергии и гидравлических машин Украинского ордена Дружбы народов института инженеров водного хозяйства, а также сорокалетний опыт канд. техн. наук А. В. Подласова в проектировании, строительстве и эксплуатации мелиоративных насосных станций.

Главы 1, 2 и параграфы 3.1—3.4, 3.6, 5.3, 5.5 и 5.8 написал доц., канд. техн. наук А. Д. Петрик, параграфы 3.7, 3.9, 3.10, 5.2, 5.4, главу 4 — канд. техн. наук А. В. Подласов, параграфы 3.5, 3.8, 3.11, 3.12, 5.1, 5.6, 5.7, 5.9 и главу 6 — ст. преп. Ю. П. Евренко. Общую редакцию выполнил доц., канд. техн. наук А. Д. Петрик.

Авторы выражают глубокую признательность профессорам, докторам техн. наук В. Ф. Чебаевскому, Б. И. Сергееву и канд. техн. наук Н. Т. Назарову за ценные предложения и замечания при подготовке рукописи пособия.

Раздел I. Лопастные насосы

Глава 1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ, ПРИНЦИП ИХ ДЕЙСТВИЯ

Насосом называется гидравлическая машина для преобразования механической энергии, подведенной извне, в энергию перемещаемой капельной жидкости.

По виду рабочей камеры и сообщения ее со входом и выходом (ГОСТ 17398—72) насосы подразделяют (рис. 1.1) на две большие группы: динамические и объемные.

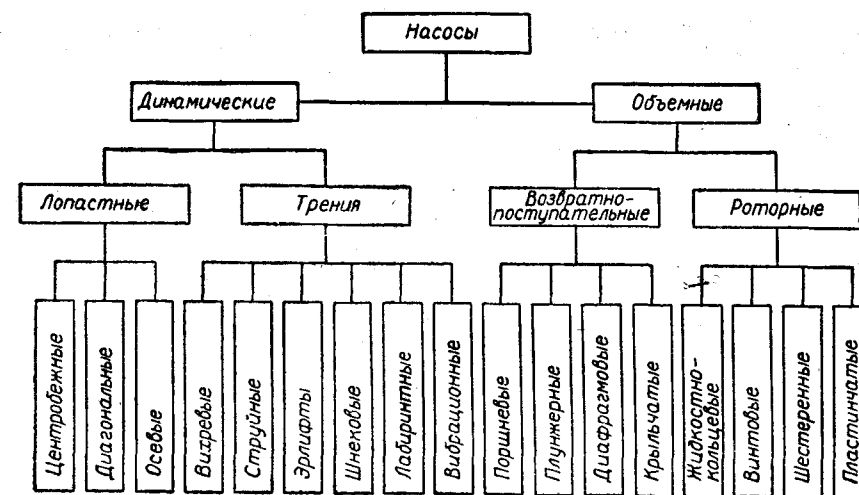


Рис. 1.1. Классификация насосов.

В динамических насосах жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее рабочего органа в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.

В объемных насосах жидкая среда перемещается рабочим органом путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса.

Динамические насосы по виду сил, действующих на жидкую среду, подразделяются на лопастные и трения.

К лопастным насосам относятся центробежные, диагональные и осевые. В них жидкая среда перемещается под действием лопастей.

В насосах трения жидкая среда перемещается под воздействием сил трения. Они подразделяются на вихревые, струйные, эрлифты, шнековые, лабиринтные и вибрационные насосы.

В водохозяйственном строительстве наиболее широко применяют лопастные насосы, поэтому им уделяем основное внимание.

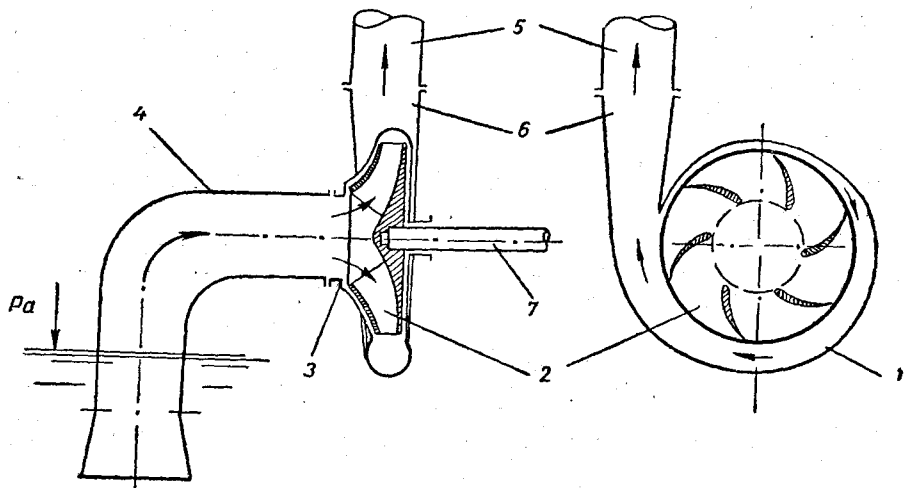


Рис. 1.2. Схема центробежного насоса.

Центробежный насос. Центробежными называются насосы, в которых жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

На рис. 1.2 показана схема центробежного насоса, состоящего из корпуса 1, где размещается рабочее колесо 2, жестко закрепленное на валу 7. Рабочее колесо 2 выполнено из двух дисков (переднего и заднего), которые соединяют в единую конструкцию лопасти, отогнутые в сторону, противоположную направлению вращения рабочего колеса. Передний диск имеет входное отверстие для подвода жидкости на колесо, а задний — втулку для крепления колеса на валу. Корпус соединен со всасывающим патрубком 3, а расположенная под углом 90° к нему спиральная камера плавно переходит в нагнетательный патрубок 6.

Вода через всасывающий патрубок 3 подводится ко входному отверстию рабочего колеса. Всасывающий трубопровод 4 и насос перед запуском заливают водой так, чтобы все колесо или большая его часть была погружена в воду.

Принцип действия насоса заключается в том, что при вращении рабочего колеса (по направлению стрелки) возникает центробежная сила

$$F = m\omega^2 r, \quad (1)$$

где m — масса жидкости; ω — угловая скорость вращения колеса; r — радиус вращения жидкости. Под воздействием этой силы жидкость из центральной части колеса отбрасывается на периферию, образуя в центре вакуум. Под влиянием атмосферного давления, действующего на свободную поверхность в резервуаре, вода по всасывающему трубопроводу поступает из источника в насос. Таким образом, центробежная сила на одной стороне создает нагнетание, а на другой — подсосывание жидкости. Жидкость, выброшенная из колеса, поступает в спиральную камеру, а затем в диффузор, где кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную. Через напорный патрубок жидкость подается в напорный трубопровод 5. Так осуществляется непрерывная подача жидкости насосом.

Центробежные насосы применяют при подачах от 1 л/с до

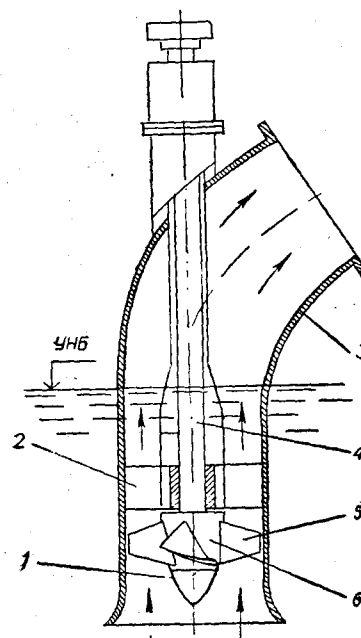
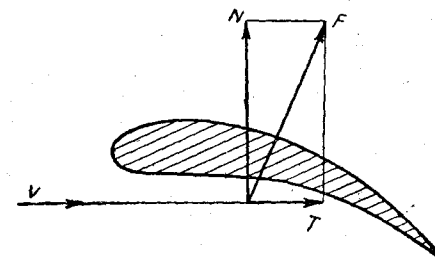


Рис. 1.3. Схема осевого насоса.

Рис. 1.4. Силы, действующие на лопасть осевого насоса:

N — подъемная сила; T — сила лобового сопротивления; F — результирующая сила.



16 м³/с и напорах от 10 м до нескольких тысяч метров (многоколесные насосы).

Осевой насос. Осевыми называются насосы, в которых жидкая среда перемещается под действием лопастей вдоль их оси.

На рис. 1.3 показана схема осевого насоса. Рабочее колесо состоит из втулки 6 с закрепленными лопастями 5. Втулка крепится к валу 4. Обтекатель 1 обеспечивает плавный подвод жидкости к лопастям. К небольшим насосам жидкость подводится с помощью конических патрубков, а к крупным насосам — с помощью камер и изогнутых всасывающих труб.

Рабочее колесо осевых насосов, как правило, устанавливается под залив, т. е. ниже уровня жидкости в источнике. При вращении колеса в результате силового взаимодействия его лопастей с жидкостью создается движение потока вдоль его оси. Причиной

этого является подъемная сила, возникающая при обтекании потоком несимметричных профилей лопастей рабочего колеса (рис. 1.4). Причем движение жидкости в колесе подобно движению по винтовой поверхности. Здесь жидкость участвует одновременно в двух перемещениях: поступательном и вращательном. Выправляющий аппарат 2 (рис. 1.3) устраняет вращательное движение жидкости за рабочим колесом, через который она проходит в коленчатый отвод 3, соединенный с напорным трубопроводом.

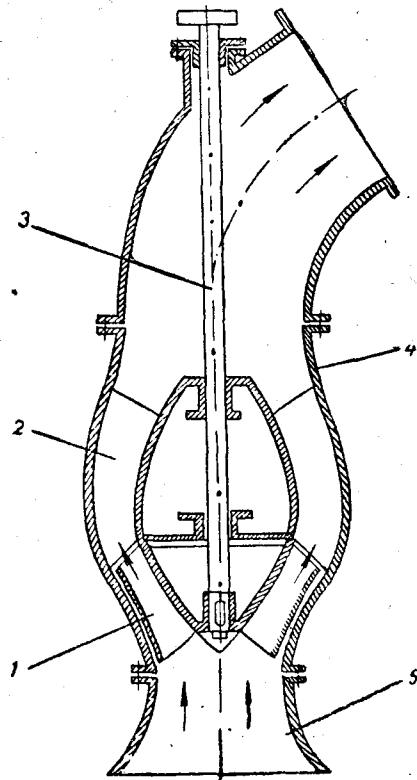


Рис. 1.5. Схема диагонального насоса.

небольшого насоса осуществляется коническим патрубком 5 и изогнутой всасывающей трубой у крупных насосов.

Особенность диагональных насосов — использование при создании напора рабочим колесом совместного действия подъемной и центробежной сил. По этой причине диагональные насосы по рабочим параметрам и гидромеханическим свойствам занимают промежуточное место между центробежными и осевыми.

Если рабочее колесо закрытого типа и вода отводится с помощью спирального канала, то такие диагональные насосы более

Осевые насосы бывают с жестко закрепленными на втулке лопастями рабочего колеса и с поворотными лопастями. Изменение угла установки лопастей рабочего колеса позволяет значительно расширить рабочую область насосов (подача и напор) при относительно высоких значениях их КПД.

Осевые насосы применяют при больших подачах (от 0,5 до 40 м³/с) и небольших напорах (от 2,5 до 23 м).

Диагональный насос. Диагональными называются насосы, у которых поток жидкости поступает к рабочему колесу по оси, а затем направляется наклонно, как бы по диагонали.

На рис. 1.5 показана схема диагонального насоса. Рабочее колесо 1 состоит из двух дисков, между которыми расположены лопасти, выполненные в виде конического пропеллера. Рабочее колесо жестко закреплено на валу 3. Ротор насоса с помощью направляющего аппарата 2 крепится в корпусе насоса 4. Плавный подвод жидкости к корпусу

сходны с центробежными. Если же рабочее колесо диагонального насоса открытого типа (без переднего диска) с поворотными лопастями и отвод воды осуществляется с помощью трубчатого колена, то такие насосы более сходны с осевыми.

1.2. РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ НАСОСОВ

Как гидравлическая машина насос любого типа характеризуется следующими основными рабочими параметрами: подача Q , м³/с, м³/ч, л/с; напор H , м; мощность N , кВт; коэффициент полезного действия η , %; частота вращения n , об/мин; допусти-

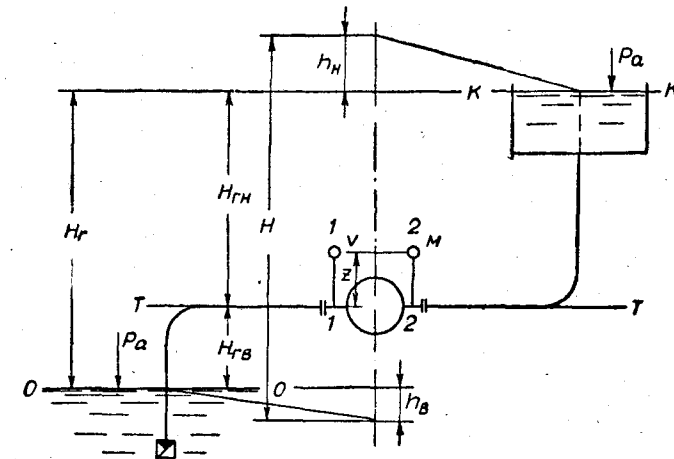


Рис. 1.6. Схема установки лопастного насоса.

мый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$, м или допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вас}}^{\text{доп}}$, м.

Подачей насоса называется объем жидкости, перекачиваемый им в единицу времени.

Напором насоса называется разность запасов удельной энергии жидкости в нагнетательном $\mathcal{E}_2$ и всасывающем $\mathcal{E}_1$ патрубках

$$H = \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1. \quad (2)$$

Удельная энергия жидкости в сечении определяется уравнением Д. Бернулли

$$\mathcal{E} = P/\rho g + z + v^2/2g, \quad (3)$$

где P — среднее давление в данном сечении; ρ — плотность жидкости; z — энергия положения; v — средняя скорость течения жидкости в сечении; g — ускорение свободного падения.

Разность уровней воды в напорном баке и в приемном резервуаре называется **геометрическим** или **геодезическим напором**

насоса H_r (рис. 1.6). Разность между уровнем воды в напорном баке и отметкой оси насоса — это *геометрическая высота нагнетания* $H_{г.н}$. Разность между отметкой оси насоса и уровнем воды в приемном резервуаре — это *геометрическая высота всасывания* $H_{г.в}$.

Составим уравнение Д. Бернулли для сечений 0—0 и 1—1, приняв за плоскость сравнения плоскость $T—T$, проходящую через ось насоса

$$P_a/\rho g - H_{г.в} + v_0^2/2g = P_1/\rho g + 0 + v_1^2/2g + h_n. \quad (4)$$

С учетом того, что $v_0^2/2g \rightarrow 0$, уравнение можно записать в виде

$$\mathcal{E}_1 = P_1/\rho g + v_1^2/2g = P_a/\rho g - H_{г.в} - h_n. \quad (5)$$

Составим такое же уравнение для сечений 2—2 и $K—K$, приняв за плоскость сравнения ту же плоскость $T—T$:

$$P_2/\rho g + 0 + v_2^2/2g = P_a/\rho g + H_{г.н} + v_k^2/2g + h_n, \quad (6)$$

которое можно представить, учитывая, что $v_k^2/2g \rightarrow 0$, как

$$\mathcal{E}_2 = P_2/\rho g + v_2^2/2g = P_a/\rho g + H_{г.н} + h_n. \quad (7)$$

Имея равенство (2) и соотношения (5) и (7), находим

$$H = \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1 = P_a/\rho g + H_{г.н} + h_n - (P_a/\rho g - H_{г.в} - h_n) = H_{г.н} + H_{г.в} + h_n + h_n$$

или

$$H = H_r + h, \quad (8)$$

т. е. напор насоса равен сумме геодезического напора и суммарных потерь на всасывающей и нагнетательной его линиях.

Взяв промежуточные выражения из тех же (5) и (7), можно получить другую зависимость для напора:

$$H = \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1 = P_2/\rho g + v_2^2/2g - (P_1/\rho g + v_1^2/2g). \quad (9)$$

К правой части уравнения прибавляем и вычитаем $P_a/\rho g$:

$$H = (P_2 - P_a)/\rho g + (P_a - P_1)/\rho g + (v_2^2 - v_1^2)/2g, \quad (10)$$

где $P_2 - P_a$ — избыток давления над атмосферным, который измеряется вакуумметром, установленным на всасывающем патрубке. $P_a - P_1$ — недостаток давления до атмосферного, который измеряется вакуумметром, установленным на всасывающем патрубке. Поэтому (10) запишем как

$$H = M' + V' + (v_2^2 - v_1^2)/2g, \quad (11)$$

где M' и V' — показания манометра и вакуумметра, приведенные к оси насоса.

Перед измерениями оба прибора продувают открытием трехходовых кранов. В результате трубка, соединяющая манометр, заполняется перекачиваемой жидкостью, а в трубке к вакуумметру

находится воздух. Поэтому вакуумметр показывает вакуум в точке трубопровода, к которой он присоединен, а манометр — давление в трубопроводе на отметке оси манометра. Давление же в напорном патрубке насоса (рис. 1.6) определяется суммой показания манометра и поправки Z , под которой понимают разность отметок оси корпуса манометра и точки подсоединения трубки вакуумметра. Тогда в окончательном виде получаем

$$H = M + V + Z + (v_2^2 - v_1^2)/2g. \quad (12)$$

Формулой (8) пользуются при проектировании насосной установки, а формулой (12) — при ее эксплуатации.

Мощность насоса. Полезная (эффективная) мощность насоса определяется выражением, Вт

$$N_{п} = \rho g Q H, \quad (13)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м^3 ; g — ускорение свободного падения, м/с^2 ; Q — подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; H — напор насоса, м.

Мощность насоса определяется зависимостью, кВт

$$N = \rho g Q H / 1000 \eta, \quad (14)$$

где η — полный КПД насоса.

Полный КПД насоса представляет собой отношение полезной мощности $N_{п}$ к мощности насоса N

$$\eta = N_{п} / N. \quad (15)$$

Полный КПД учитывает все потери, связанные с передачей энергии нагнетаемой жидкости. Они подразделяются на гидравлические, объемные и механические.

Гидравлические потери энергии ΔH затрачиваются на преодоление гидравлических сопротивлений при движении потока внутри насоса. Их учитывают гидравлическим КПД согласно уравнению

$$\eta_r = H / H_r = (H_r - \Delta H) / H_r = 1 - \Delta H / H_r, \quad (16)$$

где H_r — теоретический напор насоса.

Объемные потери в насосе обусловлены перетоком жидкости, прошедшей через рабочее колесо, под воздействием разности давлений $P_2 - P_1$ обратно в зону всасывания через зазоры между вращающимся рабочим колесом и сопряженными с ним неподвижными деталями (рис. 1.7), а также непроизводительными расходами воды на уплотнения, уравнивание осевого давления и т. п. Указанные потери учитывают объемным КПД

$$\eta_0 = Q / Q_r = (Q_r - \Delta Q) / Q_r = 1 - \Delta Q / Q_r, \quad (17)$$

где Q — подача насоса, т. е. количество жидкости, поступившее в напорный трубопровод; ΔQ — утечки и другие потери жидкости; Q_r — подача рабочего колеса, т. е. количество жидкости, прошедшее через рабочее колесо.

Механические потери обусловлены потерей мощности на преодоление трения наружной поверхностью колеса о жидкость (дисковое трение), механическим трением в подшипниках и сальниках. Они характеризуются механическим КПД

$$\eta_m = (N - \Delta N) / N = 1 - \Delta N / N, \quad (18)$$

где N — мощность насоса; ΔN — потери мощности на механическое трение.

Очевидно, что мощность насоса N за вычетом потерь ΔN на механическое трение должна расходоваться на сообщение весовой подаче насоса $\rho g Q_T$ энергии H_T , т. е. $N - \Delta N = \rho g Q_T H_T$. Но так как $Q_T = Q / \eta_o$ и $H_T = H / \eta_r$, то (18) можно представить в виде

$$\eta_m = (N - \Delta N) / N = \rho g Q_T H_T / N = \rho g Q H / \eta_o \eta_r N.$$

В соответствии с этим полный КПД насоса определяется выражением

$$\eta = \rho g Q H / N = \eta_o \eta_r \eta_m. \quad (19)$$

Полный КПД определяет степень совершенства конструкции насоса в механическом и гидравлическом отношениях. Максимальные значения КПД достигают для больших насосов $\eta_{\max} = 0,88$, для малых $\eta_{\max} = 0,6 - 0,7$.

Частота вращения. Назначение или выбор частоты вращения ротора зависит от типа насоса и двигателя, допустимой высоты всасывания, весовых и габаритных показателей.

Допустимый кавитационный запас или допустимая вакуумметрическая высота всасывания. Кавитационный запас Δh показывает избыток абсолютной удельной энергии жидкости во входном патрубке насоса над удельной энергией, определяемой упругостью насыщенных паров жидкости:

$$\Delta h = P_{1a} / \rho g + v_1^2 / 2g - P_{п.ж} / \rho g, \quad (20)$$

где P_{1a} — абсолютное давление во входном патрубке; $P_{п.ж}$ — упругость насыщенных паров жидкости.

Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$ — это запас, при котором обеспечивается работа насоса без изменения основных технических показателей. Характеристику $\Delta h_{\text{доп}} - Q$ получают в результате кавитационных испытаний насоса при постоянной частоте вращения. Для насосов, выпущенных заводами до 1980 года, кавитационная характеристика представлялась в виде

зависимости $\Delta h_{\text{доп}} - Q$ (допустимой вакуумметрической высоты всасывания от подачи).

Зная $\Delta h_{\text{доп}}$ или $\Delta h_{\text{вак}}$, условие отсутствия кавитации в насосе можно представить соотношениями

$$\Delta h \geq \Delta h_{\text{доп}} \quad (21)$$

$$H_{\text{вак}} \leq H_{\text{доп}}. \quad (22)$$

1.3. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Работа лопастных насосов основана на передаче энергии потоку лопастями рабочего колеса. Рассмотрим упрощенную схему движения жидкости в рабочем колесе при условии, что число его лопастей бесконечно большое. При этом движение жидкости струйное, т. е. траектория каждой частицы жидкости совпадает с кривой очертания лопастей.

При движении жидкости в рабочем колесе насоса различают три скорости:

1) скорость переносного движения u , т. е. окружная скорость вращения, с которой жидкость вращается вместе с рабочим колесом. Она направлена по касательной к окружности в сторону вращения рабочего колеса и зависит как от частоты вращения колеса, так и от радиуса;

2) скорость относительного движения w , т. е. скорость движения жидкости относительно лопастей рабочего колеса от центра к периферии. Она направлена по касательной к лопастям рабочего колеса;

3) скорость абсолютного движения v , являющаяся равнодействующей двух составляющих скоростей u и w , т. е. вектор абсолютной скорости равен сумме векторов u и w :

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}. \quad (23)$$

Для суммирования скоростей геометрически строят параллелограмм скоростей. Обозначим через α угол между абсолютной v и переносной u скоростями жидкости и через β угол между относительной скоростью и обратным направлением переносной скорости u жидкости.

Построение параллелограмма скоростей рассмотрим на примере центробежного насоса при подаче Q и частоте вращения рабочего колеса n . Индекс 1 принят для обозначения скоростей и углов на входе в рабочее колесо, индекс 2 — на выходе из него.

Направление скорости v_1 зависит от условий подвода. При осевом подводе закрутка потока перед рабочим колесом отсутствует и скорость v_1 направлена по радиусу, т. е. $\alpha_1 = 90^\circ$. Поэтому среднее значение

$$v_1 = Q / \pi D_1 b_1 \psi_1, \quad (24)$$

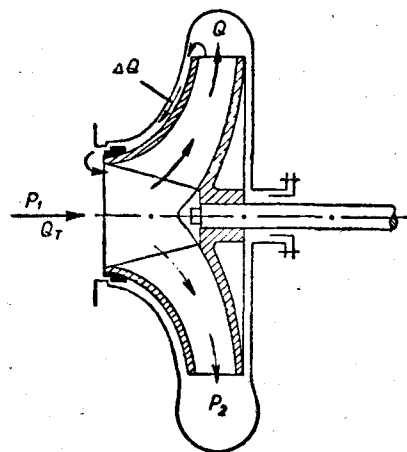


Рис. 1.7. Схема рабочего колеса центробежного насоса.

где D_1 — средний диаметр входных кромок лопастей; b_1 — расстояние между дисками рабочего колеса на входе; ψ_1 — коэффициент стеснения потока лопастями ($\psi_1=0,75-0,83$).

Скорость переносного движения на входе в рабочее колесо

$$u_1 = \pi D_1 n / 60. \quad (25)$$

Имея два вектора v_1 и u_1 , можно построить параллелограмм скоростей на входе в рабочее колесо и определить скорость относительного движения.

Параллелограмм скоростей на выходе из рабочего колеса строим по переносной $u_2 = \pi D_2 n / 60$ и относительной скорости $w_2 = Q / \pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2$, где D_2 — диаметр рабочего колеса на выходе; b_2 — расстояние между дисками рабочего колеса на выходе; ψ_2 — коэффициент стеснения потока лопастями на выходе из колеса ($\psi_2=0,90-0,95$).

По аналогии с центробежными насосами можно построить параллелограммы скоростей для осевого насоса. При этом принимаем во внимание следующие особенности. Скорость переносного движения всех точек лопастей на данном цилиндрическом сечении равна и определяется частотой вращения n и радиусом r сечения

$$u_1 = u_2 = u = 2\pi r n / 60. \quad (26)$$

Осевые составляющие векторов абсолютной и относительной скоростей течения во всех точках данного цилиндрического сечения должны быть равными $v_1 \sin \alpha_1 = w_1 \sin \beta_1 = v_2 \sin \alpha_2 = w_2 \sin \beta_2$.

Если принять равномерное распределение осевых компонент по сечению, то $v \sin \alpha = w \sin \beta = Q / \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{вт}^2) \psi$, где D — диаметр рабочего колеса; $d_{вт}$ — диаметр втулки; ψ — коэффициент стеснения потока лопастями. Параллелограммы скоростей представлены на рис. 1.8.

Для вывода основного уравнения допускаем, что насос перекачивает идеальную жидкость. Это позволяет исключить гидравлические потери, возникающие в рабочем колесе.

Основное уравнение лопастных насосов выводят на основании теоремы о моменте количества движения, которая для установившегося потока формулируется следующим образом. *Секундное изменение момента количества движения массы жидкости, протекающей между двумя сечениями, равно моменту внешних сил, действующих на поток между этими сечениями.*

Внешние силы у лопастных насосов, как известно, прикладываются к потоку лопастями рабочего колеса.

Вывод основного уравнения рассмотрим на примере центробежного насоса. Моменты количества движения потока u входа в колесо на радиусе R_1 и u выхода из колеса на радиусе R_2

$$M_1 = \rho Q_T v_1 l_1 \quad \text{и} \quad M_2 = \rho Q_T v_2 l_2.$$

Обозначив момент внешних сил через M , имеем

$$M = M_2 - M_1 = \rho Q_T (v_2 l_2 - v_1 l_1).$$

Выразив l_2 и l_1 через радиусы и углы α , получим

$$M = \rho Q_T (v_2 R_2 \cos \alpha_2 - v_1 R_1 \cos \alpha_1). \quad (27)$$

Умножив обе части уравнения на угловую скорость вращения ω , запишем

$$M\omega = \rho Q_T \omega (v_2 R_2 \cos \alpha_2 - v_1 R_1 \cos \alpha_1),$$

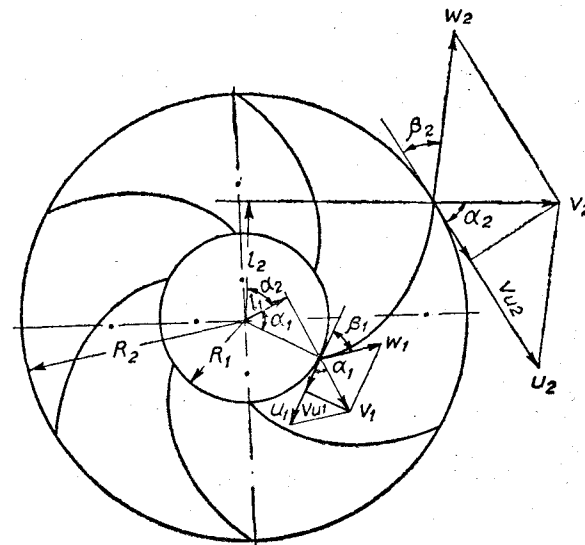


Рис. 1.8. Схема для вывода основного уравнения лопастного насоса.

где $M\omega$ — мощность ($\text{Н} \cdot \text{м/с} = \text{Дж/с} = \text{Вт}$), затраченная на передачу энергии жидкости, $M\omega = N = \rho g Q_T H_T$, Вт. Так как $R_2 \omega = u_2$ и $R_1 \omega = u_1$, то $\rho g Q_T H_T = \rho Q_T (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1)$. Запишем $v_2 \cos \alpha_2 = v_{u2}$ и $v_1 \cos \alpha_1 = v_{u1}$, тогда

$$H_T = (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) / g. \quad (28)$$

Полученное выражение представляет собой основное уравнение лопастных насосов, выведенное в 1754 г. Л. Эйлером. Обоснованную им теорию лопастных насосов называют струйной.

В насосах с осевым подводом $\alpha_1 = 90^\circ$, поэтому $v_{u1} = 0$ и основное уравнение принимает вид

$$H_T = u_2 v_{u2} / g. \quad (29)$$

Действительный напор H , развиваемый насосом, меньше теоретического из-за гидравлических потерь, возникающих при движении реальной жидкости в рабочем колесе, в элементах подвода

и отвода, а также конечного числа лопастей, вследствие чего нарушается осесимметричность потока и не все частицы жидкости получают одинаковое приращение энергии.

Уменьшение теоретического напора в результате гидравлических потерь учитывают введением гидравлического КПД, который зависит от конструкции и размеров насоса, качества выполнения его проточной части. Гидравлический КПД насоса составляет $\eta_r = 0,7-0,93$ (меньшее значение для малых насосов).

Конечное число лопастей рабочего колеса характеризует коэффициент K . Обычно при числе лопастей рабочего колеса $z=6-12$ значение K изменяется от 0,75 до 0,9.

С учетом особенностей действительного характера течения реальной жидкости в рабочем колесе основное уравнение лопастного насоса при осевом подводе имеет вид

$$H = K \eta_r u_2 v_{u_2} / g. \quad (30)$$

Особенность струйной теории гидромашин заключается в том, что обмен энергией между лопастями колеса и потоком оценивается по итоговым изменениям кинематики потока от входа до выхода с него вне зависимости от того, каков механизм передачи энергии внутри колеса. По этой причине струйная теория не могла обеспечить рациональных методов расчета колес, вследствие чего их размеры и форма подбирались по аналогам на основе предварительной оценки в кинематике потока. Это предопределило появление новой вихревой теории лопастных машин. Ее основоположником является известный отечественный ученый Н. Е. Жуковский.

Теория получила название вихревой потому, что она базируется на представлении о механизме силового взаимодействия потока с обтекаемым им телом, непосредственно связанном с вихреобразованием в потоке. Основное внимание здесь уделено механизму силового и энергетического взаимодействия, количественной оценке действующих при этом сил и механической работы, получаемой при их перемещении.

Интенсивность вихревого движения в потоке определяется циркуляцией скорости Γ , которая представляет собой работу вектора скорости

$$\Gamma = \oint v \cos \alpha dS,$$

где v — скорость потока в данной точке; α — угол между вектором скорости и касательной к контуру в данной точке; dS — элементарный отрезок контура.

Применительно к колесу центробежного насоса циркуляцию на входе можно представить как $\Gamma_1 = 2\pi R_1 v_{u_1}$, и на выходе из колеса $\Gamma_2 = 2\pi R_2 v_{u_2}$. Из полученных выражений можно определить момент скорости на входе и выходе из колеса $R_1 v_{u_1} = \Gamma_1 / 2\pi$ и

$R_2 v_{u_2} = \Gamma_2 / 2\pi$. Подставив значения моментов скорости в (27), получим $M = \rho Q_T (\Gamma_2 - \Gamma_1) / 2\pi$, откуда по аналогии с (28) записываем

$$H_T = \omega (\Gamma_2 - \Gamma_1) / 2\pi g, \quad (31)$$

Действительный напор

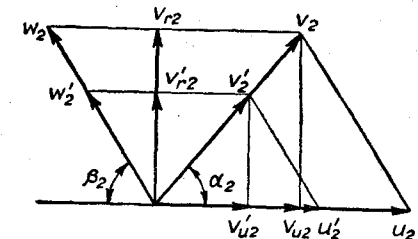
$$H = \eta_r \omega (\Gamma_2 - \Gamma_1) / 2\pi g. \quad (32)$$

1.4. ЗАКОНЫ ПОДОБИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Явления называются подобными, если по заданным характеристикам одного из них можно получить характеристики другого простым пересчетом, аналогично переходу от одной системы единиц измерения к другой. Законы подобия лопастных насосов позволяют судить по известным параметрам потока на модели лопастного насоса о потоке натурального.

Моделирование гидродинамических явлений потока основывается на геометрическом, кинематическом и динамическом подобии.

Рис. 1.9. Параллелограммы скоростей на выходе из рабочих колес подобных насосов.



Геометрическое подобие рабочих колес предполагает пропорциональность всех соответствующих размеров проточной части, т. е. $D_2/D_2' = b_2/b_2' = \text{const}$.

Кинематическое подобие предполагает наличие геометрического, пропорциональность скоростей в соответствующих точках потоков и равенство соответствующих углов, т. е. если изобразить параллелограмм скоростей на выходе из рабочего колеса одного насоса и на него наложить такой же параллелограмм подобного насоса, то получаем картину, представленную на рис. 1.9. Из подобия треугольников можно записать

$$w_2'/w_2 = v_2'/v_2 = v_2'/v_2 = v_{u2}'/v_{u2} = u_2'/u_2.$$

Скорости переносного движения для этих колес

$$u_2 = \pi D n / 60 \quad \text{и} \quad u_2' = \pi D' n' / 60.$$

Отношение этих скоростей составляет $u_2'/u_2 = D'n'/Dn$, т. е. отношение скоростей в соответствующих точках потока можно выразить через отношение произведений Dn .

Динамическое подобие предполагает пропорциональность сил, действующих в кинематически подобных потоках, и равенство углов, характеризующих направление этих сил.

Рассмотрим подобные друг другу рабочие колеса с диаметрами D и D' , вращающиеся с частотой соответственно n и n' , которые создают напоры H и H' . Согласно основному уравнению напоры для этих колес определяются выражениями $H = K \eta_r u_2 v_{u2} / g$, $H' = K' \eta_r' u_2' v_{u2}' / g$. Отношение напоров $H'/H = K' \eta_r' u_2' v_{u2}' / K \eta_r u_2 v_{u2}$. Заменяя отношение скоростей отношением произведений Dn , получаем

$$H'/H = (K'/K) (\eta_r'/\eta_r) (D'n'/Dn)^2. \quad (33)$$

Для приближенных расчетов можно считать, что $K' = K$ и $\eta_r' = \eta_r$, тогда

$$H'/H = (D'n'/Dn)^2. \quad (34)$$

Подача насоса изменяется пропорционально произведению площади выходного сечения рабочего колеса, радиальной составляющей абсолютной скорости на выходе и объемного КПД

$$Q = F v_{r2} \eta_0 = \pi D_2 b_2 \psi_2 v_{r2} \eta_0,$$

где b_2 — расстояние между дисками на выходе из рабочего колеса; ψ_2 — коэффициент, учитывающий стеснение потока лопастями рабочего колеса; η_0 — объемный КПД насоса.

Отношение подач подобных насосов имеет вид

$$Q'/Q = (b_2'/b_2) (D_2'/D_2) (\psi_2'/\psi_2) (v_{r2}'/v_{r2}) \eta_0'/\eta_0.$$

Заменяя отношение скоростей отношением произведений Dn , а также учитывая, что $b_2'/b_2 = D_2'/D_2$, получаем

$$Q'/Q = (n'/n) \cdot (D'/D)^2 \cdot (\psi_2'/\psi_2) \cdot \eta_0'/\eta_0. \quad (35)$$

Для приближенных расчетов можно принять $\psi_2' = \psi_2$ и $\eta_0' = \eta_0$, тогда выражение (35) запишем как

$$Q'/Q = (n'/n) \cdot (D'/D)^3. \quad (36)$$

Мощность насоса изменяется пропорционально произведению QH . Подставив вместо Q и H величины из выражений (34) и (36), имеем

$$N'/N = (n'/n)^3 \cdot (D'/D)^5. \quad (37)$$

Уравнения (34), (36) и (37) представляют собой законы подобия лопастных насосов, позволяющие: а) рассчитать с достаточной точностью основные параметры проектируемого насоса при известных параметрах насоса-аналога; б) выполнять экспериментальные исследования нового типа насоса на моделях, значительно меньших натурного, что облегчает и удешевляет исследования; в) испытать насос при одной частоте вращения колеса, пересчитать характеристики на другую частоту.

Приближенными зависимостями подобия (34), (36) и (37) можно пользоваться, если размеры насосов отличаются друг от друга не более чем в два-три раза и если насосы работают на одной и той же жидкости.

При $D' = D$, т. е. для одного и того же насоса, работающего при различной частоте вращения колеса, получаем частный случай законов подобия, называемый законом пропорциональности

$$Q'/Q = n'/n, \quad H'/H = (n'/n)^2 \quad \text{и} \quad N'/N = (n'/n)^3, \quad (38)$$

т. е. подача, напор и мощность насоса изменяются соответственно пропорционально частоте вращения, квадрату и кубу частоты вращения. Из закона пропорциональности следует

$$H/H_r = Q^2/Q_r^2, \quad \text{или} \quad Q_1/\sqrt{H_1} = Q/\sqrt{H} = a = \text{const},$$

откуда получаем уравнение переходной кривой

$$Q = a\sqrt{H}. \quad (39)$$

Переходная кривая, как видно из уравнения (39), является квадратичной параболой с вершиной в начале координат. Она, называемая также кривой пропорциональности, при различных частотах вращения колеса одновременно является кривой одинаковых КПД.

Поскольку при подобных режимах работы по (38) напор пропорционален квадрату частоты вращения, то для пересчета допустимого кавитационного запаса имеем зависимость

$$\Delta h_1/\Delta h = (n_1/n)^2. \quad (40)$$

Учитывая, что допустимая вакуумметрическая высота всасывания насоса связана с допустимым кавитационным запасом Δh зависимостью $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = 10 - \Delta h$, получаем выражение для пересчета на новую частоту вращения допустимой вакуумметрической высоты всасывания

$$H_{\text{вак}}'^{\text{доп}} = 10 - (10 - H_{\text{вак}}^{\text{доп}}) (n_1/n)^2, \quad (41)$$

где $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания при частоте вращения n .

Необходимо заметить, что работа насоса с пониженной частотой вращения допускается, а работу с повышенной частотой вращения необходимо согласовывать с заводом-изготовителем, так как это связано с прочностью деталей насоса.

1.5. КАВИТАЦИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫСОТНОГО ПОЛОЖЕНИЯ НАСОСОВ

1.5.1. Сущность явления кавитации

При понижении местного статического давления в потоке на входе в рабочее колесо насоса до некоторого критического значения начинается интенсивный переход жидкости в газообразное состояние — пар (холодное кипение) и образование местных разрывов сплошности потока — пузырьков, заполненных в основном парами жидкости, а также газами, которые выделяются из перекачиваемой жидкости. Эти пузырьки быстро растут в объеме и потоком жидкости сносятся в область повышенного давления. Здесь происходит конденсация паров, т. е. захлопывание пузырьков. При этом частицы жидкости, находящиеся вокруг каждого пузырька при его захлопывании, устремляются со значительными скоростями внутрь. В центре каждого пузырька происходит соударение частиц жидкости, что вызывает гидравлические удары. При этом в соответствии с уравнением Жуковского изменение скорости потока приводит к изменению давления. Экспериментальным путем установлено, что при захлопывании пузырьков давление может достигать нескольких сотен мегапаскаль, которое разрушающе действует на поверхности рабочих колес, а также корпусов насосов. *Описанный процесс называется кавитацией.* Название это происходит от латинского слова *cavitas*, что означает «пустота».

Критическое давление, при котором возникает кавитация, зависит от физических свойств жидкости. При практических расчетах в качестве критического давления обычно принимают упругость насыщенных паров перекачиваемой жидкости при данной температуре.

Для выяснения причин понижения давления на входе в насос обратимся к уравнению Бернулли, составленного для свободной поверхности воды в приемном резервуаре и входного патрубка насоса (см. рис. 1.6):

$$P_1/\rho g = P_a/\rho g - H_{г.в} - v_1^2/2g - h_v. \quad (42)$$

Из зависимости (42) видно, что давление на входе в насос тем меньше, чем меньше атмосферное давление и больше геометрическая высота всасывания, скорость движения потока и гидравлические потери во всасывающей линии. Причинами понижения давления на входе в насос могут быть: 1) высокое расположение насоса по отношению к уровню воды в источнике; 2) повышение относительной скорости потока вследствие увеличения подачи насоса при подъеме уровня воды в источнике, увеличения частоты вращения колеса, пуска насоса при открытой задвижке на напорной линии и опорожненном трубопроводе; 3) возрастание гидравлических потерь на всасывающей линии; 4) повышение температуры перекачиваемой воды.

О начальной стадии развития кавитации в насосе можно судить по сухому треску на входной части насоса. Такая кавитация на энергетические показатели насоса не влияет. Но по мере развития кавитации характерный шум увеличивается, появляется вибрация и характеристики насоса претерпевают следующие изменения: уменьшается напор, подача и КПД насоса вследствие уменьшения плотности перекачиваемой среды, затем может наступить срыв режима работы. Помимо изменений характеристик насосов кавитационному разрушению подвергаются поверхности их рабочих колес и корпусов.

При кавитации образуется бесконечно большое число пузырьков, которые при попадании в зону повышенного давления разрушаются (захлопываются), вызывая гидравлические удары. Если захлопывание пузырьков осуществляется на поверхности рабочего колеса или корпуса, гидравлические удары, как бы многократно, бомбардируют эту поверхность и начинают разрушать ее, действуя как гидравлические клинья, образующиеся в результате проникновения частиц жидкости в мельчайшие поры материала стенки. Поверхность металла вместо гладкой становится губчатой. В дальнейшем одновременно с кавитационной эрозией происходит коррозия металлов, что существенно ускоряет процесс разрушения рабочих поверхностей. Интенсивность разрушения бывает весьма высокой и может достигать 10...40 мм в год. Это требует частых ремонтов, смены рабочих органов, что приводит к существенному удорожанию эксплуатации насосов.

В настоящее время материалы, не подверженные кавитационному разрушению, неизвестны. Лучше сопротивляются металлы, обладающие, помимо механической прочности, также вязкостью (медь, нержавеющая сталь). Очень подвержены кавитационному разрушению детали из чугуна. Причем шероховатые поверхности разрушаются гораздо быстрее, чем полированные.

Избежать кавитации можно, если не допускать понижения давления на входе в рабочее колесо насоса до критического значения.

Поверхности, разрушенные кавитацией, восстанавливаются: а) наплавкой электродами из нержавеющей стали с последующей шлифовкой поверхности; б) гуммированием поверхностей, т. е. защитой тонким слоем резины разрушающихся поверхностей; в) покрытием защищаемой детали слоем эпоксидной смолы или эмали. К сожалению, технология последних двух способов еще до конца не отработана, и они не получили широкого распространения.

При соответствующем обосновании для уменьшения кавитационного разрушения можно рекомендовать выпуск небольшого количества воздуха во всасывающий патрубок насоса. Этот воздух попадает в образующиеся пузырьки, заполненные парами воды, и при их конденсации работает как своего рода демпфер. Исследования показывают, что при коэффициенте объемного содержания газа $\delta > 0,04$ уже наблюдаются значительные сниже-

ния характеристик. Особенно резкое снижение имеет место при перекачивании воды, содержащей растворенный и свободный воздух. В этом случае при $\delta > 0,04$ насосы практически прекращают подачу. Коэффициент объемного содержания газа определяется зависимостью $\delta(p, T) = V_r / (V_r + V_{ж})$, где V_r — объем, занимаемый газом в пределах рассматриваемого объема смеси $V_r + V_{ж}$.

1.5.2. Определение высотного положения насосов

Отметка оси насоса определяется по зависимости

$$\downarrow \text{оси} = \downarrow \text{МинУВИ} + H_{г.в.}, \quad (43)$$

где $\downarrow \text{МинУВИ}$ — отметка минимального уровня воды в источнике; $H_{г.в.}$ — геодезическая высота всасывания, м. Отметка минимального уровня воды в источнике принимается для года расчетной обеспеченности в зависимости от категории надежности подачи воды проектируемой насосной станции.

Предельное значение геодезической высоты всасывания определяется в зависимости от кавитационной характеристики насоса по одной из следующих формул:

$$H_{г.в.} = H_6 - \Delta h_{\text{доп}} - h_v; \quad (44)$$

$$H_{г.в.} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - h_v - v_1^2 / 2g, \quad (45)$$

где H_6 — напор, соответствующий барометрическому давлению, принимаемый с учетом парциального давления пара воды при температуре $t = 20^\circ\text{C}$, равным 10,0 м; $\Delta h_{\text{доп}}$ — допустимый кавитационный запас (м), определяемый для невыгодного с точки зрения кавитации режима работы насоса; h_v — гидравлические потери напора во всасывающей линии при максимальной подаче, м; $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания (м), значение которой определяется по характеристике насоса при максимальной его подаче, соответствующей уровню воды в источнике расчетной обеспеченности; v_1 — скорость во всасывающем патрубке насоса при максимальной подаче, м/с.

В процессе эксплуатации насосных установок уровень воды в источнике (реке) может изменяться в больших пределах (несколько метров). При этом фактическая геодезическая высота всасывания определяется разностью отметки оси насоса и отметки уровня воды в источнике, установившегося в данное время. Насос работает нормально, если фактическая геодезическая высота всасывания меньше предельно допустимой геодезической высоты всасывания.

В ряде случаев проектные организации геодезическую высоту всасывания, полученную по (44)–(45), понижают на значение технологического запаса $h_{\text{зап}} = 0,5–1,5$ м.

Определяя отметку оси, рассматривают худший эксплуатационный режим работы, требующий самого низкого расположения.

Глава 2. КОНСТРУКЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

В СССР выпускается свыше тысячи типоразмеров различных насосов, большую часть из них составляют лопастные. Для удобства рассмотрения их разделяют на насосы общего применения и специальные.

Насосы общего применения предназначены для перекачки воды и других чистых нейтральных жидкостей с температурой не выше $80...100^\circ\text{C}$. Эту группу составляют центробежные насосы консольного типа, двустороннего входа, многоступенчатые и вертикальные, а также осевые и диагональные.

К специальным относятся насосы для перекачки химически активных жидкостей (кислот и щелочей), взвешенных веществ (фекальные, песковые, шламовые, землесосы и т. д.), для откачки воды из скважин, подачи воды с высокой температурой (более 100°C) и при очень высоких напорах (питательные, конденсатные).

2.1. УСТРОЙСТВО И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

2.1.1. Консольные насосы

Основные параметры центробежных консольных насосов регламентируются ГОСТ 22 247—76 Е, согласно которому консольные насосы предназначены для подачи от 1,5 до 100 л/с при напоре от 8,8 до 98 м. На рис. 2.1 представлен продольный разрез консольного насоса. Рабочее колесо 3 состоит из двух дисков — переднего и заднего, соединенных пространственными или цилиндрическими лопастями. Колесо имеет обычно 6—8 лопастей, отогнутых в сторону, обратную вращению вала. В насосах для перекачивания загрязненных жидкостей число лопастей сводится к минимуму (2—4). Некоторые колеса выполнены без переднего диска (открытого типа), которые применяются для перекачивания плотных жидкостей (илов или осадков).

Колесо установлено на консоли вала 7 со шпонкой и закреплено гайкой. Расположено оно в цельнолитом чугунном корпусе 2 со спиральной внутренней полостью, диффузорным каналом и напорным патрубком. Напорный патрубок может располагаться горизонтально и вертикально, фланцем вверх или вниз.

К корпусу насоса со стороны входа жидкости на рабочее колесо шпильками закреплена крышка корпуса 1 со всасывающим патрубком насоса.

При работе насоса с колесом, имеющим односторонний вход жидкости, возникают неуравновешенные осевые усилия, которые

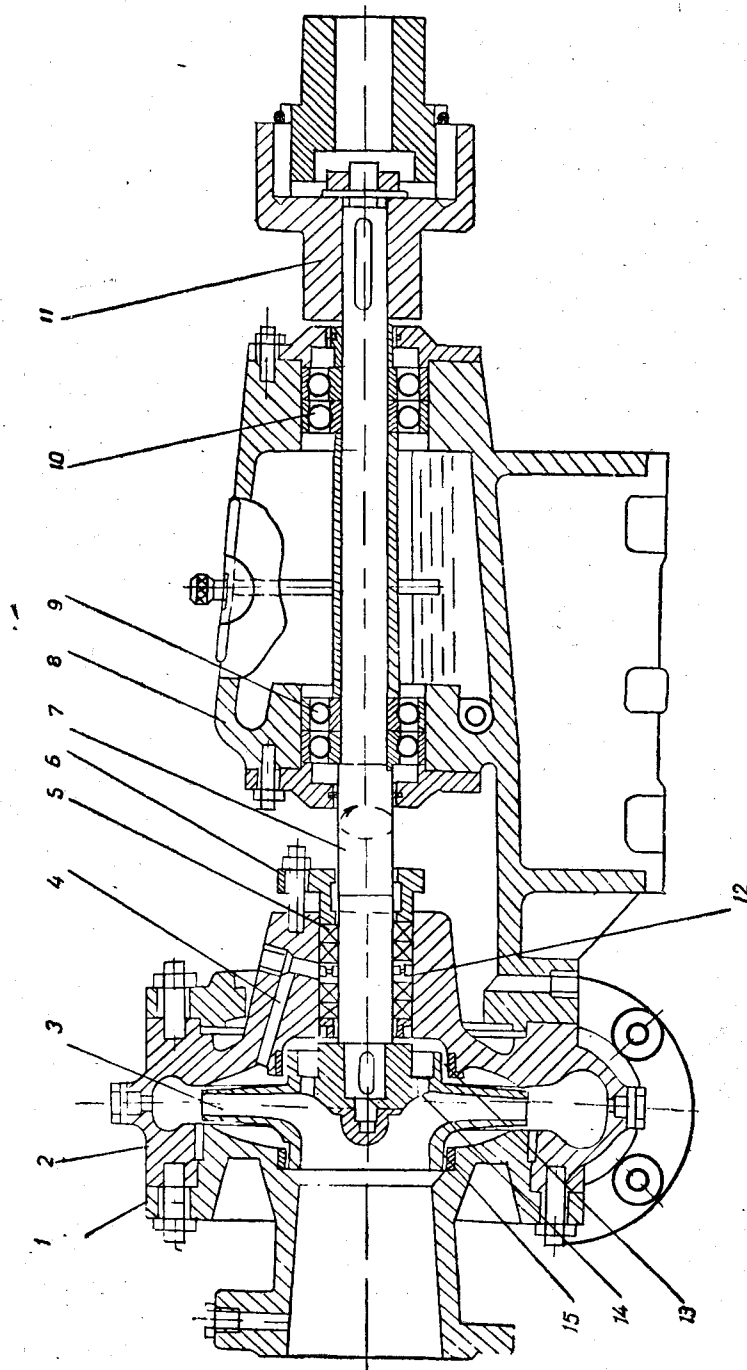


Рис. 2.1. Схема центробежного насоса консольного типа.

снимают разгрузочные отверстия 14, выполненные на заднем диске. Для уменьшения перетока жидкости из спиральной камеры на вход в рабочее колесо имеются уплотнения 13 и 15. Через разгрузочные отверстия 14 вакуум, образующийся в рабочем колесе, распространяется в пространство между задним диском колеса и корпусом, в связи с чем возникает опасность проникновения воздуха в колесо через зазор между валом и корпусом. Для предотвращения подсоса воздуха устроен сальник, работающий как гидравлический затвор. Он включает кольцо гидравлического уплотнения 12 с отверстиями, по обе стороны которого расположена сальниковая набивка 5. К кольцу гидравлического уплотнения из спиральной камеры через отверстие 4 подводится вода. Эта вода уплотняет, охлаждает и смазывает сальник. Степень уплотнения сальниковой набивки регулируют периодической подтяжкой крышки 6. При нормальной работе вода через сальник просачивается отдельными каплями или маленькой струйкой.

Вал насоса крепят в шарикоподшипниках 9 и 10, размещенных в опорной стойке 8. Смазывают подшипники жидким маслом, которое заливают в корпус опорной стойки. Насос с электродвигателем соединяет полумуфта 11. Вал насоса вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода.

Плоскость разъема между корпусом 2 и крышкой 1 вертикальная. Недостаток такого разъема корпуса насоса заключается в необходимости демонтажа всасывающей линии при профилактических осмотрах или ремонтах насоса.

Консольные насосы маркируют буквой «К», после которой указывают подачу ($\text{м}^3/\text{ч}$) и напор (м) в оптимальном режиме.

Широко распространены моноблочные консольные насосы марки КМ. Корпус у них установлен на крышке электродвигателя, а рабочее колесо закреплено непосредственно на конце вала электродвигателя. У этих насосов отсутствуют опорная стойка и собственный вал, что исключает необходимость центровки валов. Геометрические формы проточной части и рабочие параметры насосов типа К и КМ одинаковые.

2.1.2. Насосы двустороннего входа

По ГОСТ 10272—77 подача насосов двустороннего входа находится в пределах 30...3300 л/с, а напоры, развиваемые ими, составляют 10...140 м.

Устройство насоса с двусторонним входом показано на рис. 2.2. Рабочее колесо 11 состоит из двух наружных дисков и одного внутреннего со втулкой для крепления на валу. Входит жидкость с двух сторон, что приводит к уравниванию осевого давления. Для уменьшения перетока жидкости из спирального кожуха во всасывающие камеры служат сменные уплотнительные кольца 9 и 10.

Рабочее колесо закреплено на валу 3 шпонкой и двумя защитными втулками 12 с резьбой. Вал вращается в установленных

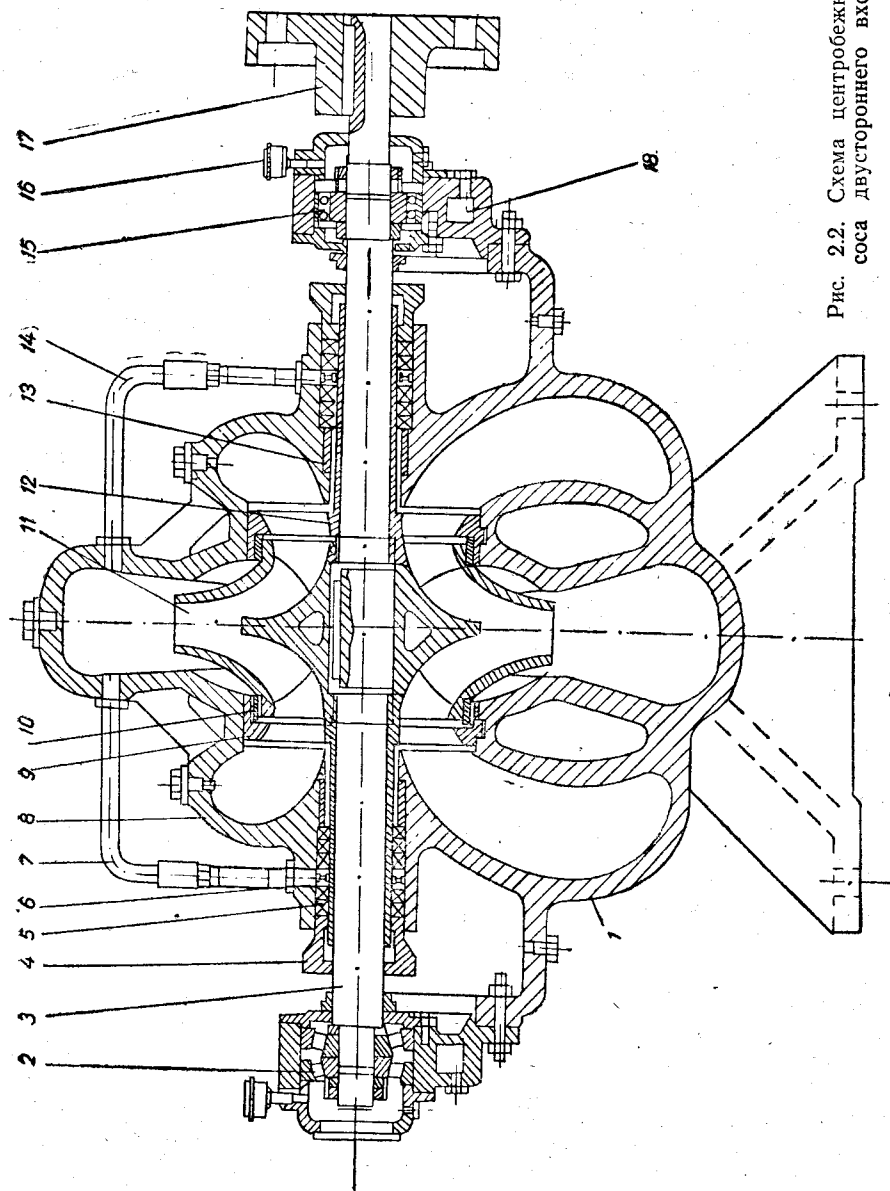


Рис. 2.2. Схема центробежного насоса двустороннего входа.

на выносных опорах подшипниках 2 и 15 против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода. Масло к подшипникам подается из масленок 16. Для охлаждения подшипников в камеры 18 поступает вода. Вал в местах его выхода из корпуса уплотняется двумя сальниками, имеющими набивку 5 и кольца гидравлического уплотнения 6, к которым трубками 7 и 14 подводится вода из спирального кожуха. Степень уплотнения сальника регулируется крышкой 4, которая плотно прижимает набивку к грунбуксе 13.

Насос с электродвигателем соединяет полумуфта 17. Насос выполнен с горизонтальным (осевым) разъемом, разделяющим его на корпус 1 и крышку 8. В нижней части корпуса расположены всасывающий и напорный патрубки, направленные в противоположные стороны перпендикулярно оси насоса. Такое расположение патрубков и горизонтальный разъем корпуса обеспечивают компактность насосных установок, удобства расположения трубопроводов, а также возможность осмотра, ремонта и замены рабочих органов без демонтажа насоса с фундамента и отсоединения трубопроводов.

Насосы с двусторонним входом на рабочее колесо маркируют буквой «Д», после которой указывают подачу ($\text{м}^3/\text{ч}$) и напор (м).

2.1.3. Многоступенчатые насосы

Многоступенчатые насосы согласно ГОСТ 10 407—83 применяют при подачах от 2,2 до 360 л/с и напорах от 40 до 2000 м. Перекачиваемая жидкость в них последовательно проходит через несколько рабочих колес, закрепленных на общем валу. Поэтому напор насоса равен сумме напоров последовательно расположенных колес. Подача всех колес одинакова. Насосы такой конструкции используют для подачи жидкости под напором, превышающим техническую возможность насоса с одним рабочим колесом.

Различают два типа многоступенчатых насосов: секционные с торцевым (вертикальным) разъемом корпуса и рабочими колесами, ориентированными входными отверстиями в одну сторону, и спиральные с горизонтальным (осевым) разъемом корпуса и рабочими колесами, расположенными входными отверстиями попарно в противоположные стороны.

На рис. 2.3 представлен секционный пятиступенчатый насос, который состоит из отдельных секций 3, размещенных на валу между входной 5 и напорной 2 секциями и стянутых болтами 4. Внутри каждой секции расположен направляющий аппарат, обеспечивающий осевой подвод жидкости к рабочему колесу последующей ступени. От последнего колеса жидкость поступает в отвод, а из него — к выходному патрубку. Гидравлические осевые усилия воспринимаются автоматически действующим разгрузочным устройством — гидравлической пятой 1.

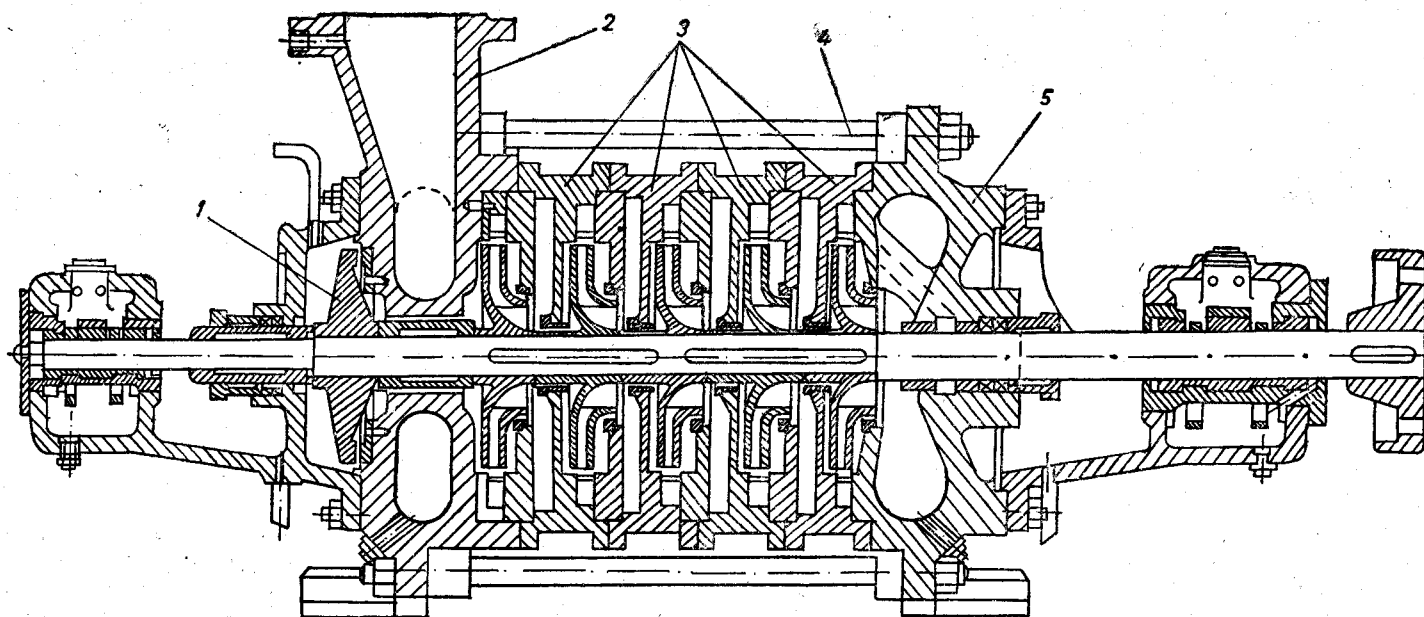


Рис. 2.3. Схема многоступенчатого секционного насоса.

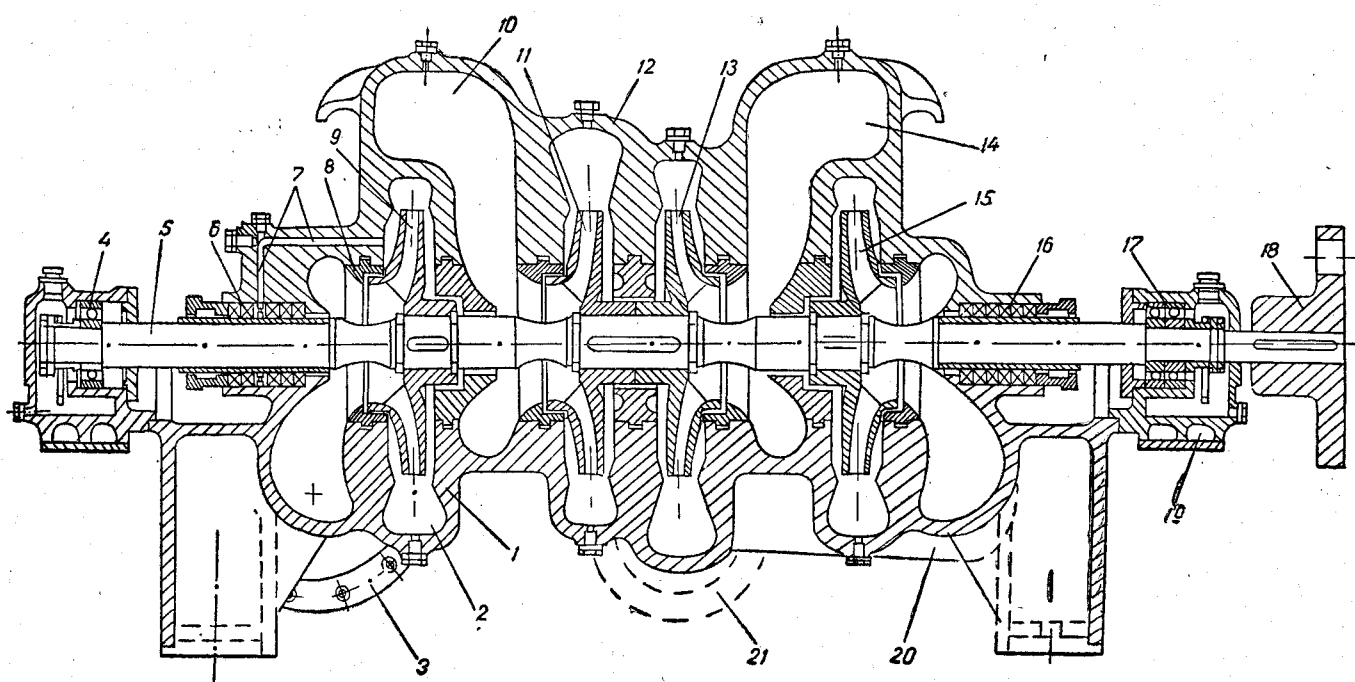


Рис. 2.4. Схема четырехколесного центробежного насоса с горизонтальным разъемом корпуса:

1 — корпус; 2 — отвод; 3 — входной патрубок; 4, 17 — подшипник; 5 — вал; 6, 16 — сальник; 7 — трубки гидравлического уплотнения; 8 — защитно-уплотняющее кольцо; 9, 11, 13, 15 — рабочие колеса; 10, 14 — переводной канал; 12 — крышка корпуса; 18 — полумуфта; 19 — камера для охлаждения подшипников; 20 — переводной канал в корпусе насоса от колеса 11 к 15; 21 — выходной патрубок.

Насосы секционного типа по сравнению со спиральными имеют меньшие размеры и позволяют изменением числа секций изменять напор при постоянной подаче. Недостатки этих насосов — низкий КПД, сложность демонтажа, при котором требуется отсоединение трубопроводов, разборка подшипников и сальников. Направленные вертикально вверх патрубки насоса несколько усложняют внутристанционную коммуникацию трубопроводов.

Маркируют многоступенчатые насосы секционного типа буквами «ЦНС» (центробежный насос секционный), после которых указывают подачу ($\text{м}^3/\text{ч}$) и напор (м).

На рис. 2.4 представлен продольный разрез спирального четырехступенчатого насоса. На вал 5 насажены четыре рабочих колеса 9, 11, 13 и 15, входные отверстия которых направлены в противоположные стороны. Жидкость из всасывающего патрубка 3 поступает на первое рабочее колесо 9, выбрасывается в спиральный отвод и по внутреннему каналу 10, отлитому в корпусе, подводится к входному отверстию второго рабочего колеса 11. К третьему рабочему колесу 15 жидкость подводится по переводному каналу в корпусе насоса 20, затем по каналу 14 — к рабочему колесу четвертой ступени 13 и далее по спирали поступает в напорный патрубок 21. Число ступеней у таких насосов должно быть четным.

Разгрузка ротора насоса от осевых усилий в основном достигается расположением колес входными отверстиями во взаимно противоположные стороны, а остаточные осевые усилия воспринимаются упорными или радиально-упорными подшипниками.

На корпусе насоса устанавливается крышка 12, которая продолжает конфигурацию каналов корпуса. Патрубки насоса направлены в разные стороны и расположены в нижней части корпуса, что позволяет производить ремонт и замену ротора без демонтажа трубопроводов. Уплотняют вал двумя сальниками: всасывающим 6 с гидравлическим уплотнением для недопущения нарушения вакуума и напорным 16. Насос с электродвигателем соединяет полумуфта 18.

Насосы спирального типа по сравнению с секционными обладают рядом преимуществ: более высоким КПД, простотой сборки и разборки, отсутствием направляющих аппаратов, уравновешенными осевыми усилиями. К недостаткам этих насосов относятся сложная форма корпуса и большие габариты.

Многоступенчатые насосы спирального типа маркируются буквами «ЦН» (центробежный насос), после которых указывается подача ($\text{м}^3/\text{ч}$) и напор (м).

2.1.4. Вертикальные центробежные насосы

В соответствии с ГОСТ 19 740—74 вертикальные насосы предназначены для подач от 1,0 до 35 $\text{м}^3/\text{с}$ и напоров от 22 до 110 м. К настоящему времени освоен выпуск вертикальных насосов с подачей до 16 $\text{м}^3/\text{с}$.

На рис. 2.5 показан разрез по оси насоса типа В с рабочим колесом одностороннего входа. По конструкции он напоминает рассмотренный выше консольный насос, установленный вертикально.

Корпус 4 лапами 3 опирается на две фундаментные плиты 13, заанкеренные в железобетонных столбиках. Снизу к корпусу прикреплена нижняя крышка 2, отлитая как одно целое с входным патрубком 15, вода к которому подводится по металлической

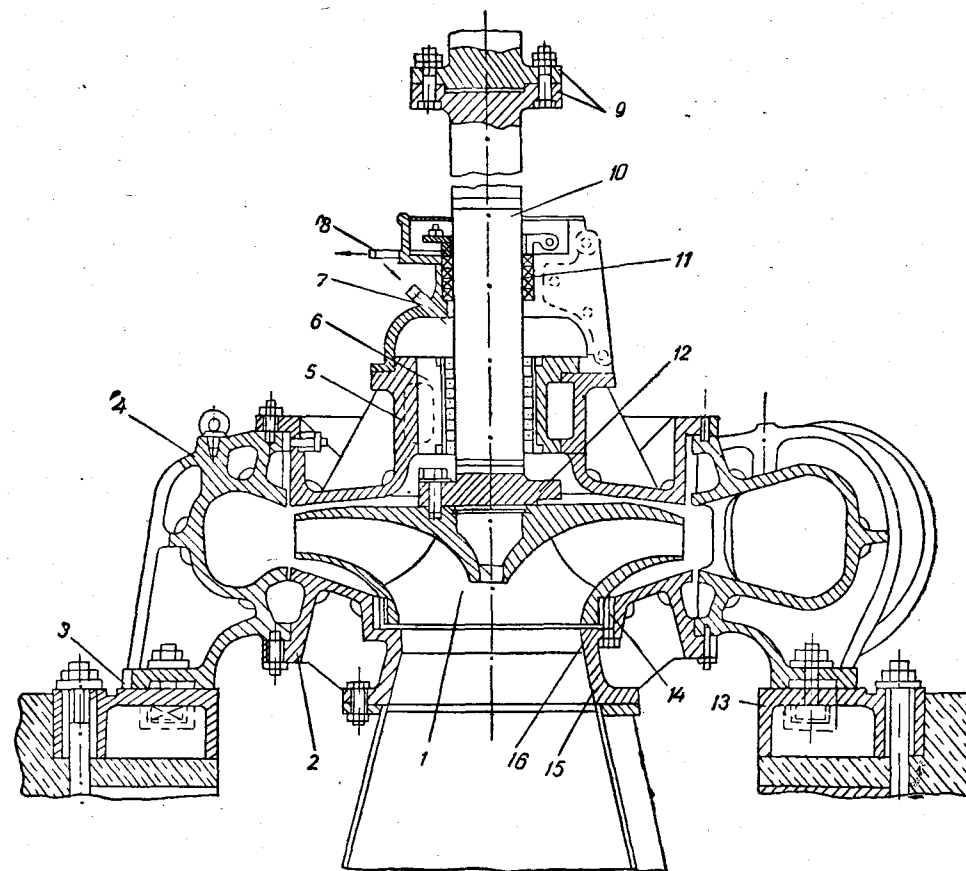


Рис. 2.5. Схема вертикального центробежного насоса.

всасывающей трубе. У насосов с диаметром всасывающего патрубка более 1000 мм корпус до половины залит бетоном, а вода к всасывающему патрубку подводится по изогнутой конической всасывающей трубе, размеры и поперечное сечение которой приводятся в каталогах насосов. Обычно изогнутые конические всасывающие трубы представляют единый блок с подземной частью

здания насосной станции. Отводится вода по напорному патрубку, расположенному горизонтально.

К верхнему фланцу корпуса прикреплена крышка 5 с направляющим подшипником 6, выполненным с резиновым или лигно-фолевым (из древеснослоистого пластика) вкладышем. Смазывается подшипник перекачиваемой водой или при большом содержании взвешенных частиц (более 50 мг/л) — водой, прошедшей предварительно отстаивание и очистку на фильтрах, которая подводится к насосу трубкой 7 и отводится трубкой 8.

Рабочее колесо 1 прикреплено к фланцу 12 вала шпильками и цилиндрическими или призматическими шпонками. Шейка вала 10 под направляющим подшипником и сальником защищена электронаплавкой из нержавеющей стали. Вал насоса уплотнен сальником 11. Щелевое уплотнение рабочего колеса состоит из двух колец: стальное защитное кольцо 16 прикреплено к колесу, а чугунное уплотняющее 14 — к корпусу насоса (у насоса 600 В — 1,6/100 к нижней крышке).

Валы насоса и электродвигателя жестко соединены фланцами 9 и вращаются против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода. Гидравлические осевые усилия и масса ротора агрегата воспринимаются пятой электродвигателя. Применение насоса вертикального типа позволяет существенно уменьшить площадь пола машинного зала, облегчить доступ к насосу и приводному электродвигателю и вынести его на незатопаемые отметки. Вертикальные центробежные насосы маркируются буквой «В», перед которой указывается диаметр напорного патрубка (мм), а после нее — подача ($\text{м}^3/\text{с}$) и напор (м).

Если в насосе используется обточенное базовое рабочее колесо, в обозначении типоразмера насоса дополнительно вводится римская цифра I или II, соответствующая средней и нижней границам поля $Q-H$. Когда же имеются рабочие колеса, отличные от базового, то в обозначение насоса вводят прописную букву А. В обозначение насоса с частотой вращения, отличной от номинальной, вводят прописную букву «О», а в обозначение насоса с двухскоростным электродвигателем — прописную букву «М». В обозначение регулируемого центробежного насоса после прописной буквы «В» вводят прописную букву «Р».

Например, 1000 В—16/63 означает вертикальный центробежный насос с диаметром напорного патрубка 1000 мм, с базовым рабочим колесом, подачей 16 $\text{м}^3/\text{с}$, напором 63 м.

2.2. УСТРОЙСТВО И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОСЕВЫХ И ДИАГОНАЛЬНЫХ НАСОСОВ

2.2.1. Осевые насосы

По ГОСТ 9366—80 осевые насосы применяют при подачах от 0,5 до 40 $\text{м}^3/\text{с}$ и напорах от 2,5 до 23 м. Промышленность выпускает осевые насосы двух типов: с жестким закреплением лопастей на определенный угол типа О и с поворотными лопастями типа ОП.

На рис. 2.6 представлен разрез осевого вертикального насоса. Рабочее колесо 1 состоит из втулки с закрепленными на ней профилированными лопастями и располагается в сферической камере 2, состоящей из двух половин. Рабочее колесо крепится болтами к нижнему фланцу полого вала 7, внутри которого проходит шток 8, связывающий привод механизма разворота лопастей с самим механизмом. Ротор насоса устанавливается в двух направляющих подшипниках: нижнем 4, расположенном в ступице выправляющего аппарата 3, и верхнем 9. Подшипники имеют лигнофолевые или резиновые вкладыши. При перекачивании воды, содержащей до 50 мг/л взвешенных частиц, направляющие подшипники смазываются перекачиваемой водой. При большом содержании взвешенных частиц для смазки подшипников подводится вода, прошедшая через отстойники и фильтры системы техводоснабжения.

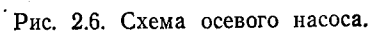
Над верхним подшипником имеется сальник. Фланец 10 соединяет вал насоса с валом электродвигателя. Ротор насоса вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода. Гидравлические осевые усилия и масса вращающегося ротора воспринимаются пятой электродвигателя.

Вертикальные насосы типа ОПВ с диаметром рабочего колеса 870 и 1100 мм могут иметь камерный подвод воды и подвод по плавно изогнутой трубе, а в насосах с рабочим колесом диаметром свыше 1100 мм подвод воды осуществляется только по плавно изогнутой трубе.

Жидкость поступает в насос через входной патрубок. Для устранения вращательного движения жидкости непосредственно за рабочим колесом по ходу жидкости расположен выправляющий аппарат 3. Корпус насоса 6 имеет фланцевое соединение с диффузором 5, который двумя лапами опирается на фундаментные плиты. Для осмотра выправляющего аппарата и расположенного в нем подшипника в диффузорах крупных осевых насосов устраивают смотровые люки. У осевых насосов с рабочим колесом диаметром 1850 и 2600 мм диффузор установлен опорным фланцем на промежуточном перекрытии и залит бетоном.

Отвод у насосов основного исполнения направлен под углом 60° к оси вала, а у малогабаритных насосов — под углом 90°.

Изменение угла установки лопастей рабочего колеса в поворотно-лопастных насосах производится при помощи специального



Ручной привод разворота лопастей (рис. 2.8) состоит из двух передач: червячной 2 и винтовой 10, расположенных в корпусе 8 между фланцами 9, 7 насоса и электродвигателя. Червячная шестерня 5, закрепленная на валу насоса через

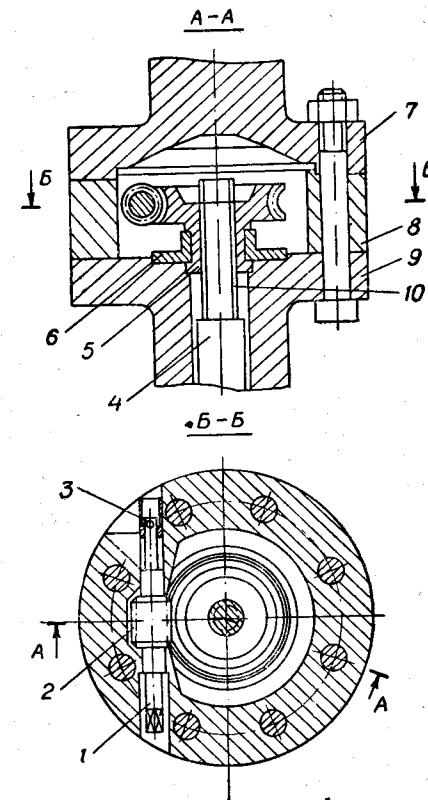


Рис. 2.7. Схема механизма разворота лопастей рабочего колеса осевого насоса.

Рис. 2.8. Схема ручного привода.

3*

рот лопастей ручным приводом осуществляется только при остановленном насосе.

Гидравлический привод (рис. 2.9) включает сервомотор, т. е. цилиндр 1 с поршнем 2, шток 4, соединенный с крестовиной 5. При подаче масла по маслопроводам 3 от маслонапорной установки в верхнюю или нижнюю полость цилиндра поршень опускается вниз или поднимается вверх, увлекая за собой крестовину и развертывая лопасти. Переключение подачи масла в полости цилиндра осуществляется с помощью золотникового распределительного устройства, располагаемого на вершине электродвигателя. Сервомотор обычно размещается в расширенных фланцах, соединяющих валы насоса и электродвигателя, или (в крупных насосах) во втулке рабочего колеса.

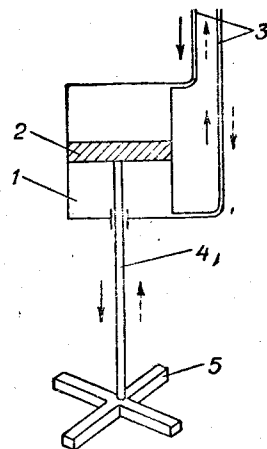


Рис. 2.9. Схема гидравлического привода.

Управление механизмом разворота лопастей с гидроприводом, как правило, автоматизировано. Применение гидропривода позволяет плавно изменять угол установки лопастей рабочего колеса без остановки насоса.

Электропривод разворота лопастей (рис. 2.10) состоит из реверсивного асинхронного электродвигателя 5, редуктора и винтовой передачи, расположенных в специальной проставке 9, между фланцами 1 и 7 валов насоса и электродвигателя. Редуктор включает в себя цилиндрическую зубчатую пару 10, шестерня 4 которой жестко посажена на вал реверсивного электродвигателя, и двух червячных передач 11 и 15, приводящих во вращение колеса 2 и 12. Винтовая передача состоит из резьбовой втулки 13, жестко связанной с колесом 2 второй червячной передачи, и штока насоса 14, в верхней части которого имеется винтовая нарезка. Для изменения угла установки лопастей включается питание реверсивного электродвигателя, вращение от которого передается через цилиндрическую зубчатую пару первой 11 и второй 15 червячных передач. Вращение колеса 2 передается на винтовую пару, где оно преобразуется в возвратно-поступательное движение штока насоса.

Для дистанционного управления и контроля за углом установки лопастей рабочего колеса от штока сервомотора через тягу 3, стойку 6 и шток указателя 8 с зубчатой рейкой движение передается на ротор сельсин-датчика, который разворачивается на определенный угол. На такой же угол разворачивается ротор сельсин-приемника, расположенный на пульте управления агрегатом и имеющий с сельсин-датчиком электрическую связь. Шкалы сельсин-датчика и сельсин-приемника имеют градуировку, соответствующую углу установки лопастей. Поворот лопастей рабочего колеса на требуемый угол может осуществляться с пульта уп-

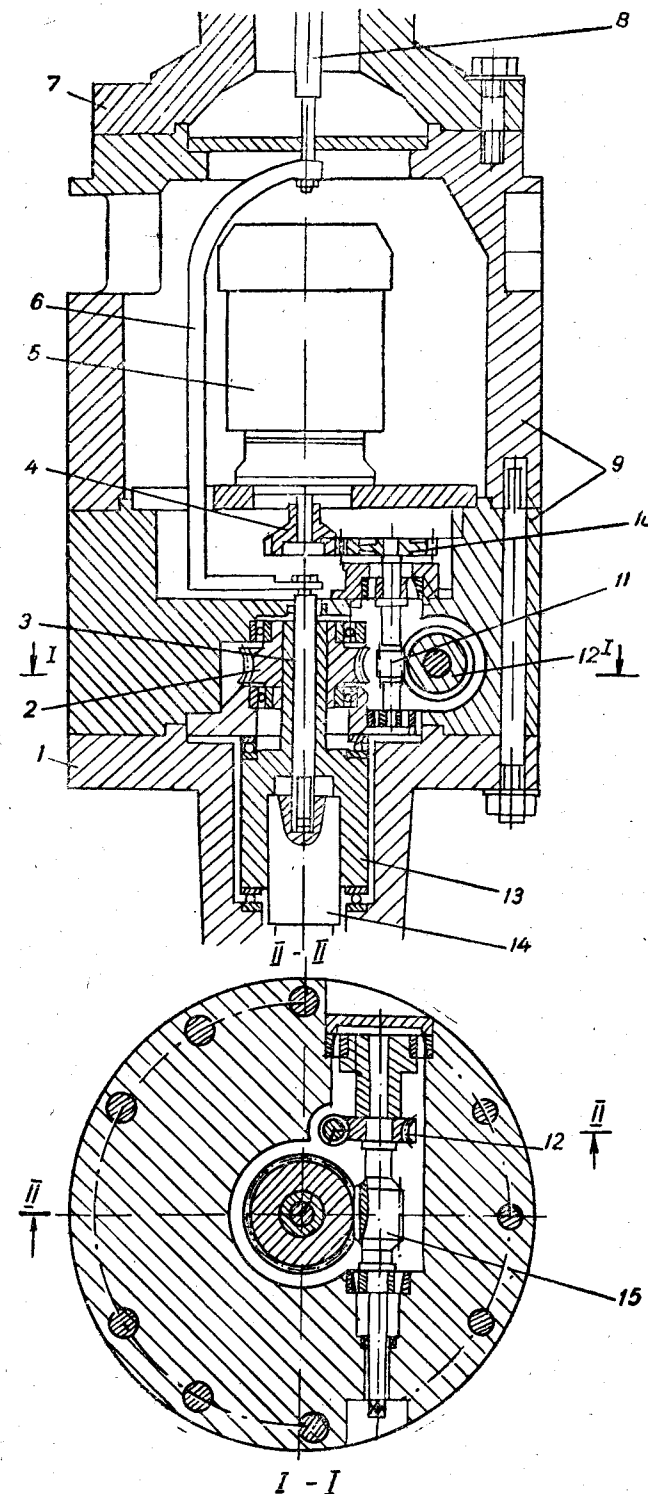


Рис. 2.10. Схема электрического привода.

равления как при остановленном насосе, так и на ходу, что очень важно для облегчения пуска насоса и регулирования его работы. Конструкция привода позволяет производить и ручной разворот лопастей при остановленном насосе.

Электрогидропривод отличается от гидропривода тем, что на верху приводного электродвигателя каждого насосного агрегата установлены асинхронный вертикальный электродвигатель, шестеренный насос и золотниковое распределительное устройство. Питание к асинхронному электродвигателю подводится с помощью контактного устройства и щеткодержателя.

Асинхронный электродвигатель привода разворота лопастей соединен муфтой с шестеренным насосом, связанным с золотниковым распределительным устройством, откуда масло через резиновые рукава подается в штанги, размещенные в пустотелых валах насосов и электродвигателей. По штангам масло поступает к сервомотору, расположенному во втулке насоса. Контролируется разворот лопастей рабочего колеса так же, как и в электроприводном механизме.

Промышленность выпускает в основном осевые насосы с вертикальным расположением вала и только отдельные образцы для горизонтальной или наклонной установки.

На рис. 2.11 показан разрез капсульного (погружного) электронасоса. Он представляет собой моноблочный агрегат со встроенным асинхронным погружным электродвигателем 6, на консоли вала которого установлено рабочее колесо 1 осевого насоса с жестко закрепленными лопастями. За рабочим колесом по ходу жидкости находится выправляющий аппарат 2. К нему в диффузоре насоса примыкает обтекатель 3. Вода перед поступлением во всасывающий патрубок 5 омывает герметичную стальную капсулу 7 с электродвигателем, охлаждая его. Вода от насосов отводится через напорный патрубок 4.

Особенность насоса заключается в том, что он работает погруженным в воду в любом положении: вертикальном, горизонтальном и наклонном. Если установить такой насос на откосе водоисточника, то нет необходимости в здании насосной станции.

Осевые насосы отличаются простотой конструкции и компактностью, меньшей массой по сравнению с центробежными, возможностью перекачки загрязненных жидкостей. Применение рабочих колес с поворотными лопастями позволяет в широких пределах регулировать подачу и напор насоса, сохраняя при этом высокие значения КПД, однако значительно усложняет конструкцию насоса и увеличивает его стоимость. Недостатком осевых насосов является то, что они в большинстве случаев рассчитаны на работу под наливом.

Маркируются осевые насосы следующими обозначениями: ОВ или ОПВ — осевой жестколопастной или поворотно-лопастной с вертикальным валом; ОГ или ОПГ — то же, с горизонтальным валом. После буквенных обозначений указываются номер модели

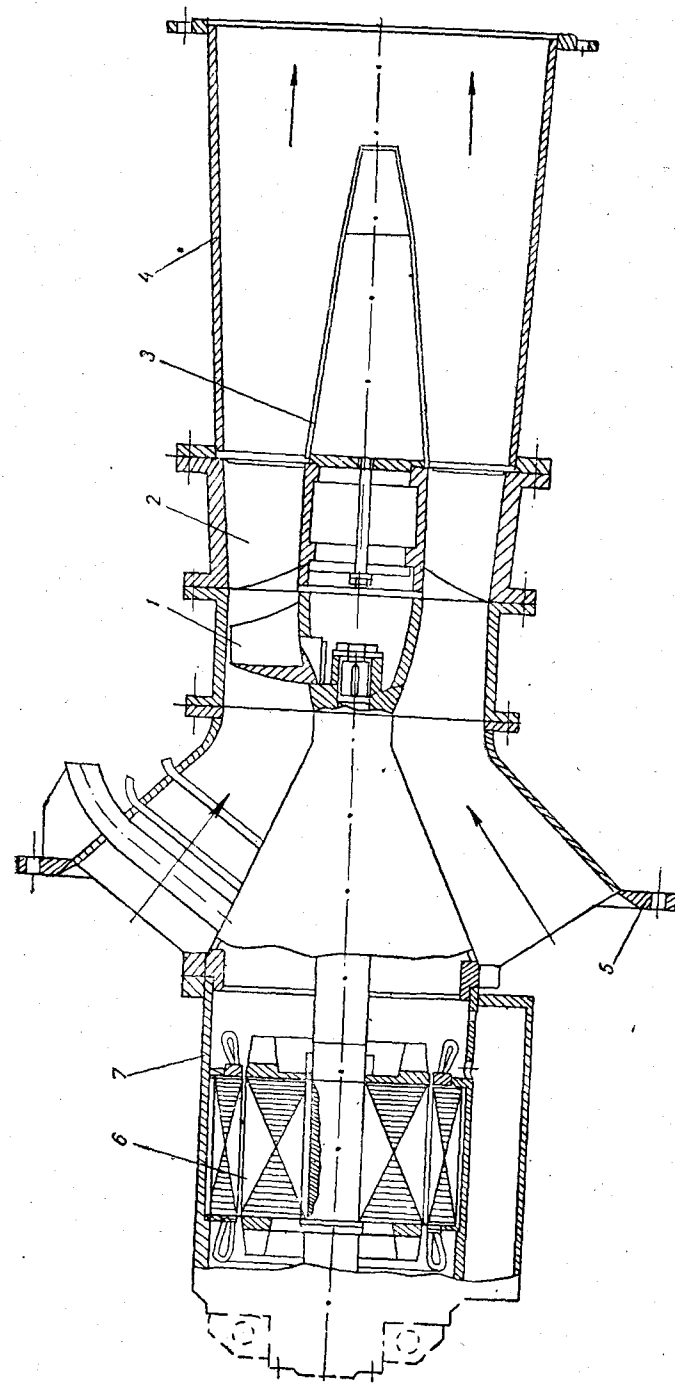


Рис. 2.11. Схема осевого капсульного (погружного) насосного агрегата серии ОПВ.

и диаметр рабочего колеса (см). Последующие за цифрами буквы обозначают тип привода механизма разворота лопастей: Э — электрический, Г — гидравлический, ЭГ — электрогидравлический.

Например, ОПВ 11—260 ЭГ означает вертикальный осевой поворотно-лопастной насос модели 11 с диаметром рабочего колеса 2600 мм, электрогидравлическим приводом механизма разворота лопастей.

2.2.2. Диагональные насосы

По данным ВНИИГидромаш подача диагональных насосов находится в пределах $2 \dots 20 \text{ м}^3/\text{с}$, а напоры составляют 12—25 м.

Разрез диагонального насоса по оси вращения с поворотно-лопастным колесом показан на рис. 2.12. Рабочее колесо состоит из втулки 2 с закрепленными на ней лопастями 1. Рабочее колесо болтами крепится к нижнему фланцу вала 5. Ротор насоса устанавливается в двух направляющих подшипниках: верхнем 7 и нижнем 3, расположенном внутри обтекателя 4, который опирается на корпус 9 через выправляющий аппарат 10. Гидравлические осевые усилия и масса ротора агрегата воспринимаются пятой электродвигателя. Вал уплотняется сальником 6.

Смазка подшипников производится перекачиваемой водой при содержании в ней взвешенных частиц не более 50 мг/л . При большем содержании взвешенных частиц предусматривается подвод к подшипникам чистой воды от постороннего источника. Потребляемое количество воды для смазки одного подшипника $0,5 \dots 1 \text{ л/с}$ под напором 30 м.

Вода к насосам с диаметром напорного патрубка 96 см подводится камерой, а к более крупным — по изогнутой конической всасывающей трубе, выполненной в едином блоке с подземной частью здания насосной станции. Отводится вода через колено 8, которое присоединено к напорному трубопроводу. Как видно из рис. 2.12, диагональные насосы по устройству сходны с осевыми, их отличает форма рабочего колеса.

Диагональные насосы изготовляют с диаметром напорного патрубка 96, 130, 170 и 220 см. Маркируются насосы буквами «ДВ» (диагональные вертикальные с жестко закрепленными лопастями рабочих колес) или «ДПВ» (диагональные вертикальные поворотно-лопастные), перед которыми указывается диаметр напорного патрубка (см), а после них — подача ($\text{м}^3/\text{с}$) и напор (м). Далее следуют буквенные обозначения модификации: К — с подводом камерного типа, ручным приводом; Э или ЭГ — с электроприводом или электрогидроприводом разворота лопастей; КЭ или КЭГ — с камерным подводом, электроприводом или электрогидроприводом разворота лопастей; МБ — моноблочный с коленчатым подводом; МБК — моноблочный с подводом камерного типа; МБМК — моноблочный с подводом типа мокрая камера.

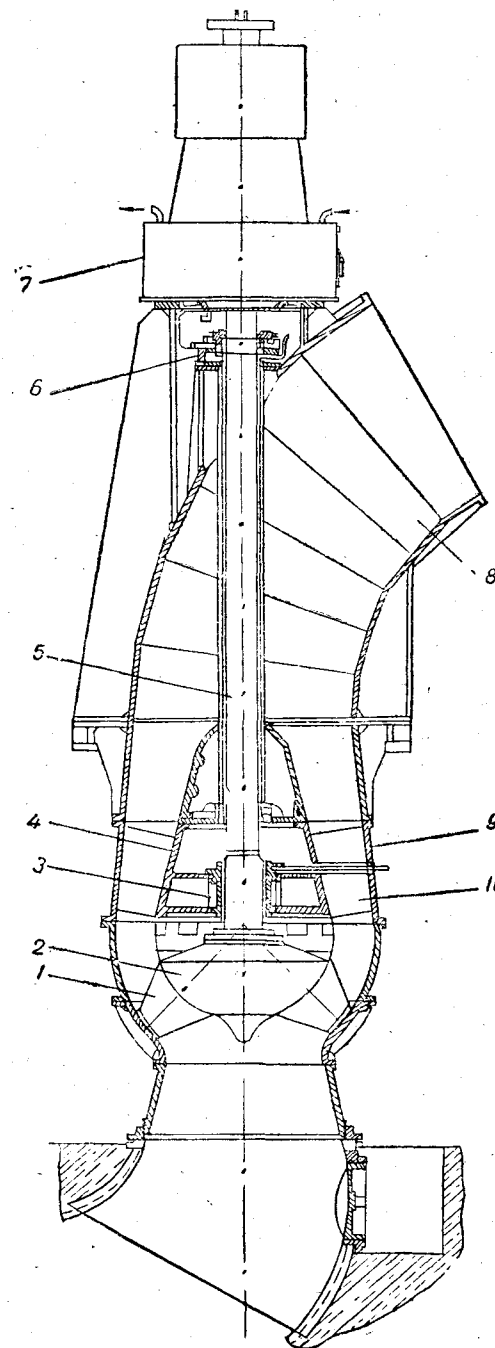


Рис. 2.12. Схема диагонального насоса.

2.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Характеристикой насоса называется график, устанавливающий связь между отдельными его параметрами. Если связь устанавливается только между двумя параметрами, то характеристика частная, если между тремя и более, то универсальная.

Изготовленные на заводе насосы (или их модели) подвергаются специальным испытаниям в соответствии с ГОСТ 6134—71

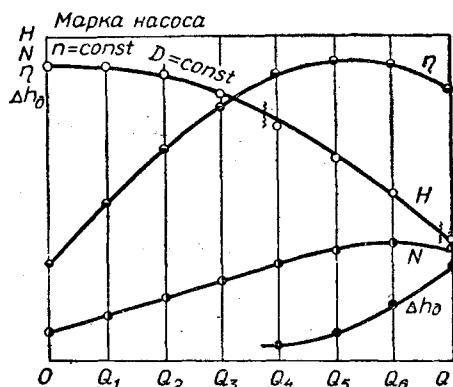


Рис. 2.13. Характеристики центробежного насоса.

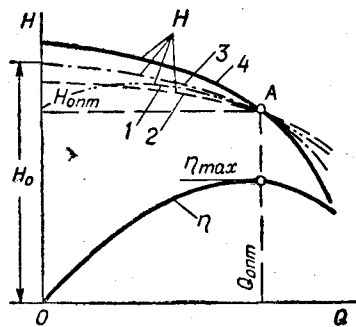


Рис. 2.14. Разновидности напорных характеристик центробежного насоса.

для выявления зависимости напора, мощности и КПД от подачи насоса при неизменных значениях диаметра рабочего колеса и частоты его вращения.

Испытывают насос на стенде, оборудованном приборами для измерения расхода, давления, вакуума и мощности. После пуска насоса подачу регулируют изменением степени открытия задвижки на напорной линии. При этом устанавливают несколько значений подачи $0, Q_1, Q_2, Q_3$ и т. д. и измеряют соответствующие им значения напора и мощности.

Полученные значения подачи, напора и мощности, а также вычисленные по ним значения КПД наносят на график (рис. 2.13) и соединяют плавными линиями, являющимися непрерывными зависимостями рассматриваемых параметров от подачи насоса при постоянных частоте вращения и диаметре рабочего колеса. На заводских характеристиках насоса наносят еще график допустимого кавитационного запаса или допустимой вакуумметрической высоты всасывания в зависимости от подачи насоса.

Графики $H-Q$, $N-Q$, $\eta-Q$ и $\Delta h_{\text{доп}}-Q$ называют характеристиками центробежного насоса и вносят их в паспорт. На каждой характеристике должны быть марка насоса, диаметр рабочего колеса и частота вращения.

Точка A напорной характеристики насоса (рис. 2.14), соответствующая максимальному значению КПД, устанавливает оптимальные рабочие параметры насоса $Q_{\text{опт}}$, $H_{\text{опт}}$ и $N_{\text{опт}}$. Необходимо стремиться, чтобы он работал в режимах, близких к оптимальному.

Различают напорные характеристики центробежных насосов возрастающие (с максимумом) 1 и непрерывно снижающиеся, которые подразделяются, в свою очередь, на пологие 2, средние 3 и крутопадающие 4. Крутизну характеристики можно определить отношением

$$K = (H_0 - H_{\text{опт}}) 100 / H_{\text{опт}} \%,$$

где H_0 и $H_{\text{опт}}$ — напоры насоса при закрытой задвижке и оптимальный.

Если коэффициент крутизны составляет $K=8-12\%$, то характеристику называют полой, при $K=12-25\%$ — средней, а при $K=25-30\%$ — крутопадающей.

У насосов с возрастающей напорной характеристикой левая (восходящая) часть характеристики соответствует области неустойчивой работы насоса, так как одному напору соответствуют его две подачи. Насосы с возрастающей напорной характеристикой можно применять в условиях, где подача не снижается до значения Q_1 , соответствующего напору при закрытой задвижке.

Насосы с крутой напорной характеристикой целесообразно использовать при значительных колебаниях напоров насосов (например, на насосных станциях, перекачивающих воду из поверхностных водоисточников с большими колебаниями в них уровня воды).

Насосы с полой напорной характеристикой применяют в случаях, когда при небольших изменениях напора необходимо обеспечить большой диапазон изменения подачи (например, на насосных станциях подкачки, подающих воду в закрытые оросительные сети для питания дождевальной техники).

В остальных случаях целесообразно использовать насосы со средней напорной характеристикой.

Насосы с непрерывно снижающимися напорными характеристиками работают устойчиво во всех точках кривой.

У центробежных насосов (рис. 2.15) при закрытой задвижке на напорной линии мощность составляет $0,4-0,6$ номинальной мощности $N_{\text{ном}}$, которая затрачивается на механические потери в подшипниках и сальниках и нагревание воды в корпусе насоса. Для предотвращения термических деформаций в насосе, которые могут возникнуть при перегреве воды в его корпусе, допускается кратковременная (в течение нескольких минут) работа насоса с закрытой задвижкой. Запуск центробежных насосов обычно производят при закрытой задвижке на напорном трубопроводе. При этом подача и КПД равны нулю. С возрастанием подачи КПД растет, достигая оптимального значения при режиме, близком к расчетному, а затем начинает снижаться.

Характеристики диагональных и осевых насосов качественно совпадают с характеристиками центробежных. Отличительной чертой напорных характеристик диагональных и осевых насосов является относительно быстрое снижение напора с увеличением подачи и значительное превышение мощности при нулевой подаче над номинальной мощностью. Поэтому пуск диагональных и осевых насосов при закрытой задвижке на напорной линии затруднителен, если двигатель не имеет достаточного запаса мощности.

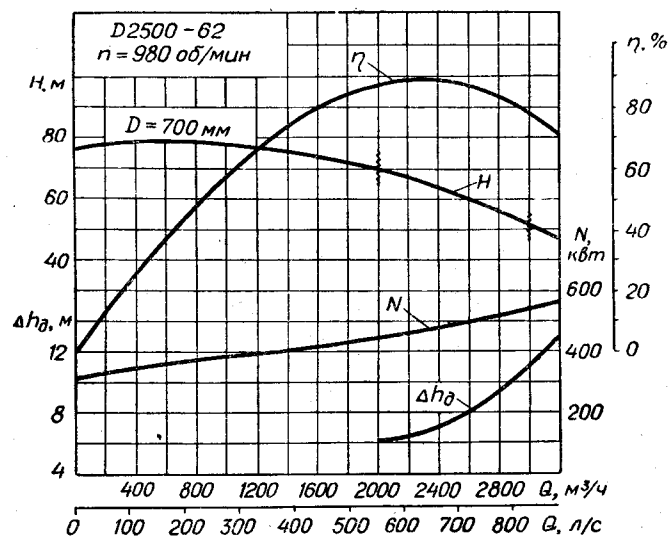


Рис. 2.15. Характеристика центробежного насоса Д2500-62 ($n=980$ об/мин).

Целесообразно производить пуск при открытой задвижке.

Частные характеристики в основном применяют для центробежных горизонтальных насосов, а для осевых и диагональных насосов — универсальные.

На рис. 2.16 представлена универсальная характеристика осевого насоса ОПВ 2—87 ($n=585$ об/мин), на которой тонкими линиями обозначены напорные характеристики при различных углах установки лопастей рабочего колеса от -10° до $+2^\circ$; утолщенными — линии равного КПД, а штриховыми — минимальный кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$. Максимальный КПД насоса достигает 87%.

Следует обратить внимание на то, что минимальное значение $\Delta h_{\text{доп}}$ составляет 8,5 м, а далее оно быстро увеличивается и достигает 13 м. Следовательно, согласно выражению (44) получаем $H_{г.в} < 0$, что указывает на необходимость заглубления рабочего колеса под минимальный уровень воды в источнике.

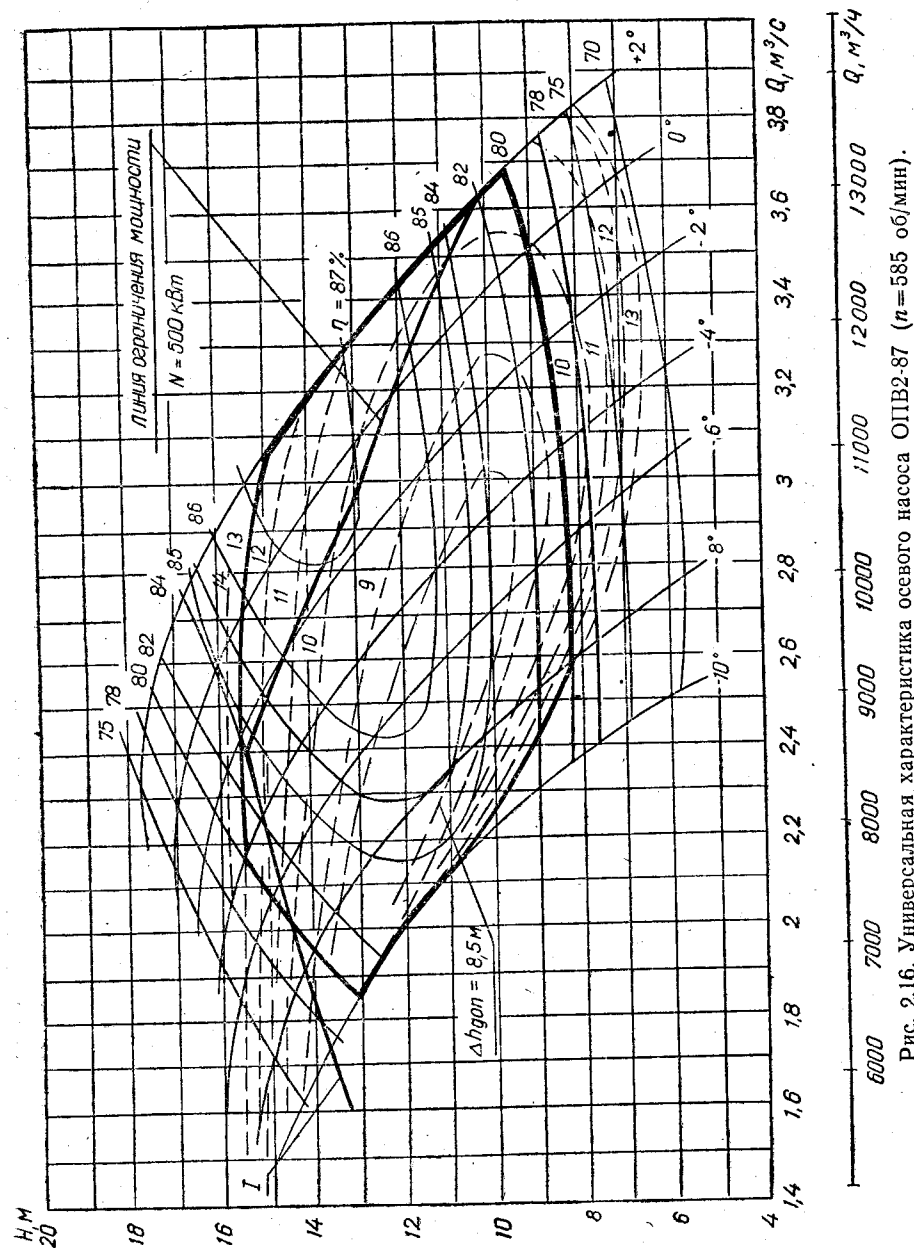


Рис. 2.16. Универсальная характеристика осевого насоса ОПВ2-87 ($n=585$ об/мин).

Характеристики диагональных и осевых насосов качественно совпадают с характеристиками центробежных. Отличительной чертой напорных характеристик диагональных и осевых насосов является относительно быстрое снижение напора с увеличением подачи и значительное превышение мощности при нулевой подаче над номинальной мощностью. Поэтому пуск диагональных и осевых насосов при закрытой задвижке на напорной линии затруднителен, если двигатель не имеет достаточного запаса мощности.

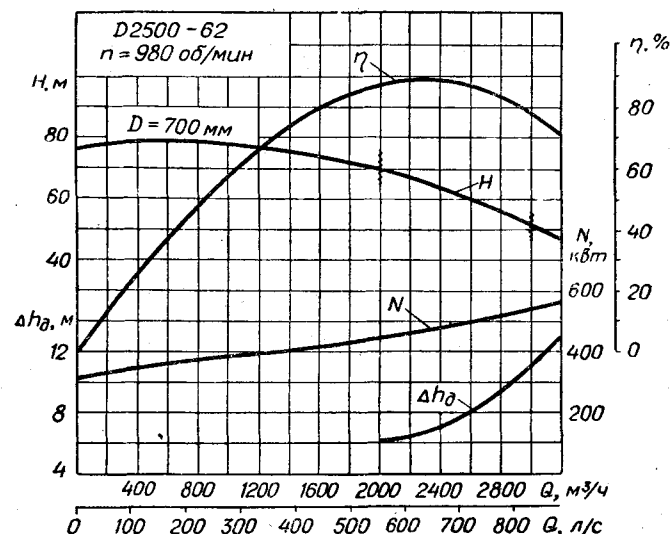


Рис. 2.15. Характеристика центробежного насоса Д2500-62 ($n=980$ об/мин).

Целесообразно производить пуск при открытой задвижке.

Частные характеристики в основном применяют для центробежных горизонтальных насосов, а для осевых и диагональных насосов — универсальные.

На рис. 2.16 представлена универсальная характеристика осевого насоса ОПВ 2—87 ($n=585$ об/мин), на которой тонкими линиями обозначены напорные характеристики при различных углах установки лопастей рабочего колеса от -10° до $+2^\circ$; утолщенными — линии равного КПД, а штриховыми — минимальный кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$. Максимальный КПД насоса достигает 87%.

Следует обратить внимание на то, что минимальное значение $\Delta h_{\text{доп}}$ составляет 8,5 м, а далее оно быстро увеличивается и достигает 13 м. Следовательно, согласно выражению (44) получаем $H_{\text{г.в}} < 0$, что указывает на необходимость заглубления рабочего колеса под минимальный уровень воды в источнике.

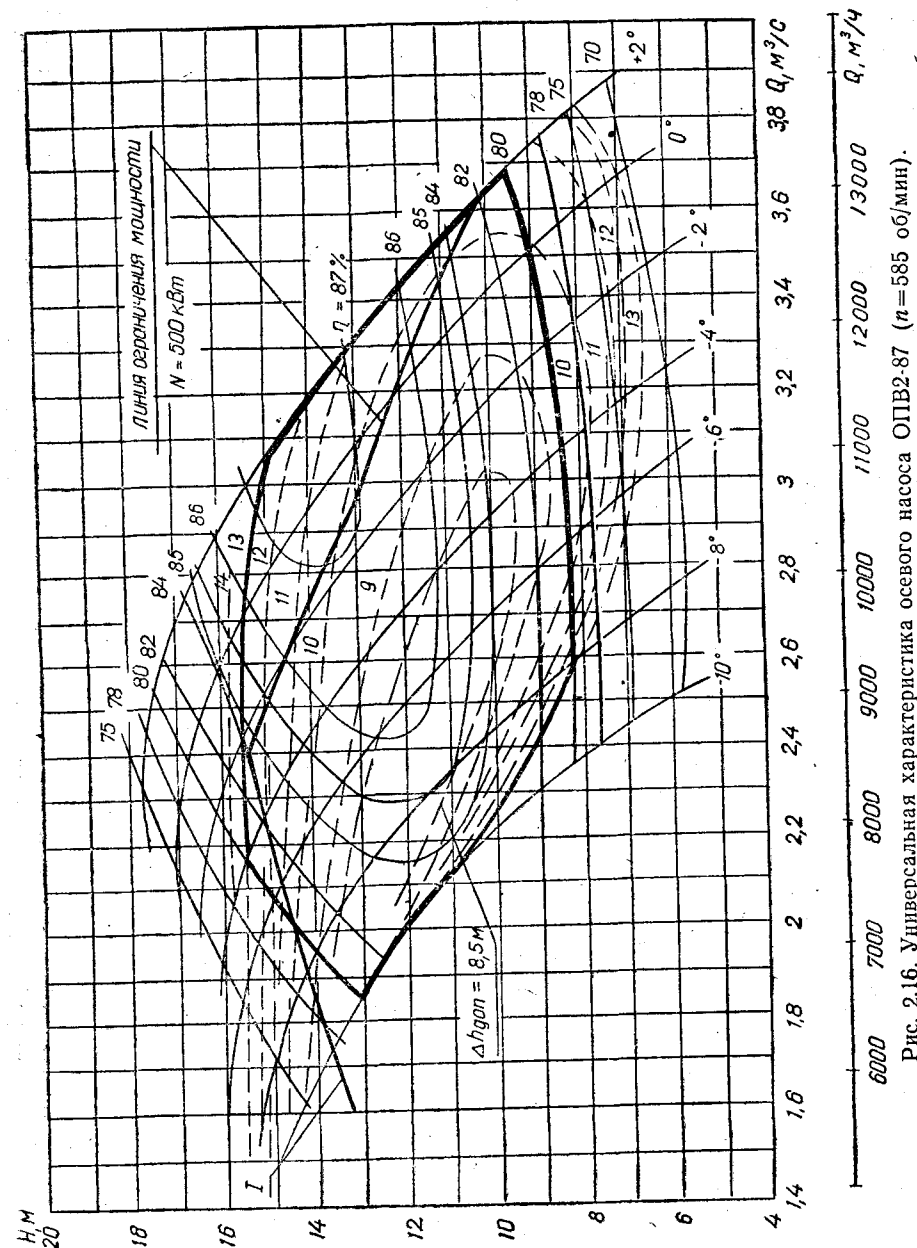


Рис. 2.16. Универсальная характеристика осевого насоса ОПВ2-87 ($n=585$ об/мин).

Мощность насоса на характеристике не показана, однако для каждой режимной точки, зная Q , H и η , ее можно вычислить по формуле (14).

Осевые насосы следует эксплуатировать в пределах рекомендуемой зоны, ограниченной на характеристиках жирной линией. Чтобы режимная точка не попала в область, не обеспечиваемую

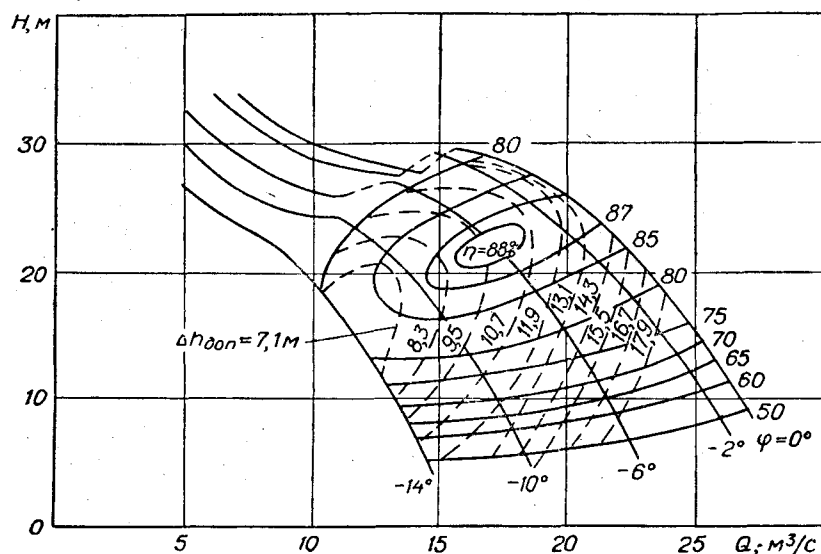


Рис. 2.17. Универсальная характеристика диагонального насоса 220ДПВ 19/23ЭГ ($n=250$ об/мин).

мощностью комплектующих электродвигателей, для этих насосов на рекомендуемой зоне нанесены линии ограничения мощности. Кроме того, линия I на характеристиках насосов ограничивает значение пускового напора. Для каждого насоса, как это следует из универсальной характеристики, существует относительно ограниченная область, где он может быть использован с близким к оптимальному значению КПД.

На рис. 2.17 показана универсальная характеристика диагонального насоса 220 ДПВ 19/23 ЭГ ($n=250$ об/мин), которая имеет много общего с такой же характеристикой осевого.

Глава 3. НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

3.1. СХЕМЫ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Насосная установка включает в себя насосный агрегат, всасывающий и нагнетательный трубопроводы, а также регулировочную и контрольно-измерительную аппаратуру. Схема насосной установки с центробежным насосом представлена на рис. 3.1. На

всасывающей линии 2 насосного агрегата 5 имеется: 1 — приемный клапан с сеткой, либо клапан без сетки, либо сетка без клапана, либо, чтобы уменьшить входные потери, раструбная воронка; 3 — переходной конус с большего на меньший диаметр.

При установке насоса под залив и питания группы насосов из общего коллектора на всасывающей линии предусматривается

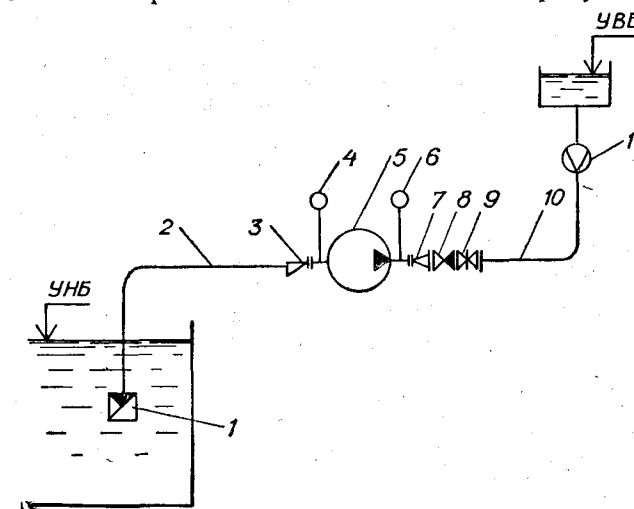


Рис. 3.1. Схема насосной установки с центробежным насосом.

задвижка. На всасывающем патрубке насоса предусмотрен обычно вакуумметр 4. Всасывающая линия является наиболее ответственной частью установки. Ее герметизация — одно из основ-

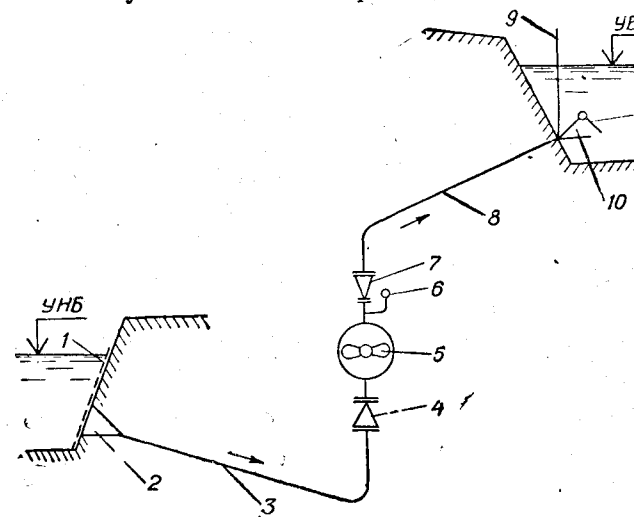


Рис. 3.2. Схема насосной установки с осевым насосом.

ных условий надежной работы насосной установки. По этой причине всасывающие линии насосов, установленных с положительной высотой всасывания, выполняют, как правило, из стальных труб на сварных соединениях.

На нагнетательной линии 10 имеется: 7 — переходной конус с меньшего на больший диаметр; 8 — обратный затвор (не всегда) для предотвращения обратного тока воды; 9 — задвижка для отключения насоса от напорной линии; 11 — водомерное устройство. На нагнетательном патрубке насоса установлен манометр 6.

Схема насосной установки с осевым насосом показана на рис. 3.2. На входе в приемную камеру 2 всасывающей линии 3 осевого насоса 5 размещена сороудерживающая решетка 1. Перед насосом на всасывающей линии устроен переход 4. На напорном патрубке насоса установлен манометр 6. Нагнетательная линия 8 оборудована: 7, 10 — переходом с меньшего диаметра на больший; 9 — воздушной трубкой, через которую воздух выходит из нагнетательной линии при включении насоса и заполняется нагнетательная линия при ее опорожнении от воды; 11 — запорное устройство типа хлопушка или хлопушка с противовесом для предотвращения обратного тока воды.

3.2. ХАРАКТЕРИСТИКА ТРУБОПРОВОДА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ НАСОСА

При проектировании насосных установок, а также анализе работы насосов на действующих насосных станциях возникает необходимость в определении режимов работы насосов. Наиболее просто их можно определить графическим построением характеристик насоса и трубопровода.

В соответствии с выражением (8) напор насоса

$$H = H_r + h,$$

где h — суммарные гидравлические потери на всасывающей h_b и нагнетательной h_n линиях насоса

$$h_b = (\lambda_b l_b / d_b + \Sigma \zeta_b) v_b^2 / 2g \text{ и } h_n = (\lambda_n l_n / d_n + \Sigma \zeta_n) v_n^2 / 2g,$$

где λ — коэффициент гидравлического трения; l — длина линии; d — диаметр линии; $\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений, приведенных к расчетному диаметру линии; v — средняя скорость движения жидкости в трубопроводе.

Выражая средние скорости через расход Q , получаем

$$v_b = Q / 0,785 d_b^2 \text{ и } v_n = Q / 0,785 d_n^2.$$

Подставляя эти выражения в (8), имеем

$$H = H_r + [(\lambda_b l_b / d_b + \Sigma \zeta_b) / 0,785^2 d_b^4 + (\lambda_n l_n / d_n + \Sigma \zeta_n) / 0,785^2 d_n^4] Q^2.$$

Обозначая выражение в скобках через s , записываем уравнение характеристики трубопровода, которым определяется напор, необходимый для обеспечения подачи Q по трубопроводам (поэтому он обозначается H_r):

$$H_r = H_r + s Q^2, \quad (46)$$

где s — удельное сопротивление всасывающего и нагнетательного трубопроводов заданной длины и диаметра.

Характеристика трубопровода представляет собой график зависимости напора от расхода. Для установления режима работы насоса в заданных условиях на напорную характеристику насоса в том же масштабе наносят характеристику трубопровода (рис. 3.3). Пересечение их устанавливает положение режимной точки A , которая определяет основные рабочие параметры насоса: подачу Q_A , напор H_A , мощность N_A , КПД η_A , допустимую вакуумметрическую высоту всасывания $H_{\text{вак. доп.}}$.

При подборе насоса необходимо стремиться к тому, чтобы ре-

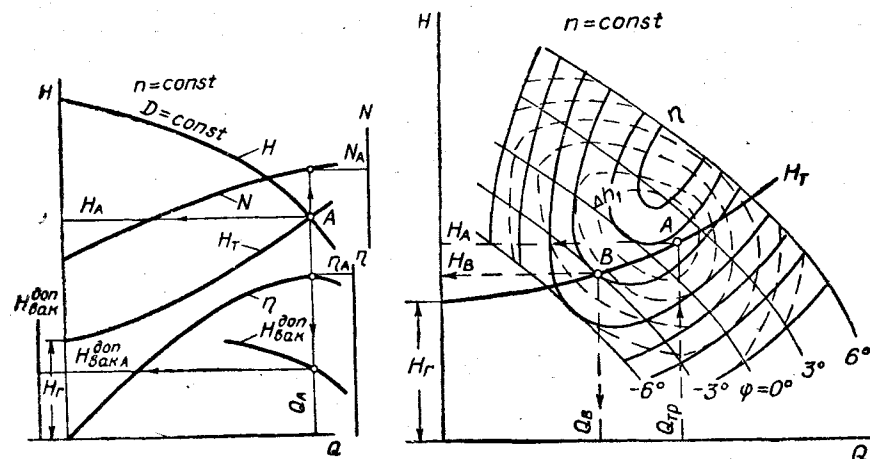


Рис. 3.3. Определение режима работы центробежного насоса.

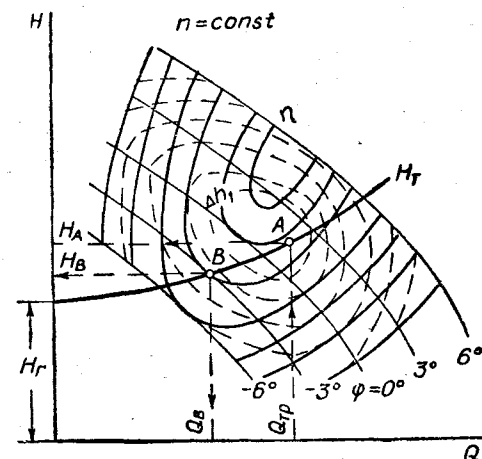


Рис. 3.4. Определение режима работы осевого насоса.

жимной точке A соответствовало максимальное значение КПД насоса.

Для анализа режима работы осевых и диагональных насосов используют универсальные характеристики, на которые накладывают в том же масштабе характеристику трубопровода (рис. 3.4).

С помощью этих графиков для насосов с поворотными лопастями можно определить необходимый угол разворота лопастей, при котором в данных условиях обеспечиваются требуемая подача и напор. По универсальной характеристике насоса при известных $Q_{\text{тр}}$ и H_A находят КПД насоса и кавитационный запас.

Если рабочее колесо имеет жестко закрепленные лопасти, то режимную точку B получают на пересечении напорной характеристики для заданного угла разворота лопастей (например, $\varphi = -3^\circ$) с характеристикой трубопровода. Она определяет основные рабочие параметры насоса: подачу Q_B , напор H_B , КПД насоса η_B и кавитационный запас Δh_B (последние два параметра устанавливаются интерполяцией).

3.3. НЕУСТОЙЧИВАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Насосы, напорная характеристика которых имеет максимум (возрастающая), могут работать в неустойчивом режиме. Рассмотрим неустойчивую работу насосов в случае, когда насос подает воду в сеть с водонапорным резервуаром (рис. 3.5). Вода из него вначале поступает в напорный резервуар, а затем — в сеть. При подаче насоса, превышающей водопотребление в сети, часть воды поступает в резервуар, а при подаче насоса, меньшей водопотребления в сети, разность покрывается из резервуара.

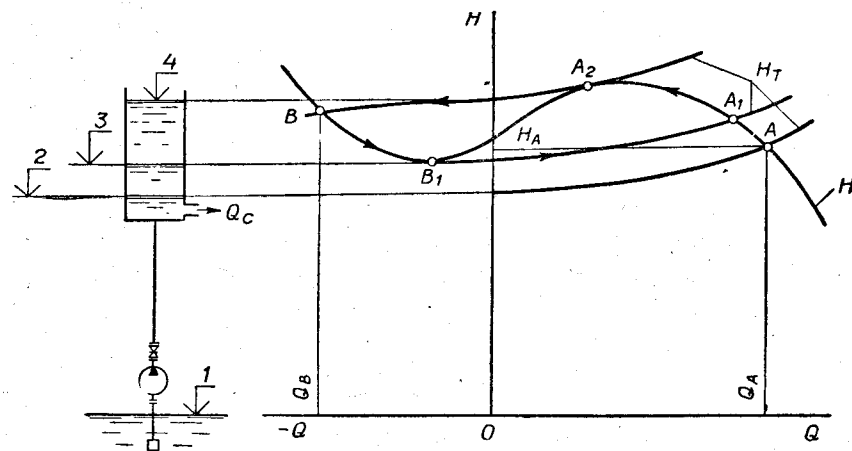
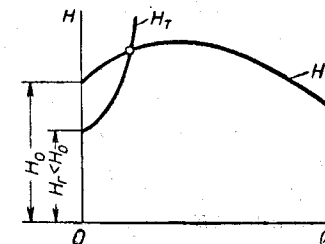


Рис. 3.5. Схема и графики неустойчивой работы центробежного насоса.

Пусть в какой-то момент времени отметка уровня воды в резервуаре $\downarrow 2$. В этих условиях режим работы насоса определяется точкой A пересечения напорной характеристики насоса H и характеристики трубопровода H_T (подача Q_A , напор H_A). Если Q_A превышает водопотребление в сети Q_c , то часть воды поступает в резервуар, уровень воды в нем повышается и через некоторое время займет положение $\downarrow 3$. Новая режимная точка A_1 покажет на некоторое уменьшение подачи и повышение напора. Если $Q_{A_1} > Q_c$, то подъем уровня воды в резервуаре продолжается. В результате может наступить момент, когда характеристика трубопровода будет касаться напорной характеристики насоса

в точке A_2 . Если Q_{A_2} превысит водопотребление в сети, то дальнейший подъем характеристики трубопровода, происходящий из-за инерции жидкости, приведет к тому, что нужный напор установится превысит напор насоса в точке касания A_2 . В этом случае насос прекращает подачу в резервуар, не может поддерживать столб воды в нем и переходит на работу в растратном режиме (режимная точка по характеристике насоса смещается из точки A_2 в точку B). При отсутствии приемного клапана на всасываю-

Рис. 3.6. Графики устойчивой работы центробежного насоса на восходящей ветви напорной характеристики.



щей линии и обратного затвора на напорной линии насоса вода из резервуара пойдет в обратном направлении через насос в источник ($-Q_B$).

При этом уровень воды в регулирующем резервуаре понижается, а режимная точка смещается по напорной характеристике насоса из положения B по направлению стрелки до тех пор, пока уровень не уменьшится до положения, соответствующего напору в точке B_1 . После этого насос снова обеспечивает подачу Q_{A_1} , соответствующую режимной точке A_1 . Уровень в резервуаре начинает постепенно подниматься и явление повторяется. Таким образом, в рассматриваемом случае устойчивая работа насоса при $Q_c < Q_A$ невозможна.

Описанный процесс носит название неустойчивой работы насоса, или помпажа, который представляет собой одну из форм автоколебаний, крайне неблагоприятных для всей системы. Подача насоса при этом изменяется от $-Q_B$ до Q_{A_1} , а уровень в резервуаре — от $\downarrow 3$ до $\downarrow 4$. Период колебаний при помпаже зависит от напорной характеристики насоса H , характеристики трубопровода H_T и площади регулирующего резервуара.

Неустойчивый режим работы насоса сопровождается периодическими толчкообразными изменениями подачи и напора, при которых возникают гидравлические удары в трубопроводах. Поэтому его следует устранять, дабы обеспечить надежность работы всей системы.

Неустойчивый режим возможен при совместной работе нескольких насосов, только в этом случае характеристикой H является суммарная напорная характеристика параллельно работающих насосов.

Однако было бы ошибкой делать вывод, что устойчивая работа насосов на восходящей ветви напорной характеристики H

никогда невозможна. На рис. 3.6 представлен случай устойчивой работы на восходящей ветви напорной характеристики на трубопровод при геодезическом напоре, меньшем напора, развиваемого насосом при нулевой подаче.

Для обеспечения стабильной работы насосов целесообразно использовать насосы с устойчивыми характеристиками, имеющими максимум напора при нулевой подаче.

3.4. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Под параллельной работой понимают совместную работу нескольких насосов на один общий или несколько связанных между собой напорных трубопроводов. Рассмотрим несколько случаев параллельной работы насосов.

Два одинаковых насоса, работающих на один трубопровод. Для установления режима их работы необходимо построить суммарную напорную характеристику, и на этот график в таком же масштабе нанести характеристику трубопровода. Так как насосы одинаковые, то их напорные характеристики совпадают. Считаем, что отметки уровня воды в резервуарах, из которых обоими насосами забирается вода, одинаковы.

При построении суммарной напорной характеристики двух параллельно работающих насосов (рис. 3.7) удваиваем абсциссы

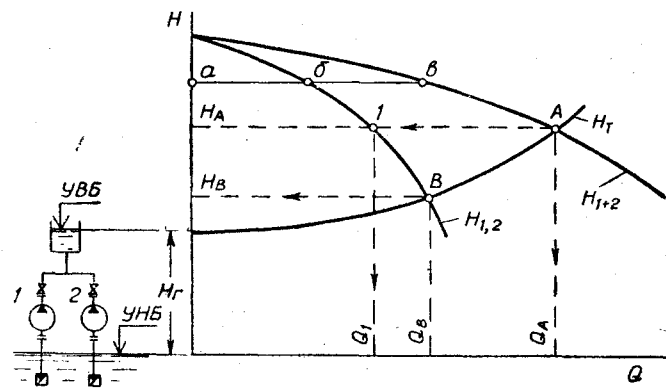


Рис. 3.7. Схема и графики параллельной работы двух одинаковых насосов.

(подачи) характеристики одного насоса при одинаковых ординатах (напорах). Например, для определения точки *b* суммарной характеристики H_{1+2} необходимо удвоить отрезок *аб*, т. е. $ав = 2аб$. Подобным образом определяют и другие точки суммарной характеристики H_{1+2} .

Построив на этом же графике характеристику трубопровода H_T , получим на пересечении характеристик H_{1+2} и H_T режимную

точку *A*, которая определяет суммарную подачу двух насосов Q_A и напор H_A , развиваемый каждым из них. Так как насосы одинаковые, то подача каждого равна половине суммарной, т. е. $Q_1 = Q_A/2$.

При работе одного насоса его режим определяется точкой *B* (подача насоса Q_B и напор H_B). Как видно из рис. 3.7, подача насоса Q_B , работающего на индивидуальный напорный трубопровод, больше подачи насоса Q_1 при параллельной работе, т. е. здесь возникает дефицит (уменьшение) подачи. Он определяется разностью подачи насоса при работе на индивидуальный напор-

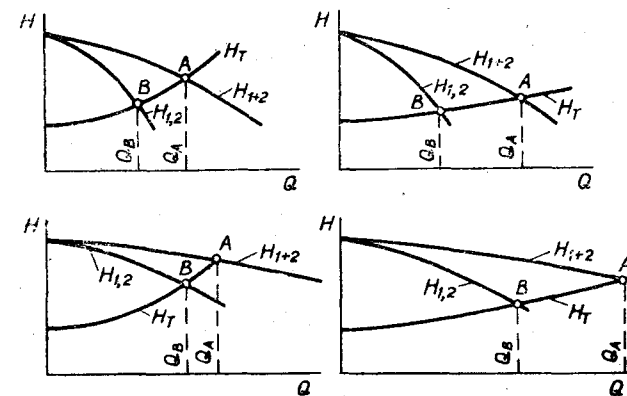


Рис. 3.8. Влияние крутизны характеристик насосов и трубопроводов на дефицит подачи насосов.

ный трубопровод и подачи при параллельной работе, т. е. $D = Q_B - Q_1$.

Дефицит подачи объясняется тем, что при увеличении суммарной подачи потери напора в трубопроводе увеличиваются в квадратичной зависимости от подачи, что приводит к существенному увеличению напора. Это влечет смещение режимной точки по напорной характеристике насоса вверх и влево, вследствие чего уменьшается подача.

Рассмотрим работу насосов и трубопроводов с пологими и крутопадающими напорными характеристиками. Анализ графиков показывает (рис. 3.8), что дефицит подачи тем больше, чем круче характеристика трубопровода и положе напорная характеристика насоса.

Возникновение дефицита подачи насосов — значительный недостаток параллельной работы. Но, учитывая, что стоимость напорных трубопроводов может достигать 70% стоимости насосной установки, в целях экономии числа ниток напорных трубопроводов широко применяют параллельную работу насосов. Она наиболее экономична тогда, когда подаче Q_1 (рис. 3.7) соответствует максимальный КПД.

Два разных насоса, работающих на один трубопровод. Установление режима параллельной работы разнотипных насосов отличается от однотипных построением суммарной напорной характеристики. Первый насос может начать работу параллельно со вторым лишь после того, когда напор, развиваемый вторым насосом, в связи с увеличением подачи уменьшится до значения напора, развиваемого первым насосом при нулевой подаче. Этому напору соответствует точка *A* на напорной характеристике H_2 второго насоса (рис. 3.9). От нее и следует начинать построение суммарной напорной характеристики H_{1+2} , для чего складывают

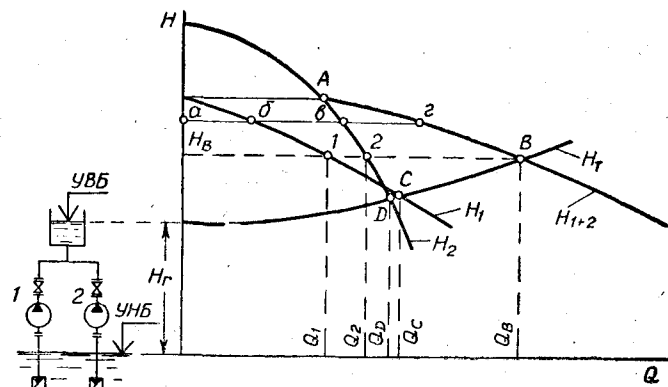


Рис. 3.9. Схема и графики параллельной работы двух разнотипных насосов.

подачи обоих насосов, соответствующие точкам с одинаковыми напорами. Например, точку 2 получаем сложением двух отрезков *ab* и *av*.

Пересечение суммарной характеристики H_{1+2} с характеристикой трубопровода (точка *B*) определяет рабочие параметры: H_B — напор, развиваемый каждым из насосов; Q_B — суммарную подачу двух насосов. Для установления подачи каждого из насосов при параллельной работе из точки *B* проводят горизонтальную линию до пересечения с напорными характеристиками насосов (точки 1 и 2), которые определяют подачу каждого из насосов Q_1 и Q_2 . При работе одного из насосов режим работы характеризуется точками *C* (первого) и *D* (второго насоса).

Параллельная работа насосов наиболее экономична, если подачам Q_1 и Q_2 соответствуют максимальные КПД. На параллельную работу целесообразно устанавливать такие разнотипные насосы, которые имеют одинаковые значения напора в рабочей зоне.

Если характеристика трубопровода вследствие больших сопротивлений в сети проходит левее точки *A*, то совместная работа этих насосов невозможна.

Работа трех одинаковых насосов на два трубопровода. Для установления режима работы трех одинаковых насосов на два трубопровода строят суммарную напорную характеристику трех

параллельно работающих насосов и на этот график в таком же масштабе наносят суммарную характеристику параллельно работающих трубопроводов.

Суммарную напорную характеристику двух и трех параллельно работающих насосов (рис. 3.10) получают, удвоив и утроив абсциссы (подачи) характеристики одного насоса при одинаковых ординатах (напорах). Так, откладывая на произвольно выбранной горизонтали от точки *b* вправо отрезок *ab*, имеем точку

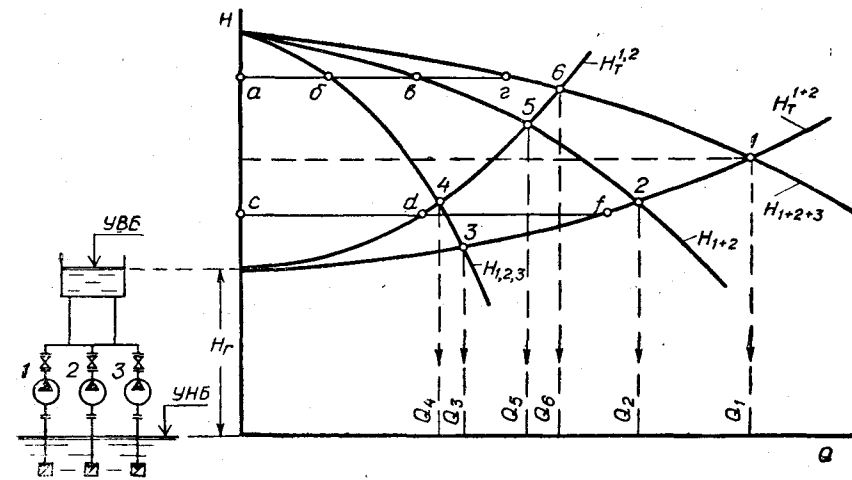


Рис. 3.10. Схема и графики параллельной работы трех одинаковых насосов на два трубопровода:

1 — режимная точка при параллельной работе трех насосов на два трубопровода; 2 — то же при параллельной работе двух насосов на два трубопровода; 3 — то же при работе одного насоса на два трубопровода; 4 — то же при работе насоса на один трубопровод; 5 — то же при параллельной работе двух насосов на один трубопровод; 6 — то же при параллельной работе трех насосов на один трубопровод.

в для построения суммарной напорной характеристики H_{1+2} двух параллельно работающих насосов, а, отложив от нее вправо еще раз отрезок *ab*, получим точку *g* для построения суммарной напорной характеристики H_{1+2+3} трех параллельно работающих насосов.

Суммарную характеристику двух параллельно работающих трубопроводов H_T^{1+2} ищут, удваивая абсциссы характеристик трубопровода $H_T^{1,2}$ при постоянных ординатах. Например, откладывая на горизонтали вправо от точки *d* отрезок *cd*, получаем точку *f* характеристики H_T^{1+2} .

Пересечение характеристик H_{1+2+3} и H_T^{1+2} определяет точку 1, которая устанавливает режим параллельной работы трех насосов на два трубопровода, а именно: суммарную подачу трех параллельно работающих насосов Q_1 ; напор, развиваемый каждым из них H_1 . Подача каждого насоса составляет $Q_1/3$. Точки 2—6 также устанавливают режим работы насосов при различном

сочетании числа работающих насосов и трубопроводов. Сравнивая между собой подачи Q_4 , Q_5 и Q_6 , убеждаемся, что включение третьего насоса незначительно увеличивает подачу в сравнении с подачей Q_5 . По данной причине на одну нитку трубопровода больше трех насосов на параллельную работу подключать не рекомендуется. Это, однако, не относится к насосным станциям подкачки, подающим воду в закрытую оросительную сеть, на

которых обычно три—пять (а иногда и больше) насосов подают воду в общую закрытую сеть.

Последовательная работа насосов. Последовательной работой насосов называется работа, при которой первый насос, забирающий воду из источника, подает ее во всасывающую линию второго насоса, а последний — в напорную линию. Последовательное соединение центробежных насосов применяют для обеспечения напора, который не может быть создан одним насосом.

Для установления режима работы двух последовательно соединенных насосов строят их суммарную напорную характеристику H_{1+2} и на этот график в том же масштабе наносят характеристику трубопровода (рис. 3.11).

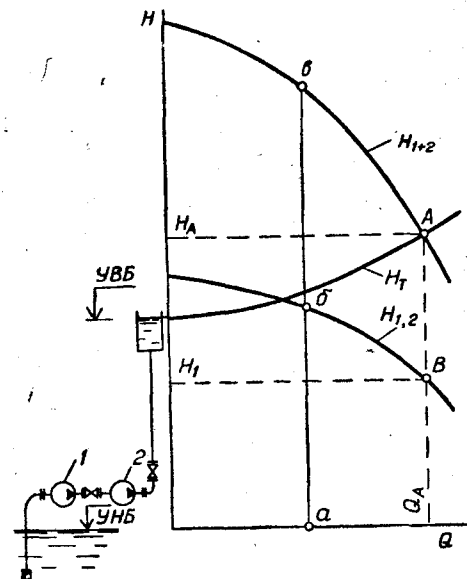


Рис. 3.11. Схема и графики последовательной работы двух одинаковых насосов.

По известным напорным характеристикам $H_{1,2}$ суммарную H_{1+2} получают удвоением ординат (напоров) при постоянных абсциссах (подачах). Например, для получения точки в при произвольно выбранной подаче удваивают отрезок ab , т. е. $ab = bv$. Пересечение характеристик H_{1+2} и H_T устанавливает режимную точку A, определяющую подачу каждого из насосов Q_A и суммарный напор H_A , разделив который пополам, получим напор H_1 , развиваемый каждым насосом.

Последовательная работа насосов наиболее экономична в тех случаях, когда каждый из насосов при полностью открытой задвижке работает с максимальным КПД.

Пуск двух последовательно соединенных насосов производится при закрытых задвижках на напорных линиях. Вначале включают первый насос. После того как он разовьет напор, соответствующий нулевой подаче, медленно открывают задвижку насоса 1, включают второй и медленно открывают задвижку за насосом 2.

Следует отметить, что последовательное соединение насосов обычно менее выгодно, чем применение одного одноколесного насоса с требуемым напором. На последовательную работу можно включать как однотипные, так и разнотипные насосы. При этом необходимо учитывать, что подача разнотипных насосов в рабочей зоне должна быть примерно одинаковой.

Работа центробежного насоса на разветвленный трубопровод. Рассмотрим решение задачи, когда требуется определить подачу

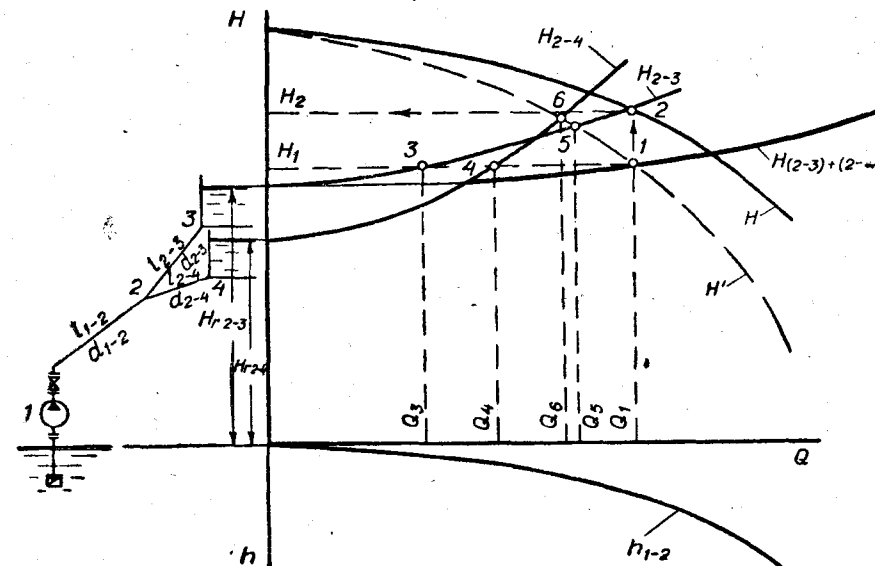


Рис. 3.12. Схема и графики работы центробежного насоса на разветвленный трубопровод.

в ответвления напорного трубопровода при известных длинах, диаметрах и материалах стенок участков трубопровода, отметках уровня воды в источнике и напорных баках, а также марке насоса.

На график (рис. 3.12) из каталога переносят напорную характеристику насоса H . Строят кривую зависимости потерь напора h_{1-2} от расхода в трубопроводе с начала всасывающей линии до точки разветвления 2. Вычитая из напорной характеристики насоса H потери напора на всасывающей и напорной линии до разветвления на ней h_{1-2} , получают приведенную характеристику насоса H' .

Строят характеристики ответвлений 2—3 и 2—4 с геодезическими напорами $H_{Г(2-3)} = \downarrow 3 - \downarrow 1$; $H_{Г(2-4)} = \downarrow 4 - \downarrow 1$. Складывая характеристики параллельно работающих ответвлений H_{2-3} и H_{2-4} , находят суммарную характеристику ответвлений $H_{(2-3)+(2-4)}$, пересечение которой с характеристикой H' установ-

ливают режимную точку 1. Она показывает подачу насоса Q_1 , по которой с напорной характеристики насоса H снимается значение напора H_2 , развиваемого насосом. Пересечение горизонтали, проведенной из точки 1, с характеристиками ответвлений H_{2-3} и H_{2-4} определяет точки 3 и 4, указывающие подачу соответственно в точку 3 (Q_3) и 4 (Q_4).

Работа насоса наиболее экономична тогда, когда подаче Q_1 соответствует максимальный КПД. Если же одно из ответвлений отключается, то режимные точки определяют на пересечении характеристик ответвлений H_{2-3} и H_{2-4} с характеристикой H' , т. е. точки 5 или 6.

3.5. РАБОТА НАСОСОВ НА ЗАКРЫТУЮ ОРОСИТЕЛЬНУЮ СЕТЬ

Закрытая оросительная сеть — это система трубопроводов на орошаемом участке, обеспечивающая подачу воды от насосной станции и распределение ее между точками выдела, оборудованных гидрантами. Работу дождевальных машин на гидрантах обеспечивает свободный напор H_c , составляющий для «Волжанки» $H_c=40$ м, «Фрегата» $H_c=49-65$ м, «Днепра» $H_c=45$ м.

Расчетный напор насосной станции определяют для наиболее напряженного режима работы закрытой сети, т. е. при максимальном количестве одновременно работающих дождевальных машин. Гидравлические расчеты закрытой сети выполняют в такой последовательности: находят точку на сети, для подачи воды в которую требуется максимальный напор; устанавливают расходы в трубопроводах при работе максимального количества одновременно включенных дождевальных машин; по скорости течения 1...1,5 м/с подбирают диаметры трубопроводов; определяют гидравлические потери напора и напор сети при различном количестве одновременно работающих дождевальных машин; наносят характеристику закрытой сети; подбирают гидромеханическое оборудование и строят график параллельной работы насосов.

3.5.1. Состав технологического оборудования

Непрерывность подачи воды обеспечивается основными и бустерными насосами, а также водовоздушным резервуаром вместимостью 6,3 или 10 м³. Основные насосы подбирают по расчетному напору сети и подаче, соответствующей покрытию максимального расхода сети двумя—шестью рабочими агрегатами. Для повышения надежности работы насосной станции в автоматическом режиме предусматривается установка одного резервного насоса.

Бустерные насосы подбирают из условия, что их суммарная подача составляет примерно половину подачи основного насоса,

а минимальный напор превышает напор сети при расходе, равном суммарной подаче бустерных насосов. Водовоздушный резервуар автоматически поддерживает подачу и напор насосной станции при малых нагрузках сети и кратковременных остановках насосных агрегатов. Вместимость водовоздушного резервуара определяется по необходимому регулируемому объему

$$V = V_p (H_{\text{вкл}} + 10) / 0,85 (H_{\text{вкл}} - H_{\text{мин}}),$$

где $H_{\text{вкл}}$ — напор, при котором включаются основные насосы; $H_{\text{мин}}$ — минимальный напор в сети.

Необходимый регулирующий объем для поддержания давления в сети при включении дождевальной машины составляет [17]

$$V_p = Kqt,$$

где $K=0,7$ — коэффициент, учитывающий интенсивность увеличения подачи воды в дождевальную машину при открытии гидранта; q — подача дождевальной машины («Волжанка» $q=24-64$ л/с; «Фрегат» $q=50-100$ л/с; «Днепр» $q=120$ л/с); $t=7-10$ с — время прохождения сигнала при пуске насоса.

Воздух в водовоздушном резервуаре постепенно растворяется в воде. Для поддержания объема воздуха в заданных пределах предусматривается компрессор, который периодически включается в работу по сигналам автоматики.

3.5.2. Расчет закрытой оросительной сети

Закрытую сеть, как правило, проектируют тупиковой (рис. 3.13). Гидранты на ней устанавливают в конце полевых трубопроводов, к которым вода подводится по участковому (хозяйственному) трубопроводу.

Расчет закрытой сети основывается на определении расчетного напора, обеспечивающего одновременную работу максимального количества дождевальных машин, наиболее удаленных от насосной станции. Находят диктующую точку (гидрант), подача воды в которую требует наибольшего напора. На участке с положительным уклоном местности от насосной станции — это наиболее удаленная и высоко расположенная точка. Путь движения воды от насосной станции к диктующей точке определяет расчетную трассу закрытой сети, которая разделяется на участки, отличающиеся расходом, диаметром или материалом стенки трубопровода.

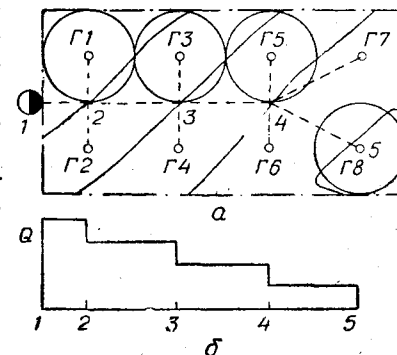


Рис. 3.13. Схема и графики насосной станции подкачки на закрытой оросительной сети: а — план закрытой сети (Г1—Г8 — гидранты, 1—5 — узлы расчетной трассы); б — график расходов по расчетной трассе.

Расходы в голове каждого участка определяются суммой расходов выше расположенных дождевальных машин с поправочным коэффициентом 1,02 на утечки воды. Таким образом, график расходов по расчетной трассе имеет ступенчатую форму (рис. 3.13, б).

Расчетная подача воды в диктующую точку обеспечивается при напоре

$$H_p = H_r + H_c + \Sigma h + h_{ст},$$

где H_r — геодезический напор, отсчитываемый от поверхности земли у диктующей точки до минимального уровня воды водосточника; H_c — требуемый свободный напор дождевальной машины; Σh — суммарные потери напора по участкам вдоль расчетной трассы; $h_{ст}$ — потери напора во внутростанционных коммуникациях насосной станции, принимаемые 1,5...2 м.

3.5.3. Построение напорных характеристик закрытой сети и насосной станции

Характеристику закрытой сети строят для диктующей точки. При этом следует учитывать неоднозначную связь между напором и расходом сети из-за рассредоточенного водоразбора, обусловленную тем, что отключаемый гидрант может находиться на различном удалении от насосной станции. Перемена местоположения отключаемой дождевальной машины не влияет на значение ординаты графика расхода, однако с приближением точки водоразбора к насосной станции уменьшается длина рабочего участка водовода и, следовательно, снижается и напор сети. Это обстоятельство используют при назначении последовательности отключения дождевальных машин для получения напоров в сети. При постоянном водоотборе из диктующей точки перекрытие гидранта, ближайшего к насосной станции, вносит наименьшие изменения в напор сети. Поэтому для изменения режима работы сети отключают дождевальные машины, наиболее близко расположенные к насосной станции. Например, на сети (рис. 3.13, а) с работающим гидрантом в диктующей точке 5 вначале отключают гидрант Г-1, затем Г-3 и т. д. Последним отключают гидрант Г-5. По расходом участка 1—2 и соответствующим им напорам наносят характеристику сети (рис. 3.14).

Для построения напорной характеристики насосной станции на характеристику сети наносят напорные характеристики основного и бустерного насосов и строят графики параллельной работы двух бустерных насосов, а затем основных насосов при включении второго и последующих насосных агрегатов. Затем на графиках назначают рабочие зоны насосов при их параллельной работе. Во избежание ложных срабатываний пусковой аппаратуры из-за погрешности контрольно-измерительных приборов в схеме управления насосной станцией в зоны работы насосов вводят поправки на точность приборов контроля основных параметров. При этом

параметры смещают на произведение $\Delta \cdot P$, где Δ — точность измерительного прибора; P — предельное значение контролируемого параметра.

Параметры насосов с крутопадающей напорной характеристикой, автоматизируемых по напору, смещают по вертикали, а насосов с пологой напорной характеристикой, автоматизируемых по подаче или току приводного электродвигателя, смещают по горизонтали.

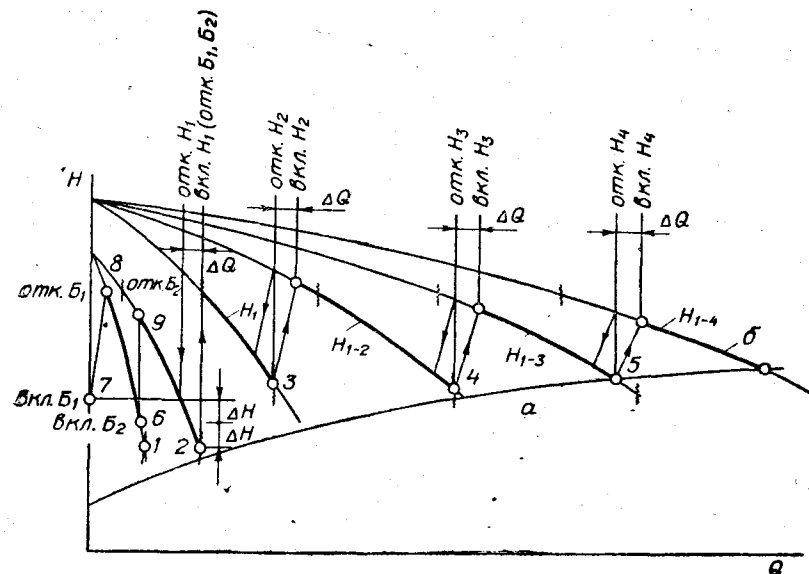


Рис. 3.14. Характеристика закрытой сети (а) и график параллельной работы насосов (б):

1, 2 — режимные точки предельной подачи одного и двух бустерных насосов; 3, 4, 5 — то же включения второго, третьего и четвертого основных насосов; 6, 7 — то же включения второго и первого бустерных насосов; 8, 9 — то же отключения первого и второго бустерных насосов.

Применительно к рис. 3.14 предельные параметры на крутопадающих характеристиках бустерных насосов смещают на $\Delta \cdot H$, а на пологих характеристиках основных насосов — на $\Delta \cdot Q$, причем новые параметры не должны выходить за максимальные на рабочей зоне напорной характеристики насоса. С учетом этого условия последующие основные насосы включают при максимальной подаче, определяемой по рабочей зоне напорной характеристики насосов. Режим пуска бустерных насосов назначается, исходя из минимального напора H_2 , соответствующего максимальной подаче бустерных насосов (точка 2). С учетом точности контролируемого прибора второй бустерный насос Б 2 включается при напоре $H_6 = H_2 - \Delta \cdot H$, а первый Б 1 — при напоре $H_7 = H_6 - \Delta \cdot H$. Режимы отключения бустерных насосов назначают из предельных парамет-

ров левой части рабочей зоны: первый насос отключается при максимальном напоре H_8 , а второй — при напоре $H_9 = H_8 - \Delta \cdot H$.

Следует отметить, что при выборе дополнительных контролируемых параметров, например скорости снижения напора, назначают другие режимы работы бустерных насосов.

3.6. ОБТОЧКА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА И ПЕРЕСЧЕТ ЕГО ХАРАКТЕРИСТИК

Область применения центробежных насосов можно значительно расширить путем обточки колеса по наружному диаметру. При уменьшении наружного диаметра рабочего колеса в ограниченных пределах КПД и подача меняются незначительно, а напор и мощность существенно уменьшаются. В центробежных многоступенчатых насосах секционного типа, имеющих направляющий аппарат, обтачивают только лопасти. В насосах спирального типа могут обтачиваться как лопасти, так и диски колеса.

Пересчет характеристик насоса при обточке колеса можно с достаточной степенью точности осуществить по формулам законов подобия (34), (36) и (37), учитывая, что n постоянно и $b_2' = b_2$,

$$Q_{обт}/Q = (D_{обт}/D)^2; H_{обт}/H = (D_{обт}/D)^2; N_{обт}/N = (D_{обт}/D)^4. \quad (47)$$

Для центробежных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s < 150$ лучшие результаты получают при пересчете характеристик по эмпирическим формулам

$$Q_{обт}/Q = D_{обт}/D; H_{обт}/H = (D_{обт}/D)^2; N_{обт}/N = (D_{обт}/D)^3. \quad (48)$$

Из уравнений (48) следует, что при обточке рабочего колеса $Q_{обт}/Q = \sqrt{H_{обт}/H}$. Учитывая, что $Q_{обт}/\sqrt{H_{обт}} = Q/\sqrt{H} = a = \text{const}$, получаем уравнение переходной кривой (пропорциональности) $Q = a\sqrt{H}$, которая проходит через начало координат и точку с параметрами $Q_{обт}$ и $H_{обт}$.

Пределы обточки рабочих колес зависят от коэффициента быстроходности, определяемого выражением

$$n_s = 3,65 n \sqrt{Q_{опт}/H_{опт}^{3/4}}, \quad (49)$$

где n — частота вращения рабочего колеса, об/мин; $Q_{опт}$ и $H_{опт}$ — подача ($\text{м}^3/\text{с}$) и напор (м) насоса в оптимальном режиме, т. е. при максимальном КПД.

* Коэффициент быстроходности данного насоса n_s — частота вращения геометрически подобного насоса, имеющего такие размеры, что при напоре $H=1$ м он обеспечивает подачу $Q=75$ л/с.

Для насосов с двусторонним входом жидкости в формулу (49) вместо $Q_{опт}$ подставляют $Q_{опт}/2$. Для многоступенчатых насосов берут напор, развиваемый одним колесом.

Рекомендуемые пределы обточки колес:

при $n_s = 60-120$ об/мин	15—20%,
при $n_s = 120-200$ об/мин	11—15%,
при $n_s = 200-300$ об/мин	7—11%.

Если превышаются указанные пределы, то КПД значительно снижается.

Исходное рабочее колесо (рис. 3.15) имеет диаметр 540 мм, обточенное — 510 мм и предельно обточенное — 480 мм. На ха-

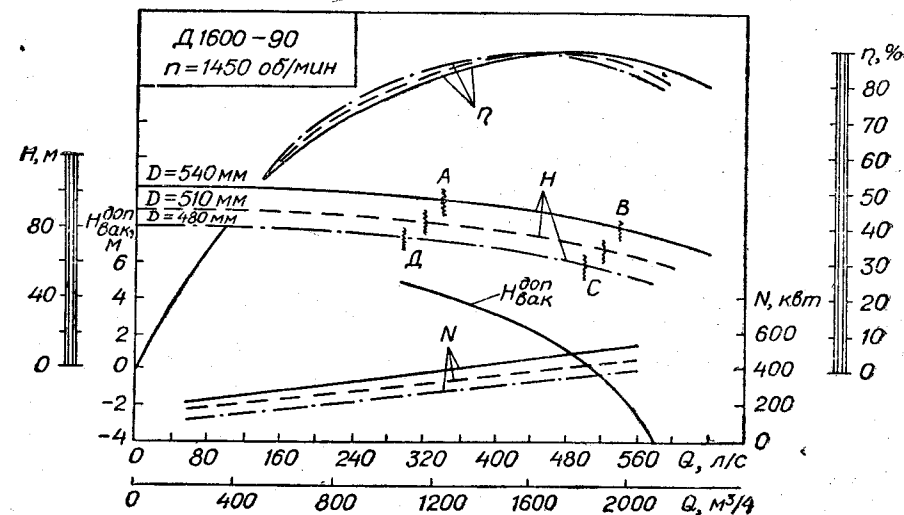


Рис. 3.15. Характеристика насоса Д1600-90 ($n=1450$ об/мин).

рактеристике заметно существенное снижение напора и мощности. Изменения КПД и подачи невелики. Кавитационная характеристика насоса при обточке колеса не изменяется, так как не изменяются условия входа жидкости на рабочее колесо при его обточке.

Напорные характеристики для исходного и предельно обточенного колес данного насоса и штрихи рекомендуемой зоны применения насоса образуют рабочую область АВСД (рис. 3.15), в которой обеспечиваются высокие значения КПД насоса. Рабочие области определенного типа насосов, нанесенные на график с прямоугольной системой координат Q и H , образуют сводный график областей применения насосов (рис. 3.16). На рабочей области каждого насоса имеется его марка и частота вращения рабочего колеса.

Для подбора насоса, обеспечивающего при требуемой подаче $Q_{тр}$ расчетный напор H_p , необходимо на сводный график областей применения насосов нанести значения $Q_{тр}$ и H_p . На пересечении координат получают точку, которая вписывается в рабочую зону одного или нескольких насосов. Если при этом необхо-

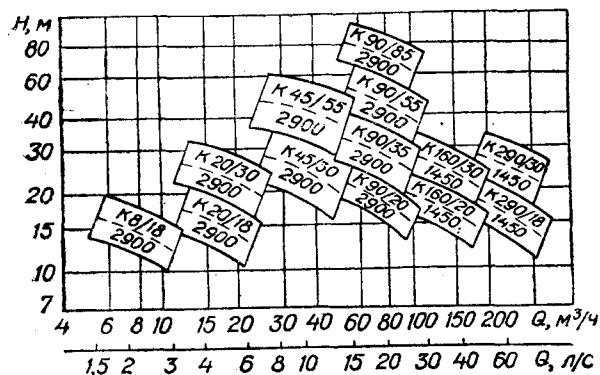


Рис. 3.16. Сводный график полей $Q-H$ центробежных насосов консольного типа.

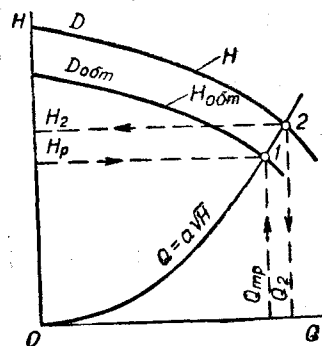


Рис. 3.17. Расчетный график для определения диаметра обточенного колеса центробежного насоса.

димо определить диаметр обточенного колеса, то через точку 1 (рис. 3.17) строят переходную кривую $Q=a/H$. Ее пересечение с напорной характеристикой насоса при исходном диаметре колеса определяет вспомогательную точку 2 с координатами Q_2 и H_2 . По ним определяют диаметр обточенного колеса $D_{обт} = D Q_1 / Q_2$; $D_{обт} = D \sqrt{H_p / H_2}$. Значения $D_{обт}$, вычисленные через подачу и напор, при аккуратном построении графиков и тщательных расчетах практически равны.

3.7. ПОЛНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ И ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

На напорных трубопроводах крупных насосов ввиду громоздкости конструкций и значительных гидравлических сопротивлений обратная арматура не устанавливается. Отключение двигателей осевых насосов или потеря привода центробежными насосами с открытыми задвижками или дисковыми затворами за их напорными патрубками сопровождается обратным вращением роторов агрегатов. При отключении двигателя ротор агрегата еще некоторое время вращается по инерции и насос подает воду. Длительность положительного вращения во многом зависит от махового момента GD^2 агрегата и воды, заключенной в рабочем ко-

лесе насоса. Чем больше маховой момент ротора насосного агрегата, тем дольше положительное его вращение с уменьшающейся частотой. После уменьшения частоты вращения ротора агрегата до определенного значения подача насоса становится равной нулю, а затем при напоре насоса, меньшем геодезического напора, и еще положительно вращающемся роторе агрегата вода начинает двигаться в обратном направлении, т. е. из напорного трубопровода во всасывающую трубу и далее в водоисточник.

После дальнейшего уменьшения частоты вращения ротор агрегата останавливается, а затем под давлением воды в трубопроводе начинает вращаться в обратную сторону с увеличивающейся частотой, которая достигает предельного значения, называемого обратной разгонной частотой вращения. Описанный процесс называется *переходным*.

При переходном процессе крутящий момент на валу насоса достигает максимального значения при изменении направления вращения, а при увеличении обратной частоты вращения уменьшается.

По мере опорожнения трубопровода и уменьшения напора частота вращения ротора агрегата уменьшается, а при полном его опорожнении ротор еще некоторое время вращается по инерции и останавливается.

Переходные процессы в крупных насосных агрегатах протекают весьма непродолжительное время, которое зависит от маховых моментов роторов агрегатов и частоты вращения при нормальной работе, продольных профилей и длин напорных трубопроводов, а обратная разгонная частота вращения, кроме этого, зависит также от конструктивных особенностей насосов, характеризующихся коэффициентом их быстроходности n_s .

Переходные процессы насосных агрегатов следует учитывать по следующим причинам.

При уменьшении расхода, пропускаемого насосом в обратном направлении, в напорном трубопроводе может возникнуть гидравлический удар, в результате которого возможно нарушение целостности труб. Когда обратная разгонная частота вращения ротора агрегата превышает допустимую для ротора электродвигателя, то может произойти смещение обмотки ротора и заклинивание ее между ротором и статором, что выводит электродвигатель из строя. Длительность обратной разгонной частоты вращения и частоты вращения со снижающимися оборотами вызывает иногда выдавливание масляного клина в сегментах подпятника при малых оборотах.

Для расчетов переходных процессов насосных агрегатов необходимы их характеристики в четырех квадрантах. В зависимости от направления и частоты вращения рабочего колеса насоса, его подачи и расхода, пропускаемого в обратном направлении при давлении в напорном трубопроводе, большем чем напор, создаваемый рабочим колесом насоса при данной частоте вращения, лопастные насосы могут иметь восемь различных режимов

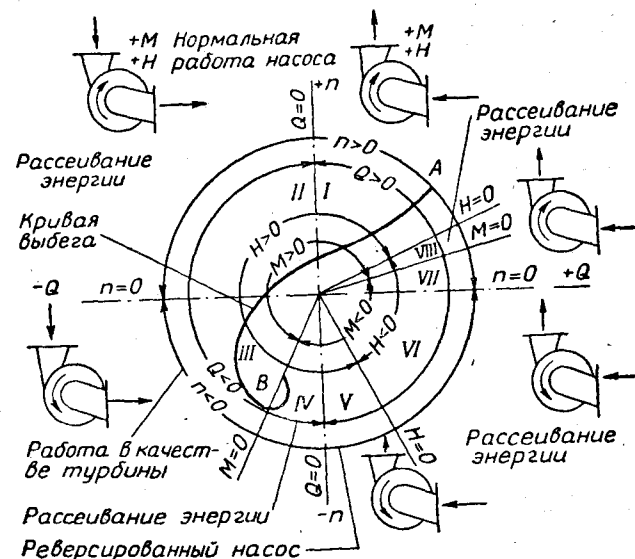


Рис. 3.18. Возможные режимы работы лопастных насосов.

(рис. 3.18). Из этих режимов два насосных I и V (с прямым и обратным направлением вращения рабочего колеса насоса), два турбинных III и VII (с прямым и обратным направлением потока для турбины) и четыре тормозных II, IV, VI и VIII. Направления параметров насоса в различных режимах приведены в табл. 3.1.

Для расчета переходных процессов насосных агрегатов используют полные характеристики, которые обычно снимают в лабораторных условиях для модельных насосов и пересчитывают для натуральных. Рассмотрим типовые полные характеристики (в четы-

Таблица 3.1

Направление параметров насоса в режимах переходного процесса

Режимы работы	$n_s=140-170$						$n_s=500-700$					
	Q	H	n	M	QH*	nM**	Q	H	n	M	QH*	nM**
Нормальный насос	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Тормоз	-	+	+	+	-	-	-	+	+	+	-	-
Турбина	-	+	-	-	-	+	-	+	-	-	-	+
Тормоз	+	+	-	-	+	+	+	+	-	-	+	+
Реверсивный насос	+	+	-	-	+	+	+	+	-	-	+	+
Тормоз	+	-	+	+	-	-	+	-	+	+	-	-
Реверсивная турбина	+	-	+	+	-	-	+	-	+	+	-	-
Тормоз	+	-	+	+	-	+	+	-	+	+	-	+

Примечание: * — полезная работа; ** — затрачиваемая работа.

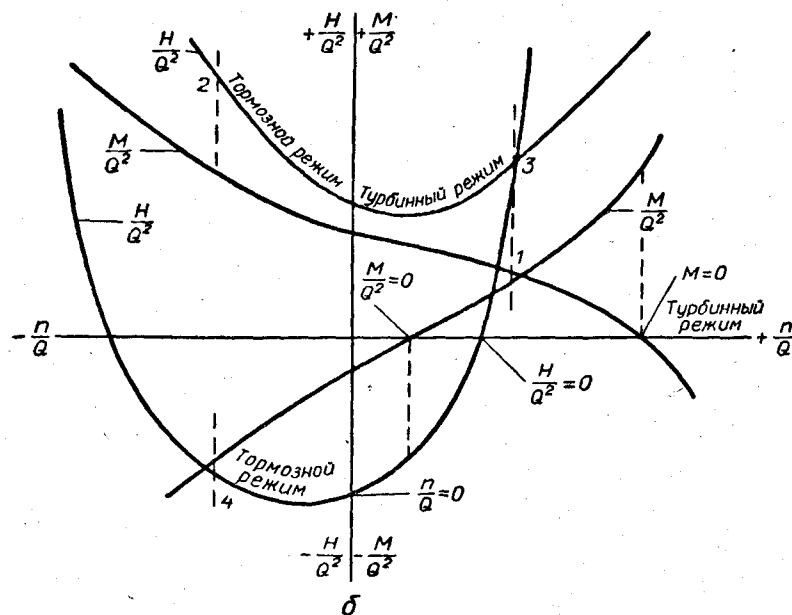
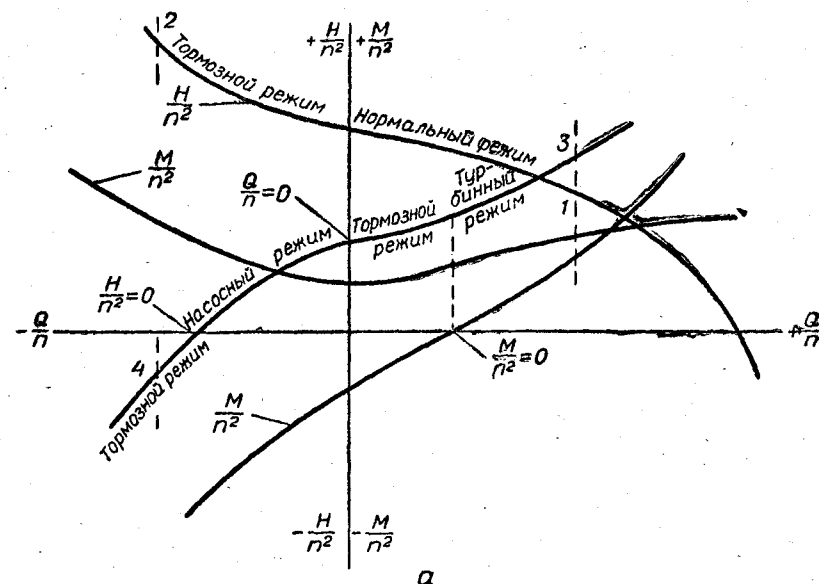
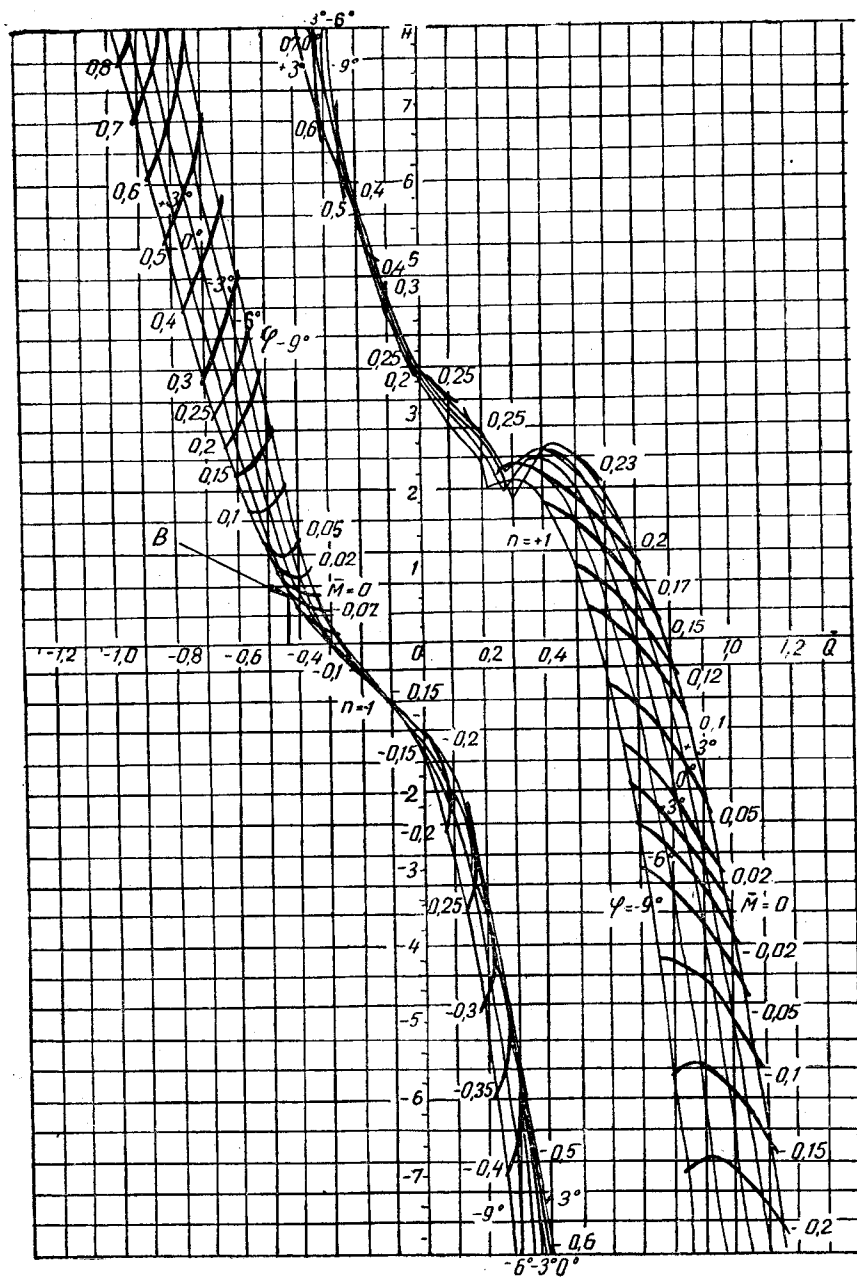


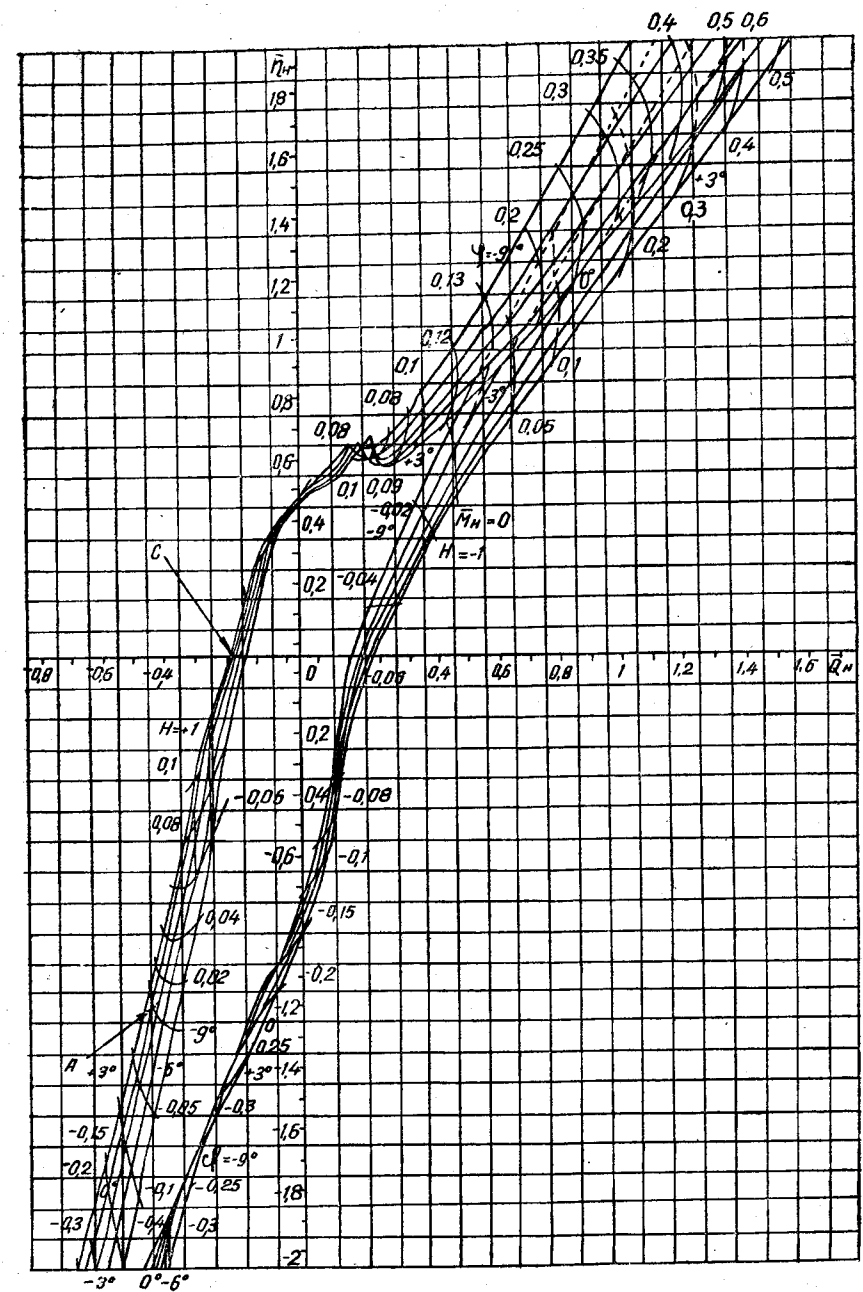
Рис. 3.19. Описательная характеристика в четырех квадрантах центробежного насоса:

а — в координатах $H/n^2-Q/n$ и $M/n^2-Q/n$; б — в координатах $H/Q^2-n/Q$ и $M/Q^2-n/Q$.



a

Рис. 3.20. Полная характеристика насосов типа ОПВ10:



б

а — в координатах $\bar{Q}-\bar{H}$; б — в координатах $\bar{p}_n-\bar{Q}_n$.

рех квадрантах) центробежных насосов, которые построены в следующих двух системах координат:

$$I \ Q/n, H/n^2, M/n^2; \quad II \ n/Q, H/Q^2, M/Q^2.$$

Необходимость построения полных характеристик насосов (в четырех квадрантах) в двух системах координат обуславливается тем, что в одной системе координат не удастся выявить все режимы работы насосов, необходимые при расчетах. Рассмотрим, пользуясь одновременно двумя характеристиками (рис. 3.19), протекание различных режимов работы насоса.

На рис. 3.19, а проведены две границы $Q/n = \pm \text{const}$, а на рис. 3.19, б такие же границы $n/Q = \pm \text{const}$, соответствующие выбранным границам Q/n . Режимам работы насоса, изображенным на рис. 3.19, а вне принятых границ Q/n , соответствуют режимы, показанные на рис. 3.19, б внутри границ n/Q , и наоборот, режимам вне границ n/Q соответствуют режимы на рис. 3.19, а внутри границ Q/n .

Полагаем, что насос работает в нормальном режиме, характеризуемом точкой 1 (рис. 3.19, а).

После потери насосом привода режим его работы начинает изменяться от точки 1 к точке 2 с учетом изменения частоты вращения. По кривой H/n^2 режим насоса, начиная от точки $Q/n=0$, становится тормозным, т. е. при положительно вращающемся рабочем колесе насоса ввиду малого напора, развиваемого им, вода из трубопровода движется в обратном направлении.

Режим работы насоса в точке 2 (рис. 3.19, б) характеризуется кривой 2—3. От точки 2 насос работает в тормозном режиме, а за точкой $n/Q=0$ начинает работать как турбина.

Для того чтобы проследить за дальнейшей работой насоса, которая в практике встречается весьма редко, вновь возвратимся к точке 3 (рис. 3.19, а), где режимы работы насоса характеризуются кривой 3—4. На этом участке кривой, начиная от точки $M/n^2=0$ до точки $Q/n=0$, насос работает в тормозном режиме, а далее до точки $H/n^2=0$ — как насос. От точки $H/n^2=0$ до точки 4 насос работает снова в тормозном режиме. Дальнейшее изменение режима на пути от точки 4 до точки 1 рассматриваем на рис. 3.19, б. На этом участке пути, пройдя тормозной режим, насос работает как радиально-осевая турбина, затем как тормоз и от точки $H/Q^2=0$ до точки 1 — в нормальном режиме.

Полные характеристики с координатами $H/n^2—Q/n$ и $M/n^2—Q/n$, а также $H/Q^2—n/Q$ и $M/Q^2—n/Q$ по общим видам схожи с представленными на рис. 3.19, а, которые получены для модельных центробежных консольных насосов как наиболее часто встречающихся, с коэффициентом быстроходности $n_s=120, 170$ и 240 об/мин.

При создании серии вертикальных осевых насосов сняты полные характеристики для насосов типа ОПВ 2, ОПВ 5, ОПВ 6, ОПВ 7 и ОПВ 10 (рис. 3.20) в координатах $\bar{Q}—\bar{H}$ и $\bar{Q}_n—\bar{n}_n$. Они

позволяют осуществлять расчеты переходных процессов насосных агрегатов на ЭВМ.

Предварительные предельные значения обратной разгонной частоты вращения, расхода и времени опорожнения напорного трубопровода можно получить несложными расчетами с использованием указанных полных характеристик.

Для определения обратной разгонной частоты вращения и расхода, пропускаемого при этом, проведены испытания некото-

Таблица 3.2

Технические данные насосов, испытанных на обратную разгонную частоту вращения

Марка насоса		Коэффициент быстроходности, n_s	Технические характеристики при нормальной работе			Технические характеристики при обратном вращении	
новая	старая		Подача, m^3/c	Напор, м	Частота вращения, об/мин	$Q_{\text{обр. разг.}}$ $Q_{\text{норм}}$	$n_{\text{обр. разг.}}$ $n_{\text{норм}}$
Д 320-50	6 НДв	60	0,086	45,0	1450	0,92	0,81
Д 1250-65	12 НДс	98	0,30	58,0	1450	0,83	1,07
Д 1600-90	14 НДс	85	0,28	39,0	960	0,73	1,11
Д 2000-21	16 НДн	188	0,55	21,0	960	0,63	1,19
ЦН 400-105	ЗВ-200×2	129	0,12	69,0	1450	0,59	1,10
ЦН 400-210	ЗВ-200×4	126	0,13	127,0	1450	0,64	1,15

рых насосов двустороннего входа. Однако полученные данные (табл. 3.2) не позволяют выполнить расчеты переходных процессов.

При наличии данных об обратной разгонной частоте вращения и расходе, пропускаемом при этом модельным насосом, указанные величины легко определить для натурального насоса. Однако необходимо учитывать, что насос-модель должен быть геометрически подобен насосу-натуре. Например, насосы двустороннего входа не могут служить моделями для насосов с односторонним входом на рабочее колесо, хотя значения их коэффициентов быстроходности одинаковы.

Приближенные данные об обратной разгонной частоте вращения, расходе, пропускаемом насосом при этом, и расходе, который пропускает насос в обратную сторону при заторможенном рабочем колесе ($n=0$), можно получить, используя графики рис. 3.21.

В связи с тем что расчеты обратной разгонной частоты вращения роторов насосных агрегатов при потере привода и других величин, которые следует учитывать при проектировании насосных станций, в литературе освещены недостаточно, приведем примеры пользования полными характеристиками насосов. При этом основными расчетными формулами являются

$$Q/nD^3 = \text{const} \quad \text{и} \quad H/n^2D^2 = \text{const}. \quad (50)$$

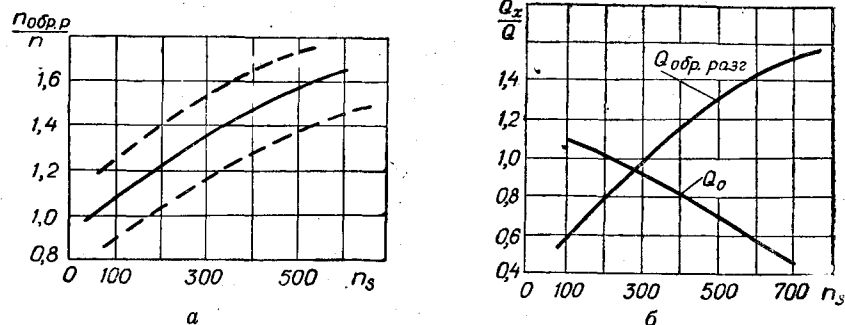


Рис. 3.21. График для определения обратной разгонной частоты вращения ротора насоса (а) и для определения расхода, пропускаемого рабочим колесом насоса при обратной разгонной частоте вращения и заторможенном положении (б):

Q — подача насоса при нормальной работе; Q_0 — расход, пропускаемый рабочим колесом насоса при заторможенном положении; $Q_{обр.разг}$ — расход, пропускаемый рабочим колесом насоса при обратной разгонной частоте вращения; Q_x — искомая величина пропускаемого расхода.

По характеристике насоса-модели пересчет с модели на натуру производят по формулам законов подобия (34), (36) и (37).

Пример 1. На насосной станции установлены насосы 1200 В — 6,3/63 с технической характеристикой: подача $Q=4,83$ м³/с; напор $H=63,5$ м; частота вращения $n=375$ об/мин; диаметр рабочего колеса $D_{р.к.}=1800$ мм. Геодезический напор составляет $H_r=59,0$ м, а потери напора в трубопроводе $h=63,5-59,0=4,5$ м. Требуется определить разгонную частоту вращения ротора насоса и расход воды, пропускаемый насосом при этом, и их относительные значения.

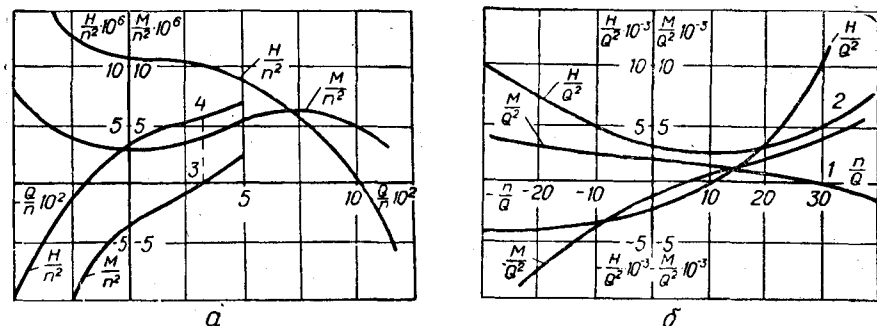


Рис. 3.22. Полная характеристика консольного насоса с $n_s=170$ и $D_{р.к.}=268$ мм: а — в координатах $H/n^2-Q/n$ и $M/n^2-Q/n$; б — в координатах $H/Q^2-n/Q$ и $M/Q^2-n/Q$.

Для определения параметров насоса 1200 В-6,3/63 при обратном вращении ротора используем полные характеристики в четырех квадрантах модельного насоса 8 К-17 с диаметром рабочего колеса $D_{р.к.}=268$ мм (рис. 3.22).

Исходя из того, что при обратной разгонной частоте вращения ротора насоса крутящий момент $M=0$, определяем расчетные величины. По характеристике рис. 3.22, б для $M=0$ пересечение кривой M/Q^2 с осью n/Q определяет точку 1, в которой $n/Q=+30,0$; точка 2 определяет $H/Q^2=5,2 \cdot 10^3$. По характеристике рис. 3.22, а для тех же условий: точке 3 соответствует $Q/n=3,25 \times 10^{-2}$; точке 4 — $H/n^2=5,7 \cdot 10^{-6}$. Геометрический масштаб $\lambda=D_n/D_m=1800/268=6,72$. Используя зависимости (50), находим $(Q/n)_{нат}=(Q/n)_{мод} \cdot \lambda^3=3,25 \cdot 10^{-2} \cdot 6,72^3=9,86$ и $(H/n^2)_{нат}=(H/n^2)_{мод} \cdot \lambda^2=5,7 \cdot 10^{-6} \cdot 6,72^2=2,57 \cdot 10^{-4}$.

Составляем общее уравнение с учетом изменения сопротивления трубопровода при изменении в нем расхода воды

$$H/n^2=H_r/n^2-(h/n^2)(Q_1/Q)^2.$$

А заменив второй член, получаем

$$H/n^2=H_r/n^2-(h/Q^2)(Q^2/n^2). \quad (51)$$

Учитывая, что подача насоса-натуры дается в м³/с, а модельного в л/с, значение $(Q/n)_{нат}=9,86$ уменьшаем в 1000 раз и в дальнейших расчетах принимаем $(Q/n)_{нат}=9,86 \cdot 10^{-3}$. Подставляя полученные значения в уравнение, записываем $2,57 \cdot 10^{-4}=59,0/n_p^2-(4,5/4,83^2) \cdot (9,86 \cdot 10^{-3})^2$, откуда $59,0/n_p^2=2,57 \cdot 10^{-4}+4,5 \times (9,86/4,83)^2 \cdot 10^{-8}=(2,57+0,19) \cdot 10^{-4}=2,76 \cdot 10^{-4}$. Тогда $n_p^2=(59,0/2,76) \cdot 10^4$; $n_p=462$ об/мин. Относительная разгонная частота вращения $n_p/n=462/375=1,23$. Обратный расход, пропускаемый насосом, $Q_{обр.разг}=Q n_p/n=9,86 \cdot 10^{-3} \cdot 462=4,55$ м³/с, а относительное его значение $Q_{обр.разг}/Q=4,55/4,83=0,94$.

Пример расчета времени опорожнения трубопровода и изменения при этом частоты вращения приведены в работе [2].

Пример 2. На насосной станции намечается к установке насос ОПВ 10-185 с технической характеристикой: $Q=17,0$ м³/с; $H=15,5$ м; угол установки лопастей $\phi=0^\circ$; $n=290$ об/мин ($4,83$ с⁻¹); $D_{р.к.}=1,85$ м. Ввиду незначительных потерь напора в трубопроводе они не учитываются. Требуется определить обратную разгонную частоту вращения ротора насоса и расход воды, пропускаемый при этом.

Для расчета используем полную характеристику насосов типа ОПВ 10 (см. рис. 3.20). Исходя из того, что при обратной разгонной частоте вращения крутящий момент $M \approx 0$, что соответствует точке А на рис. 3.20, б, определяем для $M=0$ и $\phi=0^\circ$ значения $\bar{n}_n=-1,15$ и $\bar{Q}_n=-0,5$. Исходя из зависимостей $\bar{Q}_n=Q/D^2 \sqrt{g|H|}$ и $\bar{n}_n=nD/\sqrt{g|H|}$, получаем: обратная разгонная частота вращения $n=\bar{n}_n \sqrt{g|H|}/D=-1,15 \sqrt{9,81 \cdot 15,5}/1,85=-7,66$ с⁻¹ (460 об/мин); обратный расход, пропускаемый при этом, $Q=\bar{Q}_n D^2 \sqrt{g|H|}=-0,5 \cdot 1,85^2 \sqrt{9,81 \cdot 15,5}=-21,10$ м³/с. Правильность полученного значения обратного расхода проверяем по характеристике, представленной на рис. 3.20, а. Для $M=0$ и $\phi=0^\circ$ (точка В) значение $\bar{Q}=-0,44$. Из формулы $\bar{Q}=Q/|n|D^3$ вычисляем $Q=\bar{Q}|n|D^3=-0,44 \cdot 7,66 \cdot 1,85^3=-21,34$ м³/с, т. е. $21,10 \approx 21,34$.

Расход, пропускаемый насосом при $n=0$, определяем на основании той же характеристики (рис. 3.20, б). Ищем значение $\bar{Q}$ в точке пересечения кривой $\bar{n}_n - \bar{Q}_n$, соответствующей $\varphi=0^\circ$, с осью $\bar{Q}_n$ (точка С): $\bar{Q}_n = -0,23$. Из формулы $\bar{Q}_n = Q/D^2 \sqrt{g|H|}$ находим значение $Q = \bar{Q}_n/D^2 \sqrt{g|H|} = -0,23 \cdot 1,85^2 \sqrt{9,81 \cdot 15,5} = -9,7 \text{ м}^3/\text{с}$. Теперь можно определить отношения расхода, пропускаемого насосом при обратной разгонной частоте вращения, к подаче насоса $Q_{\text{обр. разг}}/Q = 21,34/17,0 = 1,25$; обратной разгонной частоты вращения к нормальной $n_{\text{обр. разг}}/n = 460/290 = 1,59$; расхода, пропускаемого насосом в обратном направлении при заторможенном рабочем колесе ($n=0$), к подаче насоса $9,7/17,0 = 0,57$.

Сопоставляя полученные на основании расчетов отношения с данными, представленными на рис. 3.21 для осевых насосов с $n_s = 550$, можно сделать вывод о их практическом совпадении.

Пример 3. Насос марки Д 630-90 с технической характеристикой: $Q=150 \text{ л/с}$; $H=94 \text{ м}$; $n=1450 \text{ об/мин}$; $D_{\text{р.к}}=525 \text{ мм}$ подает воду по отдельному трубопроводу на высоту $H_r=90 \text{ м}$. Необходимо определить обратную разгонную частоту вращения и расход воды, пропускаемый при этом насосом.

Для насоса Д 630-90 с $n_s=66 \text{ об/мин}$ выбран модельный насос Д 320-50 с диаметром рабочего колеса $D=405 \text{ мм}$ и аналогичным n_s , техническая характеристика которого приведена в табл. 3.2. Расчеты аналогичны предыдущему примеру. Геометрический масштаб $\lambda = D_n/D_m = 520/405 = 1,3$. Потери напора в трубопроводе составят $h=94,0-90,0=4,0 \text{ м}$. Необходимые значения параметров модельного насоса ищем по данным табл. 3.2: $n/Q = 1450 \cdot 0,81/86 \times 10^{-2} = 14,8$; $Q/n = 86 \cdot 0,92/1450 \cdot 0,81 = 6,7 \cdot 10^{-2}$; $H/n^2 = 45/(1450 \times 0,81)^2 = 32,5 \cdot 10^{-6}$. Для натурального насоса $(Q/n)_n = (Q/n)_m \cdot \lambda^3 = 6,7 \times 10^{-2} \cdot 1,3^3 = 0,148$, $(H/n^2)_n = (H/n^2)_m \cdot \lambda^2 = 32,5 \cdot 10^{-6} \cdot 1,3^2 = 55,3 \times 10^{-6}$.

Учитывая, что при потере привода на рабочее колесо насоса действует напор, равный геодезическому с учетом сопротивлений, отношение $H/n^2 = 90,0/n_p^2 - (4,0/n^2) (Q/150)^2$; при $H/n^2 = 55,3 \cdot 10^{-6}$ уравнение (51) запишем $H/n^2 = 55,3 \cdot 10^{-6} = 90,0/n_p^2 - (4,0/150^2) \times 0,148^2$, откуда $90,0/n_p^2 = 55,3 \cdot 10^{-6} + 4,0(0,148/150)^2 = 0,593 \cdot 10^{-4}$, $n_p^2 = (90,0/0,593) \cdot 10^4$; $n_p = \sqrt{90,0 \cdot 10^4/0,593} = 1230 \text{ об/мин}$. Откуда $n_p/n = 1230/1450 = 0,85$ и $Q_p = 0,148 \cdot 1230 = 183 \text{ л/с}$.

Пример 4. Определить ориентировочные значения обратной разгонной частоты вращения и расхода, пропускаемого насосом Д 3200-75, который работает при нормальной частоте вращения с технической характеристикой: $Q=0,7 \text{ м}^3/\text{с}$, $H=40,0 \text{ м}$, $n=730 \text{ об/мин}$.

Учитывая, что насос с двусторонним входом на рабочее колесо, при определении n_s подача учитывается на одну сторону входа, т. е. $Q_p = Q/2$. Тогда $n_s = 3,65n \sqrt{Q_{\text{опт}}/H^{3/4}} = 3,65 \cdot 730 \sqrt{0,7 \cdot 0,5/40^{3/4}} \approx 100 \text{ об/мин}$. По кривым на рис. 3.21 для значения $n_s = 100 \text{ об/мин}$ определяем $n_{\text{обр. разг}} = 1,1n$ и $Q_{\text{обр. разг}} = 0,6Q_n$.

Трубопроводная арматура устанавливается для обеспечения надежной технической эксплуатации насосных установок. По назначению она разделяется на запорную, обеспечивающую периодическое герметическое перекрытие трубопровода; обратную, автоматически препятствующую движению потока в обратном направлении; предохранительную, препятствующую повышению давления сверх допустимого или поддерживающую заданные параметры перекачиваемой среды, а также выравнивающую давление в воздушных полостях трубопровода или обеспечивающую сплошность потока воды при эксплуатации.

Трубопроводную арматуру промышленного изготовления подбирают по диаметру условного прохода и условному давлению рабочей среды. Под условным диаметром (проходом) следует понимать номинальный внутренний диаметр арматуры. С целью унификации диаметры арматуры и труб стандартизованы в ряд условных диаметров D_y : 10, 15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 500, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 2000, 2400, 3000, 3400, 4000 мм.

Под условным давлением следует понимать избыточное рабочее давление при температуре 20°C , при котором обеспечивается длительная и безопасная работа арматуры. Условные давления P_y образуют следующий ряд: 0,1; 0,25; 0,4; 0,6; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,4; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 64; 80 и 100 МПа.

3.8.1. Запорная арматура

Запорная арматура разделяется на задвижки и затворы. В задвижках запорный орган перемещается возвратно-поступательно, перпендикулярно оси потока рабочей среды, а в затворах он поворачивается вокруг оси или перемещается вдоль потока рабочей среды. Задвижки по конструкции запорного органа делятся на параллельные и клиновые. В параллельных задвижках уплотняющие поверхности расположены параллельно друг другу, а в клиновых — под углом. Запорный орган задвижки состоит из одного или двух дисков, перемещаемых выдвижным или невыдвижным шпинделем. Управляют задвижками дистанционно при помощи гидравлического или электрического привода. Предусмотрена возможность ручного управления при помощи маховика или с использованием червячного редуктора. Маховики устраивают в задвижках диаметром до $D_y=250-600 \text{ мм}$, редукторы — в задвижках большего диаметра $D_y=300-1500 \text{ мм}$; гидравлический и электрический приводы предусматривают при частом маневрировании запорного органа или в задвижках с большими диаметрами и давлениями.

Затворы делятся на дисковые, шаровые, цилиндрические и кольцевые. В дисковых затворах ротор, перекрывающий поток,

выполнен в виде диска. Ротор жестко связан с осью вращения и поворачивается гидравлическим или электрическим приводом, а также вручную через редуктор. Дискосые затворы в сравнении с задвижками имеют меньшую массу, стоимость и габариты.

Запорная арматура со стороны напорного патрубка предусматривается в насосных установках, оборудованных центробежными насосами, для снижения в режиме пуска насосов пусковых токов в обмотках электродвигателя, а также для перекрытия трубопровода при ремонтных работах.

3.8.2. Обратная арматура

Обратная арматура по схеме перемещения запорного органа (тарели) делится (ГОСТ 24 856—81) на обратные затворы, где тарель поворачивается вокруг оси, и на обратные клапаны, где тарель движется поступательно по вертикали, в связи с чем обратные клапаны устанавливают только в горизонтальном положении. Обратные затворы выполняют двух модификаций, различающихся расположением оси вращения тарели: с эксцентричной осью и верхней подвеской. Габариты, масса и стоимость обратных затворов с эксцентричной осью меньше, чем затворов с верхней подвеской, однако они менее надежны в работе.

Обратная арматура предусмотрена в установках, оборудованных горизонтальными центробежными насосами с малой постоянной инерцией агрегата, что препятствует при остановке насоса обратному вращению ротора с угонной частотой вращения. В момент резкого перекрытия потока (при посадке тарели на седло) возникает гидравлический удар, опасный для прочности напорного трубопровода. Для уменьшения ударного давления предусмотрена

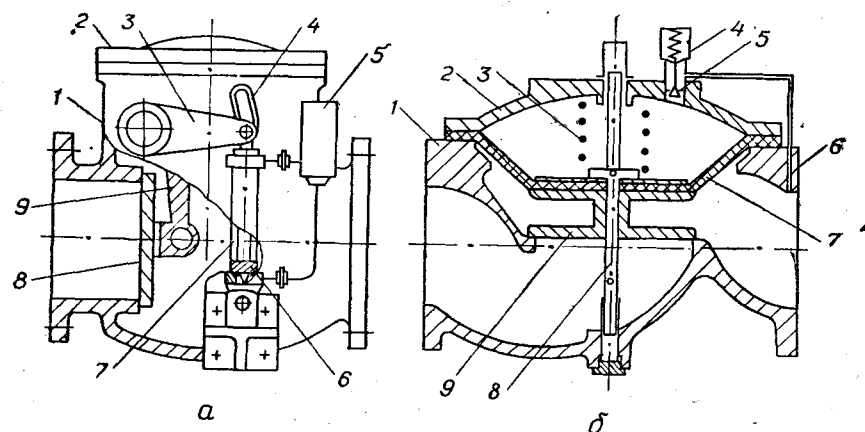


Рис. 3.23. Трубопроводная арматура:

а — обратный затвор с регулируемым закрытием (1 — корпус; 2 — крышка; 3 — рычаг; 4 — серьга; 5 — компенсационный бачок; 6 — поршень; 7 — цилиндр; 8 — тарель; 9 — рычаг тарели); б — регулятор давления УкрНИИГим (1 — корпус; 2 — крышка; 3 — пружина; 4 — клапан; 5 — регулятор давления; 6 — выходной патрубок; 7 — мембрана; 8 — полый шток; 9 — запорный орган).

обратная арматура с медленным закрытием тарели клапана или в ней выполняются отверстия для перетока воды в насос, площадь которых назначается до 5% площади проходного сечения трубопровода. Обратную арматуру с отверстиями в тарели рекомендуют применять в насосных станциях с запорной арматурой, закрываемой при остановке насоса. В насосных станциях, обслуживающих закрытую оросительную сеть и работающих в автоматическом режиме с открытой запорной арматурой, целесообразно устанавливать обратные затворы с регулируемой посадкой.

Обратный затвор с регулируемым закрытием (рис. 3.23, а) включает связанный с осью затвора рычаг 3, который соединен с поршнем гидроцилиндра через серьгу с радиальной прорезью. Радиальная прорезь серьги позволяет быстро повернуть клапан с угла 65° до 20° . Поворот тарели затвора от 20° до полного закрытия происходит замедленно за время 30...60 с. Торможение при закрытии обеспечивает демпфер, состоящий из гидроцилиндра с дроссельной шайбой, поршня с конусной иглой и компенсационного бачка для масла. При опускании тарели рычаг действует на шток и масло из нижней полости гидроцилиндра через дроссельное отверстие выдавливается в компенсационный бачок и верхнюю полость. После входа конусной иглы в дроссельное отверстие скорость перемещения поршня еще больше снижается, а движение тарели — замедляется.

3.8.3. Предохранительная арматура

Предохранительная арматура разделяется на предохранительные клапаны, регуляторы давления, клапаны впуска, выпуска и заземления воздуха.

Предохранительные клапаны включают рабочий орган (тарель), прижимаемый к седлу пружиной или рычагом с грузом. Клапаны срабатывают при повышении давления сверх установленного и по трубе большего диаметра выбрасывают воду на поверхность земли. Их используют на трубопроводах малых и средних диаметров. Диаметры клапана d и защищаемого трубопровода D связаны соотношением $d=0,25 D$. Надежность работы клапана снижается из-за невозможности его настройки в полевых условиях на требуемое давление, утечек при сбросе загрязненной жидкости вследствие засорения контакта седло—тарель твердыми включениями, а также при удалении клапана от источника возмущения и запаздывания начала сработки клапана на время, равное двойному пробегу волны гидравлического удара.

Регуляторы давления устанавливают в голове распределительных трубопроводов закрытой оросительной системы для постоянного давления рабочей среды. Давление поддерживается за регулятором (исполнение «после себя») или ограничивается до регулятора (исполнение «до себя») по направлению потока.

Регулятор давления «после себя» конструкции УкрНИИГим (рис. 3.23, б) состоит из корпуса 1, крышки 2, между которыми

размещена мембрана 7 с запорным органом 9, поджатым к седлу пружиной 3. Через запорный орган и мембрану проходит полый шток 8 для подвода рабочей среды в надмембранную полость. На крышке расположен датчик давления «после себя» 4, соединяющий надмембранную полость и патрубок 6 на выходе из регулятора. В рабочем режиме запорный орган открыт под действием давления потока. С увеличением давления выше давления настройки датчика давления 4 клапан 5 поднимается вверх и перекрывает входное отверстие. При этом давление в надмембранной полости возрастает и мембрана опускается вниз, уменьшая проходное сечение регулятора, что приводит к повышению сопротивления и снижению давления на выходе из регулятора. При снижении давления в трубопроводе регулятор действует в обратном направлении.

3.8.4. Клапаны впуска, выпуска и заземления воздуха

Клапаны для автоматического удаления небольших объемов воздуха, а также для впуска воздуха в трубопровод при образовании в нем вакуума вследствие гидравлического удара, аварии или при его опорожнении называются *вантузами*.

Вантузы устанавливают на возвышенных точках перелома профиля трубопровода для автоматического выпуска воздуха из воздушной полости, образованной скоплением воздушных пузы-

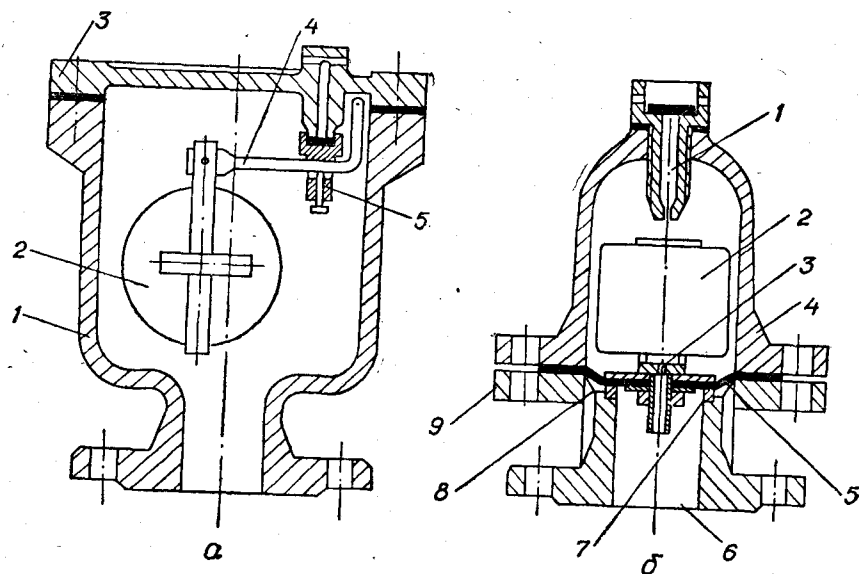


Рис. 3.24. Вантузы:

а — рычажный вантуз ВНИИВодгео (1 — корпус; 2 — шар-поплавок; 3 — крышка; 4 — рычаг плечевой; 5 — клапан); б — мембранный вантуз УкрНИИГМ (1 — корпус; 2 — поплавок; 3 — дроссель; 4 — крышка; 5 — мембрана; 6 — подводящий патрубок; 7 — седло; 8 — кольцевое окно; 9 — корпус).

рей, которые выделяются из потока при уменьшении в нем давления. Так как содержание воздуха в воде не превышает 4%, то его удаление обеспечивают малые сечения выпускных отверстий.

Рычажные вантузы марки В-6 и В-8, рассчитанные на давление 1,6 МПа (рис. 3.24), имеют диаметр условного прохода 50 мм и выполнены с диаметром выпускного отверстия соответственно 6 и 8 мм, которое перекрывает клапан 5, укрепленный на рычаге 4 шара-поплавка 2. При наличии в трубопроводе воздушного скопления корпус вантуза заполняется воздухом, шар-поплавок с клапаном опускается и воздух вытекает в атмосферу. По мере выпуска воздуха вантуз заполняет вода, шар-поплавок поднимается и клапан перекрывает отверстие вантуза. Вантуз устанавливают на стояке, оборудованном задвижкой. Низ стояка присоединен к воздухохоборнику, диаметр которого равен диаметру напорного трубопровода D , а наименьшая высота $(0,3—0,5)D$.

Клапан выпуска воздуха устанавливают в наиболее высокой точке напорного трубопровода. Диаметр отверстия клапана d определяют из условия выпуска воздуха со скоростью $v_{\text{воз}} = 100—130$ м/с из трубопровода диаметром D при его заполнении водой со скоростью v .

$$d = D \sqrt{v/v_{\text{воз}}}.$$

При необходимости установки в одном месте различных аэрационных устройств целесообразно заменить их одним универсальным клапаном — мембранным вантузом (рис. 3.24, б) марки ВМ-50 Л или ВМ-100 Л на условные диаметры 50 и 100 мм, совмещающих функции вантуза, клапана выпуска и впуска воздуха. Мембранный вантуз состоит из корпуса 9 с кольцевым окном и седлом 7, крышки 4, защемленной между ними гибкой мембраны 5. Полость между мембраной и крышкой образует рабочую камеру, сообщаемую дросселем 3 через мембрану с подводящим патрубком 6 корпуса, а также с атмосферой через односторонний клапан. При образовании в трубопроводе вакуума давление снизу и сверху мембраны одинаковое. Так как эффективная площадь мембраны больше со стороны крышки, то разность усилий на мембрану, дополненная усилием от атмосферного давления, поднимает ее вверх, обеспечивая приток воздуха в трубопровод через кольцевое окно между мембраной и корпусом клапана.

При пуске насоса напорный трубопровод быстро заполняется водой, а вытесняемый воздух сжимается и создает значительные перепады давления из-за малой пропускной способности отверстия в мембране. Под действием разности усилий мембрана поднимается и выпускает воздух через кольцевые окна в атмосферу. После заполнения вантуза водой давление на мембрану уравнивается, и она прижимается к седлу, предотвращая выпуск воды из трубопровода. Работа мембранного клапана как вантуза аналогична описанной выше.

Клапан впуска и заземления воздуха предназначен для предотвращения образования вакуума при опорожнении трубопровода. В этом клапане, выполненном на диаметры до 150 мм, рабочий орган состоит из наклонной тарели, открывающейся при разрежении внутри трубопровода. При положительном давлении тарель прижимается к седлу, а резиновое уплотнение обеспечивает герметичность клапана.

3.9. ПРИВОДЫ К НАСОСАМ

Для привода лопастных насосов, применяющихся в водохозяйственном строительстве, в основном используют электродвигатели, реже — двигатели внутреннего сгорания, которые устанавливают на передвижных насосных установках. Применение электродвигателей для привода насоса обеспечивает надежность и значительный ресурс их работы, простоту обслуживания и возможность автоматизации управления насосными агрегатами.

Для выбора приводного электродвигателя к насосу необходимо знать 1) тип насоса и его исполнение; 2) расчетную мощность электродвигателя; 3) частоту вращения ротора насоса; 4) момент сопротивления на валу насоса при пуске и изменении частоты вращения от нулевой до номинальной; 5) способ соединения вала насоса с валом электродвигателя (прямое посредством жестких или эластичных муфт, через редуктор, гидравлическую или электромагнитную муфту); 6) частоту пусков насосов; 7) характеристику окружающей среды в месте установки насосного агрегата.

Расчетную мощность электродвигателя определяют по формуле

$$N_p = 9,81 Q_n H_n K / \eta_n \eta_{п},$$

где Q_n и H_n — подача и напор насоса, дающие наибольшую мощность по режиму работы; чаще всего для центробежных насосов этой мощности соответствует максимальная подача при минимальном напоре, а для осевых — минимальная подача при максимальном напоре; K — коэффициент запаса, принимаемый при мощности электродвигателя более 50 кВт равным 1,10—1,15; η_n — КПД насоса; $\eta_{п}$ — КПД передачи (при соединении вала насоса с валом электродвигателя посредством жестких или эластичных муфт $\eta_{п}=1$).

Обычно мощность электродвигателя указывает завод-изготовитель насоса, исходя из максимально невыгодных условий работы, а сам двигатель поставляется в комплекте с насосом.

Заводы-изготовители в большинстве случаев комплектуют насосы несколькими двигателями, представляя проектной организации выбор.

Для электроприводов насосов в зависимости от их мощности применяют асинхронные и синхронные двигатели. При мощности насоса до 400 кВт применяют асинхронные электродвигатели с

короткозамкнутым ротором. Причем при мощности до 250 кВт используют электродвигатели низкого напряжения (0,38 кВ), а при мощности более 250 кВт — высоковольтные (6 и 10 кВ).

Ротор асинхронного электродвигателя, как известно, вращается с меньшей частотой, чем синхронного на величину скольжения — разницу между частотой вращения магнитного поля статора и скоростью вращения ротора. Причем большие значения скольжения соответствуют двигателям меньшей мощности, а данные о значениях скольжения приводятся в каталогах электродвигателей.

Асинхронные двигатели просты по устройству и допускают, если позволяет мощность питающей сети, пуск прямым включением на полное напряжение. Значения пусковых моментов современных короткозамкнутых асинхронных двигателей в зависимости от мощности составляют (1,0—1,9) $M_{ном}$, чего для привода насосов вполне достаточно.

При мощности насоса 250 кВт и более широко используют синхронные электродвигатели, которые, хотя более сложные по конструкции, имеют ряд преимуществ: большая устойчивость в работе при случайных колебаниях напряжения в питающих сетях; вращающий момент синхронных двигателей пропорционален первой степени питающего напряжения, в то время как асинхронных — его квадрату; регулируя силу тока в обмотках возбуждения, можно заставить синхронный двигатель работать с опережающим $\cos \phi$, т. е. использовать их одновременно и как источник реактивной мощности для увеличения $\cos \phi$ системы.

Пуск современных синхронных двигателей, как правило, асинхронный. Для такого пуска в пазы полюсных башмаков заводы-изготовители закладывают специальные короткозамкнутые пусковые обмотки. При включении статора двигателя в питающую сеть обмотка возбуждения разомкнута и, вследствие наличия пусковой обмотки, двигатель разгоняется как асинхронный до скорости, близкой к синхронной, и только тогда в обмотку возбуждения подается ток. При этом возникает синхронизирующий момент, который «втягивает» ротор в синхронизм, т. е. заставляет его вращаться с синхронной частотой.

Конструктивно у каждого горизонтального электродвигателя ротор опирается на два подшипника, укрепленных либо в крышках статора, либо на отдельных стойках. Смазка подшипников — густая консистентная, либо жидкая. Охлаждение подшипников горизонтальных электродвигателей, как правило, не производится. Вентиляция — с разомкнутым циклом, т. е. с забором охлажденного воздуха из машинного зала и выбросом нагретого в машинный зал.

Большинство вертикальных электродвигателей, которыми комплектуются вертикальные осевые, диагональные и центробежные насосы, рассчитаны на восприятие их роторами усилий от масс роторов насосов и реакции воды. Конструктивно в этих двигателях предусмотрено устройство опорных подшипников в

верхних крестовинах (крышках) и направляющих подшипников — в нижних крестовинах. Как правило, их смазывают маслом, охлаждаемым радиаторами, в которые подается проточная вода. Статоры двигателей охлаждает проточный воздух, подаваемый вентиляторами, установленными на роторах. Двигатели выпускают с замкнутым и разомкнутым циклами вентиляции.

Как правило, двигатели мелиоративных насосных станций работают с постоянной частотой вращения и лишь в очень редких случаях она регулируется. Однако при пуске частота вращения ротора любого насосного агрегата изменяется от нулевой до номинальной.

При выборе и проверке параметров приводных электродвигателей к насосам необходимо обращать внимание на возможность обратного вращения роторов и их частоту, сопоставляя полученные данные по насосам с допустимыми данными приводных электродвигателей, которые приведены в каталогах.

3.10. ПУСКИ И ОСТАНОВКИ НАСОСОВ

При пусках и остановках насосных агрегатов изменяются частота вращения их роторов, крутящие моменты на валах агрегатов, а также напряжения и состояния корпусных и механических деталей насосов. Кроме этого, существенно изменяются гидравлические условия у водозаборов, всасывающих и напорных трубопроводов, насосов.

Пуски центробежных насосов. Так как мощность центробежного насоса растет с увеличением подачи, его пуск предусматривают при закрытой задвижке на напорной линии. В большинстве случаев за напорными патрубками насосов устанавливают обратные затворы, исключающие течение воды из напорных трубопроводов в насосы при внезапной потере ими привода.

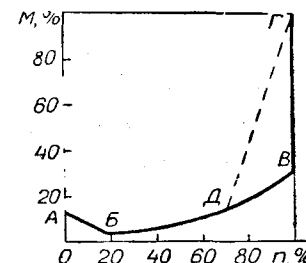
После включения центробежный насос увеличивает частоту вращения, однако его мощность при этом ограничивается значением, соответствующим нулевой подаче. После достижения ротором насоса номинальной частоты вращения открывают задвижку, расположенную за напорным патрубком насоса, и последний начинает подавать воду в трубопровод. При этом увеличиваются мощность насоса и крутящий момент на валу. Изменение крутящего момента на валу центробежного насоса показано на рис. 3.25, а изменение его мощности при постоянной частоте вращения указано в заводской характеристике. При этом независимо от того, производится пуск насоса в опорожненный или заполненный трубопровод, мощность можно регулировать степенью открытия задвижки или затвором, установленным за напорным патрубком.

Если напорный трубопровод постоянно заполнен водой, пуск можно осуществлять на закрытый обратный затвор при открытой задвижке за напорным патрубком насоса. При этом насос начинает работать при нулевой подаче. Этот режим сохраняется до

момента, когда развиваемый насосом напор при нулевой подаче начнет превышать напор, действующий на обратный затвор. Когда развиваемый насосом напор превысит напор, действующий на обратный затвор со стороны трубопровода, тарель обратного затвора откроется и насос начнет подавать воду в напорный трубопровод. При этом следует иметь в виду, что в зависимости от геодезического напора и сопротивления напорного трубопровода насос может развить напор больше, чем напор, действующий на

Рис. 3.25. Изменение крутящего момента на валу центробежного насоса при пуске на закрытую задвижку:

О—А — крутящий момент трогания ротора насоса с места; А—Б—В—Г — изменение крутящего момента на валу насоса при пуске на закрытую задвижку; В — точка, соответствующая $M_{кр}$ при $n = const$ и $Q = 0$; А—Б—Д—Г — изменение $M_{кр}$ на валу насоса при пуске на обратный затвор при заполненном трубопроводе; Д — точка, соответствующая $M_{кр}$ в момент открытия обратного затвора.



обратный затвор со стороны трубопровода, не достигнув постоянной частоты вращения, что в общем случае показано на рис. 3.25.

Расчетные данные описанных выше режимов пусков центробежных насосов необходимы для выбора мощности приводных электродвигателей насосов и проверки режимов их работы.

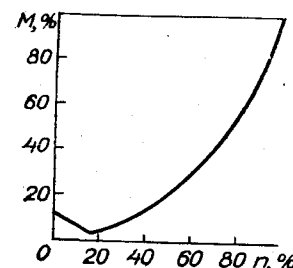


Рис. 3.26. Изменение крутящего момента на валу осевого насоса при пуске в опорожненный трубопровод.

Пуски осевых насосов. Особенностью осевых насосов является уменьшение развиваемого насосом напора и мощности при увеличении подачи. При работающем насосе и нулевой подаче мощность насоса может более чем в два раза превышать мощность оптимального режима. Это обуславливает нецелесообразность установки за напорными патрубками осевых насосов запорной и регулирующей арматуры за исключением особых случаев.

Таким образом, преимущественно осевые насосы устанавливают с учетом пусков в опорожненный трубопровод. Изменение крутящего момента на валу насоса при таком пуске показано на рис. 3.26.

Расчет пуска осевого насоса сводится к определению режима его работы (подача и напор) до момента достижения номинальной частоты вращения ротора. Он необходим для уточнения кавитационных условий насоса в этот период и установления мощности электродвигателя в режиме пуска.

Рассмотрим условия пуска осевого насоса, подающего воду в напорный трубопровод с постоянным уклоном. При этом при-

нимаем угловое ускорение в течение пуска насоса постоянным

$$n = n_0 t / T, \quad (52)$$

где n и n_0 — частота вращения ротора насоса соответственно в момент времени t и номинальная; T — время пуска, за которое ротор агрегата изменяет частоту вращения от нулевой до номинальной.

Учитываем также, что гидравлические потери в насосе не зависят от частоты вращения ротора, а напорную характеристику можно пересчитать по формулам (38)

$$Q = Q_0 n / n_0 \text{ и } H = H_0 (n / n_0)^2, \quad (53)$$

где Q_0 и H_0 — соответственно подача и напор насоса при номинальной частоте вращения.

Так как насос за отрезок времени dt заполнит напорный трубопровод, имеющий постоянный уклон, на высоту dH , то

$$Q dt = S dH, \quad (54)$$

где S — площадь горизонтальной проекции поперечного сечения трубопровода.

Подставляя в (54) значение dt , полученное дифференцированием (52), имеем:

$$dH / dn = (T / n_0) (Q / S). \quad (55)$$

Дифференцируя второе из уравнений (53), записываем

$$dH / dn = 2nH_0 / n_0^2 + (n / n_0)^2 dH_0 / dn \quad (56)$$

и, подставляя в (55) вместо dH / dn и Q их выражения через H_0 , Q_0 из (53) и (56), получаем дифференциальное уравнение пуска

$$dH_0 / dn = (Q_0 T / S - 2H_0) / n. \quad (57)$$

Поскольку напор насоса H_0 — величина конечная, то dH_0 / dn не может иметь бесконечно большое значение. Поэтому при $n = 0$ $Q_0 T / S - 2H_0 = 0$, откуда

$$H_0 = Q_0 T / 2S. \quad (58)$$

Режим работы насоса от его включения при $n = 0$ до постоянной частоты вращения ротора за время T определится на пересечении напорной характеристики насоса H (например, при $\varphi = -6^\circ$) и прямой $H_0 / Q_0 = T / 2S$ (рис. 3.27). В момент достижения ротором агрегата постоянной частоты вращения за время T насос заполнит часть трубопровода и создаст напор H_1 , по которому по кривой H можно определить его подачу Q_1 , вычислить с помощью (14) мощность N_1 и момент сопротивления на валу

$$M = 974 N_1 / n. \quad (59)$$

Время разгона ротора, т. е. время, за которое он изменит частоту вращения от нулевой до номинальной, обычно указывается в каталогах с учетом падения напряжения в электрических сетях.

Характеристика пускового момента осевого насоса с учетом времени разгона представлена на рис. 3.26.

Учитывая изложенное выше, продольный профиль напорного трубопровода осевого насоса целесообразно проверять расчетом на условие пуска агрегата и при необходимости вносить некоторые коррективы, обеспечивающие условия нормального пуска насоса, а также нагрузки его приводного электродвигателя.

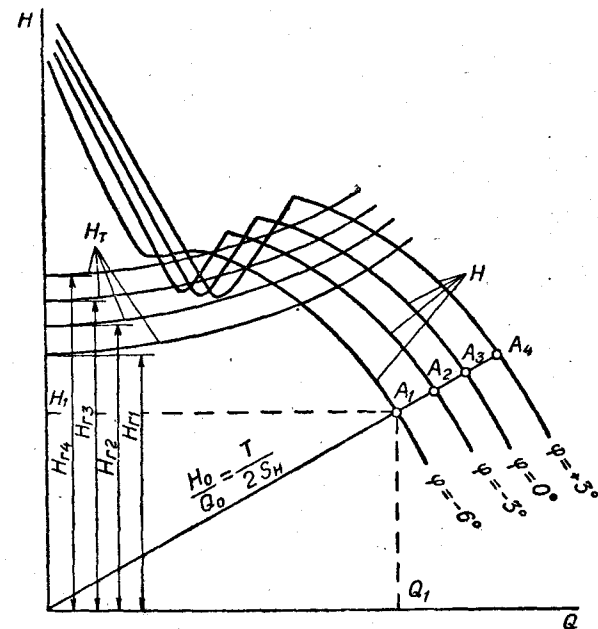


Рис. 3.27. Графики для определения режимов работы осевого насоса:

H_{T1} — геодезический напор при подаче с нормального уровня воды в водосточнике и минимальном уровне в водовыпускном сооружении и заряженном сифоне; H_{T2} — то же с минимального уровня в водосточнике и нормального в водовыпускном сооружении и заряженном сифоне; H_{T3} — то же с нормального уровня воды в водосточнике и нормального в водовыпускном сооружении при незаряженном сифоне; H_{T4} — то же с минимального уровня воды в водосточнике и нормального в водовыпускном сооружении при незаряженном сифоне.

При наличии на продольном профиле напорного трубопровода вертикальных изломов расчет пуска осевого насоса производится методом интегрирования с учетом гидравлического сопротивления напорного трубопровода.

Когда протяженность напорных трубопроводов осевых насосов значительна, то на них вблизи насосной станции устанавливают обратные затворы, препятствующие опорожнению трубопроводов через насосы. Для того чтобы приводные электродвигатели насосов не перегружались при пуске, перед обратными затворами устраивают холостые водовыпуски (байпасы). Следует отметить, что установки осевых насосов с байпасами применяют весьма редко.

При выборе рабочих режимов осевых насосов в соответствии с их характеристиками необходимо осуществить проверку возможности пусков при максимальном геодезическом напоре, т. е. минимальных расчетных уровнях воды у водозаборов и максимальных в водовыпусках. Кроме этого, нужна проверка возможности пуска насоса при незаряженном сифоне, т. е. когда клапаны срыва вакуума в нем открыты.

Исследованиями установлено, что при закрытых клапанах срыва вакуума зарядка сифона (т. е. выброс воздуха из его горловины потоком воды) происходит не сразу. Оставшийся в верхней части переменного сечения сифона воздух постепенно увлекается потоком, а нижняя часть сифона работает как водослив, на пороге которого до полного уноса воздуха устанавливается глубина, близкая к критической. Время зарядки сифона зависит от многих факторов. Основные из них — это углы восходящей и нисходящей ветвей, степень вакуума у клапана срыва вакуума и его герметичность, а также скорость потока воды в горловине. В большинстве случаев подход воды к горловине сифона и начало его зарядки происходят уже при постоянной частоте вращения ротора насоса. Для обеспечения устойчивой работы насоса и надежности его пуска необходимо, чтобы характеристика напорного трубопровода с учетом геодезического напора при незаряженном сифоне пересекалась с кривой H на ее устойчивой ветви. Пересечение характеристик трубопровода напорной характеристики насоса в нескольких точках указывает на то, что режимная точка насоса находится в неустойчивой зоне напорной характеристики H . Это обуславливает резкие изменения подачи и напоров, мощности и вызывает вибрацию агрегата. Рассматривая условия пусков при значительных напорах, необходимо учитывать, что с уменьшением углов установки лопастей осевых насосов от плюсовых, нулевых и до отрицательных значений верхние переломные точки рабочих ветвей напорных характеристик понижаются. Поэтому иногда при максимальных геодезических напорах пуск насоса целесообразно осуществлять при минимальном угле установки лопастей, а после набора ротором агрегата постоянной частоты вращения и зарядки сифона у поворотнोलопастных насосов осуществляется поворот лопастей до нужного угла.

На рис. 3.27 представлена характеристика осевого насоса с кривыми H при различных углах установки лопастей, на которую нанесены характеристики трубопровода H_T . При пуске насоса к моменту, когда ротор агрегата достигает постоянной частоты вращения, вода, подаваемая насосом, заполняет часть трубопровода и создает напор, характеризующийся ординатой точки пересечения прямой $H_0/Q_0 = T/2S_n$ с кривой H при различных углах установки лопастей (точка A_1 при $\varphi = -6^\circ$, A_2 при $\varphi = -3^\circ$, A_3 при $\varphi = 0^\circ$ и A_4 при $\varphi = +3^\circ$). В дальнейшем по мере заполнения трубопровода водой напор, развиваемый насосом, увеличивается и достигает своего расчетного значения, характеризующегося ре-

жимной точкой на пересечении кривой H насоса и характеристики трубопровода. Однако до полной зарядки сифона насос некоторое время подает воду с большим напором, обеспечивающим перелив воды через горловину сифона и его зарядку. После зарядки сифона напор насоса уменьшается, и его работа характеризуется режимной точкой на пересечении кривых H насоса и характеристики трубопровода H_T .

Так, при геодезическом напоре H_m работа насоса при любых, указанных на рис. 3.27 углах установки лопастей является надежной при условии обеспечения необходимого затопления рабочего колеса, исходя из требуемого кавитационного запаса. Аналогичный вывод можно сделать для условий пуска при H_{r2} . Даже при обеспечении необходимого затопления рабочего колеса насоса его работа на период зарядки сифона при H_{r3} и $\varphi = +3^\circ$, $\varphi = 0^\circ$ и $\varphi = -3^\circ$ неустойчива, так как происходит в зоне неустойчивых (помпажных) режимов. При H_{r4} кратковременная работа насоса для зарядки сифона допускается только, если $\varphi = -6^\circ$. После зарядки сифона углы φ изменяют во время работы, если насос имеет механизм разворота лопастей.

Остановка центробежных насосов. Остановка центробежного насоса производится при заполненном водой трубопроводе. Естественно, что при отключении приводного двигателя насоса ротор еще непродолжительное время вращается по инерции, подавая воду в трубопровод. Однако после уменьшения частоты вращения до значения, при котором развиваемый насосом напор при нулевой подаче становится меньше геодезического напора, насос прекращает подачу воды в трубопровод. Дальнейшее явление, происходящее в насосе, зависит от того, какая запорная арматура установлена за напорным патрубком насоса. При наличии обратного затвора тарель закрывается, и вода из трубопровода в насос не поступает. Ротор насоса замедляет частоту вращения и останавливается.

В случае расположения за напорным патрубком насоса затвора с программным управлением и гидроприводом от маслonaпорной установки при отключении приводного двигателя насоса диск затвора быстро поворачивается и в значительной степени перекрывает живое сечение трубопровода, а затем снижает скорость закрытия и медленно перекрывает оставшееся отверстие. Программа закрытия затвора рассчитывается так, чтобы ротор насосного агрегата не разворачивался в обратную сторону.

При установке за напорным патрубком задвижки или затвора с электроприводом остановка насоса производится отключением его приводного электродвигателя после закрытия задвижки или затвора.

В случае аварийного отключения приводного двигателя насоса при открытой задвижке (затворе) его ротор после переходного процесса начинает вращаться в обратную сторону, пропуская воду через себя, и насос работает как турбина. При этом обратная разгонная частота вращения может значительно превышать

номинальную. Замедление частоты обратного вращения происходит по мере опорожнения напорного трубопровода, что следует учитывать при проектировании продольного профиля данного трубопровода.

Остановка осевых насосов. Осевые насосы, как правило, подают воду по отдельным напорным трубопроводам. Отключают осевой насос при заполненном водой трубопроводе. При отключении приводного двигателя осевого насоса после переходного процесса ротор насосного агрегата начинает вращаться в обратную сторону, достигая значительной частоты вращения.

Особенностью осевых насосов является то, что обратная разгонная частота вращения их роторов может достигать значения, превышающего в полтора-два раза номинальную. При этом создается опасность выноса из паза обмотки ротора электродвигателя под влиянием центробежной силы и выхода его из строя. Как известно, частоту обратного вращения ротора лопастного насоса определяет напор над его рабочим колесом, а длительность — объем воды в трубопроводе.

Таким образом, при проектировании продольных профилей напорных трубопроводов насосных станций с осевыми насосами следует учитывать условия как пусков насосов, так и их остановок.

3.11. РЕГУЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ НАСОСОВ

Регулированием называется процесс искусственного изменения характеристики насоса или трубопровода для получения требуемой подачи. Существуют количественный и качественный способы регулирования подачи насосов. При количественном способе регулирования изменяют характеристику трубопровода, а при качественном — напорную характеристику насоса.

Количественный способ достигается дросселированием потока, качественный — изменением частоты вращения вала, для осевых и диагональных насосов — также изменением угла установки лопастей рабочего колеса.

Регулирование дросселированием основано на увеличении сопротивления в напорной линии при закрытии на ней задвижки или затвора. При дросселировании характеристика трубопровода становится более крутой и режимная точка (рис. 3.28) смещается левее в точку *B*, в запорном устройстве теряется напор *h* и мощность $\Delta N = \rho g h Q_B / \eta_a$, где η_a — КПД насоса при подаче Q_B . Так как здесь часть напора не используется, то КПД насосной установки снижается $\eta_y = \eta_a \eta_{дв} H_c / H_a$, где $\eta_{дв}$ — КПД электродвигателя.

Применение дросселирования эффективно для насосов с плогими напорными характеристиками, при которых подачу можно плавно изменять в широких пределах.

Регулирование степени закрытия затвора легко осуществляется с дистанционного пульта. Задвижки в связи с особенностью конструкции крепления шиберов к штоку рассчитаны на работу только в двух положениях: ЗАКРЫТО или ОТКРЫТО. Поэтому при их наличии возможно только ступенчатое регулирование подачи, после установления задвижек меньших диаметров на обводе основной (рис. 3.28, б). В связи с уменьшением КПД насосной установки и увеличением удельных затрат энергии на пере-

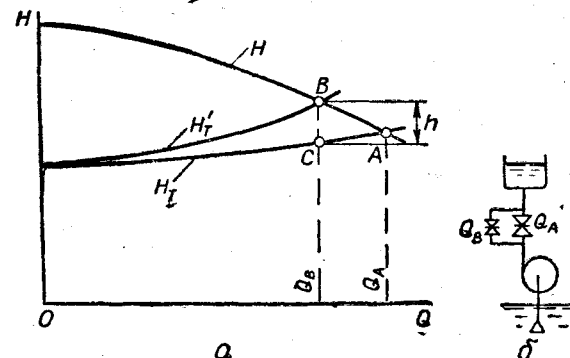


Рис. 3.28. Регулирование подачи дросселированием потока.

качку воды эти способы регулирования можно применять при соответствующем технико-экономическом обосновании.

Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса позволяет обеспечить требуемые параметры сети $H_{тр}$ и $Q_{тр}$ (рис. 3.29). Изменение частоты вращения рабочих колес насосов достигается вследствие применения в качестве привода двигателей внутреннего сгорания, электродвигателей постоянного тока, асинхронных электродвигателей с фазовым ротором или двух- и трехскоростных асинхронных электродвигателей.

Изменяя частоту вращения можно также с помощью редуктора, установив его между валами насоса и электродвигателя при необходимости изменения частоты вращения в строго заданном соотношении, гидромуфт или электромагнитных муфт, допускающих плавное изменение частоты вращения в значительных пределах при изменении КПД установки.

Изменение частоты вращения насосных агрегатов достигается изменением частоты переменного тока специальными преобразователями частоты. Регулирование частоты подводимого переменного тока позволяет плавно изменять частоту вращения роторов

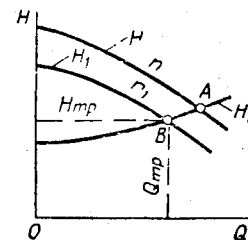


Рис. 3.29. Регулирование подачи изменением частоты вращения вала насоса.

синхронных и асинхронных электродвигателей в значительных пределах.

Преобразование частоты реализуется с помощью схемы асинхронно-вентильного каскада (АВК), выполненной на тиристорных преобразователях тока. Серия преобразователей типа ПАВК охватывает диапазон мощности 250...5000 кВт и позволяет получить диапазон регулирования частоты вращения от 10:1 до 1,5:1. Диапазон регулирования с ростом мощности снижается. Так, для мощности 1000...3200 кВт — от 2:1 до 1,5:1, а для мощности 5000 кВт — 1,5:1.

Регулирование изменением угла установки лопастей рабочего колеса применяется в осевых и диагональных насосах, оборудованных механизмом разворота лопастей рабочих колес. Этот способ позволяет изменять параметры (подачу и напор) осевых и диагональных насосов в пределах рабочей зоны напорной характеристики насоса.

3.12. ПОДБОР НАСОСА ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТРЕБУЕМОЙ ПОДАЧИ В ЗАДАННЫХ УСЛОВИЯХ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕГО ВЫСОТНОГО ПОЛОЖЕНИЯ

Подобрать насос на расчетную подачу $Q_p = 0,17 \text{ м}^3/\text{с}$ для забора воды из канала с уровнем воды $\downarrow 1 = 50 \text{ м}$ и подачи ее по напорному асбестоцементному водоводу диаметром $d = 400 \text{ мм}$ и длиной $l = 620 \text{ м}$ в резервуар с уровнем $\downarrow 2 = 72 \text{ м}$. Установить высотное положение насоса, если длина всасывающей линии составляет $l_b = 22 \text{ м}$.

Напор насоса определяем по формуле $H = H_r + h_{\text{вод}} + h_{\text{ст}}$, где H_r — геодезический напор, определяемый разностью уровней воды в резервуаре и канале $H_r = \downarrow 2 - \downarrow 1 = 72 - 50 = 22 \text{ м}$.

Суммарные потери напора $h_{\text{вод}}$ в магистральном водоводе ищем, учитывая потери напора по длине водовода $h_{\text{дл}}$ с коэффициентом 1,05—1,1, учитывающим потери напора в местных сопротивлениях. Потерю напора по длине асбестоцементного водовода определяем, используя специальные таблицы [20]: при расходе $Q_p = 170 \text{ л/с}$ и диаметре водовода $d = 400 \text{ мм}$ потеря $1000 i = 5,87 \text{ м}$. Потеря на длину $l = 620 \text{ м}$ составляет $h_{\text{дл}} = (5,87/1000) \cdot 620 = 3,64 \text{ м}$, а суммарные потери напора $h_{\text{вод}} = 1,05 \cdot 3,64 = 3,83 \text{ м}$.

Находим напор насоса, приняв предварительно внутриверстанные потери напора $h_{\text{ст}}$ равными 1,0 м, $H = 22 + 3,83 + 1,0 = 26,83 \text{ м}$.

Принимая во внимание напор $H = 26,83 \text{ м}$ и расчетную подачу $Q_p = 0,17 \text{ м}^3/\text{с}$, по каталогу [12] подбираем насос Д 800—28 (диаметры патрубков: всасывающего $D_b = 350 \text{ мм}$, напорного $D_n = 300 \text{ мм}$), частоту вращения вала $n = 960 \text{ об/мин}$, диаметр рабочего колеса $D = 460 \text{ мм}$.

Уточняем потери напора во внутриверстанных коммуникациях, предварительно определив диаметр всасывающей d_b и напорной d_n внутриверстной линии по рекомендуемой скорости течения во всасывающей линии $v_b = 1,0—1,5 \text{ м/с}$ и напорной $v_n = 2,0—2,5 \text{ м/с}$.

С помощью формулы $d = \sqrt{4Q/\pi v}$ ищем диаметр всасывающего d_b и напорного d_n трубопровода. По приведенным выше скоростям определяем диаметры всасывающего $d_b = 0,46—0,38 \text{ м}$ и на-

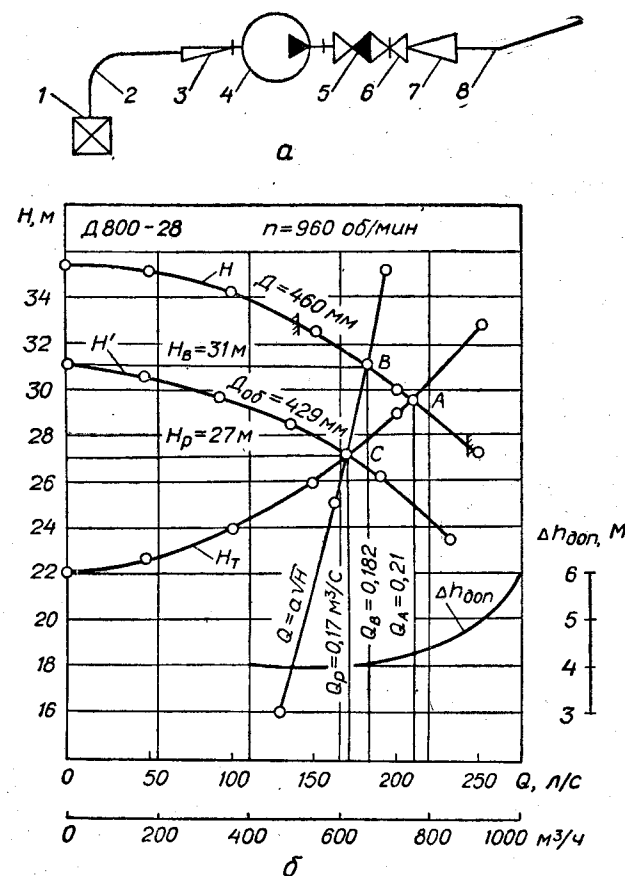


Рис. 3.30. Схема и график работы насоса Д800-28 на асбестоцементный напорный водовод $D_y = 400 \text{ мм}$, длиной 620 м:

а — схема внутриверстанных коммуникаций (1 — приемный клапан; 2 — отвод; 3 — переход; 4 — насос; 5 — обратный затвор; 6 — задвижка; 7 — переход; 8 — поворот); б — график совместной работы насоса и водовода.

порного $d_n = 0,33—0,29 \text{ м}$ трубопроводов. Принимаем стандартные значения диаметра всасывающей $d_b = 400 \text{ мм}$ и напорной $d_n = 300 \text{ мм}$ линии.

Составляем схему внутростанционных коммуникаций насосной установки (рис. 3.30, а) и находим потери напора в местных сопротивлениях всасывающей и напорной линий (табл. 3.3).

Потерю напора по длине всасывающей линии вычислим по специальным таблицам [20]. Для расхода 170 л/с и диаметра стального водовода $d_v=400$ мм потеря 1000 м $i=5,51$ м. По длине всасывающей линии $l_v=22$ м потеря напора $h_{вдл}=(5,51/1000) \times$

Таблица 3.3

Потери напора в местных сопротивлениях
внутростанционных коммуникаций насосной установки

Наименование местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления ξ	Скорость в расчетном сечении, м/с	Скоростной напор, м	Потеря напора, м
Всасывающая линия				
Приемный клапан, $D_y=400$ мм	3,0	1,35	0,093	0,28
Отвод сварной на 90°, $D_y=400$ мм	0,4	1,35	0,093	0,037
Переход сужающийся, $D_y=400$ мм $\times D_y=350$ мм	0,1	1,77	0,160	0,016
				0,33
Напорная линия				
Обратный затвор, $D_y=300$ мм	2,1	2,41	0,295	0,619
Задвижка, $D_y=300$ мм	0,06	2,41	0,295	0,018
Переход расширяющийся, $D_y=300$ мм $\times D_y=400$ мм	0,25	2,41	0,295	0,074
Поворот на 15°, $D_y=400$ мм	0,07	1,35	0,093	0,007
				0,72

$\times 22=0,12$ м. Уточненные внутростанционные потери напора $h_{ст}=0,33+0,72+0,12=1,17$ м. Расчетный напор насоса $H_p=22+3,83+1,17=27,0$ м.

Установим режим работы насоса графическим способом, для чего на график с напорной характеристикой насоса в том же масштабе нанесем характеристику трубопровода $H_T=H_T+sQ^2$, где s — удельное сопротивление трубопровода $s=(h_{вод}+h_{ст})/Q_p^2=(3,83+1,17)/0,17^2=173$ с²/м⁵. Характеристика трубопровода $H_T=22+173 Q^2$. Подставляя различные значения расхода, находим необходимые напоры:

Q , м ³ /с	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
H , м	22	22,43	23,73	25,89	28,92	32,81

Характеристика трубопровода пересекает напорную характеристику насоса в точке А, при этом $Q_A=0,21$ м³/с, что превышает расчетную подачу. Для снижения подачи до требуемого зна-

чения необходимо уменьшить диаметр рабочего колеса. При обточке рабочего колеса параметры насоса Q и H изменяются по кривой пропорциональности $a=Q_p/\sqrt{H_p}$, где a — коэффициент пропорциональности, определяемый по расчетным параметрам насоса Q_p и H_p $a=Q_p/\sqrt{H_p}=0,17/\sqrt{27}=0,0327$ м^{2,5}/с. Задаваясь H , из уравнения кривой пропорциональности находим Q :

H , м	4	9	16	25	35
Q , м ³ /с	0,065	0,098	0,131	0,163	0,193

Кривая пропорциональности пересекает напорную характеристику насоса в точке В, которой соответствует $Q_B=0,182$ м³/с и $H_B=31$ м. Диаметр обточенного рабочего колеса определяем по зависимостям $D_{обт}=D \cdot Q_p/Q_B=460 \cdot 0,170/0,182=430$ мм; $D_{обт}=D \sqrt{H_p/H_B}=460 \sqrt{27/31}=429$ мм.

Степень обточки рабочего колеса $P=(D-D_{обт})100/D=(460-430) \cdot 100/460=6,5\%$, что меньше допустимой (15%) для принятого насоса с коэффициентом быстроходности $n_s=3,65 n \sqrt{Q_{опт}}/H_{опт}^{3/4}=3,65 \cdot 960 \sqrt{0,222/2} / 28^{3/4}=96$ об/мин, где $Q_{опт}$ и $H_{опт}$ — параметры насоса при максимальном КПД. Эти параметры указаны в марке насоса $Q_{опт}=800$ м³/ч=0,222 м³/с, $H_{опт}=28$ м.

Напорную характеристику насоса пересчитываем по зависимостям (48):

$D=460$ мм	Q , м ³ /с	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
	H , м	35,6	35,0	34,1	32,5	30,0	27,0
$D_{обт}=430$ мм	$Q_{обт}$, м ³ /с	0	0,047	0,093	0,140	0,187	0,234
	$H_{обт}$, м	31,0	30,6	29,8	28,4	26,2	23,6

Напорная характеристика насоса при обточенном рабочем колесе H' (рис. 3.30, б) пересекает характеристику трубопровода в режимной точке С, которой соответствует расчетная подача $Q_p=0,17$ м³/с.

Допустимую геометрическую высоту всасывания определяем по уравнению (44) $H_{г.в}=H_б-\Delta h_{доп}-h_{в}$. По кавитационной характеристике насоса $\Delta h_{доп}-Q$ при расчетной подаче $Q_p=0,17$ м³/с находим $\Delta h_{доп}=4,0$ м. Потеря напора во всасывающей линии, состоящая из потери напора по длине и в местных сопротивлениях, на основании ранее выполненных расчетов $h_{в}=0,12+0,33=0,45$ м.

Допустимая геометрическая высота всасывания $H_{г.в}=10-4,0-0,45=5,55$ м. Допустимая отметка оси насоса $\downarrow_{оси}=\downarrow_1+H_{г.в}=50+5,55=55,5$ м.

* Для насосов двустороннего входа в формулу подставляют $Q_{опт}/2$.

Глава 4. КРУПНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

4.1. УЗЛЫ СООРУЖЕНИЙ КРУПНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Мелиоративные насосные станции в зависимости от рода обслуживаемой мелиоративной системы подразделяются на оросительные и осушительные. Принята следующая классификация по подаче мелиоративных насосных станций: малые насосные станции с подачей до $1 \text{ м}^3/\text{с}$; средние $1 \dots 10 \text{ м}^3/\text{с}$; крупные $10 \dots 100 \text{ м}^3/\text{с}$; уникальные свыше $100 \text{ м}^3/\text{с}$.

Крупные современные насосные станции представляют собой сложные гидротехнические узлы, состоящие из многих элементов, влияющих на показатели работы основных насосных агрегатов. Гидротехнический узел крупной насосной станции (рис. 4.1) включает подводящий канал 1, транспортирующий воду из источника; сороудерживающее сооружение 2, предназначенное для очистки воды от плавающего сора; аванкамеру 3, обеспечивающую плав-

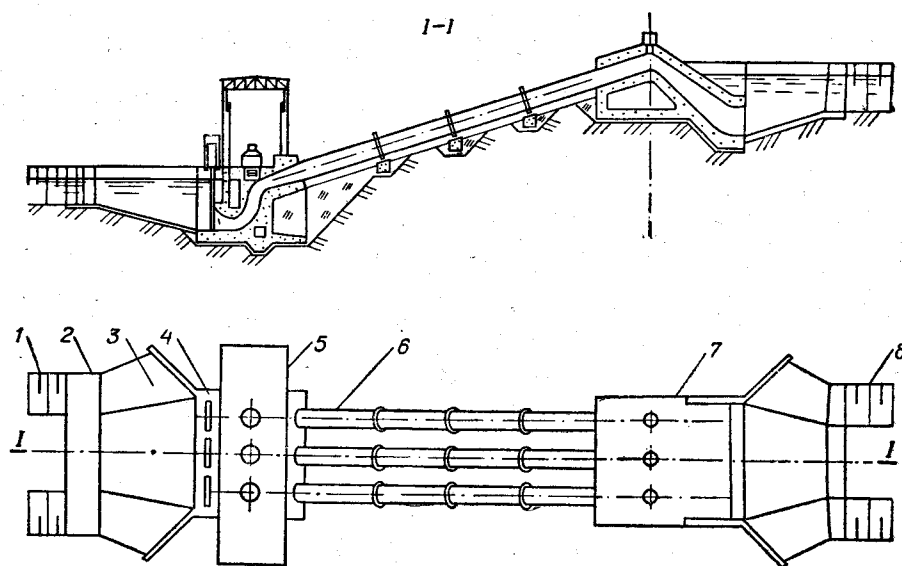


Рис. 4.1. Крупная оросительная насосная станция.

ный подвод воды к водоприемному сооружению 4, а из него — к всасывающим трубам насосов; здание насосной станции 5 с основным и вспомогательным оборудованием, а также системами управления и средствами защиты оборудования, мастерскими, бытовыми и подсобными помещениями; напорные трубопроводы 6, предназначенные для отвода воды от насосов; водовыпускное сооружение 7, предназначенное для сопряжения напорных трубопроводов с отводящим каналом 8.

При проектировании конкретных насосных станций с учетом местных условий некоторые из указанных выше элементов могут отсутствовать. Так, при заборе воды из крупных водоемов, водохранилищ и расположении зданий насосных станций с выдвижением их в водоемы подводящие каналы и аванкамеры вообще отсутствуют. У насосных станций, забирающих воду из аналогичных водоемов и расположенных в непосредственной близости от них на берегу, подводящие каналы, как правило, короткие, совмещенные с аванкамерой. В отдельных случаях для забора воды из крупных водоемов устраивают специальные водозаборные колодцы, из которых берут свое начало всасывающие трубы, подводящие воду к насосным агрегатам.

Описанные выше компоновки водозаборов обуславливают необходимость установки сороудерживающих устройств непосредственно на водозаборных сооружениях.

При расположении насосных станций на каналах, или если вода из водоемисточника подводится к водозаборам насосных станций по подводящим каналам значительной протяженности, сороудерживающие устройства располагают на канале на некотором расстоянии от начала аванкамеры. Такое расположение сороудерживающих устройств, вызывающее некоторое сжатие потока, способствует его стабилизации и в значительной степени выравнивает эпюру скоростей на входе в аванкамеры. При этом за сороудерживающими устройствами подводящие каналы сохраняют прежнюю форму, но могут также выполняться с увеличением сечения, что уменьшает скорость воды.

Здания крупных насосных станций совмещают с водозаборами, однако в отдельных случаях предусматривают устройство специальных водозаборных колодцев, что влияет на компоновку гидротехнического узла.

Известное влияние на компоновку гидротехнического узла крупных насосных станций оказывают напорные трубопроводы, конструктивные особенности и места расположения водовыпускных сооружений.

Значительные диаметры трубопроводов, выходящих из зданий насосных станций, их объединение в коллекторные части, расположение на них температурных или температурно-осадочных компенсаторов и запорной арматуры, а также необходимость их ограждения, определяют комплексы мероприятий, связанных с увязкой с подъездными дорогами, необходимостью устройств переездов, водоотводов и т. д.

Здания насосных станций при небольших геодезических напорах могут быть совмещены с водовыпускными сооружениями, что исключает устройство напорных трубопроводов.

Весьма ответственными элементами гидротехнических узлов крупных насосных станций являются их водовыпускные сооружения, сопрягающие напорные трубопроводы с отводящими каналами и обеспечивающие гашение кинетической энергии при

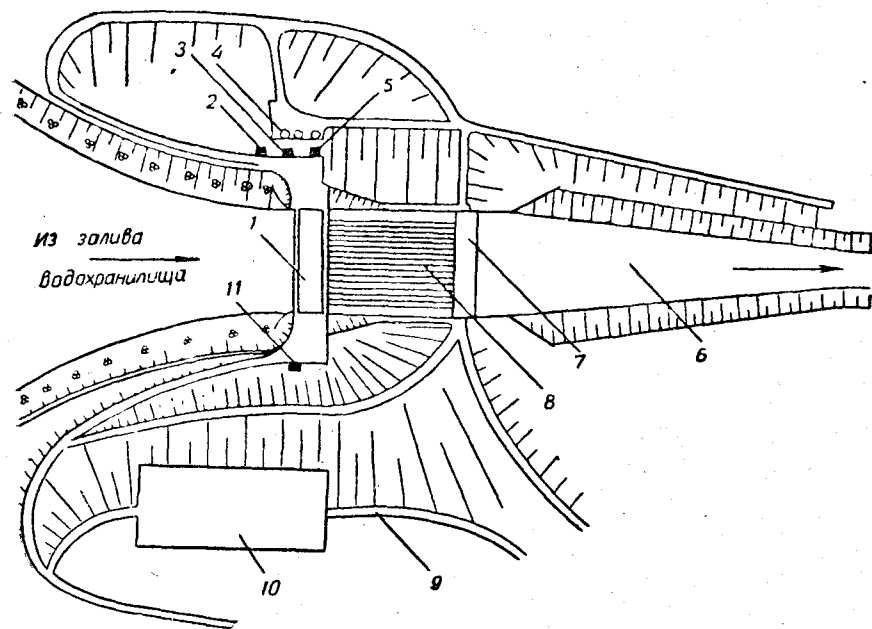


Рис. 4.2. Генплан головной насосной станции Каховской оросительной системы: 1 — здание насосной станции; 2 — канализационная насосная станция; 3 — камера переключений открытого склада масел; 4 — емкости открытого склада масел; 5 — насосная станция пенного пожаротушения; 6 — магистральный канал; 7 — водовыпускное сооружение; 8 — напорные трубопроводы; 9 — подъездная дорога; 10 — трансформаторная подстанция; 11 — компрессорная.

изливе воды из трубопроводов и предотвращающие ее попадание в трубопроводы из отводящих каналов.

В зависимости от расстояния между зданием насосной станции и водовыпускным сооружением последние могут располагаться или вблизи здания и входить в состав пристанционных сооружений, или на значительном расстоянии.

На компоновку гидротехнических узлов существенное влияние оказывают трансформаторные подстанции, местоположение которых по отношению к зданию насосной станции определяется направлением подходов линий электропередач и их назначением. Так, трансформаторные подстанции, имеющие районное значение или значение для других потребителей, а также проходные, могут

располагаться на некотором расстоянии от зданий станций, в то время как трансформаторные подстанции, обслуживающие только насосные станции, в большинстве случаев располагаются в непосредственной близости от их зданий.

Строительство и дальнейшая эксплуатация крупных современных насосных станций с установленным на них оборудованием требуют устройства к ним подъездных дорог с твердым покрытием. Расположение подъездных дорог и подъездов к зданиям насосных станций, пристанционным сооружениям и трансформаторным подстанциям следует учитывать при компоновке гидротехнических узлов крупных насосных станций.

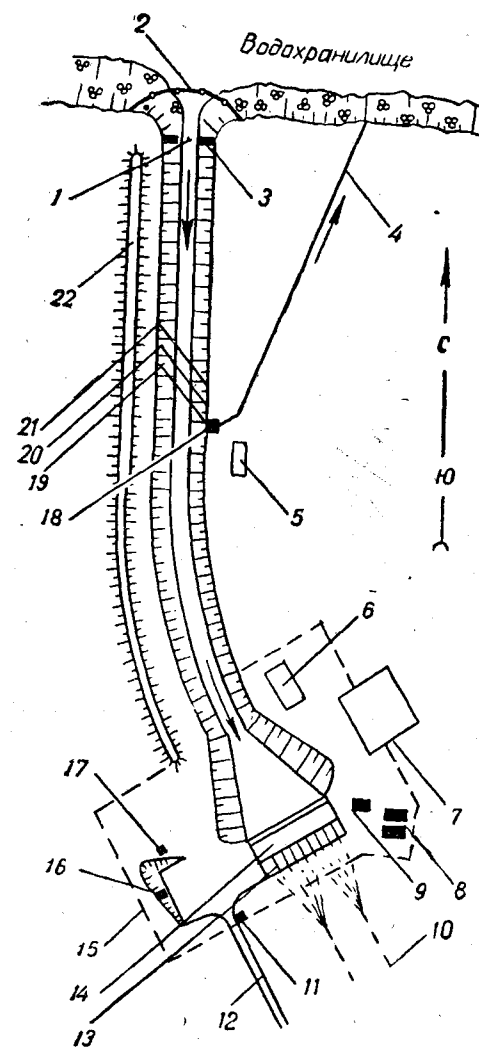


Рис. 4.3. Генплан головной насосной станции Северо-Рогачиковской оросительной системы:

1 — подводящий канал; 2 — бонное заграждение; 3 — рыбозащитное устройство; 4 — напорный рыбоотвод; 5 — распредустройство электрорыбозаградителя; 6 — компрессорная воздушно-пузырьковой завесы; 7 — трансформаторная подстанция; 8 — открытый склад масел; 9 — камера переключения маслохозяйства; 10 — засыпанные напорные трубопроводы, $D_y=3,2$ м; 11 — проходная; 12 — подъездная дорога к насосной станции; 13 — открытые напорные трубопроводы, $D_y=1,6$ м; 14 — здание насосной станции; 15 — ограждение территории насосной станции; 16 — щитохранилище; 17 — дворовой туалет; 18 — колодец установки эжектора рыбоотвода; 19 — плавучая запань; 20 — воздушно-пузырьковая завеса; 21 — электрорыбозаградитель; 22 — отвалы грунта.

В состав гидротехнических узлов крупных насосных станций входят отстойники, которые выполняют в виде открытых или закрытых резервуаров. В отдельных случаях они бывают напорными с подачей в них воды из напорных трубопроводов. Если отстойники в виде открытых резервуаров располагаются на более высоких отметках рельефа вблизи насосной станции, то отстойники в виде закрытых резервуаров могут располагаться в зданиях насосных станций.

Большие объемы масла в масляных ваннах верхних и нижних крестовин приводных электродвигателей насосов, необходимость слива и периодической замены масла обуславливают устройство открытых складов масел, состоящих из нескольких горизонтальных полузаглубленных цистерн с коммуникациями и маслоперекачивающей установкой, что в целом называют наружным маслохозяйством.

В комплекс гидротехнического узла каждой крупной мелиоративной насосной станции входят водопровод, канализация, противопожарное водоснабжение, другие сооружения. Территорию ограждают, устраивая проходные.

В целом гидротехнические узлы крупных мелиоративных насосных станций являются достаточно сложными. На рис. 4.2 представлен генплан головной насосной станции Каховской оросительной системы. На насосной станции с общей подачей 530 м³/с при полном развитии намечается установка 12 вертикальных осевых насосов ОПВ 10-260, двух марки ОПВ 10-185 и двух 800 В-2,5/40-0. Напор, развиваемый насосами, составляет 24 м. Длина трассы напорных трубопроводов 150 м.

На рис. 4.3 представлен генплан головной насосной станции Северо-Рогачикской оросительной системы. На этой станции с общей подачей 55 м³/с установлено восемь вертикальных центробежных насосов 1200 В-6,3/100. Напор, развиваемый насосами, 80 м. Длина трассы напорных трубопроводов 1250 м.

4.2. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ЗДАНИЙ КРУПНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Основным считают оборудование, которое непосредственно участвует в подаче воды на орошаемые площади или откачке ее с осушаемых территорий. Основное оборудование крупных насосных станций должно обеспечивать бесперебойную подачу воды для орошения или откачку ее из каналов осушительных систем.

Выбор основного оборудования производят при соблюдении рекомендаций нормативных документов [5, 19] на основании технико-экономических расчетов, принимая во внимание стоимость строительных конструкций, сроки строительства, анализ работы насосных станций с аналогичным оборудованием, возможность

его получения, удобство эксплуатации. При выборе основного оборудования необходимо учитывать следующие требования.

Предусматриваемое к установке оборудование должно входить в номенклатуру выпускаемого или намечаемого к выпуску заводами СССР. Импортное оборудование может быть принято к установке только с разрешения организации, финансирующей работы (заказчика) по согласованию с организацией, утверждающей проект.

Оборудование необходимо выбирать по возможности однотипным, позволяющим с минимальными затратами осуществить подачу воды при незаконченном строительстве. Следует, чтобы частота вращения и диаметры рабочих колес, намечаемых к установке насосов, соответствовали рекомендованным заводом-изготовителем. Режимы работы насосов должны находиться в зоне высоких КПД и обеспечивать бескавитационные условия работы насосов.

Крупные лопастные насосы можно применять только с комплектующими их двигателями. Любые замены двигателей в комплектации насосов должны быть предварительно согласованы с заводом-изготовителем.

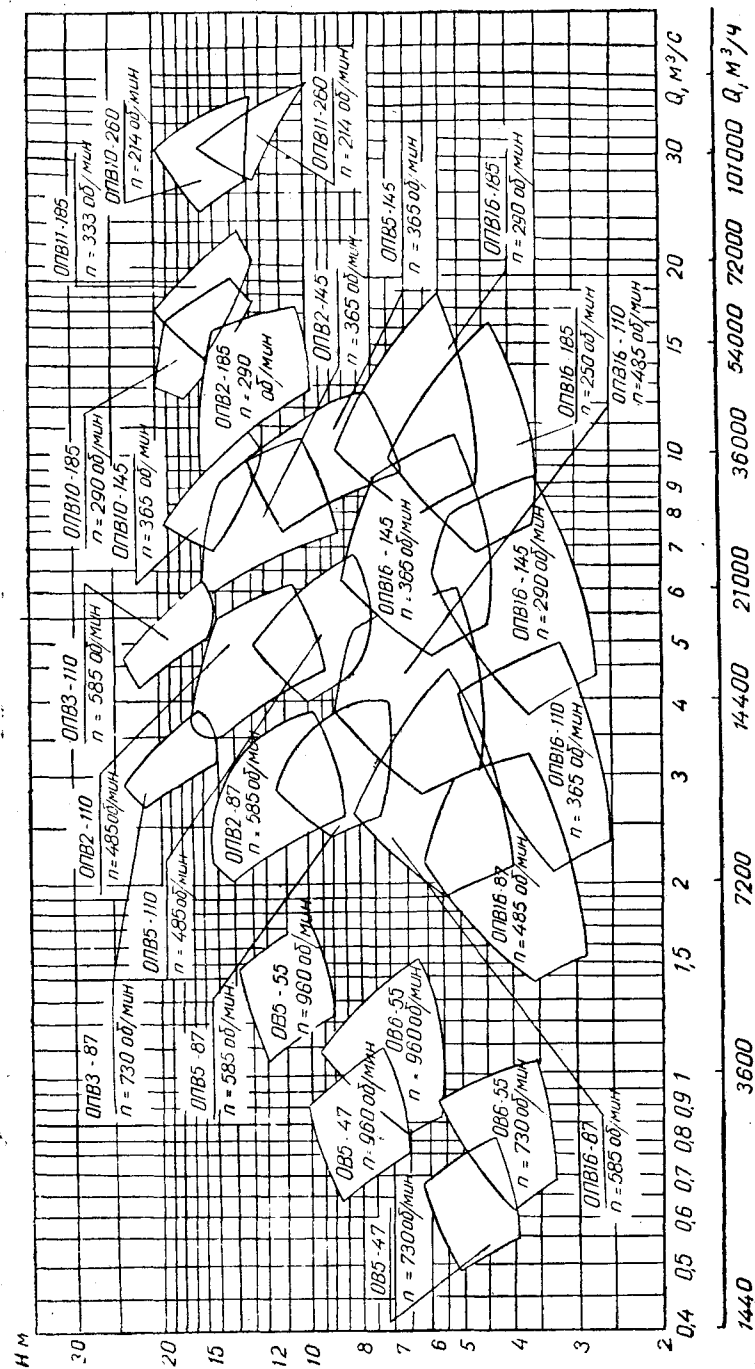
Применение крупных лопастных насосов с частотой вращения ниже, чем это указано в каталогах, и уменьшение диаметров рабочих колес может допускаться только с согласия завода-изготовителя.

Крупные насосы серийной разработки изготавливают с учетом особенностей насосной станции, для которой они заказаны. В заказных спецификациях они оформляются как именуемые, т. е. для конкретного объекта, имеющего наименование. Все основные технические параметры заказываемых крупных насосов предварительно согласовываются с заводом-изготовителем.

Основным поставщиком крупных насосов для водохозяйственного строительства СССР является производственное объединение Уралгидромаш.

В зависимости от напоров на крупных насосных станциях используют в основном вертикальные осевые (рис. 4.4), диагональные (рис. 4.5) и центробежные насосы (табл. 4.1), значительно реже погружные осевые насосы.

Для каждой марки насосов и их приводных электродвигателей заводами-изготовителями оговариваются климатические условия и категория их исполнения, т. е. для какого помещения предназначается установка насосов. ГОСТ 15 150—69 предусматривает выпуск машин и механизмов, в том числе насосов и электродвигателей, для работы в различных климатических условиях, что отражается на их исполнении и конструкции. Всего предусмотрено десять исполнений, из которых семь относятся к использованию на суше, а три — на судах. Условные обозначения исполнений для различных климатических условий приведены по ГОСТ 15 150—69 в табл. 4.2.



Практически все крупные насосы, за исключением специальных, изготавливаются в климатическом исполнении «У» (N), которое предусматривает их применение в макроклиматических районах с умеренным климатом, т. е. средняя из ежегодных абсолютных максимумов температура воздуха не превышает $+40^{\circ}\text{C}$, а минимумов не ниже -45°C . Изделия в исполнении «У» можно использовать в южных районах СССР.

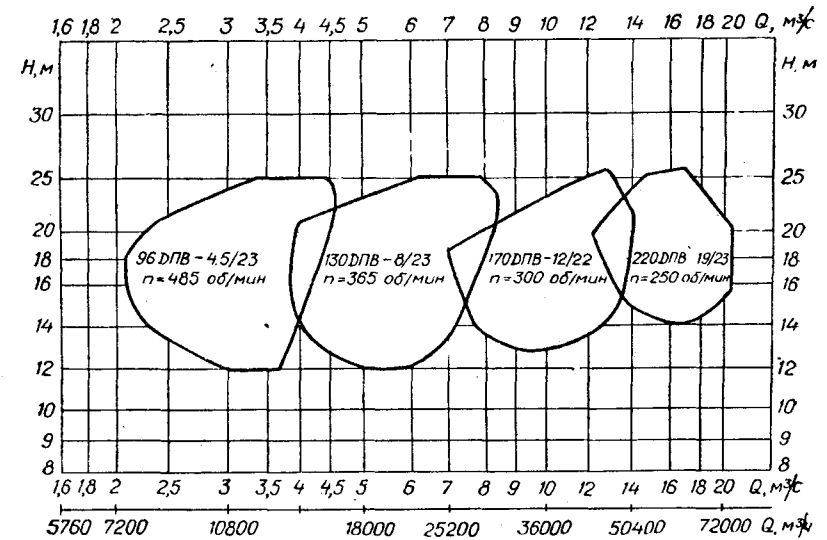


Таблица 4.1

Технические данные центробежных насосов

Марка насоса	Номинальные параметры				Частота вращения	
	Подача, м³/с	Напор, м	КПД, %	Допустимый кавитационный запас, м		
					с⁻¹	об/мин
600 В-1,6/100—I	1,52	90	88	14,0	12,5	750
600 В-1,6/100	1,6	100	88	14,0	12,5	750
600 В-1,6/100—0	1,2	66	88	8,7	10,0	600
800 В—2,5/100	2,5	100	88	14,0	10,0	600
800В-2,5/100—0	2,0	70	88	9,5	8,3	500
800В-2,5/40	2,5	40	87	12,5	10,0	600
800В-2,5/40—0	2,2	28	87	9,0	8,3	500
1 000 В-4/63	4,0	63	88	11,5	8,3	500
1000 В-4/63—0	3,0	35,4	88	6,5	6,25	375
1000В-4/40	4,0	40	87	13,5	8,3	500
1200В-6,3/100	6,3	100	88	14,0	6,25	375
1200В-6,3/63	6,3	63	89	11,5	6,25	375
1200В-6,3/40—0	6,3	27	87	8,0	6,0	300
1600В-10/40—0	8,7	28	88	8,8	4,1	250
Д 12 500-24-УЗ	3,48	24	88	7,0	8,03	485
Д12500-24-А-УЗ	3,20	17	82	7,0	8,03	485
Д 4-125-УЗ	4,0	125	83	10,0	10,0	600
Д4-125-0-УЗ	3,3	86	83	7,0	8,3	500
ЦН-900-310-УЗ	0,25	310	78	15,0	25,0	1500
ЦН-900-310-А-УЗ	0,24	300	75	15,0	25,0	1500
ЦН-3000-197-УЗ	0,83	197	78	7,0	16,66	1000
ЦН-3000-197-А-УЗ	0,78	152	74	7,0	16,66	1000
ЦН-3000-197-В-УЗ	0,75	144	70	7,0	16,66	1000

Таблица 4.2

Обозначения исполнения машин и механизмов

Макроклиматический район использования изделий	Обозначения		
	буквенные		цифровые
	русские	латинские	
С умеренным климатом	У	N	0
С умеренным и холодным климатом	УХЛ	NF	1
С влажным тропическим климатом (тропическое исполнение)	ТВ	TH	2
С сухим тропическим климатом (тропическое исполнение)	TQ	TA	3
С сухим и влажным тропическим климатом (тропическое исполнение)	T	T	4
Для всех районов на суше (общеклиматическое исполнение)	О	U	5
Для всех районов на суше и на море (общеклиматическое исполнение)	В	W	9

размеры всасывающих труб насосов; 2) условия транспортирования рабочих колес, валов и корпусных деталей насосов, сборки и разборки рабочих камер, крышек и других деталей; 3) соблюдение расстояний, равных $(2,5—3,0) D_{p.k.}$ от осей вертикальных осевых и диагональных насосов до мест заделки их отводов в стенки подземных частей зданий насосных станций; 4) устройства для сброса или откачки воды из всасывающих труб, а также место расположения и размер емкостей для приема фильтрационных или случайных вод из подземных частей зданий насосных станций; 5) необходимость проходов для обслуживающего персонала и мест для ведения монтажных и ремонтных работ насосов и электродвигателей; 6) обеспечение достаточного воздухообмена и вентиляции подземных частей зданий насосных станций.

На крупных насосных станциях мелиоративных систем в большинстве случаев применяют однорядную компоновку насосно-силового оборудования, при которой обеспечиваются фронтальный забор воды, удобство монтажа, демонтажа, обслуживания насосов и их приводных электродвигателей, а также устройство монтажных площадок, лестниц и площадок для обслуживания опорных кранов машинных залов.

Такая компоновка обеспечивает производство монтажных работ в подземных частях зданий насосных станций, в значительной степени упрощает планировку помещений зданий, устройство лестниц и лифтов. К основным помещениям крупной насосной станции относятся насосный зал, который находится в подземной части здания, зал электродвигателей (машинный зал), расположенный в наземной части здания, а также электротехнические и служебные помещения. В электротехнических помещениях размещены пусковые и распределительные устройства, средства автоматики, щиты управления и т. д., а в состав служебных входят помещения для дежурного и административного персонала, мастерские, кладовые и бытовые помещения. На большинстве крупных насосных станций электротехнические и служебные помещения, являясь элементами зданий насосных станций, располагаются вдоль зданий со стороны напорных трубопроводов, что обеспечивает удобство планировки помещений, нахождение обслуживающего персонала вблизи оборудования, минимальную суммарную длину силовых и контрольных кабелей, которая на насосной станции нередко достигает 12...15 км, удобство их прохода и подвода к двигателям и контрольно-измерительным приборам.

В практике водохозяйственного строительства на нескольких крупных насосных станциях при однорядной компоновке основного насосно-силового оборудования электротехнические и служебные помещения расположены со стороны водозаборов, что обусловлено необходимостью использования частей зданий над всасывающими трубами насосов. Такие планировки помещений зданий насосных станций несколько затрудняют оформление фасада, а также ухудшают осмотр водозабора во время работы агрегатов.

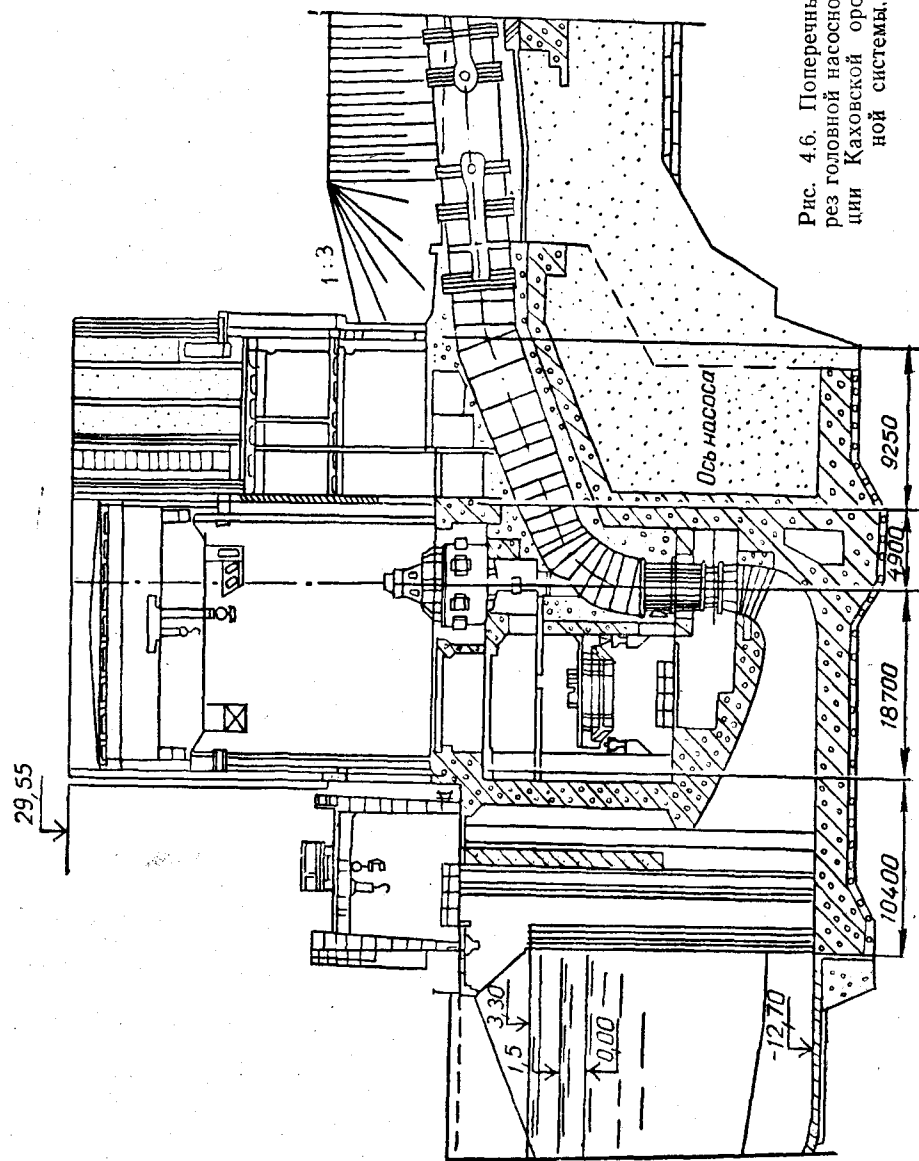


Рис. 4.6. Поперечный разрез головной насосной станции Каховской оросительной системы.

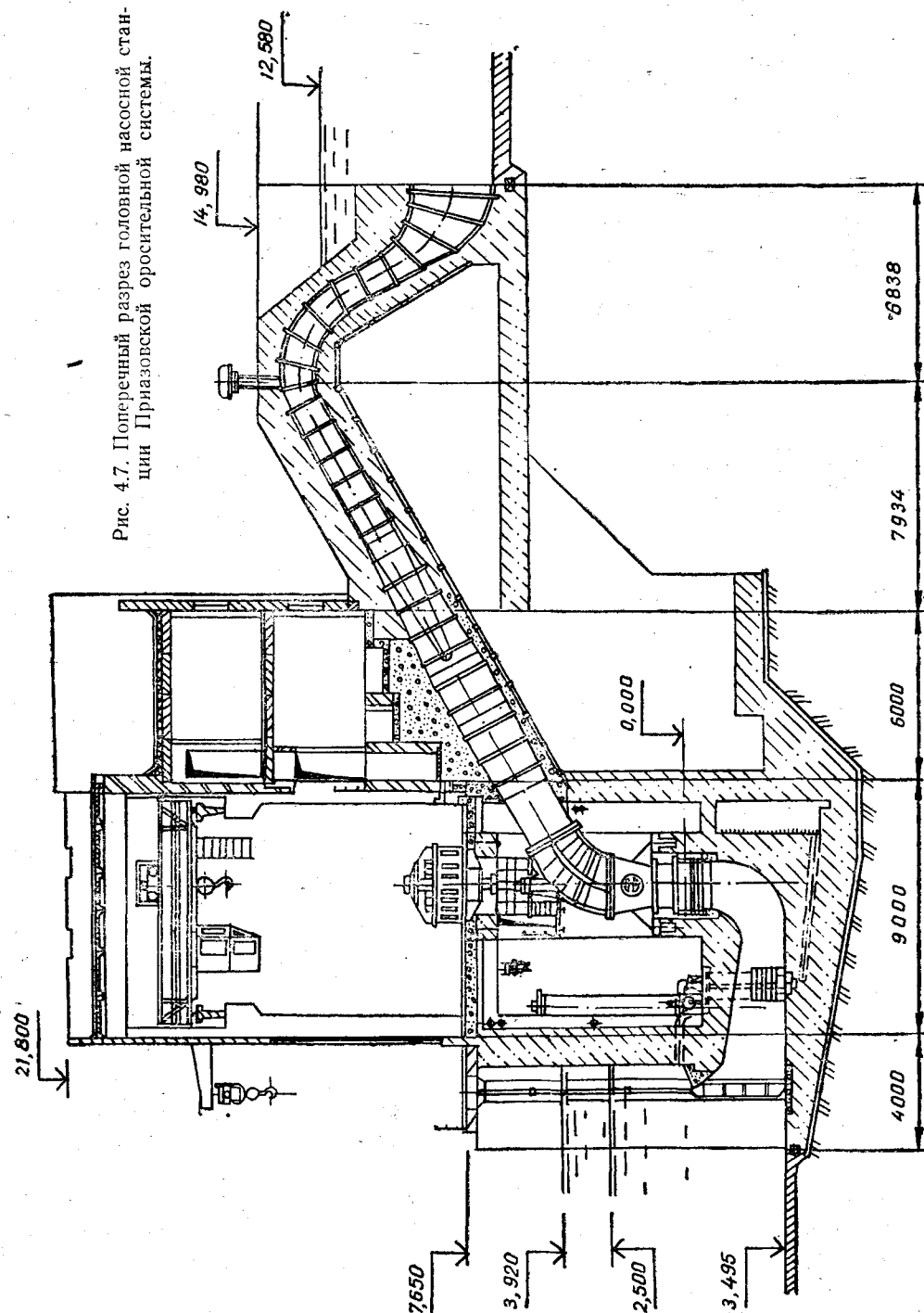
На некоторых насосных станциях электротехнические и служебные помещения размещены в торцах наземных частей зданий. Однако такая планировка ухудшает условия обслуживания, увеличивает суммарную длину кабелей и вызывает ряд других неудобств.

Крупнейшая в СССР головная насосная станция Каховской оросительной системы с суммарной подачей $530 \text{ м}^3/\text{с}$ построена с однорядным расположением основного оборудования (рис. 4.6). Насосными агрегатами вода забирается из залива Каховского водохранилища. На насосной станции предусмотрена установка 12 насосных агрегатов ОПВ 10—260 ЭГ, двух ОПВ 10—185 ЭГ и двух 800 В-2,5/40—0, от которых вода подается к водовыпускному сооружению по отдельным трубопроводам диаметрами 3,6 и 2,8 м, уложенных на опорах, и 1,2 м, уложенных в траншеях с последующей засыпкой грунтом. Подземная часть здания выполнена из монолитного железобетона с использованием фермопакетов, а наземная — из сборных стальных и железобетонных элементов. Электротехнические и служебные помещения расположены вдоль здания станции со стороны напорных трубопроводов. Проходы с наземной части в подземную выполнены в виде лестничных клеток, а в торцах здания устроены соответственно пассажирский и грузовой лифты.

Суммарная подача головной насосной станции Приазовской оросительной системы $50 \text{ м}^3/\text{с}$ (рис. 4.7), здесь предусмотрена установка пяти насосов ОПВ 5—145 ЭГ с однорядным их расположением. Электротехнические и служебные помещения размещены вдоль здания над напорными трубопроводами. Водовыпускное сооружение сифонного типа ввиду небольшого напора совмещено со зданием насосной станции.

Головная насосная станция Ингулецкой оросительной системы (рис. 4.8) забирает воду из реки Ингулец. Она имеет семь насосов 1200 В-6,3/63 с суммарной подачей $35 \text{ м}^3/\text{с}$ и напором 65 м. За напорными патрубками установлены поворотные дисковые затворы $D_z=1,4 \text{ м}$ с электроприводом. Расположение основного оборудования однорядное. Электротехнические и служебные помещения размещены вдоль здания со стороны напорных трубопроводов. Внутростанционные напорные трубопроводы $D_z=1,4 \text{ м}$ от каждого насоса выведены из здания насосной станции на незатопляемых отметках и объединены в два напорных трубопровода диаметром 2,8 м, протяженностью 600 м. Подземная часть здания насосной станции выполнена из монолитного бетона и железобетона, наземная — каркасная с кирпичным заполнением.

Для подачи $55 \text{ м}^3/\text{с}$ воды на высоту более 70 м для орошения в Запорожской области построена головная насосная станция Северо-Рогачикской оросительной системы (рис. 4.9). Вода к насосной станции из Каховского водохранилища подается из-за возможной деформации берега и установки рыбозащитных устройств подводным каналом протяженностью 600 м. Насосная станция оборудована восемью насосами 1200 В-6,3/100 с однорядным



расположением агрегатов. За напорными патрубками насосов установлены поворотные дисковые затворы $D_y=1,6$ м. Электротехнические и служебные помещения размещены вдоль здания насосной станции со стороны водозабора. Внутростанционные напорные трубопроводы $D_y=1,6$ м каждого насоса выходят из подземной части здания на незатопляемую отметку и в пределах площадки насосной станции объединяются в два напорных трубопровода длиной 1250 м, диаметром 3,2 м, засыпанных грунтом. Особенностью этой станции является расположение электродвигателей ниже уровня воды в источнике, что при аварии на внутростанционных линиях насосов может привести к затоплению зала электродвигателей.

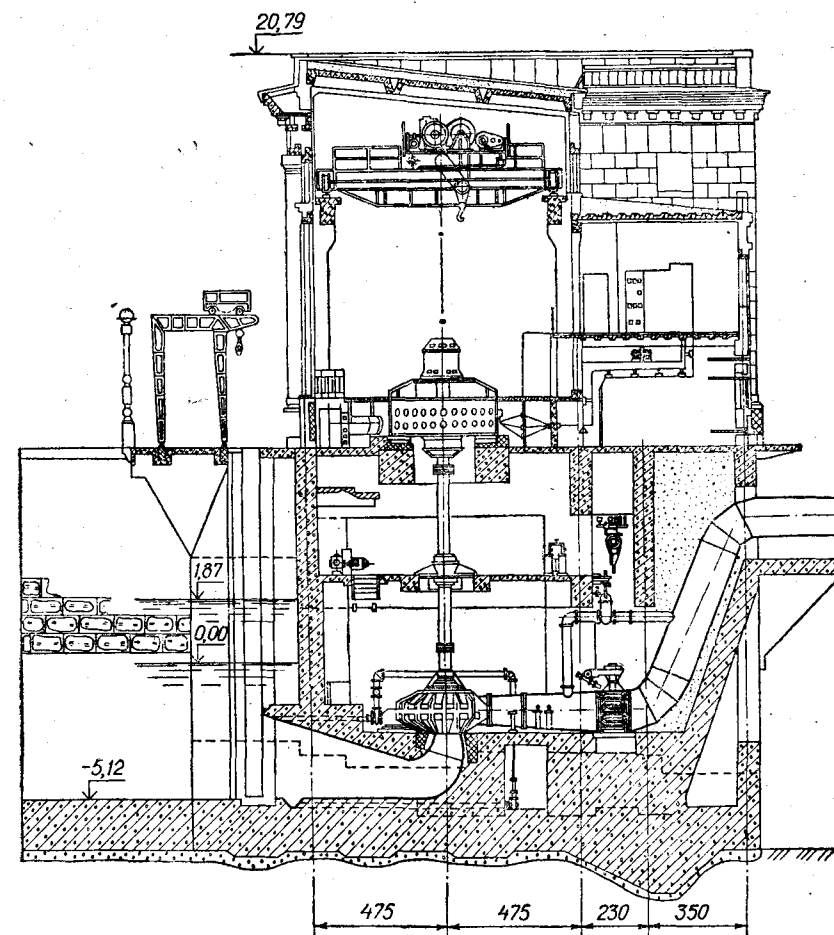
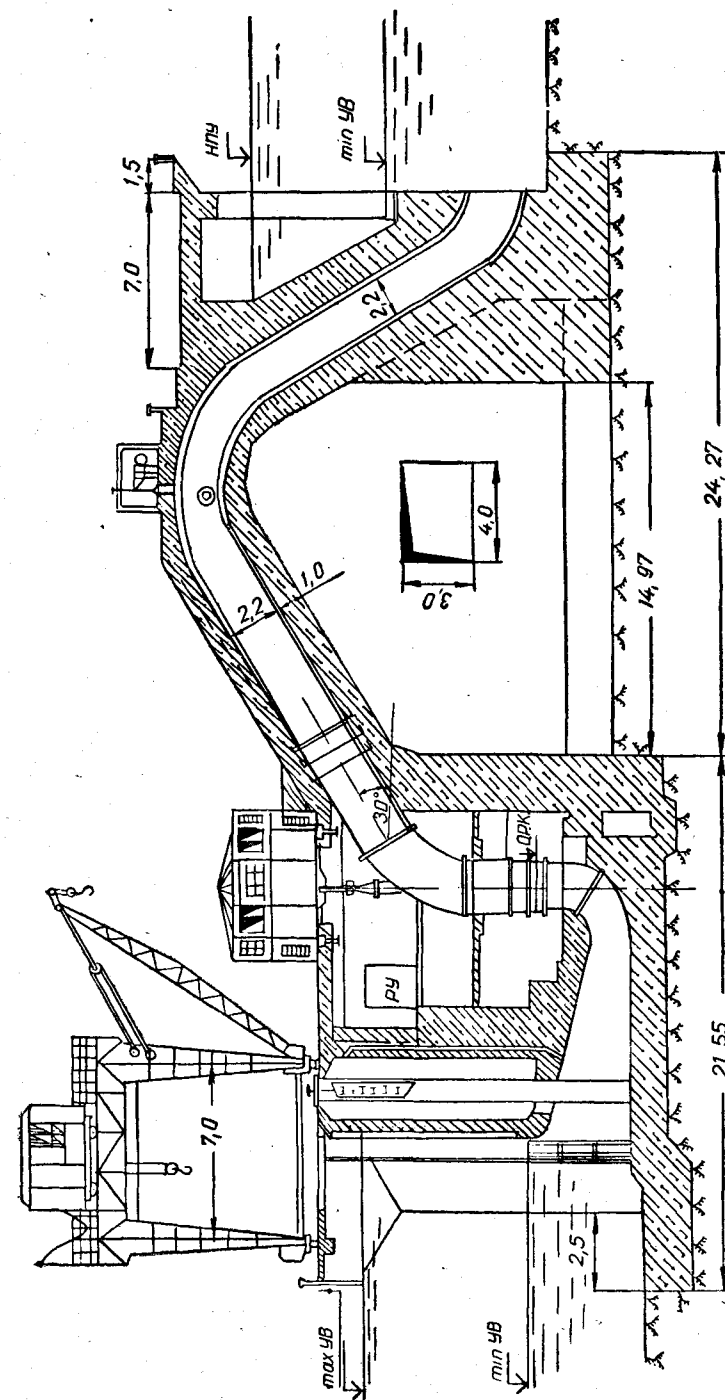


Рис. 4.8. Поперечный разрез головной насосной станции Ингулецкой оросительной системы.

[illegible]

108



109

телей и насосов предусмотрена установка козлового крана с боковой траверсой.

Широкого применения на крупных насосных станциях оросительных систем горизонтальные центробежные насосы не нашли из-за их сравнительно малой подачи. Однако на отдельных насосных станциях в Узбекской и Украинской ССР используют насосы марки Д 12 500—24, установленные с положительной высотой всасывания.

Таким образом, при проектировании крупных насосных станций следует учитывать взаимное влияние намечаемого к установке основного оборудования, его габариты, строительные конструкции, электротехническое оборудование, а также условия эксплуатации насосных станций.

4.3. ВОДОЗАБОРЫ И ПОДВОД ВОДЫ К НАСОСНЫМ СТАНЦИЯМ

Источниками, из которых забирают воду насосные станции, могут быть естественные и искусственные водоемы или большие каналы. Насосные станции, как правило, располагаются на некотором расстоянии от береговой линии. Эти расстояния от урезов воды до мест расположения насосных станций определяются местными условиями. К водозаборам насосных станций вода подводится по подводящим каналам незначительной протяженности и шириной, равной или превосходящей длину фронта водозаборных сооружений. В этих случаях гидравлические условия подводов воды благоприятные и не предусматриваются специальные сооружения на водозаборах.

При подводе воды к насосам подводящими каналами значительной протяженности, здания насосных станций, совмещенные с водозабором, располагают исходя из условий фронтального забора воды. Для их сопряжений с водозаборными сооружениями устраивают расширенные, а иногда и углубленные участки, называемые аванкамерами.

Для создания благоприятных условий работы насосов (в особенности осевых) крупных насосных станций степень турбулентности потока вблизи водозабора должна быть, по возможности, минимальной. Для этого уменьшают скорости течения в подводящем канале вблизи его перехода в аванкамеру (но не менее 0,3 м/с).

Наблюдающиеся в каналах и других водотоках (например, в аванкамерах насосных станций) течения можно разделить на две группы. К первой относят течения, обусловленные действием основной силы — тяжести или давления, создаваемого насосами. Эти течения всегда сопровождаются действием пассивных сил: вязкостью и трением жидкости о стенки или откосы. Происходят они вдоль прямой или криволинейной оси потока и характеризуются следующими параметрами живого сечения: глубиной, ши-

риной, гидравлическим радиусом, смоченным периметром, абсолютной и относительной шероховатостью дна и стенок или откосов. Такие течения являются основными в водотоке, или, как их иногда называют, первичными.

Вторая группа — это течения, обусловленные действием любых других сил и сопровождающиеся действием тех же пассивных сил и турбулентной вязкостью. Называемые еще вторичными, они являются замкнутыми, кольцевыми и происходят по криволинейным траекториям, но могут иметь и прямолинейные участки. Для них глубина, смоченный периметр и другие параметры не характерны. Вторичные течения накладываются на основной поток или сопутствуют ему.

Значительные протяженности каналов постоянного сечения при прямолинейности их русел в плане перед аванкамерами обуславливают стабилизацию в них течений и относительно равномерное распределение скоростей в потоках.

При повороте русла канала в плане, вследствие кривизны ограничивающих поверхностей — откосов, плановую кривизну постепенно приобретают не только крайние струйки потока, но и струи, расположенные вдали от откосов. Если учитывать трение потока о дно и откосы, то первым результатом планового искривления струй является возникновение поперечного уклона свободной поверхности. При этом у внутреннего, выпуклого, берега, ближайшего к центру закругления, уровень свободной поверхности понижается, а у внешнего, вогнутого, удаленного от центра закругления, берега — повышается.

В результате разности уровней воды у выпуклого и вогнутого берегов канала на закруглении потока возникает поперечная циркуляция, сопровождающаяся перераспределением скоростей по вертикали и ширине потока, что приводит к изменению всей его гидравлической структуры.

Увеличение неравномерности распределения скоростей по живому сечению, удлинение пути движения отдельных частиц вследствие винтового характера движения потока, усиление обмена количеством движения между отдельными струйками вызывают дополнительные потери энергии в потоке и нарушение его равномерной структуры. Поток с нарушенной структурой входит в аванкамеру и приближается к входным отверстиям коротких конических изогнутых всасывающих труб. Ввиду небольших длин всасывающих труб и наличия на них колен нарушенная структура потока во всасывающих трубах перед входом на рабочее колесо полностью не восстанавливается, что значительно ухудшает условия работы насосов, особенно это касается низконапорных осевых.

Формирование структуры потока перед водозаборами зависит от характера плановых трасс подводящих каналов, скоростей движения воды в них, а также от плановых и высотных форм аванкамер. Существенное влияние на работу насосов могут оказать вторичные течения в аванкамерах, возникающие вследствие не-

благоприятных условий подхода потока воды к водоприемным отверстиям всасывающих труб.

Вторичные течения обычно возникают у боковых откосов аванкамер и омывают выступающие бычки крайних насосов. При этом направление движения воды у крайних бычков близкое перпендикулярно к их продольным осям. Это движение вызывает вблизи бычков возмущение потока, влекущее за собой самопроизвольное возникновение вихревого движения. При этом на-

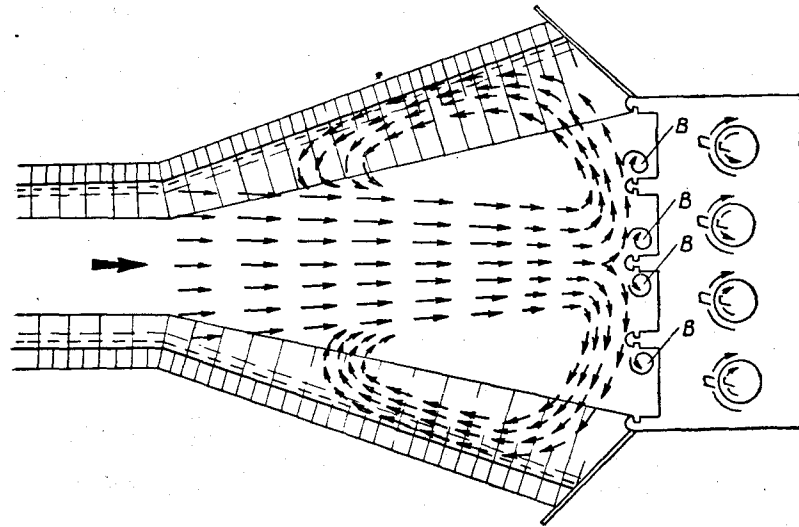


Рис. 4.11. Образование вихревых воронок у водозаборов крупных насосных станций:

В — образование воронки при вихревом движении; Г — направление вихревого движения у входа на рабочее колесо насоса; п — направление вращения роторов насосов.

правление закрутки потока может произвольно изменяться в зависимости от направления движения основного потока (рис. 4.11).

Вихревые движения у водозаборов обуславливают их проникание во всасывающие трубы, в результате чего поток входит на лопасти рабочих колес насосов с различным направлением скорости. Влияние на работу насоса искажения потока из-за различных направлений скорости при входе на лопасти рабочего колеса зависит от типа, а также конструкции колеса и определяется коэффициентом его быстроходности n_s .

У тихоходных насосов с $n_s \approx 60-100$ отношение $D_2/D_0 \approx 2,5$, в связи с чем каждая лопасть рабочего колеса имеет достаточную длину. Проходя по каналу между лопастями, поток выходит по наружному диаметру рабочего колеса с одинаковой окружной скоростью, что определяет и одинаковый напор. С уменьшением отношения D_2/D_0 влияние искажения потока или различных направлений скорости воды на входе на лопасти рабочего колеса увеличивается.

У осевых насосов при постоянной угловой скорости вращения окружные скорости лопастей рабочих колес на разных расстояниях от оси различные, следовательно, и создаваемые напоры лопастями рабочих колес на неодинаковых расстояниях от оси различны. Возникающая при этом циркуляция потока на лопастях не обеспечивает выравнивания потока в пределах рабочего колеса из-за небольшой длины лопастей. Поэтому все лопастные и в особенности осевые насосы при различных условиях подвода могут значительно изменять свои характеристики.

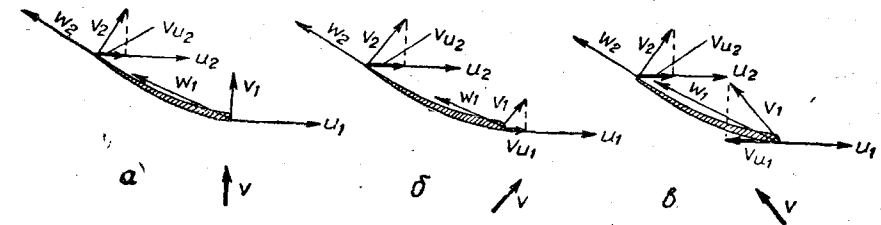


Рис. 4.12. Параллелограммы скоростей на лопастях осевого насоса.

На рис. 4.12, а показан параллелограмм скоростей на лопасти рабочего колеса осевого насоса с учетом направления подвода воды к рабочему колесу, совпадающего с его осью. Из рис. 4.12, б видно, что v_{u1} по направлению совпадает с u_1 , следовательно, напор, развиваемый насосом, может быть определен по формуле (28), без изменений, учитывающих влияние подвода. На рис. 4.12, в показан подвод воды, при котором v_{u1} имеет обратное направление по отношению к u_1 . Следовательно, напор, развиваемый насосом в этом случае

$$H_T = u(v_{u2} - (-v_{u1}))/g = u(v_{u2} + v_{u1})/g.$$

Таким образом, при закручивании потока во входе на рабочее колесо в направлении, обратном направлению его вращения, развиваемый насосом напор увеличивается, а если закручивание потока совпадает с направлением вращения рабочего колеса, то напор насоса уменьшается. Из рис. 4.13 видно, что при нормальном подводе режимная точка А определяется пересечением характеристики трубопровода H_T с напорной характеристикой H .

При закрутке потока на входе в рабочее колесо с направлением, обратным направлению вращения, развиваемый насосом напор возрастает и при подаче Q_A характеризуется точкой Б.

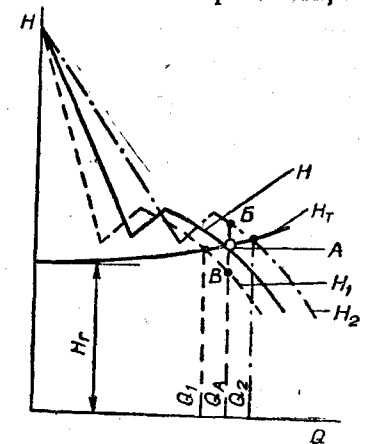


Рис. 4.13. Изменение характеристики осевого насоса при различных направлениях подвода воды к рабочему колесу.

Подача насоса Q_2 при этом определяется пересечением кривых H_T и H_2 . При совпадении направления закрутки потока на входе в рабочее колесо с его вращением при подаче Q_A напор насоса уменьшится и определится точкой B на кривой H_1 , а подача насоса Q_1 характеризуется точкой на пересечении кривых H_T и H_1 . Следовательно, $Q_1 < Q_A < Q_2$. Эту особенность лопастных насосов используют для регулирования в определенных пределах их подачи.

Таким образом, при проектировании подводящих устройств к водозаборам крупных насосных станций следует предусматривать меры для равномерного распределения скоростей в потоках при подходе к водозабору.

Для подвода воды к рабочим колесам крупных вертикальных осевых, диагональных и центробежных насосов используют три формы всасывающих труб (рис. 4.14).

Во Всесоюзном научно-исследовательском институте гидромашиностроения разработана труба с приподнятым входным отверстием, позволяющая уменьшить высоту подпорных стенок на водозаборе и облегчить конструкцию здания насосной станции, что снижает затраты на строительство до 5...7%.

При проектировании крупных насосных станций необходимо учитывать, что произвольное изменение форм или размеров всасывающих труб может вызвать неравномерное поступление воды на рабочее колесо, возникновение радиальных усилий на валах насосов. А это приводит к ускоренному одностороннему износу направляющих подшипников и уплотнений, а также в целом ухудшает работу насосов.

Приведем основные положения и рекомендации по проекти-

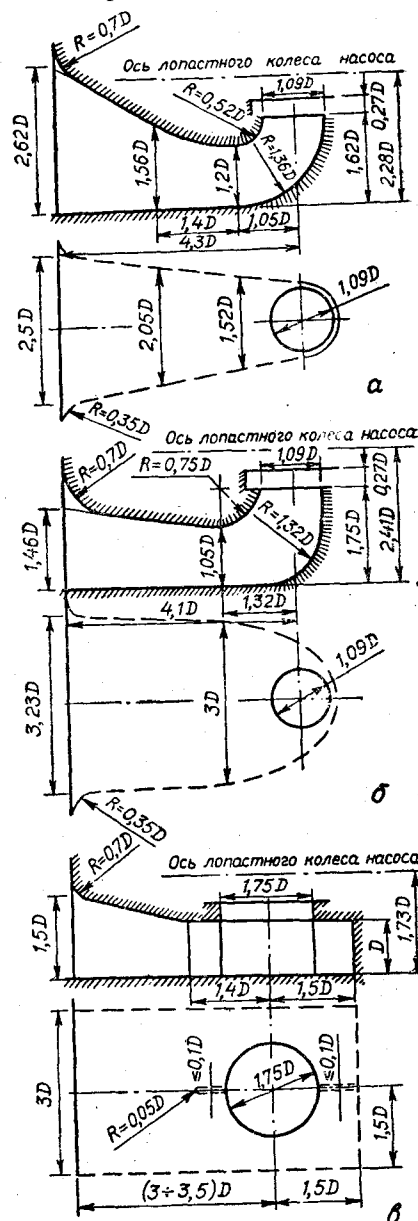


Рис. 4.14. Габариты всасывающих труб крупных вертикальных насосов.

рованию аванкамер и подводов воды к водоприемным отверстиям всасывающих труб крупных насосных агрегатов.

1. Уменьшение скорости движения воды в канале позволяет создать относительно равномерное распределение скорости в потоке.

2. Центральный угол расширения подводящего канала при его переходе в аванкамеру не должен превышать 30° , а в отдельных случаях 45° .

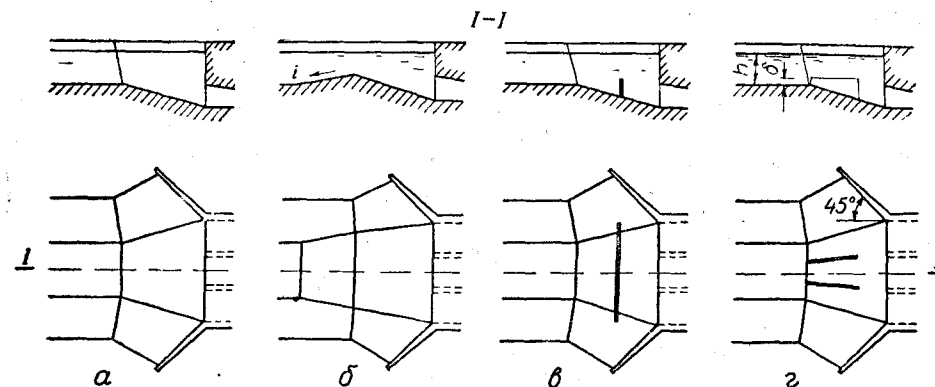


Рис. 4.15. Подводящие каналы и аванкамеры:

а — с прямым уклоном; б — с обратным уклоном перед аванкамерой; в — с порогом в аванкамере; г — с продольными направляющими стенками.

3. Сопряжение откосов аванкамеры со зданием насосной станции выполняется, как правило, при помощи подпорных стенок, которые располагаются под углом 45° по отношению к направлению потока.

4. Для выравнивания эпюры скоростей потока в пределах аванкамеры ее дну на определенном участке может быть придан обратный уклон $i \leq 0,1$. При этом глубина воды в месте перелома профиля должна обеспечивать скорость движения не более, чем она была в канале, а уклон в сторону водозабора за переломом не должен превышать 0,2 и ухудшать условия забора воды (рис. 4.15, б).

5. При невозможности придания обратного уклона дну участка аванкамеры его оставляют с уклоном канала или горизонтальным, а в месте перелома устраивают порог. Уклон дна аванкамеры в сторону водозабора за порогом не должен превышать 0,2 и ухудшать условия забора воды насосами. Порог может также устраиваться и на наклонном участке аванкамеры (рис. 4.15, в).

6. При переходе канала в аванкамеру и прямом ее уклоне для выравнивания эпюры скоростей потока рекомендуется устройство одной или нескольких струенаправляющих стенок. Свое начало стенки должны брать с места перелома профиля канала при его переходе в аванкамеру. Высота δ струенаправляющих

стенок принимается в пределах $1/3$ глубины воды в канале, а расстояние конечных частей стенок от оголовков бычков водозабора принимается в пределах полуторной ширины входного отверстия всасывающей трубы (расстояние в свету между бычками). При этом следует иметь в виду, что направления струен направляющих стенок должны совпадать с осями бычков водозабора (рис. 4.15, з).

7. В случае необходимости искривления подводящего канала в плане перед водозабором (чего надо избегать) радиус закругления следует принимать по нормам оросительных каналов (не менее двадцатикратной ширины канала по урезу воды). На повороте канала под влиянием центробежной силы возникает явление поперечной циркуляции, что может ухудшить условия работы водозаборов и насосов.

8. Для уменьшения возможности возникновения вихревых воронок в результате возмущения потока выступающими элементами целесообразно выполнение забральной стенки вдоль водозабора с расположением ее по самым выступающим частям. При этом забральные стенки не должны стеснять входных сечений всасывающих труб.

9. При невозможности устройства забральных стенок образование вихревых воронок можно предупредить путем устройства плавучей запани перед водозабором, которая располагается на расстоянии полуторной ширины входного отверстия всасывающей трубы, а глубина перекрываемого слоя воды может достигать 1,0...1,5 м.

4.4. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КРУПНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Вспомогательное оборудование крупных насосных станций не участвует непосредственно в подаче воды, но влияет и способствует успешной работе основных насосных агрегатов. К вспомогательному оборудованию относят следующие системы: 1) дренажно-осушительная; 2) технического водоснабжения; 3) маслонабжения; 4) отопления и вентиляции; 5) подъемно-транспортного оборудования; 6) пожаротушения; 7) хозяйственно-питьевого водоснабжения и канализации; 8) воздухоснабжения.

4.4.1. Дренажно-осушительная система

Дренажно-осушительную систему проектируют как совмещенной, так и раздельной, т. е. с раздельным оборудованием для осушения изогнутых конических всасывающих труб вертикальных лопастных насосов и откачки дренажных и случайных вод из заглубленных частей зданий. Откачку воды и осушение изогнутых конических всасывающих труб производят насосами непосредственно из их полостей или с предварительным выпуском воды в специальные емкости или потерны с последующей ее откачкой.

Расчетную подачу насосов для осушения полостей всасывающих труб основных насосов определяют исходя из продолжительности осушения одной трубы в течение 1,5...2 ч с учетом дополнительного притока воды в количестве 1,5...2,0 л/с на 1 м уплотнения затвора во входном сечении всасывающей трубы. Осушительные насосы, как правило, устанавливают без резерва.

Для сбора дренажных и случайных вод предусматривают устройство специальных колодцев, емкостей или потерн, рабочий объем которых назначают из условия, что соотношение продолжительности работы насоса к нерабочему времени не более 1:10. Во всех случаях время работы дренажного насоса должно составлять не менее 2 мин. На крупных и уникальных насосных станциях необходимо предусматривать гарантированное электрообеспечение дренажных насосов. Расчетную подачу насосов для откачки дренажных вод определяют как сумму ожидаемого притока воды, профильтровавшейся через стены и днище здания, а также протечек через фланцевые соединения и сальниковые уплотнения насосов, задвижек и пр. Удельные протечки принимают по аналогии с ранее построенными и успешно эксплуатируемыми насосными станциями. Дренажные системы зданий насосных станций, как правило, оборудуют самовсасывающими насосами. Насосы дренажно-осушительных систем устанавливают в незатопляемых помещениях или на незатопляемых отметках.

4.4.2. Система технического водоснабжения

Существуют такие виды систем технического водоснабжения: централизованные, когда насосы обеспечивают подачу воды одновременно на все основные агрегаты; групповые, где насосы обеспечивают подачу воды на группы насосов основных агрегатов; блочные, в которых подача воды на каждый основной насосный агрегат обеспечивается отдельным насосом. Систему технического водоснабжения выбирают исходя из местных условий, руководствуясь требованиями нормативных документов. Для технического водоснабжения можно использовать перекачиваемую воду после соответствующей очистки и отстаивания, а также воду от внешних водопроводов. При использовании воды из внешних водопроводов необходимо учитывать надежность этой системы и в случае необходимости предусматривать возможность использования резервного источника. Требуемое количество воды для технического водоснабжения определяют по данным заводов-изготовителей основных насосов и их приводных электродвигателей о необходимом напоре и подаче воды к отдельным узлам работающих агрегатов.

Включение системы технического водоснабжения может осуществляться одновременно с включением основного агрегата, если уровень воды у водозабора выше подшипников насоса, что обеспечивает их смачивание перед включением. Если один из подшипников основных насосов находится выше уровня воды у водо-

забора, то включить агрегат в работу можно только после предварительного смачивания подшипника водой из системы технического водоснабжения, что определяет необходимость ее запуска до включения в работу основного агрегата.

4.4.3. Система маслоснабжения

Основные потребители масел на крупных насосных станциях — это масляные ванны электродвигателей, системы регулирования (при гидроприводе к дисковым затворам), гидроподъемники, поднимающие роторы агрегатов перед пуском для образования масляного клина между неподвижными и вращающимися деталями подшипников скольжения электродвигателей, маслonaполненные аппараты трансформаторных подстанций. В общем случае система маслоснабжения состоит из наружных емкостей для хранения чистого и отработанного масла, расположенного в здании станции операционного бака, который имеет две емкости (для чистого и отработанного масла), а также емкости для аварийного сброса масла из масляных ванн электродвигателей.

Марки турбинного и трансформаторного масел назначают заводы-изготовители оборудования, системы маслопроводов и баков для различных сортов масел должны быть отдельными.

Системы маслоснабжения в зависимости от высотной компоновки основного оборудования могут быть самотечными, когда масло подается к узлам агрегатов самотеком; принудительными, когда масло подается к узлам агрегатов насосами, и смешанными. Наиболее рациональными являются смешанные системы маслоснабжения, в которых слив отработанного масла из маслonaполненных технологических механизмов в операционный бак происходит самотеком, а его заполнение и откачка отработанного масла — специальными маслonaсосами. Подачу маслonaсосов подбирают исходя из условия наполнения трансформаторной цистерны в течение 2...3 ч, но принимают не менее 4 м³/ч.

4.4.4. Система отопления и вентиляции

Систему отопления проектируют в соответствии с требованиями строительных норм и правил, ведомственных документов и требований заводов-изготовителей оборудования.

Приводные электродвигатели охлаждают воздухом, в связи с чем основные приводные электродвигатели бывают с замкнутым и разомкнутым циклом вентиляции. При замкнутом цикле вентиляции статор электродвигателя заключен в замкнутую строительную коробку. При работе электродвигателя воздух, проходящий через обмотку статора, нагревается и охлаждается, проходя через специальные воздухоохладители (радиаторы), по трубам которых движется вода. Охлажденный воздух снова засасывается вентиляторами и проходит через обмотку статора. При замкнутом цикле вентиляции электродвигателей вода подводится

к воздухоохладителям (радиаторам) и отводится в сброс. Количество воды, которое необходимо подвести к каждому воздухоохладителю или группе их, указывается заводом-изготовителем электродвигателей.

При разомкнутых циклах вентиляции электродвигателей каждый электродвигатель своим встроенным вентилятором засасывает из рабочего помещения воздух и после прохождения его через обмотку статора нагнетает нагретый воздух в то же рабочее помещение. Так как при больших мощностях вертикальных электродвигателей отводится весьма значительное количество тепла, что может существенно повлиять на температуру в машинном зале, статоры электродвигателей заключают в строительные коробки, из которых дополнительными вентиляторами отсасывают нагретый воздух с выбросом его за пределы здания насосной станции. Подачу вентилятора и необходимый напор принимают по данным вентиляционного эффекта основного электродвигателя.

4.4.5. Система подъемно-транспортного оборудования

Для транспортирования оборудования внутри зданий, подъема и опускания его в период монтажа, демонтажа и ремонтов на насосных станциях предусмотрено подъемно-транспортное оборудование.

Грузоподъемность подъемно-транспортного оборудования принимают по наибольшей массе агрегата или монтируемого узла оборудования с учетом 10% запаса на массу траверс и строп. При подъеме груза на высоту более 6 м или длине машинного зала более 18 м следует применять электрическое подъемно-транспортное оборудование.

Питание электродвигателей подъемно-транспортного оборудования может осуществляться по троллеям или гибким шланговым кабелям. Управление кранами при малой мощности приводных электродвигателей осуществляется с пола посредством кнопочных пускателей, управление кранами большой грузоподъемности осуществляется из кабины крана. Площадки и лестницы, ведущие в кабину крана, следует располагать в торцах машинного зала.

Для подъема, опускания и транспортирования щитов и сдерживающих решеток, устанавливаемых на водозаборах, применяют козловые краны или тельферы, подкрановые пути которых крепятся на специальных опорах или консолях.

Маневрирование щитами на водовыпускных сооружениях в большинстве случаев предусматривается посредством козловых кранов.

4.4.6. Система пожаротушения

На насосных станциях предусматриваются специальные системы пожаротушения, которые проектируют в соответствии с требованиями строительных норм и правил и ведомственными нор-

мативными документами. Для пожаротушения имеются дренчерные установки или пенные огнетушители для тушения возгораний топливных или масляных систем, электродвигателей и силовых трансформаторов. Система пожаротушения должна обеспечивать подачу воды из расчета двух пожарных струй для производственных помещений и одной струи для подсобных помещений. Расход пожарной струи должен быть не менее 2,5 л/с. Для наружного пожаротушения необходимы две пожарные струи с расходом не менее 5 л/с. Для подачи воды в систему пожаротушения предусматривается установка двух насосов (один резервный) с расположением их под заливом или с надежным устройством для заливки. Забор воды для пожаротушения следует предусматривать из нижнего или верхнего бьефов насосной станции или специальной емкости с неприкосновенным запасом воды не менее 50 м³. Внутренние трубопроводы системы пожаротушения выполняют из стальных труб, а пожарные краны устанавливаются так, чтобы при длине пожарного рукава до 20 м можно было бы подать воду в любую точку помещения.

4.4.7. Система хозяйственно-питьевого водоснабжения и канализации

В зданиях насосных станций, где одновременно могут находиться более пяти человек обслуживающего персонала, предусматривается устройство хозяйственно-питьевой системы водоснабжения и канализации. Как правило, для питья используют воду из подземных источников, которая соответствует требованиям ГОСТ 2874—82 «Вода питьевая». При невозможности использования для питьевых нужд воды из подземных источников применяют воду из поверхностных источников с соответствующей очисткой на песчано-гравийных фильтрах. Для окончательной подготовки воду следует подвергнуть обеззараживанию при помощи бактерицидных установок. Для водоводов применяют стальные оцинкованные трубы. Постоянный свободный напор у водоразборных кранов, смесителей и других санитарных приборов должен быть не менее 2 м, а гидростатический напор не должен превышать 60 м.

Воду для хозяйственных нужд (мойки полов, полива территории) подают передвижными насосами из каналов или забирают из напорных трубопроводов.

При наличии в помещениях насосных станций внутренних водопроводов обязательно устройство канализации. Сброс сточных вод из санузлов насосных станций обычно осуществляется по следующей схеме: условно чистые воды от умывальников и душей идут в подводящий канал, если подаваемая насосной станцией вода не используется для целей водоснабжения. Сбросы условно чистых вод оборудуют жиролоуловителями емкостью не менее 50 л; фекальные стоки собирают в резервуар, откуда их вывозят машинами один-два раза в год.

Для особо крупных насосных станций при благоприятных природных условиях по согласованию с органами санитарного надзора допускается весь канализационный сток отводить через септик и поля фильтрации.

4.4.8. Система воздухообеспечения

На крупных насосных станциях для обслуживания устройств, потребляющих сжатый воздух (зарядка и питание котлов маслонапорных установок, продувка электродвигателей), предусмотрена компрессорная установка. Расчетные давление и подачу компрессора определяют технические требования. Проектирование компрессорных установок выполняют в соответствии с общими требованиями Госкотлонадзора и ведомственными нормами. От воздухооборника сжатый воздух подведен к местам потребления по трубопроводам, диаметры которых определяют исходя из скорости движения воздуха в них не более 30 м/с. Трубопроводы оборудуют на прямых участках гнутыми компенсаторами через 40—50 м, водосборниками и масловодоотделителями. Все элементы пневмосистемы должны быть испытаны давлением, в 1,5 раза превышающим рабочее.

4.5. НАПОРНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ И ВОДОВЫПУСКНЫЕ СООРУЖЕНИЯ КРУПНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

4.5.1. Напорные трубопроводы

Эффективность эксплуатации насосной станции во многом зависит от надежности работы ее напорных трубопроводов, на которую влияют многие факторы. Основными из них являются режим работы насосных агрегатов, протяженность трассы напорных трубопроводов и их продольные профили, материал труб и способ их укладки, схема соединения насосов и трубопроводов, схема расстановки на трубопроводах запорной арматуры и средств защиты трубопроводов от гидравлических ударов. Ввиду взаимного влияния указанных факторов при проектировании напорных трубопроводов их следует рассматривать совместно.

Выбор материала труб, намечаемых к укладке на конкретном объекте, производят на основании руководящих указаний, действующих нормативных документов и технико-экономических расчетов с учетом протяженности и инженерно-геологических условий трассы трубопроводов, насыщенности ее арматурой, химического состава перекачиваемой воды.

В зависимости от указанных выше условий, количества и типа намеченных к установке насосов и назначения трубопроводов при проектировании назначают количество ниток трубопроводов, обос-

новьяя их технико-экономическими расчетами. При этом руководствуются следующими рекомендациями.

1. При установке осевых насосов (кроме специальных случаев) от каждого насоса предусматривается прокладка отдельного трубопровода минимальной протяженности (не более 100... 150 м). Продольный профиль проектируемых трубопроводов должен учитывать особенности пусков и остановок насосов.

2. Если протяженность трассы напорных трубопроводов 200... 300 м, то объединение трубопроводов, идущих от каждого насоса в общий, решается на основании технико-экономических расчетов с учетом режима работы насосной станции.

3. Когда протяженность трассы напорных трубопроводов более 200... 300 м, то трубопроводы от каждого насоса в пределах здания насосной станции или в непосредственной близости от него объединяются в одну или несколько ниток напорных водоводов, по которым вода транспортируется к водовыпускному сооружению или технологическому объекту. При этом к одной нитке водовода больше трех насосов подключать не рекомендуется.

По способу укладки бывают трубопроводы, укладываемые в траншеи с последующей засыпкой грунтом. Они, учитывая заземление их грунтом и значительное уменьшение влияния окружающей температуры, практически не требуют установки на них температурных компенсаторов, что уменьшает расход металла. При проектировании этих трубопроводов следует учитывать инженерно-геологические условия трассы во избежание различных осадок основания и возникновения в результате этого дополнительных напряжений в трубах.

Трубопроводы укладывают также на опорах выше поверхности земли. Их применяют при относительно небольшой протяженности трассы, неблагоприятных инженерно-геологических или других условиях, исключающих возможность укладки труб в траншеи с последующей засыпкой их грунтом. Такие трубопроводы разбивают на участки длиной 150... 200 м и разделяют массивными анкерными опорами. В начале и конце каждого участка перед анкерными опорами и за ними устанавливают температурно-осадочные компенсаторы, а на трубопроводе через каждые 15... 20 м — катковые или скользящие опоры, допускающие продольное перемещение труб вследствие температурного воздействия. Трубопроводы такого типа по сравнению с укладываемыми в траншеи требуют значительно большего (до 25%) количества металла и бетона.

Иногда встречаются комбинированные трубопроводы, состоящие из участков труб, укладываемых в траншеи с последующей их засыпкой грунтом, и участков с трубами, которые уложены на опорах выше поверхности земли.

При выборе трассы напорных трубопроводов и их проектировании в общем случае руководствуются следующими положениями: 1) трасса напорных трубопроводов должна по возможности быть минимальной протяженности и обеспечивать возможность

свободного доступа и подъезда к трубопроводу; 2) нежелательно прокладывать напорные трубопроводы по болотам, местам с высоким стоянием или выклиниванием грунтовых вод, на участках возможных оползней, в часто затопляемых поймах рек; 3) количество поворотов трассы должно быть минимальным, если необходим поворот трассы в плане, то его место должно удовлетворять устройству угловой анкерной опоры; 4) продольные профили напорных трубопроводов должны иметь минимальное количество вертикальных изломов, учитывать особенности рельефа трассы и ее инженерно-геологические условия, а также технологические условия пусков и остановок насосов; 5) для предотвращения предельных давлений при гидравлических ударах в трубопроводах должна предусматриваться установка арматуры для их гашения.

Экономически наиболее выгодные диаметры напорных трубопроводов определяют на основании технико-экономических расчетов по минимуму приведенных затрат или по сроку окупаемости дополнительных капиталовложений. Однако как в первом, так и во втором случаях основными величинами являются расчетный расход, пропускаемый трубопроводом, стоимость 1 м уложенного трубопровода и стоимость 1 кВт·ч электроэнергии.

Расчетным расходом для определения экономически наиболее выгодного диаметра обычно является среднекубический расход пропускаемый напорным трубопроводом, который определяется по формуле

$$Q_{\text{ср. куб}} = \sqrt[3]{\sum Q_i^3 T_i / \sum T_i},$$

где Q_i — расход с учетом реальной подачи воды насосами, проходящей по напорному трубопроводу, и постоянный в течение времени T_i (по графику водоподачи). При работе одного насоса в трубопровод время работы трубопровода

$$T = W / Q_n n,$$

где W — объем перекачиваемой воды за год, м³; Q_n — подача одного насоса, м³/с; n — количество трубопроводов (без резервного).

При изменении подачи в течение года из-за больших колебаний уровней в водистоичнике или при ее регулировании $Q_{\text{ср. куб}}$ находят по приведенной выше зависимости, а время работы трубопровода вычисляют по формуле

$$T = \sum T_i / n,$$

где T_i — время работы трубопровода с постоянным расходом.

4.5.2. Основные положения по проектированию профиля трубопровода

Важное значение для успешной эксплуатации низконапорных и, в первую очередь, вертикальных осевых насосов имеют продольные профили напорных трубопроводов. При проектировании

насосных станций с вертикальными осевыми насосами встречаются в основном три типа продольных профилей напорных трубопроводов: а) сразу за насосной станцией на коротком участке напорные трубопроводы круто поднимают на высокие отметки, а затем с малым уклоном прокладывают к водовыпускному сооружению (рис. 4.16, а); б) за пределами насосной станции их с одинаковым уклоном прокладывают к водовыпускному сооружению (рис. 4.16, б); в) за пределами насосной станции их с

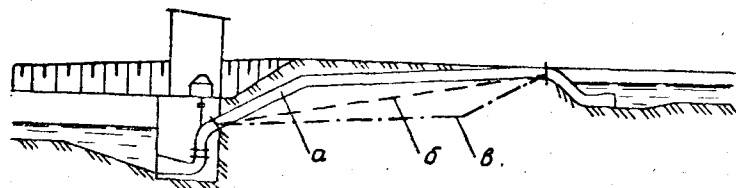


Рис. 4.16. Продольные профили напорных трубопроводов.

небольшим уклоном прокладывают к водовыпускному сооружению, а вблизи него на коротком расстоянии круто поднимают на высокие отметки и примыкают к водовыпускному сооружению (рис. 4.16, в).

Учитывая, что за напорными патрубками крупных вертикальных осевых насосов запорную арматуру не устанавливают, рассмотрим влияние продольных профилей напорных трубопроводов на режимы пусков и остановок насосов. При продольном профиле (рис. 4.16, а) с момента включения насоса по мере изменения частоты вращения его ротора от $n=0$ до $n=\text{const}$ трубопровод частично заполняется водой, вследствие чего создается определенный напор. Зная его и угол установки лопастей, по характеристике нетрудно найти режим работы насоса (подачу, КПД, кавитационный запас, требуемый для нормальной работы). По напору, подаче и КПД определяют мощность насоса, а по последней — крутящий момент на валу. Учитывая, что для привода крупных вертикальных осевых насосов часто применяют синхронные электродвигатели с ограниченным крутящим моментом при подсинхронной частоте вращения, иногда приходится изменять продольный профиль трубопровода (уменьшать угол наклона крутовосходящей ветви), для того чтобы к концу времени разгона электродвигателя понизить создаваемый напор, а следовательно, и крутящий момент на валу насоса (момент сопротивления насоса при подсинхронной частоте вращения).

При отключении электродвигателя вода из трубопровода под действием ускорения свободного падения устремляется к насосу и после переходного процесса ротор вращается в обратную сторону как турбина. Поскольку основная масса воды находится на высоких отметках, что определяет напор над рабочим колесом насоса, последнее вращается с обратной разгонной частотой вра-

щения. При этом время вращения с такой частотой определяется объемом воды, находящейся в высокой части трубопровода. После разлива воды из высокой части трубопровода участок с крутым подъемом быстро опорожняется и ротор агрегата останавливается.

Рассчитывая время опорожнения трубопровода, необходимо иметь в виду, что весьма часто заводами-поставщиками электродвигателей ограничивается обратная разгонная частота вращения как по абсолютному значению, так и по времени. Это также может оказать влияние на определение переломных точек продольного профиля напорного трубопровода. При продольном профиле (рис. 4.16, б) следует учитывать описанное явление как для режимов пуска, так и остановки насоса.

В случае продольного профиля, показанном на рис. 4.16, в, режимы пуска не вызывают особых опасений, так как при достижении $n=\text{const}$ приводной электродвигатель насоса работает с недогрузом из-за того, что напор насоса определяется в основном гидравлическим сопротивлением трубопровода. При отключении насоса за период переходного процесса часть трубопровода с крутым подъемом опорожняется, что уменьшает напор на рабочее колесо и обратная частота вращения не достигает разгонного значения. С понижением напора обратная частота вращения уменьшается, и при опорожненном трубопроводе частота обратного вращения ротора насоса равна нулю.

Указанное справедливо тогда, когда в напорные трубопроводы не поступает вода из отводящих каналов или других источников. В связи с этим в конце напорных трубопроводов устраивают водовыпускные сооружения.

4.5.3. Водовыпускные сооружения

Основные назначения водовыпускных сооружений следующие: 1) сопряжение напорных трубопроводов с отводящим каналом с минимальными гидравлическими сопротивлениями; 2) гашение кинетической энергии воды при ее разливе из напорных трубопроводов и создание неразмывающих скоростей воды в голове отводящего канала или другого сооружения; 3) недопущение попадания воды из отводящих каналов или других водоисточников в напорные трубопроводы и далее к насосам; 4) впуск воздуха в напорные трубопроводы при их опорожнении от воды. Соответственно с этим существуют четыре типа водовыпускных сооружений.

Прямоточный тип с устройством обратных клапанов-хлопушек в конце трубопроводов. Хлопушки, учитывая их значительные диаметры и массы, обычно проектируются с эксцентрично расположенными осями или уравновешенными за счет устройства противовесов. Обеспечивая надежность работы, водовыпускные сооружения такого типа имеют значительные гидравлические сопротивления и поэтому неэкономичны.

Прямоточный тип с быстродействующими щитами, которые поднимаются при включении насосов, остаются поднятыми во время

их работы и быстро опускаются при остановках насосов или потере ими привода.

Водосливной тип выполняют в виде полигональных водосливов, представляющих собой продолговатые водосливные стенки, отметка гребня которых превышает на $0,1 \dots 0,15$ м отметки высоких уровней воды в отводящих каналах. Применяют их при небольших колебаниях уровней воды.

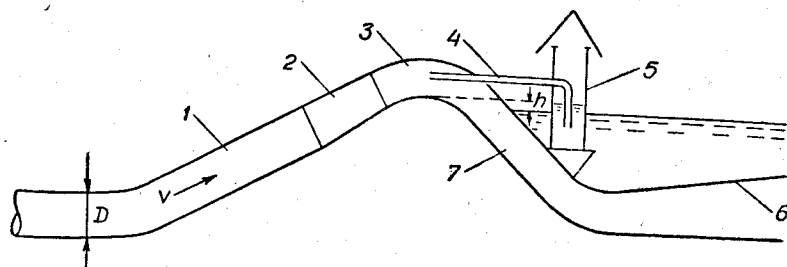


Рис. 4.17. Схема водовыпускного сооружения сифонного типа с гидравлическим клапаном срыва вакуума:

1 — восходящая ветвь сифона; 2 — сужение восходящей ветви; 3 — горловина сифона; 4, 5 — воздушная трубка и стакан гидравлического клапана срыва вакуума; 6 — диффузор; 7 — нисходящая ветвь сифона.

Сифонный тип является наиболее распространенным (рис. 4.17) и используется как на трубопроводах, устраиваемых индивидуально для каждого насоса, так и на трубопроводах, в которые подают воду несколько параллельно работающих насосов. Сифонные водовыпускные сооружения достаточно хорошо работают при небольших изменениях пропускаемых расходов. Оптимальное колебание расхода составляет от Q до $2,5 Q$. При больших колебаниях расходов зарядка сифонов может задерживаться, и в этом случае насосы работают с большим напором, определяемым отметкой гребня сифона и глубиной воды в его горловине. Скорости воды в горловинах сифонов, при которых происходит их зарядка, колеблются в пределах $1,3 \dots 1,7$ м/с и могут служить основой для определения площади их поперечного сечения.

Сифоны для срыва в них вакуума оборудуют клапанами, которые закрываются при движении воды, подаваемой насосами, открываются и впускают воздух в верхние части горловин сифонов при остановках насосов и начале движения воды в трубопроводах в сторону насосов. Впущенный клапаном срыва вакуума воздух разрывает сплошность потока в сифоне, и вода, находящаяся в его нисходящей ветви, уходит в отводящий канал, а из восходящей ветви уходит через насос в водонесточник. Для недопущения попадания воды из отводящего канала в трубопровод гребень сифона располагается на $0,15 \dots 0,30$ м выше самого высокого уровня воды в канале.

Весьма важно не допустить повторной зарядки сифона при опорожнении трубопровода. Для этого площадь поперечного се-

чения отверстия клапана срыва вакуума должна обеспечить надежное поступление необходимого количества воздуха в опорожненный трубопровод, не допуская образования в нем понижения давления (вакуума).

Клапаны срыва вакуума бывают различных конструкций, из которых наиболее распространенными являются гидравлические и электропневматические. Принцип работы гидравлического (рис. 4.17) заключается в том, что при прямом токе вода под действием кинетической энергии по воздушной трубке попадает в стакан и устанавливается на уровне, превышающем уровень воды в отводящем канале, образуя при этом гидравлический затвор, который препятствует поступлению воздуха из атмосферы в горловину сифона. При остановке и начале обратного движения воды в горле сифона она из стакана отсасывается, при этом обнажается конец воздушной трубки, по которой воздух попадает в горловину сифона, разрывая в нем сплошность потока.

Глава 5. МАЛЫЕ И СРЕДНИЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ ОРОСИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

5.1. УЗЛЫ СООРУЖЕНИЙ МАЛЫХ И СРЕДНИХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ОРОСИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Узлы сооружений малых и средних оросительных насосных станций по характеру водоприемника можно разделить на следующие типы: а) в открытый водоприемник; б) в закрытую сеть.

При подаче в открытый водоприемник (канал, напорный или регулирующий бассейн) состав узла сооружений (рис. 5.1, а) аналогичен крупной насосной станции. Подводящий канал 1 переходит в аванкамеру 2, обеспечивающую плавный подвод потока к водоприемнику 3. Из него насосные агрегаты 6 перекачивают воду по напорным трубопроводам 7 в водовыпускное сооружение 9, оборудованное сифоном 8. Конструкции здания насосной станции и водозаборного сооружения могут отличаться от крупных станций, так как при малой подаче и значительном колебании уровня воды в источнике целесообразно применять раздельный тип водозаборного сооружения. Здания малых и средних насосных станций в связи с установкой насосов небольшой подачи проектируются менее массивными.

Состав сооружений автоматизированной насосной станции для закрытой сети обуславливается прежде всего технологическими требованиями, вытекающими из режима работы закрытой сети

и применяемой дождевальной техники (рис. 5.1, б). В рабочем режиме она обеспечивает включение и отключение основных агрегатов в зависимости от водопотребления закрытой сети, а в дежурном режиме — поддержание давления в трубопроводах закрытой сети при отключенных дождевальных машинах. Давление в закрытой сети в дежурном режиме поддерживают бустер-

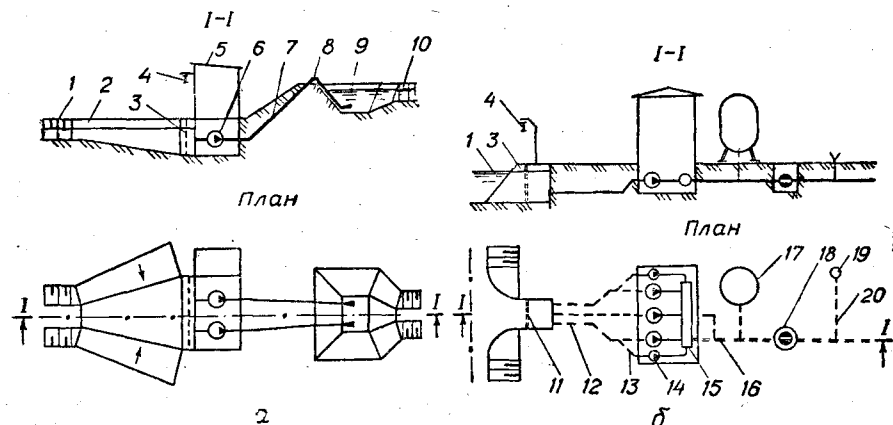


Рис. 5.1. Схемы узлов сооружений насосных станций:

а — для открытых водоприемников; б — для закрытой сети; 1 — подводящий канал; 2 — аванкамера; 3 — водоприемник; 4 — монорельс тельфера водоприемника; 5 — здание станции; 6 — насосный агрегат; 7 — напорный трубопровод; 8 — сифон; 9 — водоочистное сооружение; 10 — отводящий канал; 11 — водоочистные кассеты; 12, 13 — выпускное сооружение; 14 — бустерный насосный агрегат; 15 — всасывающие линии основного и бустерного насоса; 16 — распределительный трубопровод; 17 — водовоздушный резервуар; 18 — колодец расходомера; 19 — гидрант дождевальной машины; 20 — полевой трубопровод.

ные насосы, а после их отключения, обусловленного смещением режима работы насоса в нерабочую зону напорной характеристики с малыми подачами, — водовоздушный резервуар. Для обеспечения надежной работы дождевальных машин водозаборы оборудуют устройствами для механической очистки воды.

5.2. ОСНОВНОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ МАЛЫХ И СРЕДНИХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ОРОСИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

На малых и средних насосных станциях оросительных систем в большинстве случаев в качестве основного оборудования применяют горизонтальные центробежные насосы и лишь на отдельных объектах — малые осевые. Средние насосные станции оросительных систем, как правило, обеспечивают забор и подачу воды от водоисточников на командные высоты в отводящие магистральные каналы, из которых вода забирается малыми насосными станциями и установками и подается на орошаемые площади отдельных хозяйств.

Если выбор основного оборудования средних насосных станций зависит от графика водопотребления, протяженности трассы напорных трубопроводов и геодезического напора, то для малых насосных станций диктуется еще требованиями применяемой поливной техники. Так, при подаче воды в каналы для поверхностного полива или к дождевальным машинам «Кубань», ДДА-100 М, ДДН-45, ДДН-70 и ДДН-100, забирающим воду из открытых каналов, напоры, которые должны развивать насосы, практически определяются геодезическим напором. При определении напоров насосов для подачи воды в широкозахватные дождевальные машины, кроме геодезических напоров и гидравлических сопротивлений закрытых оросительных сетей, следует учитывать свободные напоры, необходимые на гидрантах закрытой оросительной сети для подключения дождевальных машин.

Оптимальные размеры участка, обслуживаемого одной насосной станцией подкачки, составляют 1,0...1,5 тыс. га, что определяет подачу такой насосной станции (0,8...1,2 м³/с).

Наиболее широко на средних насосных станциях применяют горизонтальные центробежные насосы Д 1250—65, Д 1600—90, Д 2000—21, Д 2500—62, Д 3200—33, Д 3200—75, Д 4000—95, Д 5000—32 и Д 6300—80, которые комплектуются асинхронными или синхронными электродвигателями. Эти насосы можно устанавливать с положительной высотой всасывания и под заливом, т. е. их ось располагается ниже уровня воды в источнике, что упрощает условия их пусков.

Из вспомогательного оборудования на средних насосных станциях, подающих воду в открытые каналы, применяют: 1) дренажные системы для откачки фильтрационных вод из подземной части зданий насосных станций; 2) подъемно-транспортное оборудование для монтажа, демонтажа и транспортирования оборудования; 3) системы вентиляции; 4) вакуумсистемы для заполнения водой насосов, установленных с положительной высотой всасывания; 5) системы маслоснабжения, пожаротушения и воздухообеспечения предусматривают только в отдельных случаях и проектируют в соответствии с действующими нормами.

Дренажные насосы, откачивающие фильтрационные воды из подземной части зданий насосных станций, выбирают из числа строительных (для откачки загрязненных вод) самовсасывающих насосов марок С-245 и С-569 или специальных малогабаритных переносных погружных электронасосов марки «Гном». Использование самовсасывающих насосов типа НЦС в качестве дренажных не рекомендуется, так как их уплотнения рассчитаны на перекачку чистой воды.

Подъемно-транспортное оборудование выбирают в зависимости от массы монтажного элемента и ширины здания насосной станции. При массе монтажного элемента 1—5 т используют подвесные ручные кранбалки; более 5 т — краны опорные ручные. При необходимости подъема монтажного элемента на высоту

более 6 м или длине машинного зала более 18 м применяют электрифицированное подъемно-транспортное оборудование.

Проектируя насосные станции, желательно предусматривать их естественную вентиляцию. Принудительная вентиляция необходима для помещений с недостаточным воздухообменом.

Для машинных залов насосных станций с отношением объема воздуха (м^3) к установленной мощности электродвигателей (кВт) менее 12 предусматривается принудительная система вен-

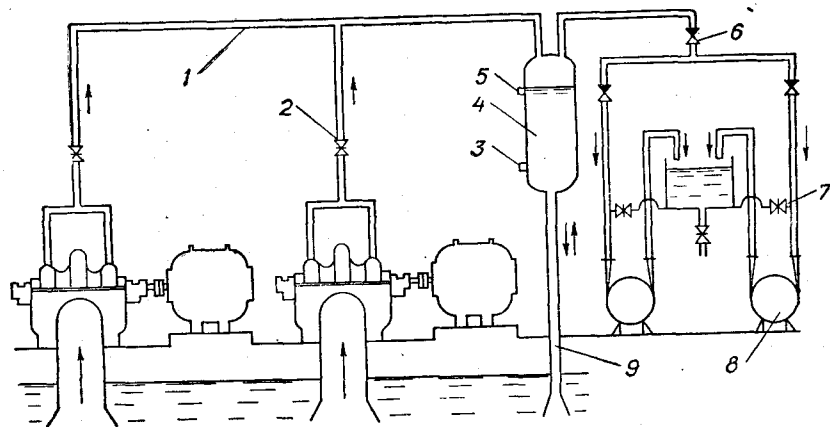


Рис. 5.2. Схема вакуумсистемы:

1 — вакуумкоммуникация; 2, 7 — ручные вентили; 3, 5 — реле уровня; 4 — вакуумбак; 6 — обратный затвор; 8 — вакуумнасос; 9 — труба.

тиляции, раздельная для электродвигателей и помещений. При специальном обосновании допускается совмещенная приточно-вытяжная вентиляция, если на каждый 1 кВт установленной мощности приходится 3...12 м^3 объема машинного зала насосной станции.

Для залива водой всасывающих труб и корпусов насосов, расположенных выше уровня водоисточника, применяют вакуумсистемы, эжекторы, автоподсос и другие системы. Залив основных насосов водой с помощью вакуумсистемы используют на насосных станциях любой подачи с относительно редкими пусками агрегатов. Подачу вакуумнасосов следует определять, исходя из условия заполнения водой основного насоса за 7...10 мин. Схема вакуумсистемы (рис. 5.2) предусматривает установку на 0,6...0,7 м выше крышек корпусов насосов вакуумбака емкостью 0,3...0,5 м^3 , соединенного трубой с водоисточником. Для автоматического управления вакуумбак оснащен реле уровня с верхним и нижним датчиками. При работе вакуумнасосов одновременно отсасывается воздух из насосов и их всасывающих труб, а также из вакуумбака. В случае откачки воздуха во всех элементах системы вода занимает одинаковые уровни. Когда вода поднимается до верхнего датчика реле уровня, вакуумнасосы отключаются, а

вода, стремясь выйти из вакуумбака, поддерживает необходимый уровень в корпусах насосов. Неплотности в стыках соединений и сальниках насосов способствуют утечкам воды, а следовательно, понижению ее уровня в вакуумбаке. При предельно низком уровне воды в вакуумбаке, контролируемом нижним датчиком, реле уровня включает вакуумнасос, откачивающий воздух из вакуумбака до восстановления необходимого уровня воды в системе.

Малые насосные станции обеспечивают в основном работу широкозахватных дождевальных машин на орошаемых севооборотных участках. При подаче воды из канала в канал к широкозахватной дождевальной машине «Кубань» применяют погружные электронасосы 1 ОПВ 2500—4,2 или центробежные горизонтальные Д 2000—21, или 400 Д-190 производства НРБ.

В насосных станциях подкачки, подающих воду в закрытые оросительные сети к широкозахватным дождевальным машинам «Днепр», «Фрегат», «Волжанка», устанавливают основные насосы Д 630—90, ЦН 400—105, Д 320—70 и 200 Д-60 (НРБ).

На малых насосных станциях используют вспомогательное оборудование такое же, как и на средних, а для автоматического поддержания давления в закрытой оросительной сети дополняют двумя бустерными насосами с суммарной подачей, обеспечивающей работу одной дождевальной машины, водовоздушным резервуаром, восполняющим утечки в сети при отключенных бустерных насосах.

Объем воды в водовоздушном резервуаре пополняется периодическим включением бустерных насосов, а объем воздуха — компрессором.

При включении в работу дождевальной машины уровень воды в водовоздушном резервуаре быстро снижается и от импульсов встроенных в него реле уровня включаются сначала один, а при необходимости и второй бустерный насос. При увеличении водопотребления в закрытой сети включается основной насос, а оба бустерных отключаются. В случае дальнейшего увеличения водоотбора включаются остальные основные насосы. Отключение насосов происходит по мере уменьшения водопотребления из закрытой сети в обратном порядке.

5.3. ВОДОЗАБОРЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ ВОДЫ

Забор воды малыми и средними насосными станциями осуществляется из каналов, рек, водохранилищ, регулирующих бассейнов и других водоисточников. Сооружения для забора воды должны обеспечивать поступление к насосам расчетного количества воды при заданных уровнях и защиту насосов от попадания в них мусора, плавающей водной растительности, наносов и рыбы.

Кроме того, они должны обеспечить возможность полного или частичного отключения от водоисточника узла насосной станции во время ремонта, очистки от наносов или аварии.

Водозаборные сооружения должны быть простыми по конструкции, экономичными в строительстве, надежными и удобными в работе при минимальных эксплуатационных издержках. На малых и средних мелиоративных насосных станциях применяют водозаборы руслового и берегового типа.

Русловые водозаборные сооружения используют для забора воды из рек и водохранилищ с пологими и размываемыми берегами при значительных колебаниях уровня воды. Оголовки сооружений выносят в русло на расстояние от берега, обеспечивающее забор воды из наиболее осветленных слоев. Их внешнее очертание и расположение в руслах или водоемах должно обеспечивать благоприятные условия для обтекания потоком. Они должны воспринимать усилия от ударов отдельных льдин,двигающихся при ледоходах. В руслах рек, где толщина льда достигает 30...40 см, устраивают ледорезы, совмещенные с основным сооружением.

Связь незатопленного руслового сооружения с берегом осуществляется через мост при расстоянии до берега менее 50 м, подвесной дорогой — при расстоянии до 200 м и на лодках — при больших расстояниях.

Русловые водозаборные сооружения из-за сложности конструкции, больших капитальных затрат, тяжелых условий эксплуатации следует применять с технико-экономическим обоснованием.

Водозаборы берегового типа (рис. 5.3) имеют следующие разновидности: шлюзы-регуляторы; водоприемники камерного типа (водозаборные колодцы), располагаемые отдельно от зданий насосных станций; всасывающие трубы с оголовками, забирающими воду непосредственно из водоисточника; сифоны и водоприемники, совмещенные со зданием насосной станции.

Шлюзы-регуляторы открытого или трубчатого типов (рис. 5.3, а) устраивают в голове подводящего канала для возможного перекрытия поступления в него воды. Эти сооружения обычно устраивают в коренном берегу или совмещают с дамбами обвалования.

Водоприемники камерного типа (водозаборные колодцы) (рис. 5.3, б), как правило, располагают отдельно от зданий насосных станций. Их можно размещать как на берегу, так и на некотором расстоянии от водоисточника, с которым они связаны одной или несколькими самотечными трубами. Число камер в водоприемниках в большинстве случаев принимают равным числу всасывающих или самотечных трубопроводов. Размеры камер водоприемников берут в соответствии с рекомендациями [3]. Диаметры труб определяют из условия допустимой скорости воды во входном сечении 0,6...0,8 м/с. Заглубляют трубы под минимальный уровень воды в камере из условия предотвращения попадания воздуха, так как скопление воздуха в трубопроводе значи-

тельно снижает его пропускную способность. Скорость потока в самотечных линиях должна обеспечивать транспорт попадающих в них наносов, т. е. должна превышать максимальную скорость воды в реке.

Вода к насосам может подводиться по различным схемам в зависимости от расстояния между водозаборным колодцем и зданием насосной станции: при расстоянии до 50...70 м по индивидуальным всасывающим линиям, прокладываемым с непрерывным подъемом к насосу; при расстояниях более 50...70 м по самотечным трубам в коллектор и далее по коротким всасывающим трубам к каждому насосу. Для снижения колебания давления во всасывающих линиях при пусках насосов предусматривается на коллекторной части самотечных труб стояк из металлических труб $D=0,8$ м со съёмной крышкой, служащий лазом

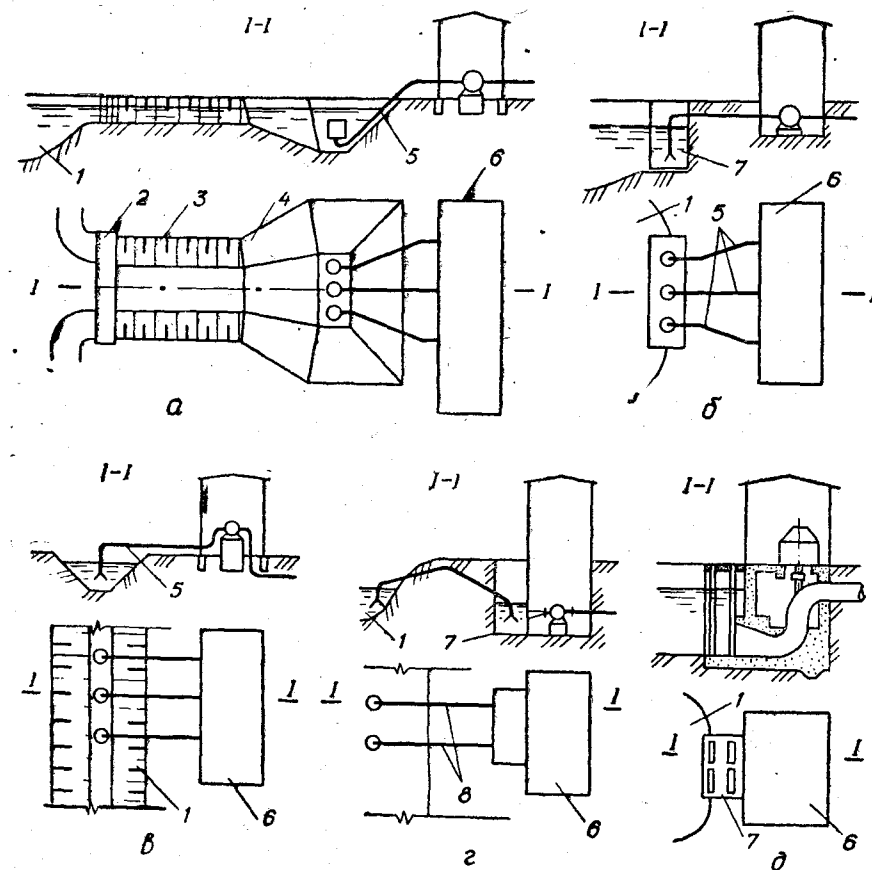


Рис. 5.3. Схемы водозаборных сооружений берегового типа:
1 — водосточник; 2 — шлюз-регулятор; 3 — подводящий канал; 4 — аванкамера; 5 — всасывающая труба; 6 — здание насосной станции; 7 — водозаборный колодец; 8 — сифонный трубопровод.

при проведении ремонтных работ и профилактических осмотров самотечных труб. Стояк с закрытой крышкой является водовоздушным резервуаром, смягчающим колебания давления.

Всасывающие трубы для забора воды непосредственно из водоисточника вблизи берега оборудуют оголовками (рис. 5.3, в), заглубленными под минимальный уровень. Водоприемные отверстия располагают так, чтобы в них практически не завлекались донные наносы и сор, плывущие на разных уровнях потока, а также рыбы.

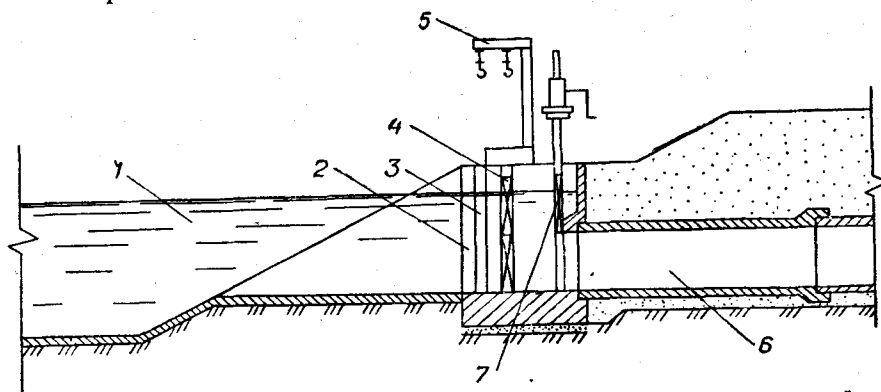


Рис. 5.4. Схема водозаборного сооружения с водоочистой кассетой:
1 — канал; 2 — оголовок водозабора; 3 — паз; 4 — водоочистная кассета; 5 — эстакада для установки талей; 6 — самотечная линия; 7 — затвор.

Для забора небольших количеств воды иногда применяют водозаборы сифонного типа (рис. 5.3, г), в которых трубопровод располагают в неглубокой траншее (выше уровня воды в источнике), а вблизи насосной станции опускают под уровень воды в колодце. В конце трубопровода устанавливают, как правило, задвижку или другое запорное приспособление. При проектировании водозаборов сифонного типа необходимо учитывать, что предельное разрежение в наиболее высокой точке сифона не должно превышать 5...5,5 м. Необходимо также, чтобы участок трубопровода с большим разрежением был коротким, иначе в зоне большого разрежения может выделяться растворенный в воде воздух и, скапливаясь, снижать пропускную способность сифона.

Водоприемники, совмещенные со зданиями насосных станций (рис. 5.3, д), применяют при установке насосов с малой высотой всасывания и значительной амплитудой колебаний уровня воды в источнике. При этом упрощается обслуживание водозаборного сооружения и повышается надежность его работы.

Для исключения попадания во всасывающие линии насосов вместе с водой водорослей, различного мусора, наносов, рыб и т. п. водозаборные сооружения оборудуются специальными устройствами. В настоящее время используют водоочистные кассеты, сетчатые струереактивные фильтры и конусные сетки.

Водоочистные кассеты представляют собой фильтр, выполненный в виде металлической кассеты, обтянутой с фронтальной и тыльной сторон крупноячеистыми сетками, пространство между которыми заполнено фильтрующим материалом (щебнем, галькой, керамзитом, гранулированным шлаком, полистиролом и т. д.), отсортированным по размеру. В кассетах могут использоваться также пластины из порозласта, пористого бетона и других материалов. Кассеты устанавливают в пазах эстакады (рис. 5.4), предотвращая попадание в водозабор мусора и рыб. Скорость потока в устройствах кассетного типа достигает 0,25...0,30 м/с. Толщина кассет должна быть не менее 8—10-кратного размера фракции заполнителя, который зависит от необходимой степени очистки воды. Пропускная способность водоочистных кассет снижается в процессе эксплуатации за счет колюматажа фильтрующего материала. Недостатками водозаборных сооружений с водоочистными кассетами являются высокая стоимость, большая трудоемкость при очистке фильтрующего материала и невозможность автоматизации их работы.

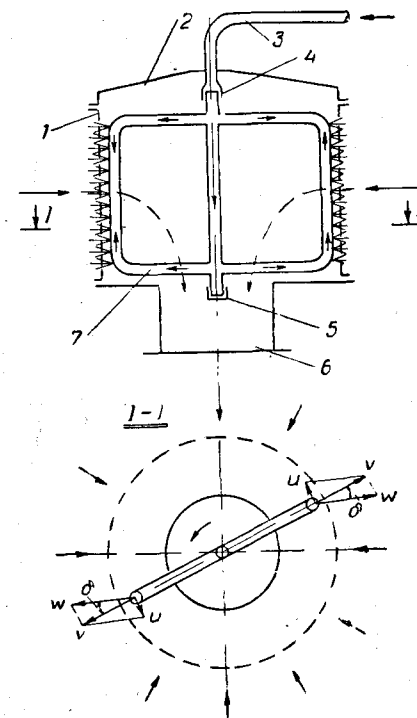


Рис. 5.5. Схема сетчатого струереактивного фильтра.

Сетчатый струереактивный фильтр (рис. 5.5) представляет собой сетчатый барабан, состоящий из цилиндрического каркаса 1, крышки 2 и основания 6. Каркас барабана состоит из фланцев и стоек и обтянут мелкоячеистой сеткой. Размер ячеек сетки принимается в зависимости от характеристик дождевальной машины относительно механической очистки воды. Основание каркаса представляет собой патрубок с фланцами для сопряжения барабана со всасывающей трубой насоса. Внутри барабана устанавливается в подшипниках 4 и 5 вращающееся очистное устройство (флейта), изготовленное из водопроводных труб Ф-образной формы.

В вертикальных плечах очистного устройства просверлены промывные отверстия под углом $\delta \approx 1-3^\circ$ к плоскости флейты. К фильтру по напорному трубопроводу 3 подводится вода от специального питающего насоса или из напорной линии основного, на всасывающей трубе которого установлен фильтр.

При работе фильтра из отверстий флейты вытекают водяные струи под углом δ к радиальному направлению. Радиальная составляющая скорости этих струй используется для промыва сетки, а тангенциальная — для вращения флейты.

Для ознакомления с физической сущностью явлений, протекающих в процессе гидравлической очистки сетчатого барабана от механических примесей, рассмотрим работу фильтра, установленного по оси канала с вертикальными стенками (рис. 5.6).

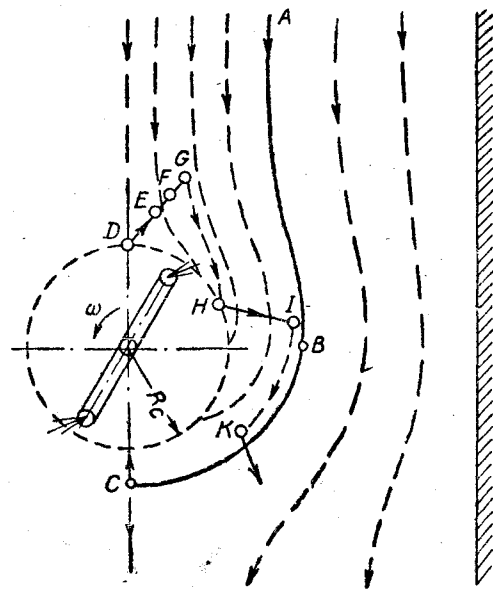


Рис. 5.6. Схема гидравлического способа очистки сетчатого струереактивного фильтра.

При импульсном воздействии струи на частицу, осевшую на сетку, например в точке D , в силу особенностей эпюры скоростей струи (на оси скорость имеет максимальное значение, а к границам струи она снижается до нуля) частица вначале движется от сетки до точки E с нарастающей скоростью, а затем до точки F — с отрицательным ускорением. В точке F активное воздействие струи на частицу прекращается, но она по инерции продолжает двигаться до точки G . В точке G частица на мгновение останавливается, а затем под воздействием речного потока, подсываемого водоприемником, начинает двигаться с постепенно возрастающей скоростью в обратном направлении, к сетке. При этом она может вновь достигнуть сетки в точке H , которая из-за искривления линий токов и не радиального направления промывных струй располагается с некоторым смещением по отношению

к точке D . Здесь частица находится до появления нового импульса, который вновь отбросит частицу от сетки к точке I . Может наступить момент, когда на частицу, которая не достигла поверхности сетки (точка K), воздействует новая струя, выбрасывающая частицу за пределы граничной линии тока, и дальше транзитным потоком ее уносит вниз по течению. Из изложенного очевидно, что сетчатый струереактивный фильтр работоспособен только при наличии транзитного потока.

При работе фильтра весь поток воды граничной линией тока ABC делится на две зоны — внутреннюю и внешнюю, первая из них является зоной активного подсывающего действия водоприемника, а вторая — зоной его пассивного действия.

Если твердая частица оказывается в пределах внутренней зоны, то она обязательно попадает на сетку и, наоборот, если она находится за пределами внутренней зоны, то никогда не попадет на сетчатое ограждение. Задача по очистке сетки сводится, таким образом, к удалению твердой частицы из пределов внутренней зоны за граничную линию тока ABC .

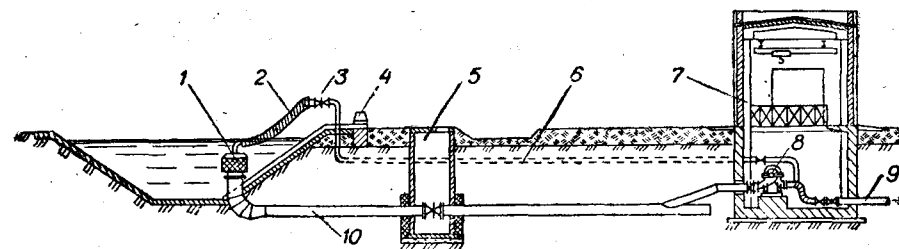


Рис. 5.7. Продольный разрез по оси водопроводящих сооружений насосной станции подкачки № 5 на канале Р-1 Каховской оросительной системы:

1 — сетчатый струереактивный фильтр; 2 — резиноканевый рукав; 3 — вентиль; 4 — лебедка; 5 — колодец; 6 — труба; 7 — здание насосной станции; 8 — центробежный насос; 9, 10 — напорная и всасывающая линии.

Насосная станция, продольный разрез которой представлен на рис. 5.7, с подачей $1,0 \text{ м}^3/\text{с}$ при напоре 90 м оборудована пятью основными насосами Д 630—90 с асинхронными электродвигателями А 111—4 М ($N=250 \text{ кВт}$, $n=1450 \text{ об/мин}$) и двумя бустерными насосами К-90/85 с асинхронными электродвигателями АО 2—82—2 ($N=55 \text{ кВт}$, $n=2900 \text{ об/мин}$). Вода из канала Р-1 забирается двумя ССФ пропускной способностью 500 л/с, к каждому из которых подключены всасывающие линии двух основных насосов, и один ССФ пропускной способностью 200 л/с, к которому подключены один основной и оба бустерных насоса. ССФ располагают на подвижной опорной конструкции с салазками. Опускают ССФ на рабочее место по наклонным пазовым конструкциям, уложенным на бетонной облицовке канала. Поднимают ССФ на бровку канала и опускают в рабочее положение одной лебедкой типа ЛРН-0,5, которая установлена на направляющих из швеллеров, расположенных параллельно бровке канала. Для обслуживания того или иного фильтра лебедку вручную перемещают вдоль направляющих. Для подъема и опускания каждого фильтра к салазкам прикреплен трос.

Промывная вода от напорной линии всех основных и бустерных насосов подводится трубой 6 диаметром 90 мм к вентилю 3, а от него к ССФ с помощью резиноканевого рукава 2.

Конусная сетка (рис. 5.8) прикреплена неподвижно к опорному кольцу 8 в трубопроводе 1. Неочищенная вода подается снаружи сетки. Поэтому мусор оседает на внешней поверхности сетчатого конуса 4, а очищенная вода проходит внутрь его и да-

лее по трубопроводу к потребителю. Смывается мусор с сетчатой поверхности вращающимся промывным устройством 5, расположенным внутри конуса. Оно выполнено в виде вилки с двумя ветвями, направленными вдоль образующей сетчатого конуса.

Из трубы 3 вода под напором поступает в обе ветви промывного устройства 5, в которых имеется ряд отверстий. Через них выбрасываются струи воды на сетчатую поверхность конуса.

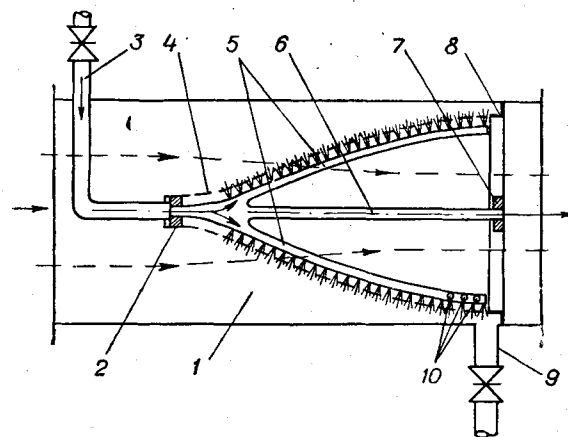


Рис. 5.8. Схема конусной сетки с промывным устройством:

1 — трубопровод; 2, 7 — подшипники; 3 — труба для подачи промывной воды; 4 — сетчатый конус; 5 — промывное устройство; 6 — вал; 8 — опорное кольцо; 9 — труба для сброса мусора; 10 — сопло.

Вращает промывное устройство реактивная сила струй воды, вытекающих из специальных сопел 10 на концах обеих ветвей. Смытый с поверхности сетки мусор постепенно подплывает к основанию конуса и через трубу 9 выбрасывается наружу.

Конусной сеткой может оборудоваться всасывающий или нагнетательный трубопроводы насосного агрегата.

5.4. РЫБОЗАЩИТНЫЕ СООРУЖЕНИЯ И УСТРОЙСТВА

Отбор воды из естественных водоемов и водотоков влияет на численность, состав и экологические особенности рыбы, обитающей в этих водоемах, так как вместе с водой в водозаборы попадает рыба, количество которой не всегда зависит от объема отбираемой воды и не может объясняться прямым ее засасыванием. При отборах воды в водоемах создаются новые течения, на которые рыба в определенные периоды года и времени суток реагирует так, как на привычные для них русловые потоки, и совершает покатные миграции (передвижения). Сезонные попадания рыб в водозаборные сооружения связаны с биологическими процессами. Количество рыб, попадающих в течение года в водозаборы, определяется, в первую очередь, изменением концентрации молоди у водозабора, что происходит под влиянием различных причин (нерестовые, а также трофические и зимо-

вальные миграции, которые возникают в результате изменения гидрологического, а также термального или гидрохимического режима).

В весенне-летний период в результате нереста и выхода нового поколения, как правило, отмечается увеличение попаданий рыбы в водозаборы. Особенно часто попадает молодь рыб на ранних этапах развития в период трофических миграций с нерестилищ.

Поэтому положением «Об охране рыбных запасов и о регулировании рыболовства в водоемах СССР» и рядом законодательных актов об охране окружающей среды предусмотрено, что забор воды из водотоков и рыбохозяйственных водоемов для нужд предприятий и орошения можно производить только по согласованию с органами рыбоохраны при установке специальных приспособлений для предотвращения попадания рыбы в водозаборные сооружения.

Для быстрого внедрения средств защиты рыбы Государственным научно-исследовательским институтом озерного и речного рыбного хозяйства (ГосНИОРХ) разработаны, а Министерством рыбного хозяйства СССР утверждены методические рекомендации, в которых каждое рыбозащитное устройство рассматривается как элемент водозаборного сооружения, обеспечивающий технологические условия и биологические параметры, рекомендуемые для проектирования рыбозащитных устройств на различных водозаборных сооружениях.

Под технологическими условиями понимают расположение (компоновку) рыбозащитного устройства как элемента водозаборного сооружения, определенное соотношение скоростей течения перед заграждением, в водотоке или рыбоотводе, условия применения рыбозащитных устройств в зависимости от сезона года, времени суток, а также другие требования к конструкции рыбозащитного устройства с учетом общих закономерностей распределения и поведения рыб в водоемах и водотоках.

Биологические параметры для проектирования — это значения скоростей течения воды, размеры ячеек сеток, значения напряженности электрического поля и другие параметры, необходимые для проектирования рыбозащитных устройств с учетом видов и длины тела молоди рыб.

Для проектирования рыбозащитных устройств необходима ихтиологическая характеристика участка водотока или водоема в районе предполагаемого расположения водозаборного сооружения. В этой характеристике, обычно выдаваемой органами рыбоохраны или составляемой научно-исследовательскими организациями на основании выполненных ихтиологических изысканий, указываются встречающиеся в районе предполагаемого водозабора виды рыб; их возрастной состав и поведение у гидротехнических сооружений. На основании анализа материалов ихтиологической характеристики, гидрологических и климатических данных района водозабора и с учетом особенностей конструкции

водозабора принимается решение об использовании того или иного вида рыбозащитного устройства.

В настоящее время рыбозащитные сооружения, используемые на водозаборах насосных станций, подразделяют на три группы. Первая — это механические заграждения в виде плетней, решеток, фильтров из различных материалов, фильтрующих водозаборов, сетчатых заграждений в виде плоских сеток, сеток с рыбоотводами, сетчатых барабанов и конусных фильтров. Вторую группу

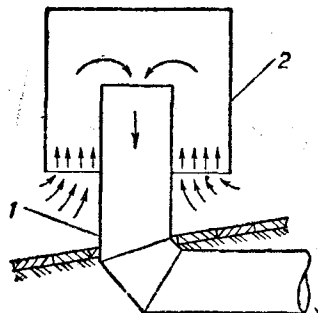


Рис. 5.9. Схема рыбозащитного устройства зонтичного типа:

1 — всасывающая труба; 2 — цилиндр с крышкой.

составляют гидравлические заграждения в виде струнаправляющих устройств, создающих в водотоках гидравлические условия для направления движения рыб у гидротехнических сооружений. Сюда относятся запани и отбойные козырьки. Третья группа — это физиологические заграждения-системы, не допускающие попадания рыб к водозабрам путем образования в воде электрических, световых или звуковых полей, завес из воздушных пузырьков, увлекающих рыбу в более высокие слои воды и тем самым выводящих молодь рыб из зоны действия водозабора.

Для использования в качестве средств рыбозащиты при заборе воды из водотоков и водоемов рекомендуются следующие виды рыбозащитных устройств: 1) плоские сетки; 2) кассетные или другие фильтры; 3) сетчатые барабаны; 4) конусные сетки; 5) устройства зонтичного типа; 6) плоские сетки с рыбоотводом; 7) электрические заградители; 8) воздушно-пузырьковые завесы; 9) отбойные козырьки; 10) запани. Приведем схемы, краткое описание и принцип работы указанных конструкций рыбозащитных устройств.

Плоские сетки устанавливают в водозаборных отверстиях оголовков. Сетка с ячейей 4×4 мм служит для защиты молоди рыб длиной тела 30 мм и более. При скорости течения в водотоке на участке расположения оголовка не менее 0,4 м/с скорость течения в ячейе сетки должна быть не более 0,25 м/с. Скорость течения воды в сетке такой же ячейи при заборе из водоемов не более 0,1 м/с.

Схемы и принцип действия рыбозащитных устройств типа кассетных фильтров, сетчатых барабанов и конусных сеток, применяемых также для механической очистки воды при питании дождевальной техники, описаны в параграфе 5.3.

Рыбозащитное устройство зонтичного типа представляет собой цилиндр из водонепроницаемого материала с крышкой из такого же материала. Этот цилиндр (рис. 5.9) посредством специальных устройств укрепляют на вертикально установленной всасывающей трубе. Ввиду того, что внутренний диаметр цилиндра несколько

больше наружного диаметра всасывающей трубы, вода в последнюю попадает по цилиндрическому зазору между наружной стенкой всасывающей трубы и внутренней поверхностью цилиндра. При этом входные скорости в цилиндрический зазор не должны превышать 0,1...0,2 м/с, однако, учитывая неравномерное распределение скорости воды на входе, полученный расчетом зазор несколько увеличивают. Принцип действия рыбозащитного устройства зонтичного типа заключается в том, что 1) исключается

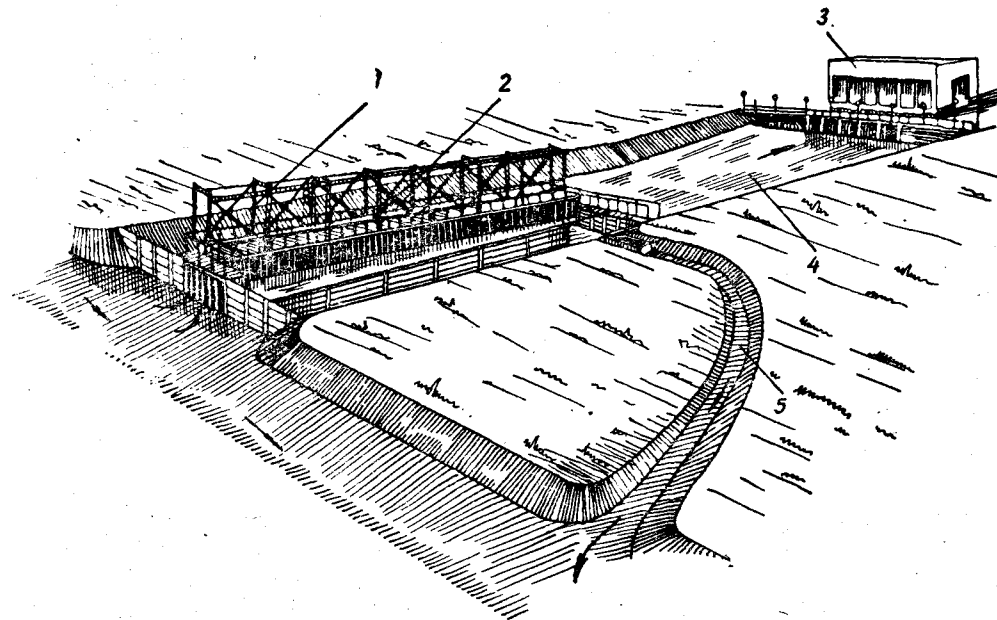


Рис. 5.10. Схема рыбозащитного устройства типа плоской сетки с рыбоотводом: 1 — конструкция для подъема и опускания сетчатых полотен; 2 — плоская сетка; 3 — здание насосной станции; 4 — аванкамера насосной станции; 5 — рыбоотвод.

забор воды из верхних и средних слоев, где наблюдается наибольшая концентрация рыбы, и осуществляется из придонных, где концентрация минимальная; 2) рыба, подходя к рыбозащитному устройству зонтичного типа, видит только неподвижные, обтекаемые водой стенки; 3) скорость вертикального забора воды незначительна и позволяет рыбам свободно уйти из зоны действия водозабора.

Плоские сетки с рыбоотводом представляют собой рыбозащитные устройства, применяемые на водозаборах без ограничения пропускаемого расхода. Основными его узлами (рис. 5.10) являются прямолинейное или зигзагообразное сетчатое полотно, расположенное под углом к потоку, очистное устройство, состоящее из насоса с электродвигателем, смонтированных на тележке, которая движется вдоль сетчатого полотна, смывая струей воды

из перфорированной трубы прижатых к сетчатому полотну рыб и плавающий мусор, а также рыбоотвод, по которому самотеком или принудительно (эжектором) отводятся рыба и мусор из зоны действия водозабора. При проектировании рыбозащитных устройств типа плоской сетки с рыбоотводом необходимо учитывать, что 1) сетчатое полотно должно располагаться на прямом участке подводного канала под углом $0 \dots 25^\circ$ (оптимальный угол 17°) к потоку; 2) отбор воды для отвода рыбы и мусора должен

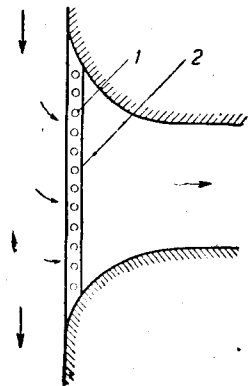


Рис. 5.11. Схема установки электрорыбозаградителя в плане:
1 — электроды; 2 — конструкция для крепления электродов.

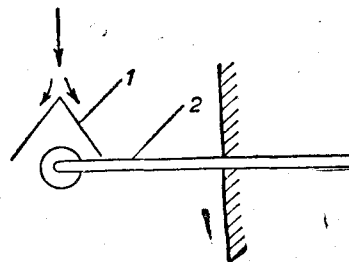


Рис. 5.12. Схема установки отбойного козырька в плане:
1 — отбойный козырек; 2 — всасывающая труба с оголовком.

осуществляться в том же направлении, что и основной поток в подводном канале с последующим изменением направления в плане; 3) скорость движения воды сквозь сетку должна быть близка по значению к скорости течения подводящего потока к рыбозащитному устройству.

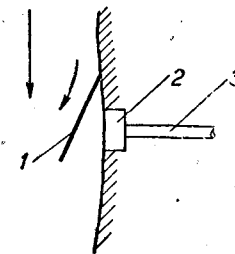
Электрическое рыбозащитное устройство представляет собой рыбозаградитель физиологического типа, который отпугивает рыб, вызывая у них раздражение от действия электрического тока. Устанавливают его, как правило, на входе в подводящие каналы (рис. 5.11) и перекрывают входное сечение системой электродов, подвешенных к поплавкам или стационарному мостику. К электродам через определенные интервалы времени подается электрический ток напряжением до 36 В, вследствие чего вокруг каждого электрода образуется электрическое поле. Попадая в него, рыба испытывает раздражение и в момент прекращения подачи напряжения уходит из зоны действия электрорыбозаградителя. Наиболее эффективно устройство для рыб с длиной тела более 4...5 см.

Рыбозаградитель типа воздушно-пузырьковой завесы представляет собой уложенную по дну подводного канала перпендикулярно к направлению потока перфорированную трубу, в ко-

торую компрессор подает сжатый воздух. Выходя через отверстия, воздух устремляется вверх, образуя водо-воздушную эмульсию. На крупных рыб такие водо-воздушные потоки действуют отпугивающе, а молодь рыб — подхватывается этими потоками и выносятся из зоны действия водозабора в более высокие слои.

Отбойные козырьки устанавливают непосредственно в водотоках перед понтонами плавучих насосных станций и вертикально расположенными всасывающими трубами (рис. 5.12). При этом

Рис. 5.13. Схема установки запани в плане:
1 — запань; 2 — водозабор; 3 — всасывающая труба.



следует учитывать, что скорость воды на входе в водозаборные отверстия должна быть не более 0,8 м/с, а скорость течения в водотоке на участке расположения струенаправляющих щитов — не менее 1 м/с.

Запани, как и козырьки, размещают непосредственно в водотоках перед водозаборными оголовками (рис. 5.13). Скорость течения на входе в водозаборные отверстия оголовков должна быть не более 0,4 м/с, а скорость течения в водотоке на участке расположения запани — не менее 0,8 м/с.

Рыбозащитные устройства, намечаемые к установке на водозаборах, необходимо принимать на основании изученности района водозабора, и обосновывать их как технически, так и ихтиологически.

5.5. ВСАСЫВАЮЩИЕ И НАПОРНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

Всасывающий трубопровод, предназначенный для подвода воды от водозабора к насосу, является одним из наиболее ответственных элементов насосных установок. Для обеспечения герметичности его монтируют из стальных труб на сварных соединениях, а фланцевые соединения, уплотняемые мягкими резиновыми прокладками, применяют только в местах примыкания к арматуре и насосу. На всасывающих трубопроводах, находящихся под вакуумом, не следует применять компенсаторы, так как они не обеспечивают герметичности трубопроводов. Для уменьшения потерь напора всасывающий трубопровод желательно устраивать по возможности коротким (до 50 м) с минимальным числом фасонных частей и арматуры.

Конструкция всасывающих трубопроводов должна исключать возможность образования воздушных мешков, уменьшающих живое сечение трубопровода и увеличивающих сопротивление потоку жидкости. В этих целях всасывающий трубопровод к горизонтально расположенному патрубку насоса присоединяют косым переходом с горизонтальной верхней образующей. Переход устраивают длиной $l = (5 \dots 7) (D_T - D_n)$, где D_T и D_n — диаметры соответственно всасывающего трубопровода и патрубка насоса. Для того чтобы воздух, выделяющийся из воды во всасывающих трубопроводах, мог, не задерживаясь, двигаться вместе с водой к насосу, всасывающие трубопроводы выполняют с непрерывным подъемом к насосу с уклоном не менее 0,005.

Схема подвода воды от водозабора к насосам зависит от их числа и расстояния между водозаборным сооружением и зданием насосной станции L_b .

При небольшом числе насосов и расстоянии $L_b < 40$ м вода к насосам подводится по индивидуальным всасывающим трубопроводам. При этом, если здание насосной станции незаглубленного типа, всасывающие трубопроводы после выхода из водоприемника располагаются вблизи к поверхности земли с непрерывным подъемом к насосам. При заборе воды из источников с большими колебаниями уровня воды в трубопроводах может возникать вакуум порядка 5...6 м, при котором из воды выделяется растворенный воздух, что может нарушить работу насосов и даже привести к ее срыву. В этих условиях целесообразно всасывающие трубопроводы в зоне минимального уровня воды вести с непрерывным подъемом к насосной станции, около которой их поднимают для подсоединения к патрубкам насосов.

Для уменьшения водоприемного сооружения при большом числе насосов и расстоянии L_b до 40 м, а также при расстоянии $L_b > 50-70$ м (независимо от числа установленных насосов) вода от водоприемника подводится самотечными трубами из сборного железобетона, число которых должно быть не менее двух. Вблизи здания насосной станции устанавливается всасывающий коллектор, из которого короткими всасывающими трубопроводами подводится вода к каждому насосу.

На всасывающем коллекторе предусматривается установка металлического стояка диаметром 800 мм, герметически закрытого заглушкой, который является водовоздушным резервуаром для смягчения колебаний давления при пусках насосов.

Допускается устройство всасывающих трубопроводов по схеме приподнятого колена с откачкой воздуха из него эжектором или вакуумнасосом.

Скорость движения воды во всасывающих трубопроводах длиной до 50 м должна находиться в пределах 0,7...1 м/с при диаметре до 250 мм и 1...1,5 м/с при больших диаметрах. Если длина всасывающего трубопровода более 50 м, то его диаметр следует определять на основании технико-экономических расчетов, исходя из скорости движения воды в пределах 0,6...1 м/с

для трубопроводов диаметром до 250 мм, 0,8...1,5 м/с для трубопроводов диаметром свыше 250 мм до 800 мм и 1,2...2 м/с для трубопроводов диаметром свыше 800 мм.

Всасывающие трубопроводы за пределами здания обычно укладывают в землю с предварительным покрытием изоляцией, состав которой зависит от агрессивности грунтовых вод.

Для обнаружения неплотностей, через которые может проникать воздух, всасывающие трубопроводы до засыпки землей подвергаются гидравлическим испытаниям. Во избежание попадания воздуха во всасывающие трубопроводы их входные отверстия необходимо заглублять на 0,5...1 м под минимальный уровень воды в водоприемнике.

Задвижки на всасывающих трубопроводах необходимо устанавливать только при установке насосов под залив и питания группы насосов из общего всасывающего коллектора. Задвижка на всасывающей линии должна быть полностью открыта и закрывают ее только при ремонтах. Регулирование подачи насоса этой задвижкой запрещается.

Напорные трубопроводы внутри станции, которые подают воду от насосов к внешним напорным водоводам, рекомендуется выполнять из стальных труб с фланцами для соединения с фасонными частями и арматурой.

За напорным патрубком насоса, как правило, устанавливаются переход, затем обратный затвор и задвижка, диаметр которых рекомендуется принимать равным диаметру напорного внутристанционного трубопровода. Обратный затвор находится между насосом и задвижкой с тем, чтобы путем перекрытия задвижки изолировать затвор от поступления в него воды и произвести его вскрытие, осмотр и ремонт. Для облегчения производства монтажных и демонтажных работ на внутристанционных напорных трубопроводах устанавливают монтажные вставки.

Диаметры напорных внутристанционных трубопроводов следует принимать на основании технико-экономического расчета исходя из скоростей движения воды в пределах 0,8...2 м/с для трубопроводов диаметром до 250 мм, 1...3 м/с для трубопроводов диаметром свыше 250 мм до 800 мм и 1,5—4 м/с для трубопроводов диаметром свыше 800 мм.

Внутристанционные напорные трубопроводы монтируют так, чтобы их масса и возникающие в них усилия от температурных воздействий не передавались на насос. Возникающие на поворотах трубопроводов реакции от гидравлических усилий необходимо соответствующим образом уравновесить. Для опорожнения напорных трубопроводов устраивают специальные выпуски. Вода сбрасывается в дренажный приямок, из которого откачивается дренажными насосами в источник.

Так как число ниток напорных водоводов практически на всех насосных станциях меньше числа насосных агрегатов, то напорные линии отдельных насосов объединяют в общие напорные водоводы.

Всасывающий и напорный трубопроводы располагают внутри станции таким образом, чтобы они были доступны для осмотра и ремонта и не препятствовали свободному монтажу и демонтажу насосного агрегата. Трубопроводы внутри станции могут быть уложены над полом машинного зала, в каналах и на подвесках или стойках (в исключительных случаях).

Прокладка трубопроводов над полом машинного зала применяется как в незаглубленных, так и в заглубленных насосных станциях. При этом для удобства монтажных и демонтажных работ расстояние от пола до низа трубопровода принимается равным 300 мм для трубопроводов диаметром до 400 мм, а также 500 мм для трубопроводов диаметром 500 мм и более. При прокладке трубопроводов над полом для перехода через них устраивают мостики и лестницы.

Укладка трубопроводов в каналах, перекрываемых съемными плитами, рекомендуется в насосных станциях заглубленного типа при диаметрах трубопроводов до 500 мм. Габариты каналов для трубопроводов следующие: при диаметрах трубопроводов d до 400 мм включительно — ширина $d+600$ мм, глубина $d+400$ мм; при диаметрах трубопроводов 500 мм и выше — ширина $d+800$ мм, глубина $d+600$ мм.

В местах установки арматуры следует предусматривать уширение канала с тем, чтобы минимальные расстояния до внутренних поверхностей канала составляли от корпуса арматуры при диаметре до 400 мм — 0,3 м, при диаметрах от 450 до 800 мм — 0,5 м; от плоскости фланца при диаметре трубопровода до 500 мм — 0,3 м, при диаметре более 500 мм — 0,5 м.

Если вблизи здания насосной станции устраивают камеру для предохранительных клапанов, то в ней также размещают задвижку, водомер и обратную арматуру.

Всасывающие и напорные трубопроводы проходят сквозь стены подземной части здания насосной станции через предварительно заложённые ребристые патрубки. Пространство между патрубком и трубой герметизируется для предотвращения поступления в здание насосной станции грунтовых вод.

5.6. КОНСТРУКЦИИ ЗДАНИЙ МАЛЫХ И СРЕДНИХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ОРОСИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

По конструкции здания насосных станций делятся на три типа: незаглубленные, камерные и блочные. Кроме того, камерный подразделяется на станции с сухой камерой, мокрой камерой, с мокрой камерой и сухим насосным помещением.

Незаглубленный тип здания применяют для установки насосов с горизонтальным валом, имеющих подачу до $2 \text{ м}^3/\text{с}$, при геодезической высоте всасывания, превышающей колебания уровня воды в источнике. В здании насосные агрегаты устанавливают

на отдельные фундаменты (рис. 5.14), в плане могут располагаться вдоль здания, поперек его и значительно реже — под углом. Как правило, водоприемник всасывающих труб сооружается отдельно от здания и сопрягается с ним индивидуальными стальными трубопроводами, уложенными с подъемом к насосам.

Здание насосной станции с сухой камерой предназначено для установки горизонтальных и вертикальных центробежных насосов с отрицательной, нулевой, положительной высотой всасывания и

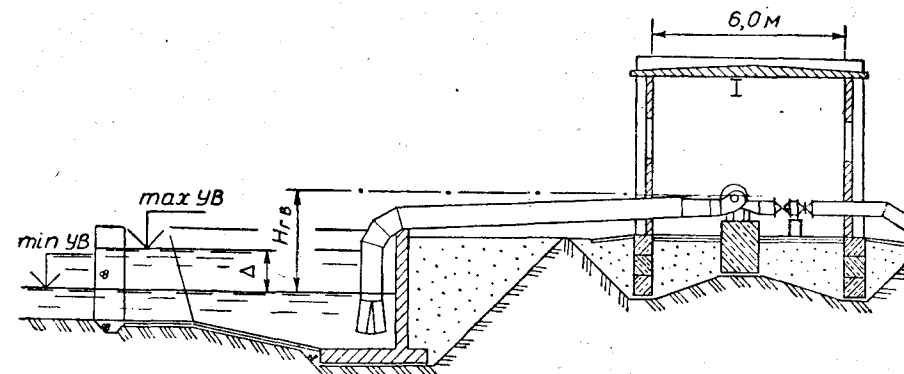


Рис. 5.14. Схема здания насосной станции незаглубленного типа.

подачей до $2 \dots 3 \text{ м}^3/\text{с}$ при любых колебаниях уровня воды в источнике (рис. 5.15, 5.16). В камере смонтированы стальные трубопроводы для подвода воды к насосам, а также устроены прямки для сбора дренажных и фильтрационных вод, отводимых дренажной системой за пределы здания насосной станции. Всасывающая линия оборудуется задвижками или затворами на рабочее давление 0,16 или 0,25 МПа.

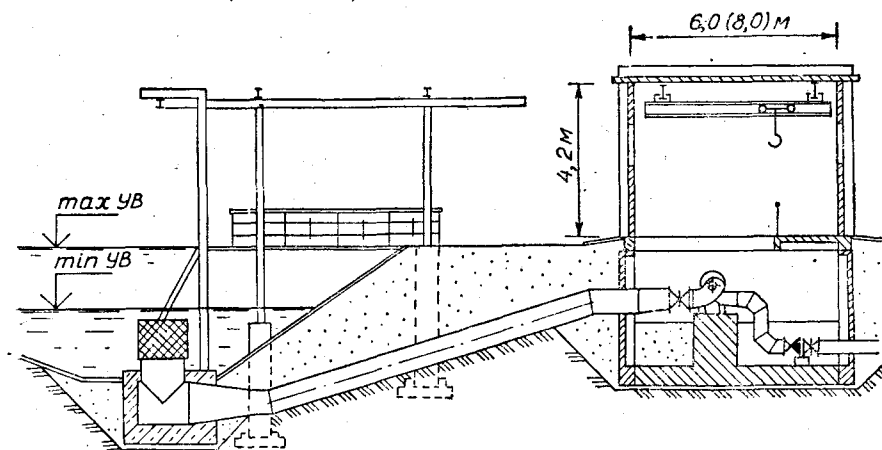


Рис. 5.15. Схема здания насосной станции с сухой камерой.

Здания насосных станций с мокрой камерой (рис. 5.17) применяют для установки осевых вертикальных насосов малой подачи при колебании уровня воды в источнике не более 1 м, чтобы не подтапливался верхний подшипник насоса.

Здания насосных станций с мокрой камерой и сухим насосным помещением (рис. 5.18) сооружают при установке осевых насосов с подачей, не превышающей 2...3 м³/с, при значительных колебаниях уровня воды в источнике. В конструктивном отношении

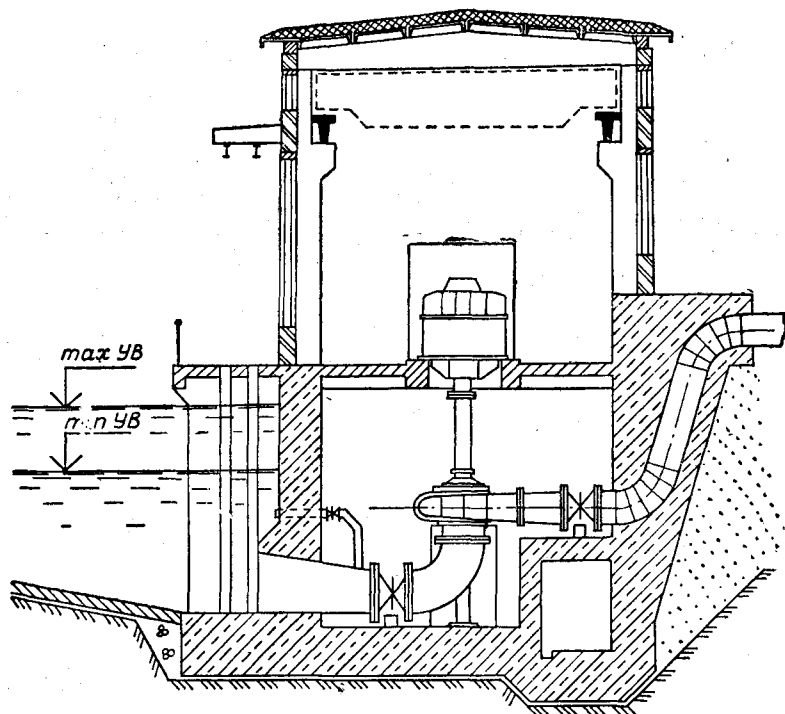


Рис. 5.16. Схема здания насосной станции с сухой камерой.

они мало чем отличаются от зданий блочного типа. Вода к насосам подводится по индивидуальным камерам прямоугольной формы в плане. Для уменьшения вихреобразования потока около торцевой стены по оси камеры установлена тонкая диафрагма. В сухом помещении этого здания устанавливаются основные насосы, а также вспомогательное гидромеханическое оборудование для подачи воды к подшипникам насосов, откачки фильтрационных вод и т. д.

Здание насосной станции блочного типа оборудуется вертикальными осевыми и центробежными насосами, установленными с отрицательной высотой всасывания и подачи более 3 м³/с, при любых колебаниях уровня воды в источнике. В основании здания

находится бетонный блок, где устраивают всасывающие трубы к насосам.

Верхнее строение зданий насосных станций выполняется как одноэтажное промышленное бескаркасное или каркасное конструкции. Каркасная конструкция верхнего строения состоит из несущих поперечных рам и стенового заполнения из кирпича или

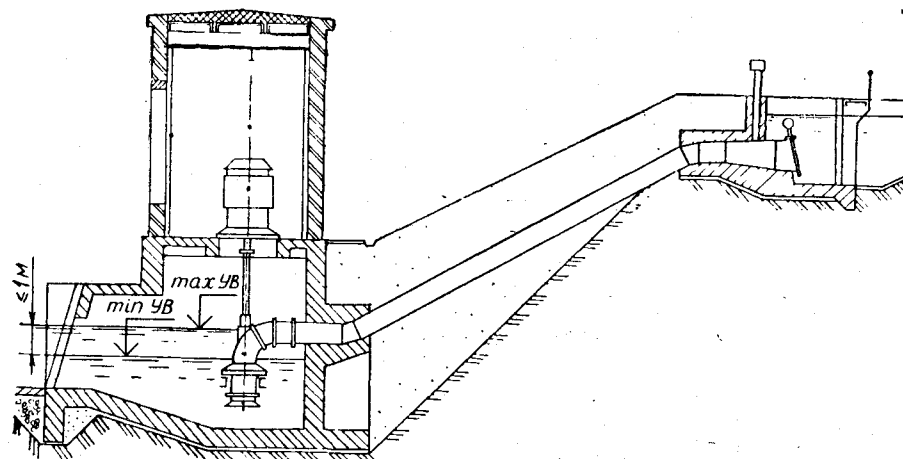


Рис. 5.17. Схема здания насосной станции с мокрой камерой.

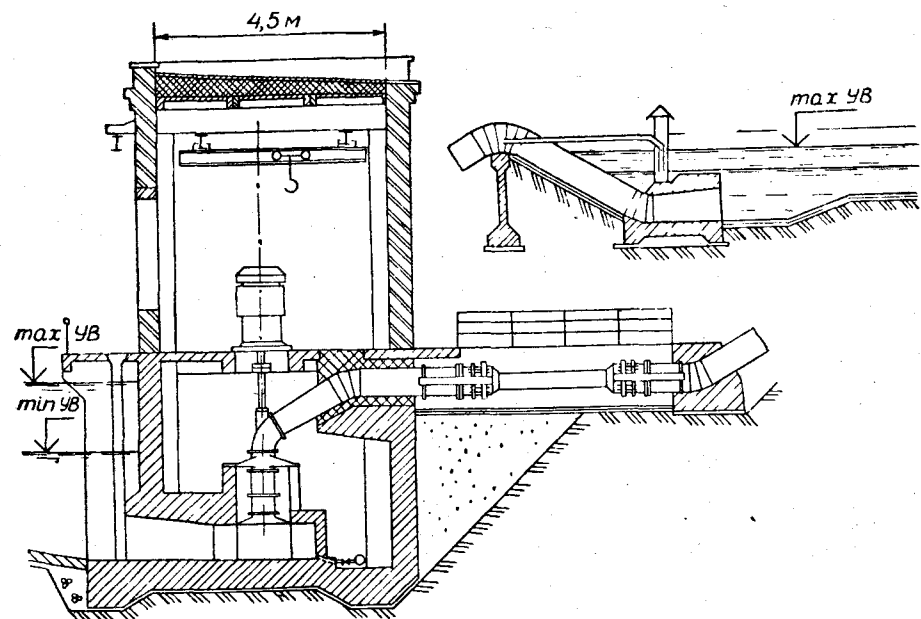


Рис. 5.18. Схема здания насосной станции с мокрой камерой и сухим насосным помещением.

сборных плит, а поперечная рама — из колонн и ригеля. Жесткость и устойчивость здания в продольном направлении обеспечивают связи между колоннами, а также подкрановые балки в зданиях с мостовыми опорными кранами (см. рис. 5.16).

Высота этажа (расстояние от пола до низа несущей конструкции на опоре) унифицирована и для зданий с мостовыми опорными кранами согласно ГОСТ 23 837—79 составляет 6...9,6 м — при установке опорных кранов грузоподъемностью до 20 т и 8,4...15,6 м — при установке мостовых электрических опорных кранов грузоподъемностью до 50 т.

В бескаркасном верхнем строении несущими элементами являются стены, воспринимающие нагрузку от кровли и подвесных грузоподъемных устройств (см. рис. 5.14). Кирпичные несущие стены перекрываются железобетонными плитами размером 1,5×6 или 3×12 м. Высота этажа назначается равной 3; 3,6; 4,2; 5,4 и 6,0 м.

Для повышения индустриализации строительства разработаны конструкции полносборных бескаркасных насосных станций (см. рис. 5.15). Верхнее строение здания высотой 4,2 м состоит из железобетонных панелей трех типоразмеров: стеновой, кровельной и перегородочной. Ребристая конструкция стеновой и кровельной панелей шириной 2 м обеспечивает жесткость верхнего строения здания в продольном и поперечном направлениях. Подземная часть здания состоит из ребристых элементов четырех типоразмеров: стеновой панели, углового блока и двух панелей перекрытия. Технология строительства полносборного бескаркасного здания включает бетонирование днищевой плиты, монтаж железобетонных элементов подземной части и верхнего строения.

5.7. БЛОЧНО-КОМПЛЕКТНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Блочно-комплектные насосные станции (БКНС) основаны на принципиально новом техническом решении — применении блочно-комплектных устройств заводского изготовления, что позволяет повысить индустриализацию и качество строительства, уменьшить трудоемкость строительно-монтажных работ и сократить продолжительность строительства.

БКНС отечественного производства предназначены для подачи 0,3...1,0 м³/с при напоре 50...120 м. Заданные параметры обеспечивают четыре типа насосов (Д 630—90, Д 800—57, ЦН 400—105 и Д 500—65), укомплектованных низковольтными электродвигателями напряжением 380 В. БКНС предназначены для подачи воды из водохранилищ, прудов, рек и каналов с незначительными колебаниями уровня воды в закрытую оросительную сеть с автоматизированным режимом работы. В состав узла сооружений БКНС (рис. 5.19, а) входят водоприемный оголовок 1, всасывающий трубопровод 2, блочно-комплектная насосная

станция заводского изготовления 3, напорный стационарный трубопровод 4 с коллектором 5 и водовоздушным резервуаром 6, колодец расходомера 7.

БКНС (рис. 5.19, б) включает: 1 — блок основного насоса; 2 — блок вспомогательного оборудования с двумя бустерными насосами К-90/85; 3 — блок вспомогательного оборудования с компрессором ГСВ-0,6/12 (подача 0,6 м³/мин, давление 1,2 МПа), вакуумсистему с двумя водокольцевыми вакуумнасосами

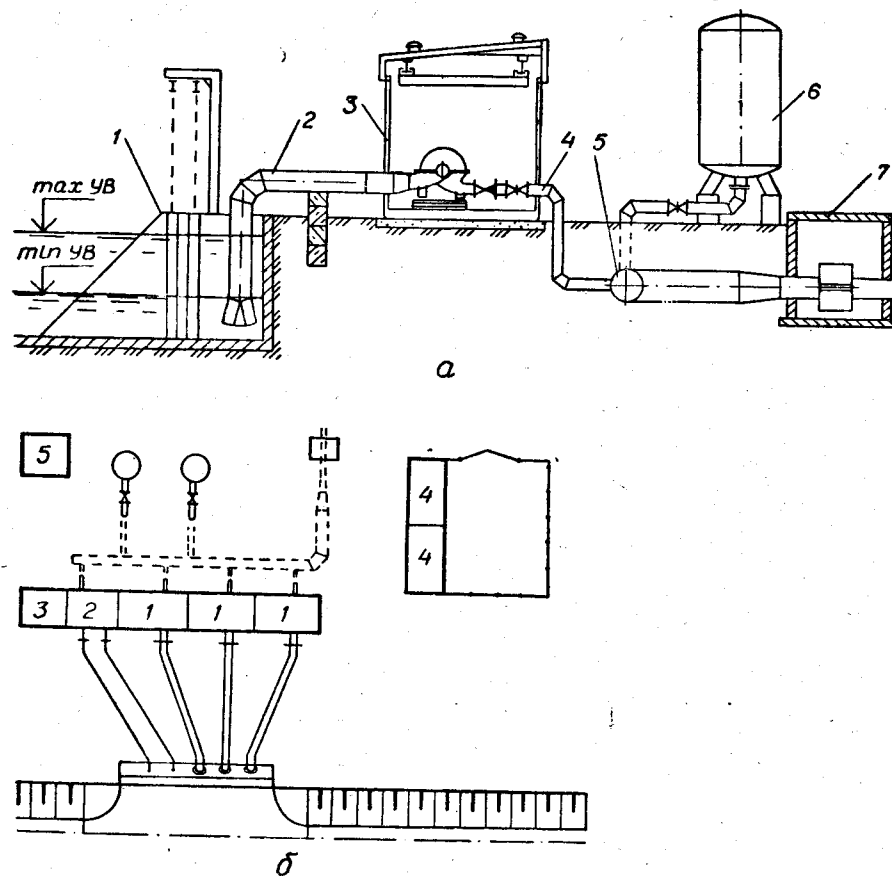


Рис. 5.19. План и разрез блочно-комплектной насосной станции.

ВВН-1,5М (подача 1,5 м³/мин, вакуум 90% от барометрического давления) и ручным поршневым насосом НР-40 (подача 35 л/мин, напор 30 м, вакуумметрическая высота всасывания 5 м); 4 — блок электрического оборудования; 5 — блок служебных помещений (бытовка).

Каждый блок состоит из объемного каркаса с верхней обвязкой и нижней фундаментной рамой из прокатных профилей. Ограждающие конструкции блока выполнены из двух алюминиевых панелей с пенополиуретановым наполнителем.

Блоки в плане имеют размеры $3 \times 3,6$ или $3 \times 4,8$ м, их устанавливают на монолитном фундаменте. Крыша предусматривается подъемно-съемной, обеспечивающей при транспортировке высоту 2,7 м, а при эксплуатации 3,2 м. Габариты блока обусловлены требованиями унификации элементов и перевозки их железнодорожным или автомобильным транспортом. Блоки основного и вспомогательного оборудования снабжены кран-балкой грузоподъемностью 2,0 т. Конструкция блоков предусматривает естественное и искусственное освещение, вентиляцию и дежурное отопление (на период ремонта оборудования).

Автоматизация насосной станции обеспечивает ее эксплуатацию без постоянного пребывания на ней оперативного обслуживающего персонала. На станции предусматривается автоматическое управление основными насосами в зависимости от водопотребления, бустерными насосами при работе в дежурном режиме по изменению давления в водовоздушном резервуаре, вакуумнасосами в зависимости от уровня воды в вакуумкotle, вентиляторами в зависимости от температуры воздуха в блоках.

5.8. ПЕРЕДВИЖНЫЕ И ПЛАВУЧИЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Для орошения небольших пойменных участков, на водоотливных работах и при временном водоснабжении широко применяют *передвижные насосные станции* (СНП), имеющие следующие преимущества: а) использование в один поливной сезон на нескольких орошаемых участках, а в осенне-зимний период — для зарядки, промывки засоленных земель, наполнения водоемов и т. д.; б) возможность быстрой смены места установки при колебаниях уровня воды в источнике; в) нет необходимости в монтаже и демонтаже насосно-силового оборудования во время весенних и осенних паводков; г) снижение капиталовложений и экономия строительных материалов.

Существующие передвижные насосные станции имеют подачи от 25 до 700 л/с и напоры от 5 до 100 м. Оборудованы они центробежными и осевыми насосами с горизонтальным валом и приводом от электродвигателей, дизельных двигателей, соединяемых с насосами через муфту сцепления, редуктор или карданный вал, а также от тракторов через вал отбора мощности (навесные и прицепные). На некоторых СНП предусмотрена работа двухколесных насосов на параллельном или последовательном режиме, что значительно расширяет рабочие параметры этих станций.

Положительным качеством дизельного привода является возможность регулирования в широких пределах рабочих параметров

насосов изменением частоты вращения вала. Их недостаток — загрязнение водной поверхности источника горюче-смазочными материалами.

Монтируют СНП на раме-салазках, а также на одно- и двухосном автомобильном прицепе. Перемещение СНП на раме-салазках на небольшие расстояния (до 5 км) производится волоком (трактором), а на большие расстояния — с погрузкой в автотранспорт.

В комплект станции также входят газоструйный эжектор или электровакуумнасос для заполнения водой всасывающей линии и насоса перед пуском, задвижка, обратный затвор, всасывающий и напорный трубопроводы, электрооборудование. Некоторые СНП оборудуют ручной лебедкой для подъема и опускания всасывающего трубопровода, а также рыбозащитным устройством. Большинство станций оборудовано автоматической защитой, выключающей двигатель при аварийном режиме работы, и реле времени для автоматического отключения станции по истечении заданного периода работы. Имеется также специальное освещение для работы станции в ночное время.

Плавучие насосные станции являются разновидностью передвижных и применяются для забора воды из рек и водохранилищ при колебаниях уровня воды свыше 5 м, при неустойчивых берегах, сложных геологических условиях и глубинах в источнике не менее 1 м. Оборудуют их горизонтальными центробежными насосами с приводом от двигателей внутреннего сгорания или электродвигателей. Монтируют основные насосные агрегаты на общей раме, размещаемой в трюме на днище стального (сварной конструкции) или железобетонного (монолитного или сборно-монолитного) понтона.

Забирается вода обычно со стороны днища водозаборными коробками, оборудованными сороудерживающими решетками или рыбозащитными устройствами, герметичными люками и затворами для прекращения доступа воды в коробки при ремонтах насосов и зимней консервации.

Вода на берег подается по стальному трубопроводу с шаровыми шарнирами, допускающими поворот трубы до 35° . При небольших расстояниях до берега применяют однопролетный шарнирный трубопровод, а при значительных расстояниях — трубопровод с промежуточными шарнирами на специальных металлических понтонах.

На понтонах также предусматривается следующее вспомогательное оборудование: ручной опорный кран, насосы и трубопроводы осушительной и балластной системы, противопожарные устройства, вентиляция, а также якорное и другое приспособление для установки и закрепления понтона.

Надстройка понтона облегченной конструкции: стальной каркас для крепления подкрановых балок, обрешетка и стеновое заполнение из пенопласта с обшивкой листовой сталью или пластиком. Понтон сообщается с берегом служебным мостиком.

5.9. ПРИНЦИПЫ АВТОМАТИЗАЦИИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Автоматизация насосной станции целесообразна при водораспределении по требованию, которое характерно для насосных станций подкачки на закрытой оросительной сети.

Перевод насосной станции на автоматический режим работы позволяет рационально загрузить насосные агрегаты, снизив при этом затраты электроэнергии на перекачку воды; обеспечить управление насосными агрегатами без постоянного присутствия обслуживающего персонала; отключать агрегаты при отклонении от заданных параметров и повысить надежность работы насосной станции.

Автоматизированная насосная станция подкачки предусматривает пуск, остановку и работу насосных агрегатов в нормальном режиме без обслуживающего персонала; возможность дистанционного управления и контроля с центрального пульта; автоматическую защиту при возникновении аварийных ситуаций, опасных для оборудования; автоматизацию вспомогательных систем насосной станции; централизацию контроля и управления насосной станцией.

Обязательным условием автоматизации является выбор регулируемых параметров насосной станции: давления, подачи, силы тока или мощности электропривода. На выбор регулируемых параметров влияют предел измерения датчика и его относительная погрешность, область изменения рабочих параметров насоса или привода. Применение разнотипного насосного оборудования, а также работа насосной станции в нескольких режимах (дежурном и основном) обуславливает выбор смешанных схем регулирования: давление—подача, давление—сила тока (мощность).

Управление насосной станцией по давлению выполняется от чувствительных элементов — электроконтактных манометров, присоединенных импульсными трубками к водовоздушному резервуару (рис. 5.20, а). Автоматизируют по давлению насосы с крутыми напорными характеристиками, при этом назначают нижний и верхний пределы давления. Нижний предел определяется расчетным напором закрытой сети, а верхний — по напорной характеристике насоса при подаче, соответствующей водопотреблению минимального количестваждевальных устройств. Зону от нижнего до верхнего пределов давления разделяют по числу насосов на участки и для каждого принимается верхняя и нижняя граница. При увеличении расхода в сети давление снижается и когда достигает нижней границы, датчик подает сигнал на включение очередного насоса. Отключение насосов проводится в обратном порядке, когда давление достигает верхней границы данного насоса.

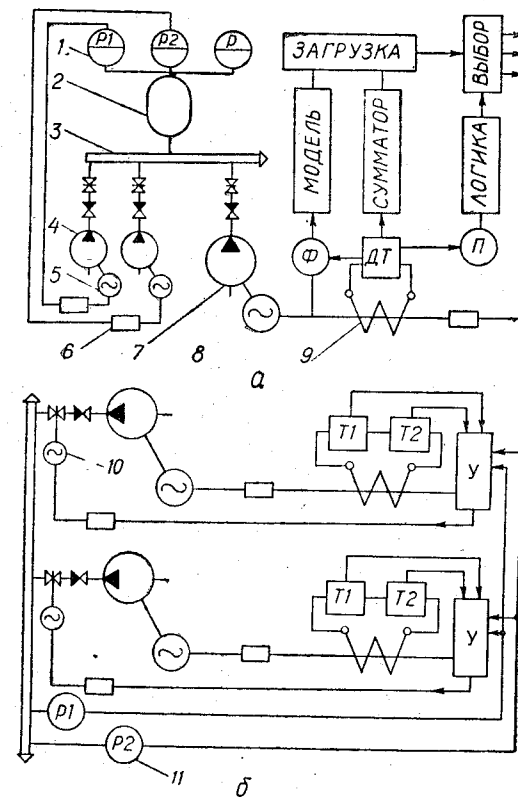
Ступенчатое регулирование по току применяется для насосов с пологой напорной характеристикой. Первый агрегат включается от датчика давления при его снижении в напорном трубопроводе

ниже минимального. Ток, потребляемый электродвигателем, зависит от нагрузки работающего агрегата и его значение передается на датчик тока ДТ (рис. 5.20, а), а от него поступает в блок СУММАТОР, а также на пороговый П и фиксирующий Ф элементы. Пороговый элемент настроен на максимальную силу тока электродвигателя, а фиксирующий элемент указывает, какой двигатель находится под нагрузкой, что исключает его повторное включение. По фиксирующему элементу Ф в блоке МОДЕЛЬ формируется ток, равный произведению минимального тока электродвигателя на количество работающих агрегатов. В блоке СУММАТОР устанавливается суммарный ток работающих электродвигателей.

При включении дождевальной машины возрастает водопотребление в сети, что приводит к увеличению подачи насоса и соответственно тока, потреб-

Рис. 5.20. Схемы автоматизации насосной станции:

а — по давлению и току; б — по току с плавным регулированием давления; 1 — электроконтактный манометр; 2 — водовоздушный резервуар; 3 — напорный коллектор; 4, 5 — насос с крутой напорной характеристикой и его привод; 6 — магнитный пускатель; 7, 8 — насос с пологой напорной характеристикой и его привод; 9 — трансформатор тока; 10 — привод задвижки; 11 — реле давления.



ляемого электродвигателем. Если потребляемый ток превысил ток порогового элемента П, что свидетельствует о максимальной нагрузке электродвигателя, то в блоке ЛОГИКА формируется требование на включение еще одного агрегата. Оно передается в блок ВЫБОР, а из него через пускатель включается еще один насос, при этом нагрузка на каждый агрегат снижается и сигнал от порогового элемента исчезает.

С отключением дождевальной машины уменьшается подача насосной станции и сила тока электродвигателей. Если ток на выходе из блока СУММАТОР стал ниже значения, заданного моделью отключения в блоке МОДЕЛЬ, то на выходе из него в

блоке сравнения **ЗАГРУЗКА** формируется требование на отключение одного агрегата, выполняемое через блок **ВЫБОР** и пускатель соответствующего работающего агрегата. Таким образом схема управления насосной станцией по току позволяет работать насосам в оптимальном режиме.

Плавно-ступенчатое регулирование по току достигается включением в схему автоматизации (рис. 5.20, б) реле давления (минимального $P1$ и максимального $P2$), а также управляемых задвижек насосов.

Увеличение водоразбора в сети сопровождается снижением давления в напорном трубопроводе и при минимальном давлении срабатывает реле $P1$, включающее одновременно насос и привод задвижки. Открывается задвижка до тех пор, пока давление в трубопроводе не превысит нижней границы реле минимального давления $P1$. Увеличение водоразбора сопровождается дальнейшим открытием задвижки. Если при открытии дополнительных гидрантов ток электродвигателя превысит максимальный, то срабатывает реле максимального тока $T2$ и через блок управления $У$ включает следующий насос и электропривод задвижки, а задвижку предыдущего насоса блокирует в открытом положении. Маневрированием степени открытия задвижки включенного насоса устанавливается минимальное давление $P1$.

При отключении гидранта давление в напорном трубопроводе возрастает, и задвижка закрывается до восстановления давления $P2$. Если ток электродвигателя станет меньше минимального, то срабатывает реле тока $T1$ и через блок управления $У$ этого насоса закрывается задвижка, а затем отключается электродвигатель. Далее через блок управления $У$ включается привод задвижки предыдущего насоса, закрывающий ее до получения давления $P2$.

Глава 6. МАЛЫЕ И СРЕДНИЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ ОСУШИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

6.1. УЗЛЫ СООРУЖЕНИЙ МАЛЫХ И СРЕДНИХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ОСУШИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Осушительные насосные станции служат для откачки воды из осушительной сети на территории, подверженной длительному затоплению в период весеннего половодья или подтоплению крупными водохранилищами. По назначению осушительные насосные станции разделяют на одностороннего и двустороннего действия.

Осушительные насосные станции одностороннего действия откачивают воду из открытой или закрытой осушительной сети.

При откачке воды из открытой осушительной сети (рис. 6.1) насосная станция располагается в наиболее пониженной части осушаемой территории — в устье магистрального канала. Между аванкамерой 4 (рис. 6.1, а) и зданием насосной станции 7 устраивают приемный бассейн 5 для накопления воды при малой водоотдаче с осушаемой территории. Из него производят откачку в водовыпуск 12 через напорные трубопроводы 8, оборудованные

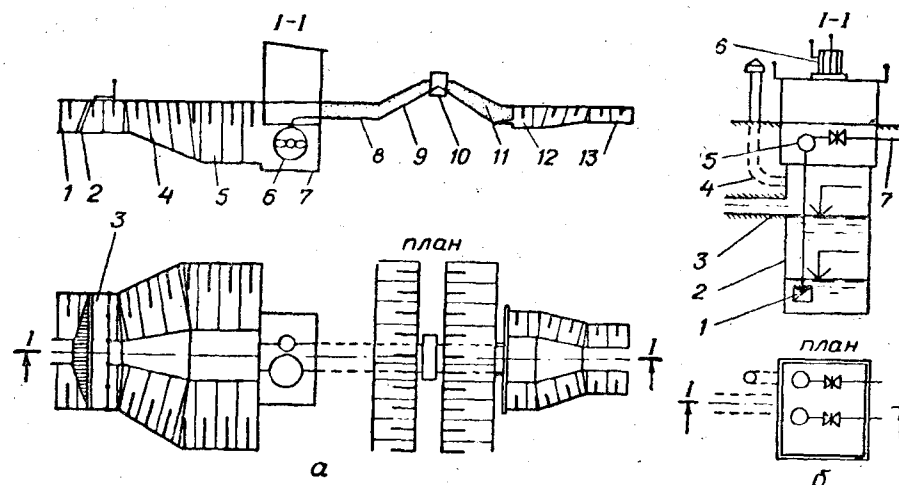


Рис. 6.1. Схемы осушительных насосных станций одностороннего действия: а — для откачки из открытой сети (1 — подводный канал; 2 — сороудерживающая решетка; 3 — служебный мостик; 4 — аванкамера; 5 — приемный бассейн; 6 — осевой насос; 7 — здание насосной станции; 8 — напорный трубопровод; 9 — сифон; 10 — камера клапана срыва вакуума; 11 — дамба обвалования; 12 — водовыпускное сооружение; 13 — отводящий канал); б — для откачки из закрытой сети (1 — приемный клапан; 2 — приемный резервуар; 3 — подводный коллектор; 4 — аэрационная трубка; 5 — центробежный насос; 6 — напорный трубопровод).

запорными устройствами, чаще сифонного типа, чтобы исключить обратное течение воды из водоприемника в магистральный канал при внезапной остановке насосного агрегата. Водовыпуск сопрягается с водоприемником отводящим каналом 13 или руслом естественного водотока.

Осушительная насосная станция одностороннего действия на закрытой сети обслуживает небольшую площадь до 300...500 га, имеет малую подачу, а здание обычно выполняется совмещенным с приемным резервуаром 2 (рис. 6.1, б) в плане круглой или прямоугольной формы. Приемный резервуар, вода в который поступает самотеком из коллектора 3 закрытой осушительной сети, оборудуется всасывающими линиями насосов с приемными сетками, а также аэрационным стояком 4 для впуска или выпуска воздуха. Над приемным резервуаром располагается машинный зал для установки привода горизонтальных центробежных насосов или шкафов управления погружных насосов. Вода отводится от

насосов напорными трубопроводами 7 в открытый канал или безнапорный коллектор сбросной сети. На крыше насосной станции часто располагается трансформаторный пункт 6 для преобразования высокого напряжения линии электропередачи в низкое и питания электрического привода насосных агрегатов.

К осушительным насосным станциям двустороннего действия относятся осушительно-увлажнительные и осушительно-оросительные.

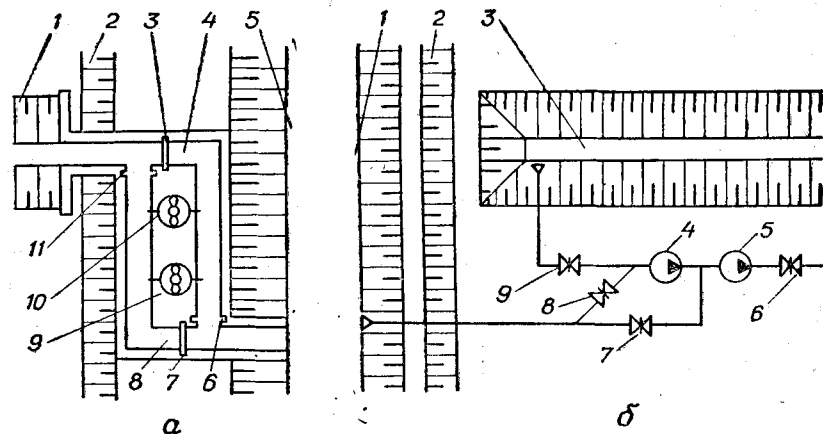


Рис. 6.2. Схемы осушительных насосных станций двустороннего действия:
 а — осушительно-увлажнительная (1 — подводящий канал; 2 — дамба обвалования; 3 — затвор аванкамеры; 4 — отводящая галерея; 5 — водоприемник; 6 — паз затвора водовыпуска; 7 — затвор водовыпуска; 8 — подводящая галерея; 9 — здание насосной станции; 10 — осевой насос; 11 — паз затвора аванкамеры); б — осушительно-оросительная (1 — водохранилище; 2 — дамба ограждающая; 3 — подводящий канал; 4 — насос низконапорный; 5 — насос высоконапорный; 6—9 — задвижки).

Осушительно-увлажнительная насосная станция обеспечивает, кроме откачки воды из магистрального канала, подачу в вегетационный период при недостатке влаги в активном слое почвы из водоприемника в магистральный канал. В ней (рис. 6.2, а) предусматриваются галереи для соединения аванкамеры с водоприемником и магистрального канала с водовыпуском. При откачке воды из магистрального канала закрываются затворы 3 и 7 на галереях. В случае забора из водоприемника затворы перемещают в пазы водовыпуска 6 и аванкамеры 11, и вода по галерее 8 поступает в аванкамеру. Насосы перекачивают воду в водовыпуск, и по галерее 4 она поступает в канал.

Осушительно-оросительная насосная станция оборудуется низко- и высоконапорными насосными агрегатами. Низконапорные откачивают воду на сброс или в наливное водохранилище, а высоконапорные подают ее на орошение.

Для уменьшения размеров здания насосной станции низко- и высоконапорные насосные агрегаты могут объединяться в одной насосной установке (рис. 6.2, б). Такая насосная станция может

работать в трех режимах: откачки из канала и подачи в водохранилище, откачки из канала и подачи на орошение, подачи воды из водохранилища на орошение.

Откачка из канала и подача воды в водохранилище выполняется низконапорным насосом при открытых задвижках 9, 7 и закрытых 8 и 6. Откачивается вода из канала и подается на орошение двумя насосными агрегатами при открытых задвижках 9, 6 и закрытых 8, 7. Забор воды из водохранилища и подачу ее на орошение можно выполнять одним или двумя агрегатами, в последнем случае закрывают задвижки 9 и 7, а открывают 8 и 6.

6.2. ОСНОВНОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ МАЛЫХ И СРЕДНИХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ОСУШИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Осушительные насосные станции характеризуются незначительным геодезическим напором (1...3 м) и неравномерной приточностью воды.

Наиболее часто на осушительных насосных станциях используют осевые вертикальные ОВ 5—47 К, ОВ 6—55 К и центробежные горизонтальные насосы Д1250—14 и К-290/17. Применение центробежных насосов менее экономично из-за низкого коэффициента полезного действия насосной установки (20—40%) и значительного перерасхода энергии на откачку воды, достигающего 20...90% вследствие избыточного напора этих насосов.

Установка вертикальных осевых насосов предусматривается в стационарных зданиях насосных станций, оснащенных подъемно-транспортным оборудованием, системой технического водоснабжения для смазки верхних и нижних направляющих подшипников насосов; дренажно-осушительной системой для откачки фильтрационных и дренажных вод из насосного помещения и осушения всасывающих камер насосов при проведении ремонтных работ.

Для повышения надежности и экономичности насосных станций осушительных систем разработаны моноблочные насосы ОВ 5—47 МБ и ОВ 5—55 МБ с удлиненным валом, вращающимся в подшипниках качения с масляной смазкой, что позволило упростить конструкцию подземной части здания, а также отказаться от вспомогательных дренажных систем и технического водоснабжения.

Следует отметить, что насосы общего применения, выпускаемые отечественной промышленностью, по своим параметрам не соответствуют специфической работе на осушительных системах.

Новым этапом в строительстве осушительных систем явилось применение погружных насосов, позволивших снизить расход строительных материалов, а также трудоемкость монтажных и

пусконаладочных работ, ускорить ввод насосных станций в эксплуатацию.

Для малых подач разработана группа осевых моноблочных погружных насосов ОМПВ 250—10,5; ОМПВ 300—7,0; ОМПВ 400—5,5 с водозаполненным электродвигателем ПЭДВ 11—180 мощностью 11,0 кВт, предназначенных для перекачки воды с температурой до $+25^{\circ}\text{C}$ при содержании механических примесей до 6 г/л, из них абразивных — до 1 г/л. Насосный агрегат оборудован системой автоматического управления типа САУНА, предназначенной для местного, автоматического и телемеханического управления.

В более крупном погружном насосном агрегате 1 ОПВ 2500—4,2 с осевым рабочим колесом электродвигатель расположен в капсуле со стороны всасывающего патрубка, куда вмонтирован сборник и сигнализатор протечек воды. Удаляются протечки из капсулы компрессором, установленным или в специальном ящике на служебном мостике, или в отдельно расположенном помещении. В этом же помещении имеется щит управления насосным агрегатом.

Насосный агрегат может устанавливаться в горизонтальном, наклонном или вертикальном положении (рис. 6.3). Наклонная схема установки насоса (рис. 6.3, а) предусматривает его размещение на бетонном откосе аванкамеры. В рабочее положение насос с коротким участком напорного трубопровода опускается на салазках или колесах по металлическому направляющему. Фланцевое болтовое соединение 1 напорного трубопровода расположено над водой за пределами откоса аванкамеры. В суровые зимы перерыв в работе насоса сопровождается замерзанием воды в напорном трубопроводе, что исключает дальнейшую его эксплуатацию до удаления ледяной пробки.

Горизонтальная установка насоса в камере или на эстакаде (рис. 6.3, б) позволяет напорный трубопровод в пределах аванкамеры размещать под водой, предохраняя его от замерзания. В этом случае болтовое соединение насоса с трубопроводом оказывается затопленным и для проведения монтажных работ необходима откачка воды из аванкамеры.

Для облегчения проведения монтажных работ предложено самоуплотняющее стыковое соединение 2 насоса с напорным трубопроводом. С этой целью насос прикрепляют к шарниру с коническими дисками, перемещаемыми в направляющей раме из швеллеров. Верх напорной трубы оборудуют гнездами, установленными в плоскости стоек направляющей рамы. При монтаже диски помещают в направляющие стойки и насос медленно опускают. Когда шарнир опустится на гнездо, насос поворачивается и занимает горизонтальное положение, плотно прилегая к прокладке на фланце напорного трубопровода. Демонтаж агрегата ведут в два приема — вначале тельфером поднимают входную часть выше уровня воды и закрепляют, а затем транспортируют после перестропки за кольцо на капсуле электродвигателя.

Вертикальная установка насоса в колодце по схеме рис. 6.3, в позволяет значительно уменьшить объем бетонных работ в блоке насосной станции. Колодец при плотных грунтах основания целесообразно выполнять сборной конструкции из цилиндрических колец, а при слабых грунтах — опускным способом. Насос устанавливают на опорной раме и соединяют с напорной линией отводом. Колодец обслуживается тельфером и после монтажных работ за-

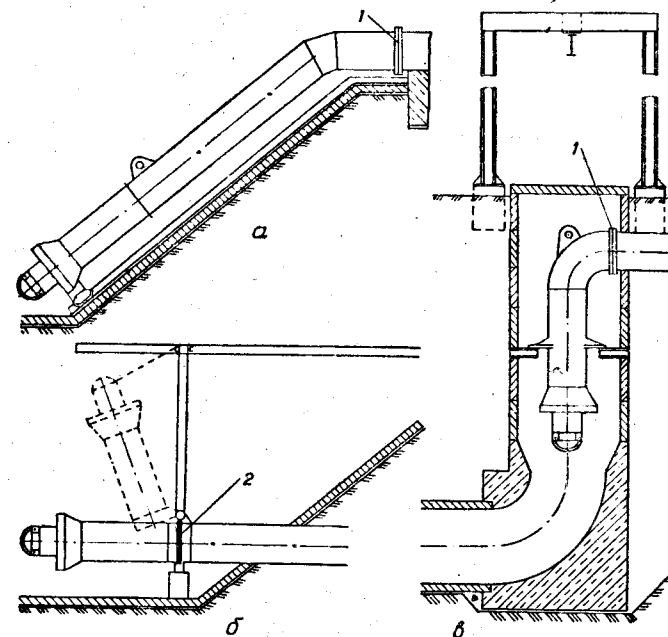


Рис. 6.3. Схема установки погружного капсульного насоса.

крывается крышкой. Подвод воды к насосу выполняется изогнутой или прямой всасывающей трубой.

Применение погружных насосов существенно снижает капитальные затраты, повышает индустриализацию строительства, так как простые формы конструкции здания насосной станции позволяют широко применять сборные элементы.

6.3. КОНСТРУКЦИИ ЗДАНИЙ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ОСУШИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Здания насосных станций осушительных систем конструктивно делятся на следующие типы: незаглубленные — для установки центробежных горизонтальных насосов с положительной высотой всасывания; камерные с сухой камерой — для установки горизон-

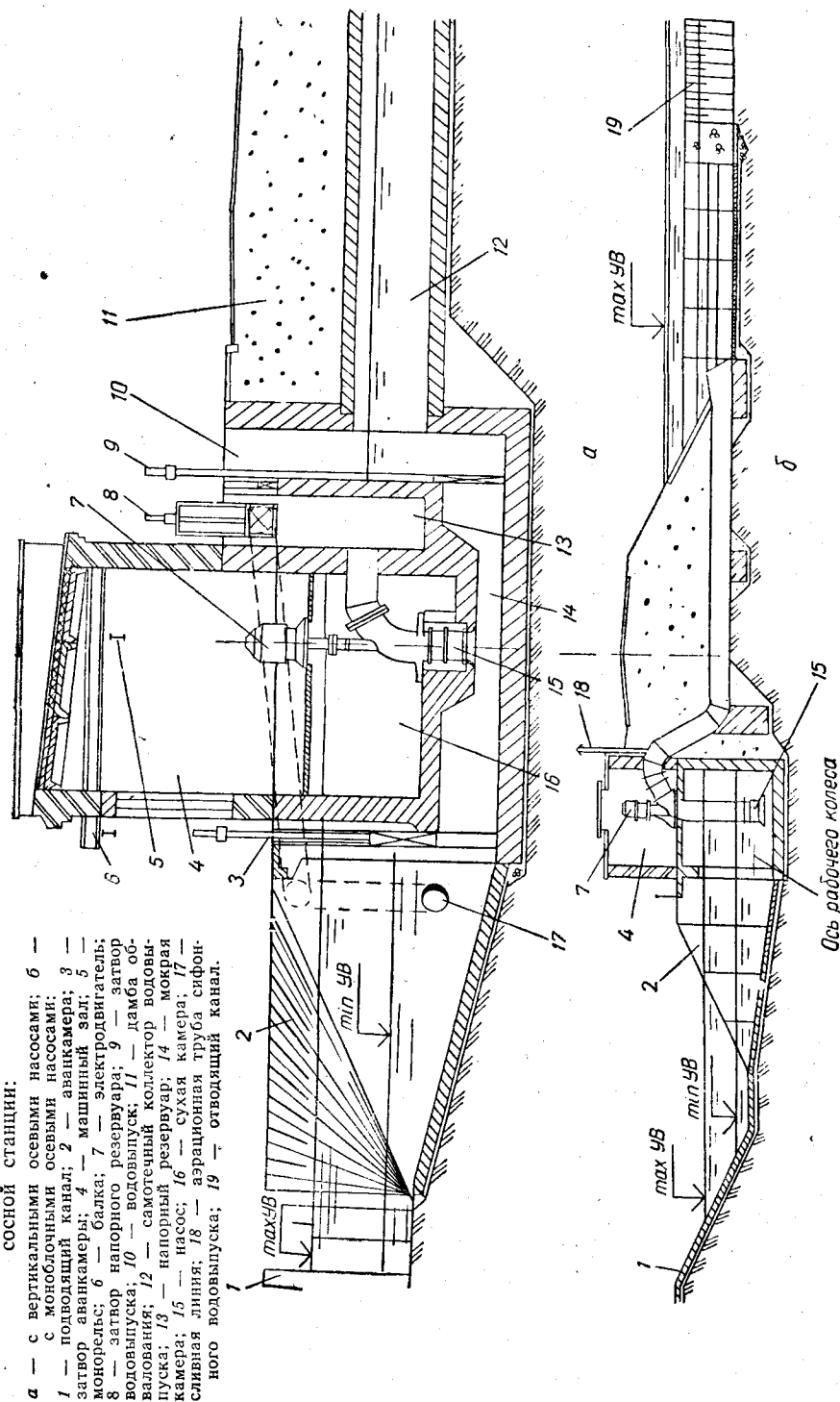
талльных центробежных насосов; камерные с мокрой камерой и сухим насосным помещением — для установки вертикальных осевых насосов с подачей до 2 м³/с; камерные с мокрой камерой — для установки погружных моноблочных, а также осевых вертикальных насосов при колебании уровня воды в источнике не более 1 м. Здания осушительных насосных станций, оборудованные центробежными насосами, конструктивно повторяют здания оросительных насосных станций.

Конструкция здания с вертикальными осевыми насосами зависит от назначения осушительной системы. Так, для осушительной системы одностороннего действия она аналогична зданию оросительной насосной станции. Для работы в режиме осушения — увлажнение применяют конструкцию здания насосной станции, предложенную В. Л. Сорокиным (рис. 6.4, а). Подземная часть этого здания совмещена с напорным резервуаром 13 и водовыпуском 10. Между напорным резервуаром и сливной линией, а также между водовыпуском и мокрой камерой установлены затворы 3, 9 с ручным приводом. При работе в режиме осушения затвор 3 аванкамеры открыт, а обводной линии и водовыпуска 8, 9 — закрыт, тогда вода из напорного резервуара переливается через водосливную стенку и далее по самотечной линии 12 поступает в водоприемник. Для работы насосной станции в режиме увлажнения закрывают затвор 3 аванкамеры и открывают на обводной линии 8 и водовыпуске 9. При этом вода из водоприемника поступает в мокрую камеру 14, перекачивается насосами в напорный резервуар 13 и через обводную линию поступает в подводный канал 1, создавая в нем обратное движение потока от устья к голове. Подземную часть здания выполняют из монолитного бетона, а верхнее строение из кирпича или сборных железобетонных элементов.

В насосном помещении предусматривают также при необходимости систему технического водоснабжения для подачи воды к подшипникам насосов, систему пожаротушения и дренажно-осушительную систему для откачки воды из насосного помещения и мокрой камеры. Верхнее строение оборудуют монорельсом 5 и обслуживают тельфером с ручным или электрическим приводом.

Значительное уменьшение объема здания насосной станции, строительных материалов и снижение трудоемкости изготовления подземной части достигается в насосной станции камерного типа с мокрой камерой, оборудованной моноблочными осевыми насосами (рис. 6.4, б). Насосы 15 установлены на небольшом расстоянии от дна камеры, а удлиненные валы выведены в машинный зал 4, где присоединены к электродвигателю, закрепленному на корпусе насоса. В этой конструкции здания отсутствует сухая камера, поэтому не предусмотрена установка насосов осушительно-дренажной системы. Так как двигатель и насос выполнены в одном блоке, то его устанавливают автокраном, исключая применение стационарного грузоподъемного устройства. Верхнее строение

Рис. 6.4. Разрез здания осушительной насосной станции:



- а — с вертикальными осевыми насосами; б — с моноблочными осевыми насосами;
- 1 — подводный канал; 2 — аванкамера; 3 — затвор аванкамеры; 4 — машинный зал; 5 — монорельс; 6 — балка; 7 — электродвигатель; 8 — затвор напорного резервуара; 9 — затвор водовыпуска; 10 — водовыпуск; 11 — дамба обводная; 12 — самотечная линия; 13 — напорный резервуар; 14 — мокрая камера; 15 — насос; 16 — сухая камера; 17 — сливная линия; 18 — аэрационная труба сифонного водовыпуска; 19 — отводящий канал.

ние выполнено пониженной высоты и для монтажа насосного агрегата имеется люк, закрываемый крышкой. Сифонный водовыпуск совмещен со зданием насосной станции и оснащен аэрационной трубкой, высота которой назначается из условия исключения излива воды в режиме пуска насоса, при работе сифона как водослива.

6.4. ПОЛЬДЕРНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Польдерные насосные станции сооружают на огражденных дамбами территориях (польдерах), лежащих ниже высокого уровня воды водоприемника (реки, озера, водохранилища, моря). Перспективным является применение польдеров на затопляемых поймах Волги, Оки, Днепра, Десны и других рек. Станции характеризуются небольшими геодезическими напорами (0...6 м), малой и средней подачей (0,4...5,0 м³/с), большими колебаниями уровня воды водоприемника (1...5 м), значительной неравномерностью подачи в течение года, обусловленной неравномерным притоком воды в магистральный канал. Во избежание частых пусков насосов при малом притоке с осушаемого массива предусматривается накопление воды в регулирующем бассейне, совмещенном с аванкамерой насосной станции, или в уширенной части магистрального канала, примыкающей к водозабору.

Здание насосной станции располагается обычно на пойме внутри польдера, иногда устраивается в дамбе обвалования. Наиболее широкое распространение получили польдерные насосные станции (рис. 6.5) с погружными насосами 3, напорные трубопроводы 6, которых оснащены или сифонными водовыпусками 13, или клапанами хлопушка, предотвращающими обратное течение потока из водоприемника в аванкамеру при внезапной остановке насосного агрегата.

Значительное колебание уровня воды водоприемника, превышающее диапазон работы гидравлического клапана срыва вакуума, обусловило широкое применение для впуска воздуха в сифонный водовыпуск аэрационной трубки, вследствие чего сифонный водовыпуск работает как водослив. В этих условиях насос преодолевает более высокий геодезический напор, а потери энергии достигают 10...30%. Для предотвращения впуска воздуха в сифон при нормальной работе насосной установки разработан гидравлический клапан срыва вакуума (ГКСВ).

Основными элементами ГКСВ являются стакан 8, спаренный со стояком 11 на восходящей ветви 17 сифонного водовыпуска, и две опущенные в них воздушные трубки 9 и 10. Воздуховод 12, объединяющий воздушные трубки, врезан вертикальным участком в капор (верхнюю часть) сифона. Соединительная трубка 7 между стояком и стаканом должна обеспечить заполнение объема между стаканом и дополнительной воздушной трубкой за время вытеснения воздуха из трубопроводов сифонного водовыпуска.

В ГКСВ запорным органом является вода, образующая гидравлический замок после затопления концов воздушных трубок. Тонкая соединительная трубка 7 между стояком и стаканом замедляет движение воды в стакане 8, при этом гидравлический замок в нем образуется позже, чем в стояке 11. Этим обеспечиваются в переходных режимах работы насосного агрегата (пуска и остановки) впуск или выпуск воздуха по воздушной трубке, еще

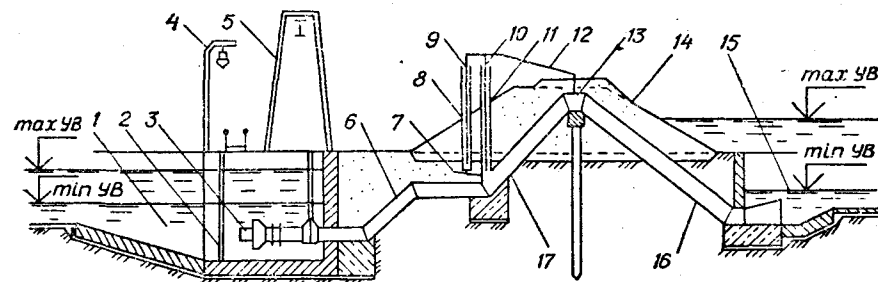


Рис. 6.5. Продольный разрез польдерной насосной станции с гидравлическим клапаном срыва вакуума:

1 — аванкамера; 2 — паз решетки; 3 — насосный агрегат; 4 — грузоподъемная эстакада; 5 — решетка; 6 — напорный трубопровод; 7 — соединительная трубка; 8 — стакан; 9 — дополнительная воздушная трубка; 10 — воздушная трубка; 11 — стояк; 12 — воздуховод; 13 — сифон; 14 — дамба обвалования; 15 — водовыпускное сооружение; 16 — нисходящая ветвь сифона; 17 — восходящая ветвь сифона.

свободной от затопления, исключая при этом образование водовоздушной смеси, движение которой сопровождается значительными пульсациями давления.

При пуске насоса водой заполняется напорный трубопровод, а затем стояк 11. Вытесняемый воздух скапливается в зоне сифона и выталкивается в атмосферу через дополнительную воздушную трубку 9. После удаления воздуха из напорного трубопровода и сифона затопливается дополнительная воздушная трубка 9, прекращается поступление воздуха в капор и сифон заряжается.

При остановке насоса давление в напорном трубопроводе снижается, уровень в стояке опускается, обнажая воздушную трубку 10. Воздух через стояк 11 и воздуховод 12 заполняет сифон и срывает в нем вакуум, что предотвращает движение воды из водовыпускного сооружения по напорному трубопроводу в аванкамеру.

1. Аршеневский Н. Н., Поспелов Б. Б. Переходные процессы крупных насосных станций. М., 1980.
2. Базилевич А. И., Подласов А. В. Защита от гидравлического удара водопроводов мелиоративных насосных станций. Львов, 1956.
3. Водозаборные сооружения для водоснабжения из поверхностных источников / Под ред. Михайлова К. А., Образовского А. С. М., 1976.
4. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., 1975.
5. Инструкция по проектированию мелиоративных насосных станций ВСН-П-18-76. М., 1976.
6. Карелин В. Я., Новодережкин Р. А. Насосные станции гидротехнических систем с осевыми и диагональными насосами. М., 1980.
7. Карелин В. Я., Новодережкин Р. А. Насосные станции с центробежными насосами. М., 1983.
8. Крупные осевые и центробежные насосы. М., 1977.
9. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. М.; Л., 1966.
10. Методические рекомендации по проектированию рыбозащитных устройств водозаборных сооружений. Л., 1972.
11. Мусиенко Б. А., Подласов А. В., Фильчагов Л. П. Водозаборы оросительных систем и охрана природы. К., 1982.
12. Насосы: Каталог-справочник. М.; Л., 1960.
13. Насосы осевые типа «О», «ОП» и центробежные вертикальные типа «В»: Каталог-справочник. М., 1970.
14. Осевые вертикальные насосы типов «ОВ» и «ОПВ»: Каталог. М., 1983.
15. Павлов Д. С., Пахорук А. М. Биологические основы защиты рыб от попадания в водозаборные сооружения. М., 1973.
16. Передвижные насосные станции: Справочник. М., 1973.
17. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок / Под ред. Чебаевского В. Ф. М., 1982.
18. СНиП 2.04.02-84. Водоснабжение. Наружные сети и сооружения. М., 1985.
19. СНиП 2.06.03-85. Мелиоративные системы и сооружения. М., 1985.
20. Шевелев Ф. А., Шевелев А. Ф. Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб. М., 1984.

Предисловие	3
Раздел I. ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ	5
Глава 1. Рабочий процесс лопастных насосов	5
1.1. Классификация насосов, принцип их действия	5
1.2. Рабочие параметры насосов	9
1.3. Основное уравнение лопастных насосов	13
1.4. Законы подобия лопастных насосов	17
1.5. Кавитация и определение высотного положения насосов	20
1.5.1. Сущность явления кавитации	20
1.5.2. Определение высотного положения насосов	22
Глава 2. Конструкция и характеристики лопастных насосов	23
2.1. Устройство и конструктивные особенности центробежных насосов	23
2.1.1. Консольные насосы	23
2.1.2. Насосы двустороннего входа	25
2.1.3. Многоступенчатые насосы	27
2.1.4. Вертикальные центробежные насосы	30
2.2. Устройство и конструктивные особенности осевых и диагональных насосов	33
2.2.1. Осевые насосы	33
2.2.2. Диагональные насосы	40
2.3. Характеристики лопастных насосов	42
Глава 3. Насосные установки	46
3.1. Схемы насосных установок	46
3.2. Характеристика трубопровода и определение режима работы насоса	48
3.3. Неустойчивая работа насосов	50
3.4. Параллельная и последовательная работа насосов	52
3.5. Работа насосов на закрытую оросительную сеть	58
3.5.1. Состав технологического оборудования	58
3.5.2. Расчет закрытой оросительной сети	59
3.5.3. Построение напорных характеристик закрытой сети и насосной станции	60
3.6. Обточка рабочего колеса центробежного насоса и пересчет его характеристик	62
3.7. Полные характеристики насосов и переходные процессы насосных агрегатов	65
3.8. Трубопроводная арматура	75
3.8.1. Запорная арматура	75
3.8.2. Обратная арматура	76
3.8.3. Предохранительная арматура	77
3.8.4. Клапаны впуска, выпуска и заземления воздуха	78
3.9. Приводы к насосам	80
3.10. Пуски и остановки насосов	82
3.11. Регулирование режимов работы насосов	88
3.12. Подбор насоса для обеспечения требуемой подачи в заданных условиях и определение его высотного положения	90

Раздел II. НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Глава 4. Крупные насосные станции

4.1.	Узлы сооружений крупных насосных станций	94
4.2.	Основное оборудование и конструктивные решения зданий крупных насосных станций	98
4.3.	Водозаборы и подвод воды к насосным станциям	110
4.4.	Вспомогательное оборудование крупных насосных станций	116
4.4.1.	Дренажно-осушительная система	116
4.4.2.	Система технического водоснабжения	117
4.4.3.	Система маслоснабжения	118
4.4.4.	Система отопления и вентиляции	118
4.4.5.	Система подъемно-транспортного оборудования	119
4.4.6.	Система пожаротушения	119
4.4.7.	Система хозяйственно-питьевого водоснабжения и канализации	120
4.4.8.	Система воздухообеспечения	121
4.5.	Напорные трубопроводы и водовыпускные сооружения крупных насосных станций	121
4.5.1.	Напорные трубопроводы	121
4.5.2.	Основные положения по проектированию профиля трубопровода	123
4.5.3.	Водовыпускные сооружения	125

Глава 5. Малые и средние насосные станции оросительных систем

5.1.	Узлы сооружений малых и средних насосных станций оросительных систем	127
5.2.	Основное и вспомогательное оборудование малых и средних насосных станций оросительных систем	128
5.3.	Водозаборы насосных станций и устройства для механической очистки воды	131
5.4.	Рыбозащитные сооружения и устройства	138
5.5.	Всасывающие и напорные трубопроводы	143
5.6.	Конструкции зданий малых и средних насосных станций оросительных систем	146
5.7.	Блочно-комплектные насосные станции	150
5.8.	Передвижные и плавучие насосные станции	152
5.9.	Принципы автоматизации насосных станций	154

Глава 6. Малые и средние насосные станции осушительных систем

6.1.	Узлы сооружений малых и средних насосных станций осушительных систем	157
6.2.	Основное и вспомогательное оборудование малых и средних насосных станций осушительных систем	159
6.3.	Конструкции зданий насосных станций осушительных систем	161
6.4.	Польдерные насосные станции	164

Рекомендованная литература

166