

Тема 3. НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

1. Классификация насосов и их характеристики
2. Устройство насосов
3. Понятие насосных установок
4. Выбор насосного агрегата

1. КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Насос — это гидравлическая машина, в которой подводимая извне энергия (механическая, электрическая и др.) преобразуется в энергию потока жидкости. С помощью насоса жидкость можно поднять на определенную высоту или перемещать по какой-либо трубопроводной системе.

Насосы классифицируют по разным признакам:

- принципу действия;
- виду подводимой энергии;
- конструкции;
- назначению;
- роду перекачиваемой жидкости и др.

В основу классификации по принципу действия положены различия между насосами в механизме передачи подводимой извне энергии потоку жидкости, протекающей через них. Поэтому в значительной мере такая классификация отражает различия в конструкциях насосов.

По принципу действия насосы, которые можно использовать на объектах агропромышленного комплекса, условно делят на две группы: динамические и объемные.

В динамических насосах жидкость приобретает энергию в результате силового воздействия на нее рабочего органа в рабочей камере, постоянно сообщающейся с их входом и выходом. К этой группе относят следующие насосы:

1) **лопастные** (центробежные, диагональные и осевые), в которых постоянное силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывают обтекаемые ею лопасти вращающегося рабочего колеса;

2) **вихревые**, в которых постоянное силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывают вихри, срывающиеся с канавок вращающегося рабочего колеса;

3) **струйные**, в которых постоянное силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывает подводимая извне струя жидкости, пара или газа, обладающая высокой кинетической энергией;

4) **вибрационные**, в которых силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывает клапан-поршень или мембрана, совершающие высокочастотное возвратно-поступательное движение;

5) **воздушные водоподъемники (эрлифты)**, в которых в водоподъемной трубе образуется водовоздушная смесь в результате подачи в ее нижнюю часть сжатого воздуха. Вода из источника, имеющая большую плотность, выталкивает водовоздушную смесь из водоподъемной трубы на поверхность земли.

В объемных насосах жидкость приобретает энергию в результате воздействия на нее рабочего органа, периодически изменяющего объем рабочей камеры, попеременно сообщающейся с их входом и выходом. К этой группе относят следующие насосы:

1) **поршневые и плунжерные**, в которых периодическое силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывают поршень или плунжер, совершающие возвратно-поступательное движение в рабочей камере;

2) **роторные**, в которых периодическое силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывают поверхности шестерен или винтовых канавок, расположенных на периферии вращающегося ротора;

3) **крыльчатые**, в которых периодическое силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывает пластина (крыло), совершающая возвратно-поворотное движение в рабочей камере;

4) **пластинчатые (шиберные)**, в которых функцию вытеснителей выполняют две или несколько пластин (шиберов), совершающих возвратно-поступательное движение в пазах вращающегося ротора.

5) **ленточные и шнуровые** водоподъемники, в которых силовое воздействие на жидкость в поверхностных капиллярах (являются рабочей камерой) бесконечной ленты или бесконечного шнура, двигающихся по двум шкивам (один опущен в воду, а другой расположен на поверхности земли), оказывает подъемная сила, возникающая в результате принудительного вращения одного из шкивов;

6) **гидротараны**, в которых периодическое силовое воздействие на воду в рабочей камере оказывает гидравлический удар, возникающий в подводящем трубопроводе при резкой остановке жидкости в нем.

В группу объемных насосов можно включить диафрагменные и шнековые насосы, черпаковые водоподъемники, водоподъемные колеса. В основу их действия положены одни и те же принципы.

Промышленность выпускает огромное число насосов различного типа и различных размеров. Насосы широко используют в различных отраслях народного хозяйства. Они подают воду в засушливые регионы и поднимают ее на командные точки орошаемых полей, при поливе посевов дождеванием, перекачивают сбросные оросительные и сточные воды, понижают уровень грунтовых вод и т.д.

В агропромышленном комплексе наибольшее распространение получили лопастные (центробежные и осевые) насосы, ленточные и шнуровые водоподъемники и эрлифты.

Рекомендуемые области применения различных насосов показаны на рисунке 1.

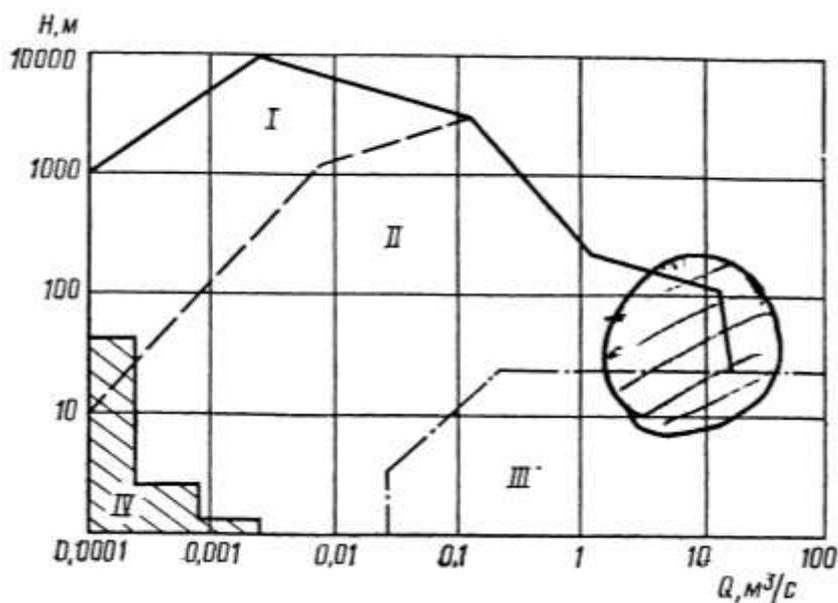


Рис. 1. Применение насосов:

I – поршневые; II – центробежные; III – осевые; IV – вихревые, струйные, вибрационные

Лопастные насосы

Лопастные насосы благодаря высокой экономичности, надежности, удобству эксплуатации, малым габаритным размерам и относительно низкой стоимости нашли широкое применение во всех сферах жизни современного общества, и в частности в мелиоративных и водохозяйственных системах агропромышленного комплекса. Классифицируют их по различным признакам: характеру движения жидкости в проточной части насоса (рис. 2); конструкции; назначению и др.

Лопастные насосы подразделяют:

1) по характеру движения жидкости и форме рабочего колеса:

- а) центробежные;
- б) диагональные;
- в) осевые.

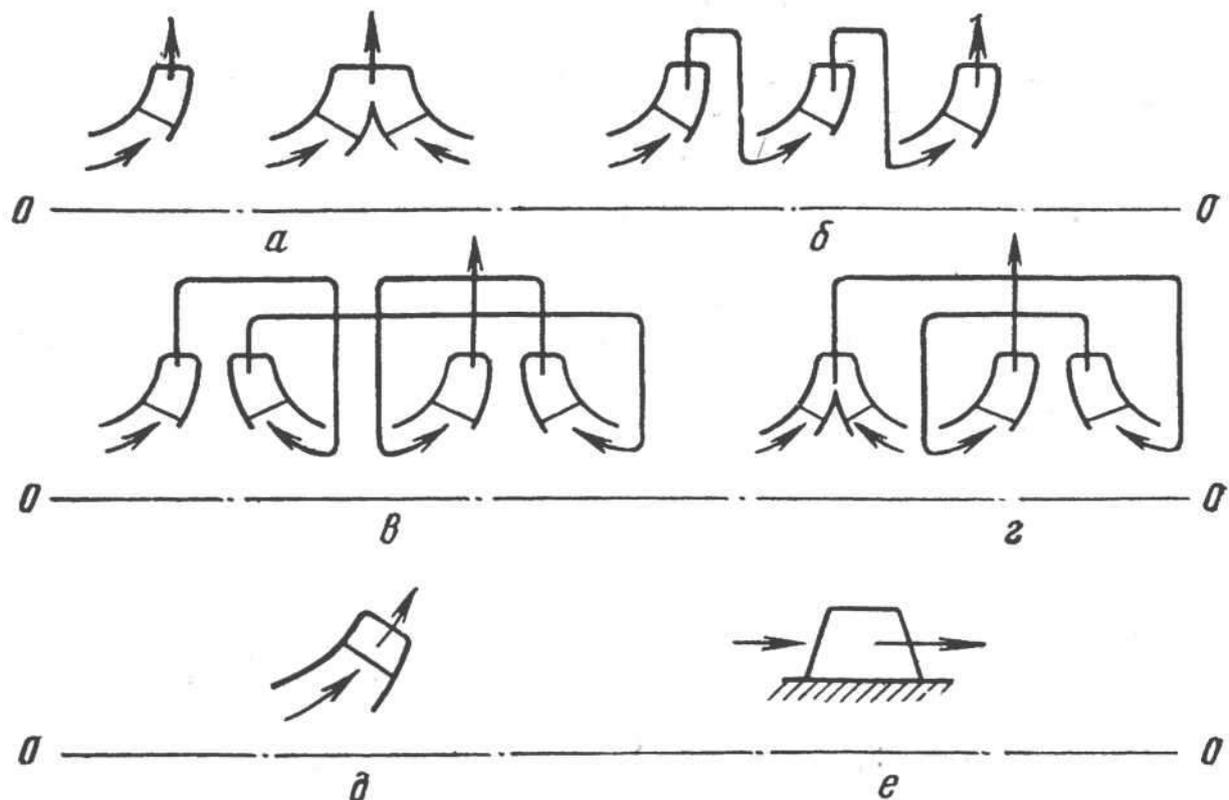


Рис. 2. Схемы движения жидкости в проточной части лопастных насосов:

- а) центробежных одноступенчатых с односторонним и двусторонним входом в рабочее колесо;
 б...г) центробежных многоступенчатых; д) диагональных; е) осевых;
 0—0 — ось вращения рабочего колеса

2) по расположению вала насоса:

- а) горизонтальные;
- б) вертикальные;
- в) наклонные.

3) по числу ступеней нагнетания:

- а) одноступенчатые;
- б) многоступенчатые.

4) по напору:

- а) низконапорные - $H < 20$ м;
- б) средненапорные - $H = 20...60$ м;
- в) высоконапорные - $H > 60$ м.

5) по роду перекачиваемой жидкости и назначению:

- а) для перекачки воды, содержащей относительно небольшое количество твердых частиц и химически агрессивных примесей, с температурой не более $100\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- б) для перекачки гидросмесей, содержащих значительное количество песка, грунта и других твердых частиц;
- в) для перекачки загрязненных (например, фекальных) жидкостей;
- г) для перекачки химически активных жидкостей;
- д) для подъема воды из скважин.

ОСНОВНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ПАРАМЕТРЫ НАСОСОВ

К основным энергетическим параметрам любого насоса относят следующие:

подачу Q (л/с, м³/с, м³/ч) — объем жидкости, проходящей через насос в единицу времени;

напор насоса H — это сила давления, создаваемая лопастями или поршнем насоса, приложенная к тому, чтобы протолкнуть воду.

Напор — удельная энергия, сообщаемая насосом единице веса перекачиваемой жидкости, м:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + Z, \quad (1.1)$$

где p_1, p_2 — давления в жидкости в сечениях до и после насоса, Па; v_1, v_2 — скорости жидкости в тех же сечениях, м/с; γ — удельный вес жидкости, Н/м³; Z — расстояние по вертикали между точками замера давлений p_2 и p_1 , м, $Z > 0$, если точка замера давления p_2 расположена выше точки замера давления p_1 , и $Z < 0$, если точка замера давления p_2 расположена ниже точки замера давления p_1 .

В частных случаях, например для водоподъемников, напор

$$H = Z,$$

где Z — высота подъема жидкости из нижнего бьефа в верхний, м, $Z = \nabla_{в.б} - \nabla_{н.б}$; $\nabla_{в.б}$ и $\nabla_{н.б}$ — отметки верхнего и нижнего бьефов.

Мощность N — потребляемая насосом мощность;

коэффициент полезного действия (КПД) η — отношение полезной мощности $N_{пол}$ к потребляемой N , то есть к подводимой извне,

$$\eta = N_{пол} / N = \gamma Q H \eta / N. \quad (1.2)$$

Если единицы измерения мощностей $N_{пол}$ и N даны в кВт, подачи Q — м³/с, напора H — м, то при перекачивании насосом воды его КПД

$$\eta = 9,81 Q H / N. \quad (1.3)$$

Эксплуатационные свойства насосов определяются их основными параметрами:

подачей Q , напором H , КПД насоса η , мощностью насоса N , допустимой вакуум-метрической высотой всасывания $H_{вак}^{доп}$ или допустимым кавитационным запасом $\Delta h^{доп}$.

Важными характеристиками насосного агрегата являются частота вращения его рабочего колеса n и напряжение приводного электродвигателя U .

Следует помнить, что параметры центробежных и осевых насосов H, η, N и $H_{вак}^{доп}$ ($\Delta h^{доп}$) даже при постоянной частоте вращения рабочего колеса переменны и зависят от подачи Q .

Графики зависимости основных параметров насоса от подачи называются **характеристиками насоса** (рис. 3).

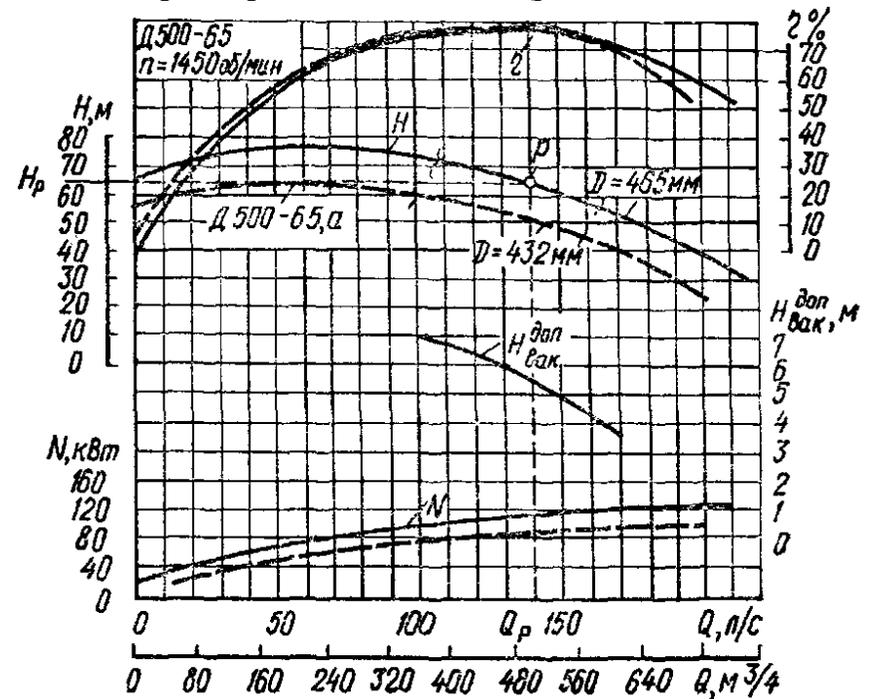


Рис. 3. Характеристики центробежного насоса

Центробежные и осевые насосы автоматически реагируют на изменение подачи, изменяя соответствующим образом напор.

Характеристики насосов строятся по результатам натурных испытаний.

Характеристики приводятся для определенной частоты вращения рабочего колеса.

На графике часто приводятся характеристики для уменьшенных (обточенных) диаметров рабочего колеса, обозначаемые буквами «а, б».

Точка характеристики $H = f(Q)$, отвечающая максимальному значению КПД, называется *оптимальной режимной точкой*. Соответствующие ей подача Q_p и напор H_p называются *оптимальными параметрами насоса*.

Точка, соответствующая действительному режиму работы насоса (рабочая точка) не всегда совпадает с оптимальной, но должна, по возможности, быть близка к ней.

Исходя из допустимого уменьшения КПД на характеристиках часто выделяют рабочую часть, в пределах которой и должны находиться рабочие точки насоса.

Характеристики насосов приводятся заводами-изготовителями, как правило, для чистой воды температурой 20 °С при нормальном атмосферном давлении на отметке уровня мирового океана.

Насосы следует эксплуатировать на тех режимах, при которых значения их КПД близки к максимальным.

При эксплуатации насосы потребляют значительную часть энергии, вырабатываемой электростанциями. Правильное использование их позволяет повысить экономичность и существенно сократить затраты энергии на эксплуатацию всех насосов.

Маркировка насосов

Все насосы с одинаковыми конструктивными и эксплуатационными параметрами имеют свое обозначение — марку. Она состоит из определенного буквенного и цифрового сочетания.

Марки центробежных насосов имеют следующую структуру:

$$TQ_n - H \text{ или } T - Q_n/H \text{ или}$$

$$d_n B - Q/H \text{ (крупные вертикальные);}$$

где T — обозначение типа конструкции и иногда назначение насоса;

Q_n , Q — расчетные подачи насоса (обычно при КПД, близких к максимальным), соответственно $m^3/ч$ и $m^3/с$;

H — напор насоса, м;

d_n — внутренний диаметр напорного патрубка, мм;

Например, **К-160/30** — консольный насос, подача 160 $m^3/ч$, напор 30 м.

Марки скважинных насосов:

$$T\alpha_B - Q_n - H;$$

α_B — внутренний диаметр обсадной трубы скважины, мм, уменьшенный в 25 раз и округленный до 1;

Например, **ЭЦВ 16-210-640** — привод от погружного ЭД, центробежный, для воды, диаметр обсадной трубы скважины 402 мм, подача 210 $m^3/ч$, напор 640 м.

Марки осевых насосов:

$$T - D_{p.k.},$$

$D_{p.k.}$ — наружный диаметр рабочего колеса, см.

Например, **ОВЗ-87** — осевой вертикальный насос, модель колеса 3, наружный диаметр рабочего колеса 87 мм

В марки насосов часто добавляют отдельные буквы, характеризующие дополнительные сведения о насосе. Например, возможность перекачки химически агрессивных жидкостей, необходимость применения определенного типа всасывающего подвода, наличие определенного типа механизма разворота лопастей.

Области применения лопастных насосов различных марок в зависимости от Q и H приведены в таблице 1.

Таблица 1. - Области применения лопастных насосов различных марок по Q и H .

Тип насосов	Марка	Подача, $m^3/ч$	Напор, м	
Центробежные:	консольный	К- Q_n/H	4,5...350	9...95
	консольный моноблочный	КМ- Q_n/H	5...100	9...60
	с двусторонним входом в рабочее колесо	DQ_n-H	40...12500	8...130
	многоступенчатый секционный	ЦНС Q_n-H	30...350	25...800
многоступенчатый с горизонтальным разъемом корпуса	ЦН Q_n-H	250...3000	70...350	
фекальный консольный	$\Phi Q_n/H$	6...10000	6...105	
песковый консольный	$P_c Q_n/H$	15...1800	10...50	
грунтовый консольный	$G_p Q_n/H$	7...16000	8...80	
погружной	ЦМПВ Q_n-H , ГНОМ Q_n-H	10...100	6...27	
крупный вертикальный	$d_n B - Q/H$	1...35*	15...110	

Тип насосов	Марка	Подача, м ³ /ч	Напор, м
Скважинные: центробежный с приводом через трансмиссионный вал с затопленным электродви- гателем	ЦТВ α_n -Q $_n$ -H	25...1250	25...150
	ЭЦВ α_n -Q $_n$ -H	3...700	15...300
Осевые: с жесткозакрепленными ло- пастями с поворотными лопастями погружной	О-D $_{р.к}$	0,5...1,8*	3,0...14,0
	ОП-D $_{р.к}$	1,5...45*	2,5...25,0
	ОПВQ $_n$ -H	2500...20000	4...15
	ОМПВQ $_n$ -H	250...400	5,0...12,0

* Подача в м³/с.

На водопроводных станциях обычно применяют насосы общего назначения, допускающие перекачивание воды с температурой до 85 °С и с содержанием твердых включений до 3 г/л, размером не более 0,1...0,2 мм.

На водопроводных насосных станциях чаще всего устанавливаются горизонтальные насосы двустороннего входа типа Д, а при подачах до 0,08 м³/с — консольные насосы типа К.

На заглубленных насосных станциях I подъема, сооружение которых в условиях близкого залегания грунтовых вод затруднено, широко применяют вертикальные центробежные насосы типа В. Это позволяет уменьшить площадь машинного зала, удешевить строительство и улучшить условия эксплуатации вынесенных на первый этаж электродвигателей.

При больших подачах (выше 1 м³/с) и при напорах от 4 до 25 м могут применяться осевые насосы.

В насосных станциях системы отведения бытовых стоков, как правило, устанавливаются насосы типа СД (сточные динамические) или СДВ (то же, вертикальные), предназначенные для перекачивания сточных вод с рН = 6...8,5, плотностью до 1050 кг/м³, температурой до 80 °С и содержанием абразивных частиц по объему до 1%.

На насосных станциях систем водоотведения в некоторых случаях могут быть применены грунтовые насосы типа Гр и ГрУ.

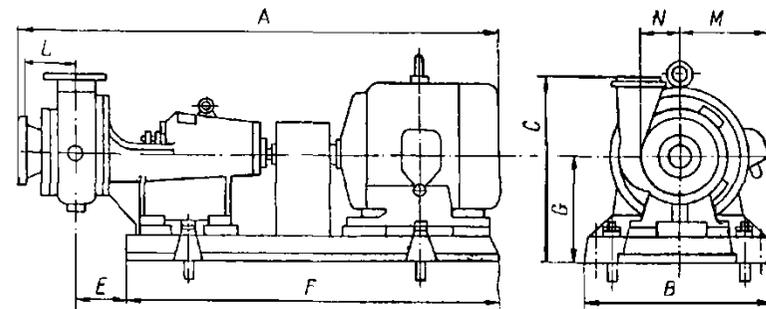


Рис. 3. Общий вид и габаритные размеры насосов типа К (СД, Гр) с электродвигателями

Центробежные консольные насосы типа К и КМ. Эти насосы — горизонтальные, одноступенчатые, с рабочим колесом одностороннего входа, консольно расположенным на конце вала насоса (рис. 3). Напорный патрубок может быть повернут на 90, 180 и 270° в зависимости от условий компоновки. Смазка подшипников — жидкая.

Консольные насосы выпускаются двух модификаций: собственно насос без двигателя — К, соединяемый с двигателем упругой муфтой, и в моноблочном исполнении — КМ.

Консольные насосы маркируются так: после букв К или КМ в числителе указана подача, м³/ч, а в знаменателе — напор, м, например, К-160/30. Сводный график полей $H = f(Q)$ насосов К и КМ приведен на рис. 4, размеры насосов — в прил. 4, а технические характеристики — в табл. 25 справочника [15].

Центробежные насосы с двусторонним подводом воды к рабочему колесу типа Д. Насосы этого типа — горизонтальные, одноступенчатые, с полуспиральным подводом воды.

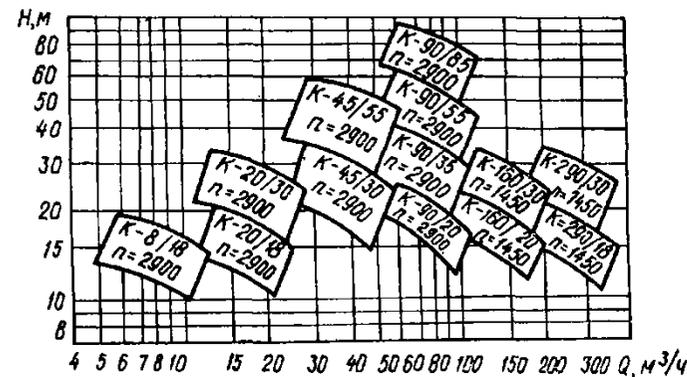


Рис. 4. Сводный график полей насосного типа К (КМ)

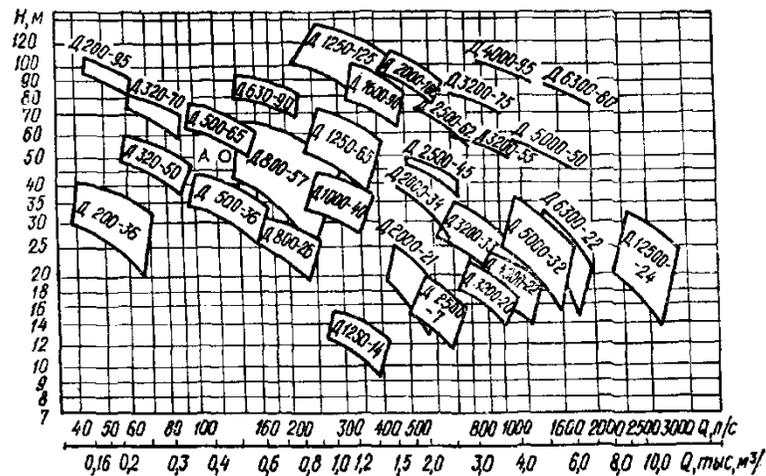


Рис. 5. Сводный график полей насосов типа Д

Корпус насоса чугунный, имеет горизонтальный разъем в плоскости расположения оси вала, что позволяет производить разборку и ремонт насоса без демонтажа трубопроводов.

Насосы с двусторонним подводом маркируются буквой Д, после буквы приводятся две цифры: первая указывает подачу, м³/ч, вторая — напор, например Д3200-75. Сводный график полей насосов типа Д приведен на рис. 5, их характеристики — в прил. 1, а габаритные размеры можно принимать по табл. 4 и 5 справочника [15].

Вертикальные центробежные насосы типа В. Своей конструкцией эти насосы напоминают консольные, расположенные вертикально (рис. 6). Приводные двигатели насосов устанавливаются на балках над насосами, что уменьшает требуемую площадь пола машинного зала. Подшипники насосов типа В с резиновыми или лигнофолевыми вкладышами смазываются перекачиваемой водой, если содержание в ней взвешенных частиц не более 50 мг/л при допустимой их крупности и абразивности. При перекачивании загрязненной воды подшипники должны смазываться технически чистой водой из специальной системы водопровода.

Насосы типа В с подачей до 4 м³/с имеют на корпусе специальные лапы, с помощью которых они крепятся к фундаментным плитам, заанкеренным в бетон пола насосной станции. У более мощных насосов корпус до половины заливается бетоном. У насосов с подачей до 4 м³/с вода к входному патрубку подводится через всасывающее чугунное колено, у остальных насосов — по бетонной всасывающей

трубе. Отводится вода по напорному расположенному горизонтально патрубку.

Число, стоящее перед маркой В, указывает диаметр напорного патрубка, мм, а следующие две цифры означают: первая — подачу, м³/с, вторая — напор, м. Сводный график полей насосов типа В приведен на рис. 7, характеристики отдельных насосов — в прил. 3, а размеры — в прил. 2.

Насосы для перекачивания сточной жидкости динамические типа СД. Это центробежные насосы с рабочим колесом одностороннего входа (ГОСТ 11379—80). Эти насосы выпускаются четырех видов: горизонтальные и вертикальные одноступенчатые, полупогружные и двухступенчатые. Так же, как в консольных насосах, напорный патрубок насосов может быть повернут на 90° в любую сторону.

Для охлаждения и гидравлического уплотнения сальников к этим насосам подводится техническая вода с напором на 2—3 м выше напора, развиваемого насосом. К крупногабаритным насосам техническая вода подводится с избыточным напором 10 м. Конструктивно одноступенчатые горизонтальные и вертикальные насосы серии СД напоминают, соответственно, насосы типов К и В (рис. 3 и 6).

Буквы П и В, входящие в маркировку насоса, обозначают полупогружной или вертикальный тип, цифры в числителе — подачу, м³/ч, в знаменателе — напор, м. Для двухступенчатых насосов к обозначению добавляется цифра 2. Например, горизонтальный двухступенчатый насос с подачей 540 м³/ч и напором 95 м обозначается СД 540/95-2. Сводный график полей насосов типа СД и СДВ приведен на рис. 8, характеристики отдельных насосов — в прил. 5, а разме-

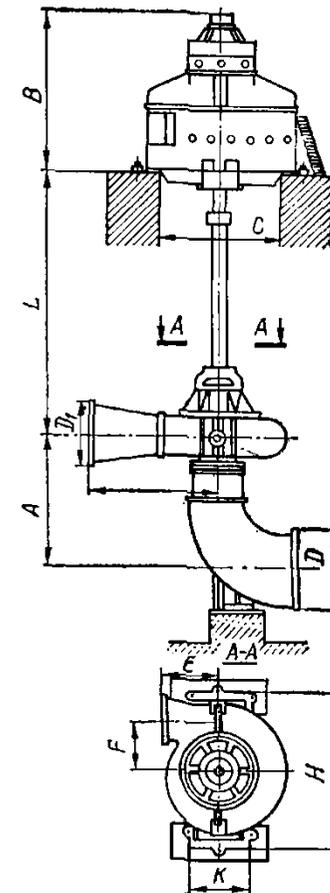


Рис. 6. Габаритные размеры вертикальных насосов типа В (СДВ) с электродвигателями

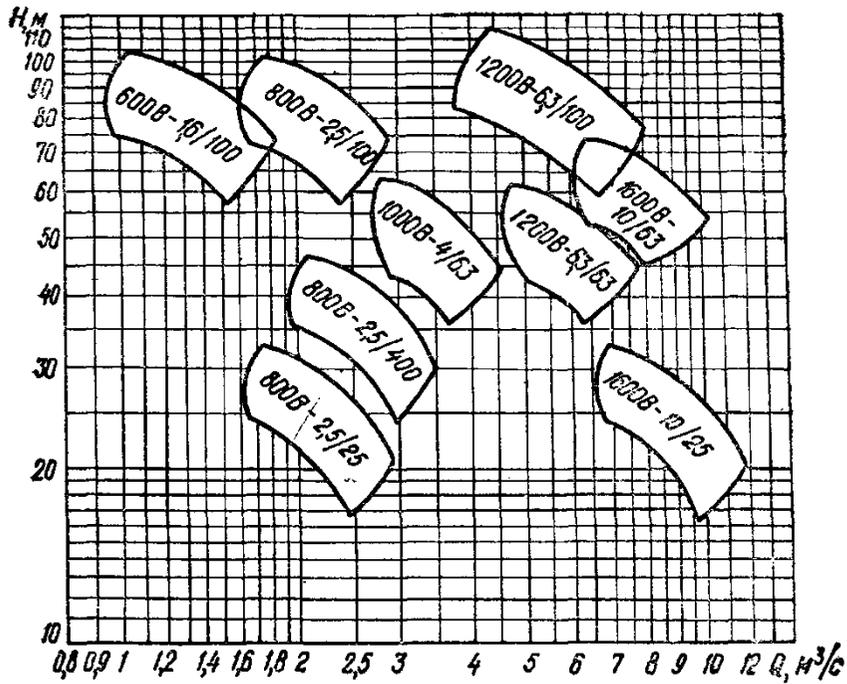


Рис. 7. Сводный график полей насосов типа В

ры — в прил. 4. Штриховыми линиями на рис. 8 показаны поля насосов, выпуск которых еще не освоен.

Вертикальные насосы СДВ применяются для перекачивания больших расходов сточной жидкости. Размеры насосов СДВ приведены в прил. 2.

Грунтовые насосы. Эти насосы можно, при необходимости устанавливать в насосных станциях систем отведения бытовых стоков. По совмещенным на рис. 9 графикам сводных полей грунтовых насосов (сплошные линии) и насосов типа СД (штриховые) видно, что в некоторых случаях грунтовые насосы перекрывают области, не охваченные полями насосов СД.

Грунтовые насосы типа Гр — центробежные консольные одноступенчатые, конструктивно напоминают насосы типа К (рис. 3). Грунтовые насосы предназначены для перекачивания гидросмесей (пульпы) с твердыми включениями частиц грунта. Характер перекачиваемой жидкости обуславливает некоторые конструктивные особенности, уменьшающие износ насоса: большие зазоры, упрощенный профиль лопастей рабочего колеса, меньшее их число. Эти особенности приводят к снижению КПД, который у грунтовых

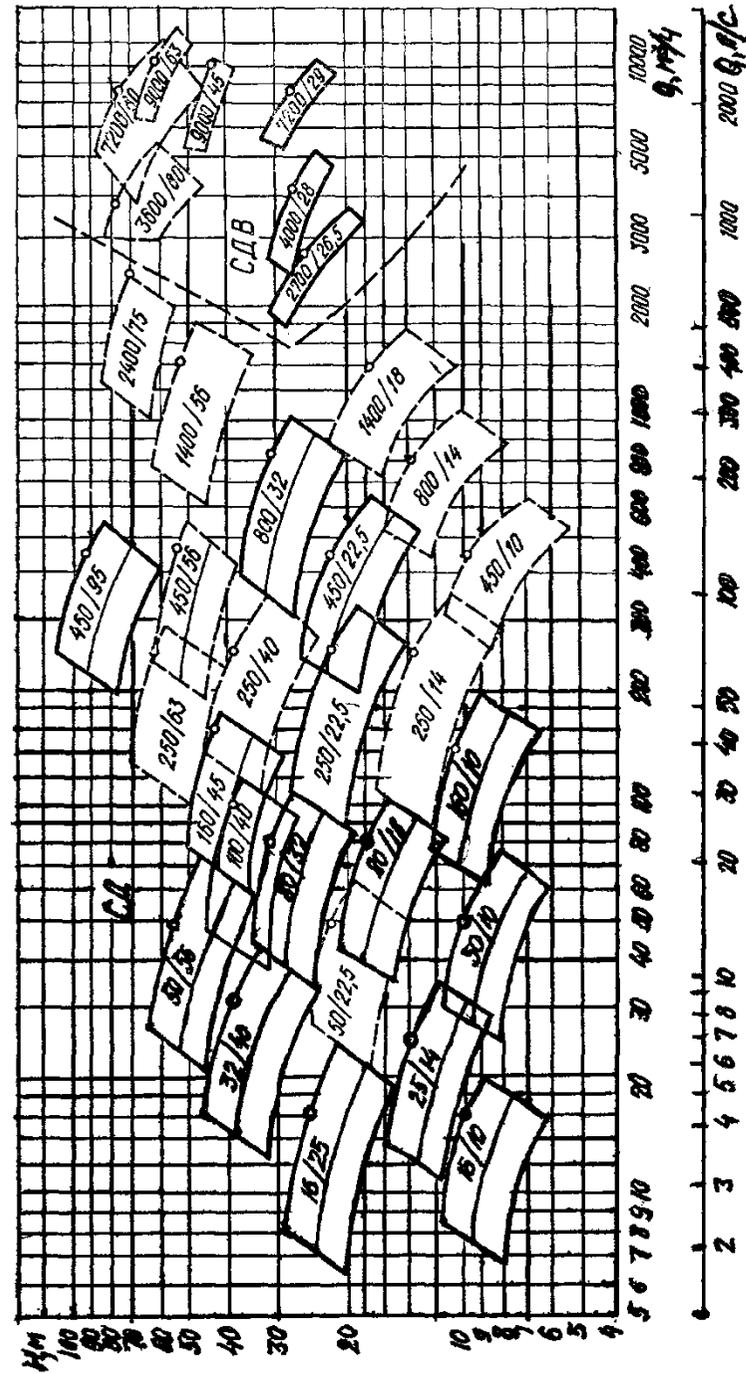


Рис. 8. Сводный график полей насосов типа СД

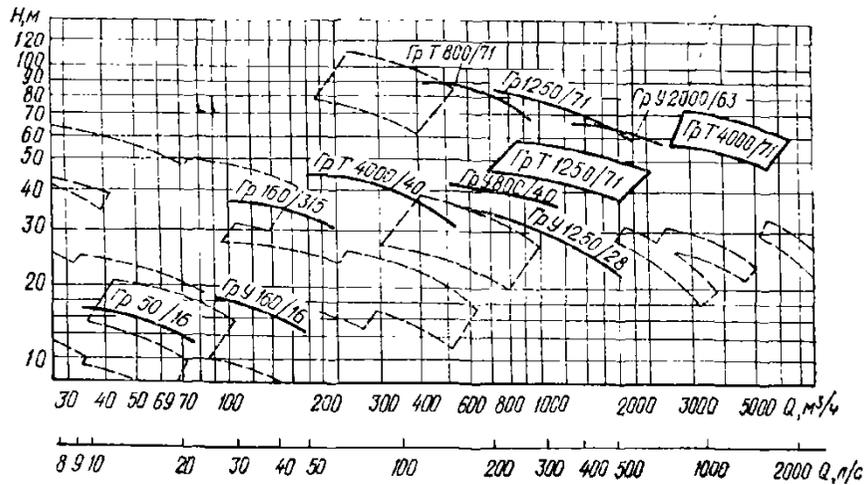


Рис. 9. Сводный график полей насосов типа Gr

насосов меньше, чем у насосов К или СД. Насосы типа GrУ — грунтовые с увеличенным проходным сечением имеют динамические характеристики несколько хуже, чем насосы типа Gr.

Чистая вода, подводимая для охлаждения и уплотнения сальников, служит одновременно для промывки пространства между рабочим колесом и крышкой насоса. Напор технической воды должен быть на 5—10 м выше напора, развиваемого насосом.

Характеристики отдельных насосов приводятся в прил. 6, а размеры — в прил. 4.

2. УСТРОЙСТВО НАСОСОВ

§ 3. ПРИНЦИП РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

В центробежных насосах (рис. 2.2) жидкость двигается в осевом направлении от всасывающего патрубка к центральной части рабочего колеса. В рабочем колесе ее поток поворачивается на 90° и симметрично относительно оси вращения растекается по каналам вращающегося колеса 1, образованным стенками переднего и заднего дисков 10 и рабочими лопастями 2. Рабочие лопасти передают жидкости энергию. Статическое давление в ней и ее скорость возрастают. Из рабочего колеса 1 поток жидкости выходит под некоторым углом к касательной его наружного диаметра. Общее направление движения потока при этом совпадает с направлением вращения рабочего колеса. Далее по спиральному отводу 3 жидкость поступает в конический диффузор 4, где ее кинетическая энергия преобразуется в потенциальную.

§ 4. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОНСОЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Центробежные консольные (типа К) и консольные моноблочные (типа КМ) насосы предназначены для подачи относительно чистой воды или неагрессивных жидкостей, сходных по основ-

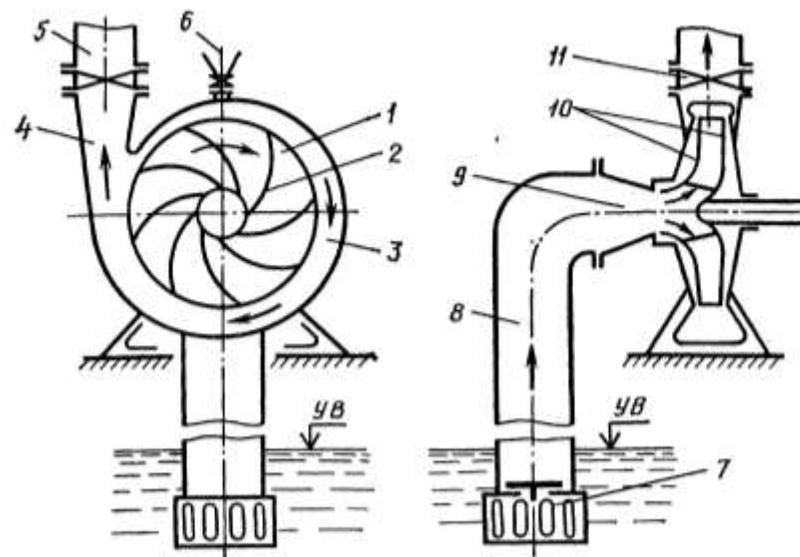


Рис. 2.2. Схема центробежного насоса:

1 — рабочее колесо; 2 — лопасти; 3 — спиральный отвод; 4 — конический диффузор; 5 — напорный трубопровод; 6 — воронка для заливки насоса или место подсоединения вакуум-насоса; 7 — приемный обратный клапан с сеткой; 8, 9 — всасывающие трубопровод и патрубок; 10 — диски рабочего колеса; 11 — задвижка

ным свойствам с водой. Температура жидкости не должна превышать 85°C , а при изготовлении насосов по специальному заказу — 105°C . Поддачи таких насосов могут составлять $4,5 \dots 350 \text{ м}^3/\text{ч}$, напоры — $9 \dots 95 \text{ м}$, КПД — $45 \dots 80\%$ (чем больше подача, тем выше КПД). Заказчикам насосы поставляют в комплекте с электродвигателями. Насос и двигатель соединяют между собой упругой муфтой. Насосный агрегат укрепляют на плите или раме.

Вал у центробежных консольных насосов (рис. 2.3) расположен, как правило, горизонтально. Чугунное рабочее колесо 4 состоит из двух дисков, скрепленных лопастями. Задний диск насажен на стальной вал 12. Опорами вала 12 служат шарикоподшипники 13, размещенные в чугунной опорной стойке 15. Осевые нагрузки от рабочего колеса 4 на вал 12 снижает разгрузочная камера с разгрузочными отверстиями 21 (рис. 2.4, а). При уменьшении этих нагрузок повышаются надежность и долговечность работы подшипников 13. Разгрузочные отверстия уравнивают давления во всасывающей полости и в разгрузочной камере и таким образом уменьшают осевые нагрузки, возникающие в результате давления жидкости на наружные стороны дисков рабочего колеса.

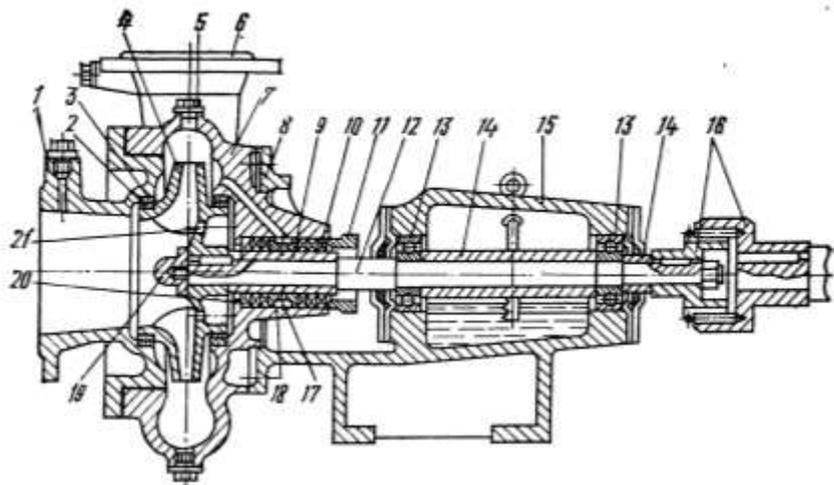


Рис. 2.3. Конструкция консольного горизонтального центробежного насоса: 1, 6 — всасывающий и напорный патрубки; 2, 3, 17 — кольца соответственно уплотняющее, защитное, гидравлического уплотнения; 4 — рабочее колесо; 5 — пробка; 7 — корпус насоса со спиральным отводом; 8 — кронштейн; 9, 14 — защитная и распорная втулки; 10 — сальниковая набивка; 11, 18 — подвижной фланец и корпус сальникового узла; 12 — вал; 13 — шарикоподшипники; 15 — опорная стойка с масляной ванной; 16 — полумуфты; 19 — гайка; 20 — фундамент; 21 — разгрузочное отверстие

Рабочие колеса насосов типа К часто изготавливают и без разгрузочных камер (рис. 2.4, б). Если предположить, что давления в жидкости на одинаковых радиусах по обе стороны рабочего колеса примерно равны, то ясно, что без разгрузочного устройства возникает дополнительная сила в сторону всасывающего патрубка насоса. Осевые нагрузки в таких насосах воспринимают подшипники.

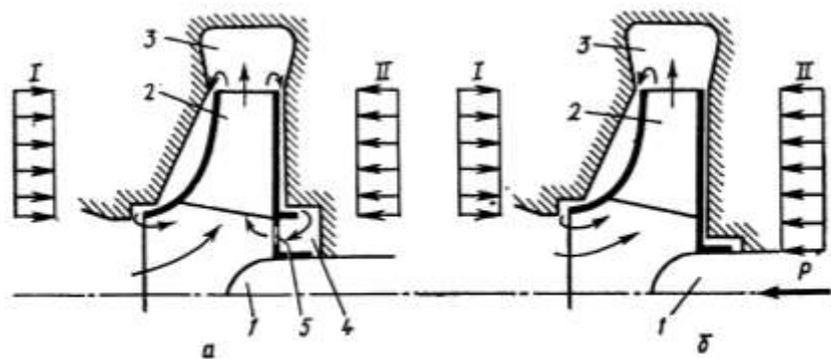


Рис. 2.4. Схемы рабочих колес: а — с разгрузочной камерой; б — без разгрузочной камеры; 1 — вал; 2 — рабочее колесо; 3 — спиральный отвод; 4, 5 — разгрузочная камера и отверстие; I, II — опоры статического давления на левый и правый диски

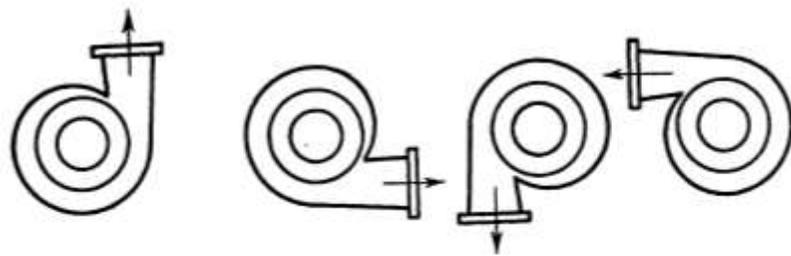


Рис. 2.5. Схемы расположения напорных патрубков консольных центробежных насосов

Чугунный корпус 7 насоса по периферии имеет внутреннюю полость спиральной формы, переходящую в конический диффузор (см. рис. 2.3).

Напорный патрубок 6, которым заканчивается диффузор, можно установить в различных положениях (рис. 2.5), что позволяет наиболее рационально разместить насосную установку вместе с трубопроводными системами.

Внутреннюю полость насоса (см. рис. 2.3), в которой расположено рабочее колесо 4, разобщает с окружающей средой сальниковый узел, состоящий из корпуса 18, подвижного фланца 11, набивки 10 и кольца гидравлического уплотнения 17. Сальниковая набивка включает в себя отдельные кольца пропитанного специальным составом хлопчатобумажного шнура. Жидкость, поступающая под давлением к кольцу гидравлического уплотнения 17 через отверстие или отдельную трубку из напорной полости насоса, смазывает и охлаждает трущиеся поверхности вала 12 и набивки 10, а также при положительной высоте всасывания предотвращает подсос воздуха из атмосферы через образующийся со временем зазор между валом 12 и набивкой 10.

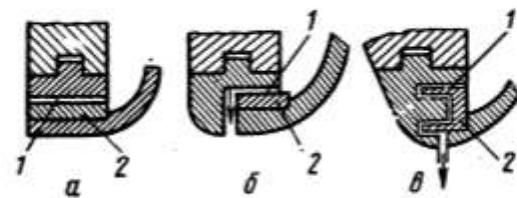


Рис. 2.6. Конструкции щелевых уплотнений между рабочим колесом и корпусом насоса: а — кольцевого; б — углового; в — лабиринтного; 1 — зазор; 2 — уплотняющее кольцо

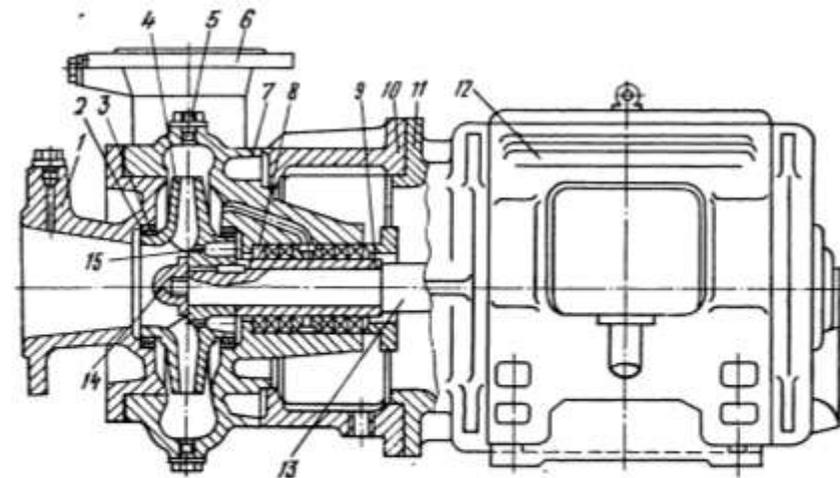


Рис. 2.7. Конструкция моноблочного консольного центробежного насоса:

1, 6 — всасывающий и напорный патрубки; 2, 3, 8 — кольца соответственно уплотняющее, защитное, опорное; 4 — рабочее колесо; 5 — заглушка; 7 — корпус со спиральным отводом; 9 — защитная втулка; 10 — фонарь; 11, 13 — фланцевый щит и удлиненный вал электродвигателя; 12 — электродвигатель; 14 — гайка-обтекатель; 15 — разгрузочное отверстие

Для уплотнения набивки и снижения утечек жидкости через зазор подвижной фланец 11 периодически подтягивают. С обеих сторон рабочего колеса 4 уплотняющие и защитные кольца (рис. 2.6) образуют кольцевые зазоры. Проходные сечения этих зазоров должны быть по возможности минимальными, чтобы меньше жидкости из напорных полостей насоса перетекало во всасывающие полости. Утечки уменьшают КПД насоса, так как полученная жидкостью от лопастей рабочего колеса энергия теряется в зазорах.

Центробежный насос перед пуском обязательно должен быть заполнен жидкостью. Чтобы жидкость поступала в его внутреннюю полость, из нее через отверстие (закрывается пробкой 5) вакуум-насосом отсасывают воздух.

Консольные моноблочные насосы (рис. 2.7) отличаются от консольных (см. рис. 2.3) с аналогичными параметрами меньшими габаритными размерами и массой. Электродвигатель насосного агрегата с насосом типа К имеет удлиненный стальной вал 13, который одновременно является и валом насоса. Корпус насоса крепят к фланцевому щиту 11.

Основной недостаток насосов типа К и КМ — вертикальный (торцевой) разъем корпуса. При разборке насосной установки с такими насосами приходится отсоединять всасывающий и напорный трубопроводы. Это увеличивает объем эксплуатационных работ.

При разборке и сборке насосной установки труднее обеспечивать необходимую плотность стыковочных узлов.

§ 5. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ С ДВУСТОРОННИМ ВХОДОМ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО

Центробежные насосы с двусторонним входом в рабочее колесо (типа Д) предназначены для перекачки относительно чистых жидкостей. Поддачи их могут составлять 40...12500 м³/ч, напоры — 8...130 м, КПД — 70...90%. Насосы подачи до 1250 м³/ч доставляют заказчику в комплекте с электродвигателями, установленными на одной с ними раме. При подаче более 1250 м³/ч заказчик может поставлять насос и электродвигатель отдельно. Их размещают на отдельных фундаментах.

Вал насосов типа Д (рис. 2.8) расположен, как правило, горизонтально. Жидкость, перекачиваемая ими, после всасывающего патрубка разделяется на два потока и поступает к центральной части рабочего колеса 11 с двух сторон, то есть одно колесо осуществляет как бы двойную подачу. Рабочее колесо 11 закреплено на стальном валу 14 защитными втулками 6 и гайками 4. Вал 14 вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода. Всасывающий патрубок насоса находится с левой стороны, а напорный — с правой. Оба патрубка имеют горизонтальное направление и расположены ниже оси насоса. У входа в колесо 11 установлены защитно-уплотняющие кольца 10, уменьшающие перетечки жидкости и защищающие корпус 18 и крышку 8 от износа. Снижают утечки жидкости из насоса и предотвращают подсос воздуха в него из атмосферы узлы сальниковых уплотнений, содержащие сальниковую набивку и кольцо гидравлического уплотнения, с подводными трубками 7. Принцип действия и конструкции этих узлов такие же, как и у насосов типа К. Одно целое с корпусом 18 составляют кронштейны 19, являющиеся опорой для подшипников 1, 2 и 15. Камера 20 подводит охлаждающую воду к корпусам подшипников 2 и 15. Подшипники 2 и 15 имеют кольцевую жидкую смазку. Гидравлические силы, действующие на обе стороны рабочего колеса 11, симметричны, а следовательно, уравновешивают друг друга. Поэтому и осевые нагрузки на вал насоса незначительны. Остаточные неуравновешенные осевые нагрузки воспринимает шарикоподшипник 1. В некоторых насосах типа Д вместо подшипников скольжения устанавливают шарикопод-

Рис. 2.8. Конструкция горизонтального центробежного насоса с двусторонним входом в рабочее колесо:

1 — радиально-упорный шарикоподшипник; 2, 15 — узлы подшипников скольжения; 3, 18 — корпуса сальника и насоса; 4 — гайка; 5 — гайка; 6, 17 — защитно-упорная и резиновая втулки; 7 — трубка гидравлического уплотнения; 8 — крышка корпуса насоса; 9, 20 — камеры спирального подвода жидкости к рабочему колесу и подшипнику; 10 — защитно-уплотняющее кольцо; 11 — рабочее колесо; 12 — отверстие для подключения вакуум-насоса; 13 — ступица рабочего колеса; 14 — вал; 16 — уплотнение; 19 — кронштейн; 21 — плоскость разъема корпуса с прокладкой; 22, 24 — входной и напорный патрубки; 23 — опорная лапа

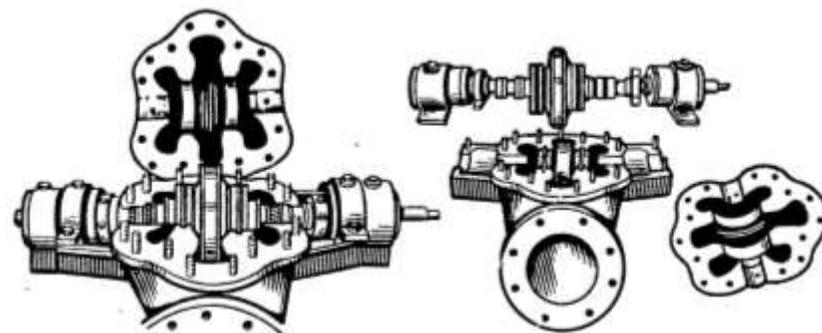
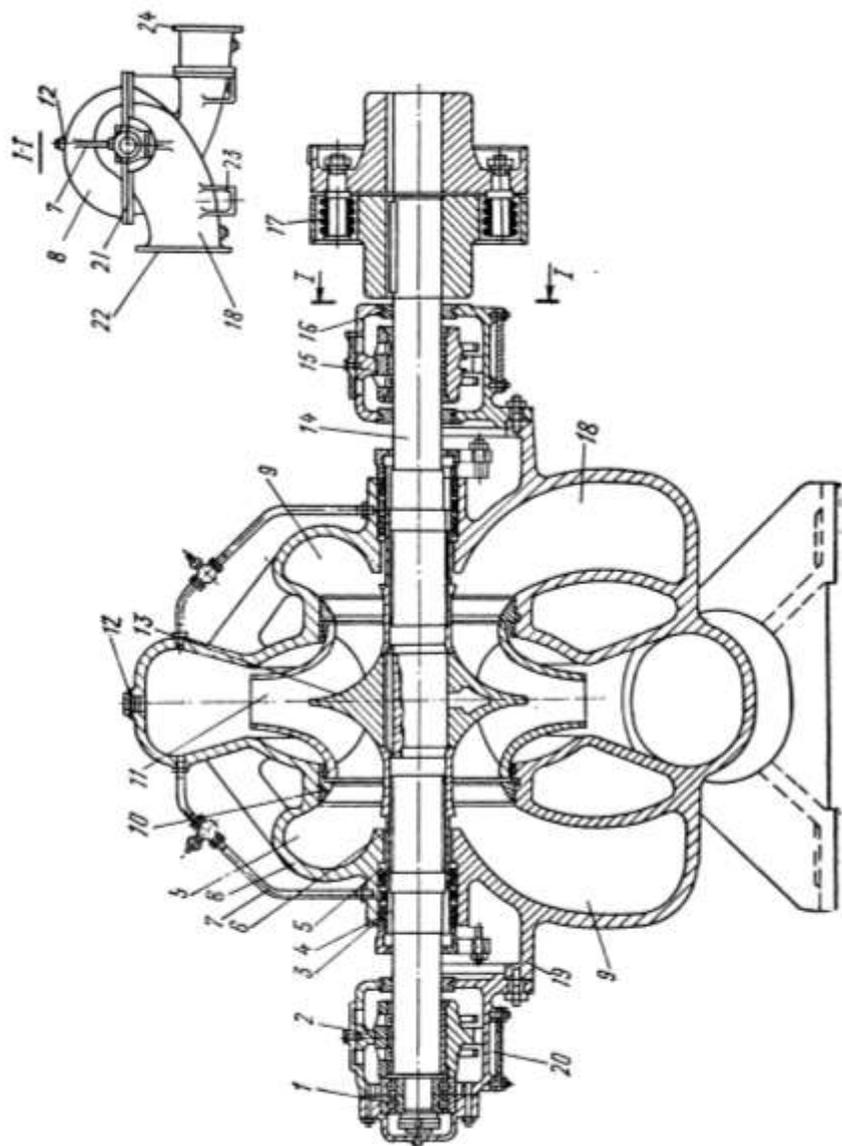


Рис. 2.9. Насос типа Д со снятой крышкой и поднятым ротором

шипники, которые одновременно могут воспринимать и осевые нагрузки. К отверстию 12 подсоединяют вакуум-насос.

Для насосов типа Д по сравнению с насосами типа К характерен ряд преимуществ: уравновешены осевые усилия на вал; более высокие КПД; рабочее колесо расположено в середине вала (у насосов типа К — на консольной части вала), а значит, имеет меньшие радиальные перемещения; горизонтальный разъем корпуса 21 позволяет разбирать насос (рис. 2.9) без отсоединения всасывающих и напорных трубопроводов, что упрощает ремонтные и профилактические работы. Корпус 18, крышку 8 и рабочее колесо 11 изготавливают из чугуна, вал насоса — из стали.

§ 6. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ СЕКЦИОННЫЕ НАСОСЫ

Многоступенчатые насосы типа ЦНС (центробежный насос секционный) предназначены для перекачки жидкости, содержащей не более 0,1% массы механических примесей размером до 0,1 мм. Они имеют вертикальный (торцевой) разъем корпуса и состоят из нескольких (от 3 до 11) секций, в которых расположены рабочие колеса, укрепленные на одном горизонтальном валу. Перекачиваемая жидкость проходит поочередно через несколько рабочих колес. Подачи этих насосов могут составлять 30...350 м³/ч, напоры — 25...800 м, КПД — 60...73%.

В пятиступенчатом насосе ЦНС180-212 (рис. 2.10) жидкость из всасывающего патрубка поступает во входную крышку 7, а затем в рабочее колесо 16 1-й ступени. Далее через лопаточный направляющий аппарат 2 и специальные каналы она движется к входной части рабочего колеса 2-й ступени и т. д. Все секции насоса, кроме последней, одинаковы. Это позволяет легко варьировать напором насоса путем изменения числа монтируемых секций, длины вала 17 и стяжных шпилек 4.

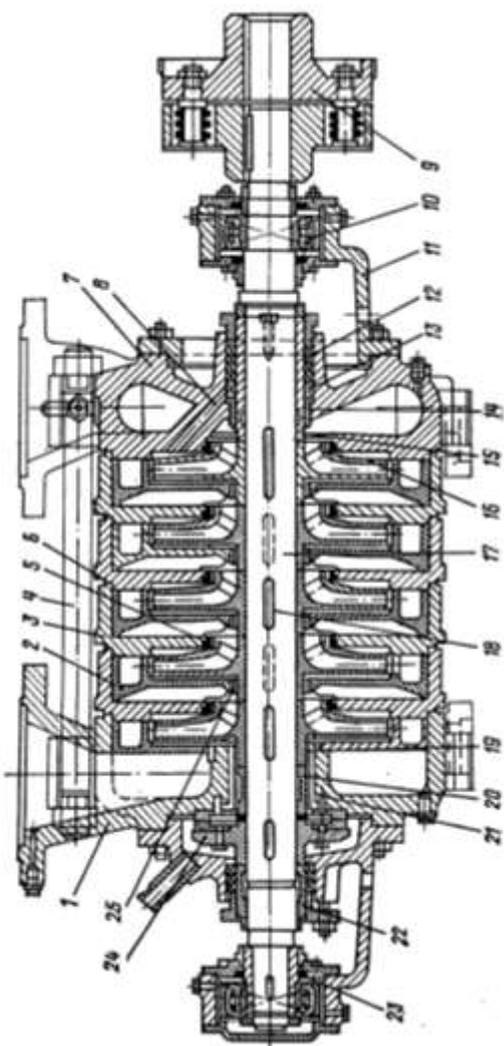


Рис. 2.10. Конструкция многоступенчатого секционного центробежного насоса:

1 — напорный патрубок; 2 — направляющий аппарат; 3 — корпус сепаратора; 4 — стержневая шпилька; 5 — защитно-уплотняющее кольцо; 6 — крышка сепаратора; 7 — клапан крышки со всасывающим патрубком; 8 — отверстие для подачи жидкости в уплотнение; 9 — муфта; 10 — подшипник; 11 — корпус насоса; 12 — кольцевой подшипник; 13 — рабочее колесо; 14 — рабочее колесо; 15 — рабочее колесо; 16 — рабочее колесо; 17 — вал; 18 — канал; 19 — шель; 20 — шель; 21 — втулка соединительного распределительного устройства; 22 — гайка-штулка; 23 — уплотнение в крышке насоса; 24 — гидравлическое уплотнение; 25 — защитно-уплотняющее кольцо

Осевые нагрузки, возникающие при работе каждого рабочего колеса, направлены вправо и суммируются. В многоступенчатых насосах они довольно значительны. Поэтому такие насосы обычно снабжают разгрузочным устройством с гидравлической пятой, которую крепят на валу 17. Жидкость от последней ступени насоса поступает через щель 19 в камеру гидравлической пяты 24, где создается высокое давление. Под воздействием этого давления пята вместе с валом смещается влево. Так как вал 17 имеет небольшой осевой люфт, зазор между подвижной пятой 24 и неподвижной торцевой стенкой насоса увеличивается, что приводит к увеличению утечки жидкости из камеры и падению давления в ней. Вал под действием осевых сил, возникающих при работе рабочих колес, сдвигается вправо, зазор снова уменьшается, давление в камере гидравлической пяты растет и т. д. Жидкость, прошедшая через гидравлическую пяту, поступает по специальной трубке или в гидравлическое уплотнение, или во всасывающую магистраль насоса, или сбрасывается наружу.

Принцип действия сальниковых уплотнений у насосов типа ЦНС такой же, как и у насосов типов К и Д. В левом сальниковом устройстве гидравлического уплотнения нет, так как подсоса воздуха из атмосферы здесь не будет. Подшипники 10, являющиеся опорами вала 17, установлены в кронштейнах 11. Момент вращения от электродвигателя передается насосу через упругую муфту 9.

Детали насосов типа ЦНС изготовляют из чугуна, углеродистых и нержавеющей сталей. Такие насосы имеют малые габаритные размеры и массу. Основные их недостатки: вертикальный разъем, усложняющий ремонтные и профилактические работы; работа только на относительно чистой жидкости; сравнительно низкие КПД.

§ 7. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ НАСОСЫ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ РАЗЪЕМОМ КОРПУСА

Центробежные многоступенчатые насосы с горизонтальным разъемом корпуса (типа ЦН) предназначены для перекачки относительно чистых жидкостей. Их подачи могут составлять 250...3000 м³/ч, напоры — 70...350 м, КПД — 73...78%. Они имеют четное число одинаковых рабочих колес, укрепленных на одном горизонтальном валу (рис. 2.11). Жидкость от первого рабочего колеса 9 после спирального отвода 2 по каналу 10 поступает во второе рабочее колесо 11, затем через спиральный сборник по каналу 18 — на третье рабочее колесо 14, далее через внутренний канал 10 — на четвертое рабочее колесо 13, а из него — к напорному патрубку 19. Работа осталь-

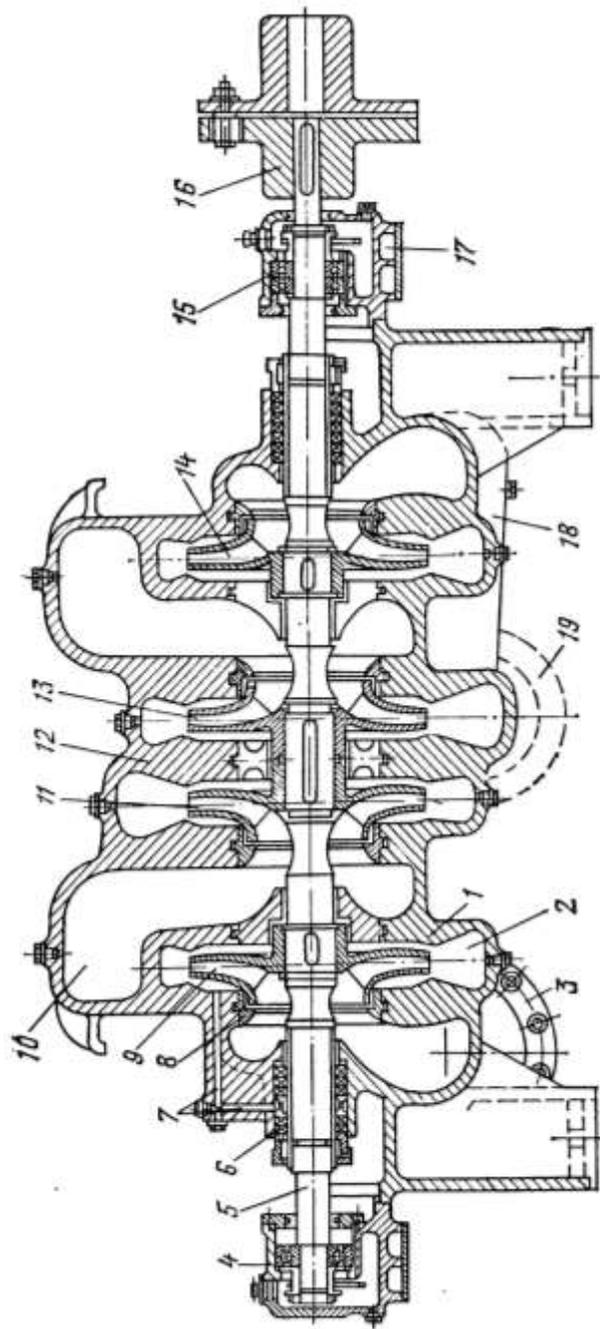


Рис. 2.11. Конструкция центробежного четырехступенчатого насоса с горизонтальным разъемом корпуса:
 1, 12 — корпус и крышка насоса; 2 — спиральный отвод; 3, 19 — всасывающий и напорный патрубки; 4, 6, 15 — узлы соответствующего подшипниковой опоры, сальниковый с гидравлическим уплотнением, радиально-упорный подшипниковый; 5 — вал; 7 — отверстия для поступления жидкости в гидравлическое уплотнение; 8 — защитно-уплотняющее кольцо; 9, 11, 13, 14 — рабочие колеса; 10, 18 — переводные каналы; 16 — полумуфта; 17 — канал для охлаждения подшипников

ных узлов насоса аналогична работе соответствующих узлов насосов, рассмотренных выше.

Основные детали насосов типа ЦН изготовляют из чугуна и стали. Осевые усилия на валу 5 уравнивает симметричное парное расположение рабочих колес. Горизонтальный разъем корпуса облегчает ремонтные и профилактические работы. Недостатки этих насосов: большие габаритные размеры, сложная форма корпусов, высокая стоимость изготовления.

§ 8. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ФЕКАЛЬНЫЕ, ПЕСКОВЫЕ И ГРУНТОВЫЕ НАСОСЫ

Фекальные насосы (обычно центробежные консольного типа с горизонтальным или вертикальным валом) предназначены для перекачки загрязненных жидкостей температурой до 100 °С. Поддачи их могут составлять 6...10 000 м³/ч, напоры — 6...105 м, КПД — 50...80%. Работа и назначение основных узлов таких насосов (рис. 2.12) аналогична работе и назначению соответствующих узлов рассмотренных выше насосов. С целью уменьшения опасности засорения рабочие колеса фекальных насосов изготовляются с более широкими каналами и меньшим числом лопастей, чем у рассмотренных выше

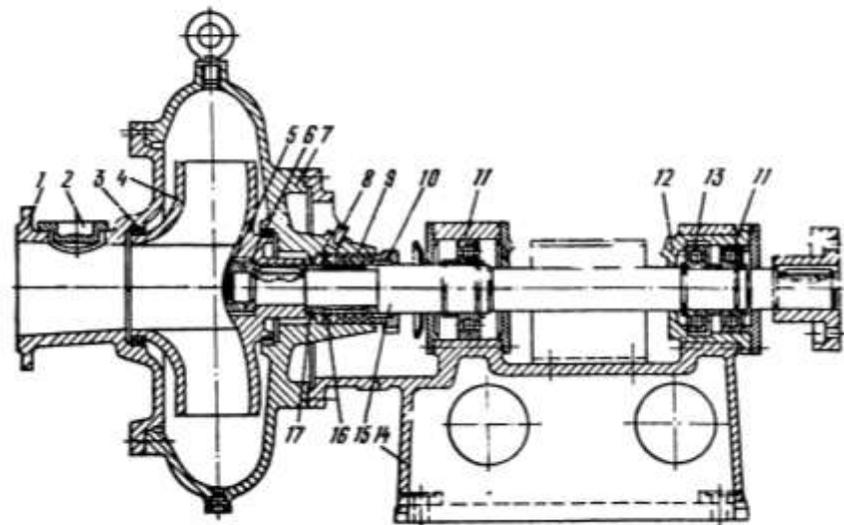


Рис. 2.12. Конструкция фекального насоса:

1 — всасывающий патрубок; 2 — крышка люка для прочистки насоса; 3, 16 — кольца защитно-уплотняющее и гидравлического уплотнения; 4 — рабочее колесо; 5 — обтекаемая контргайка; 6 — гайка; 7 — корпус; 8 — подвод жидкости для гидравлического уплотнения; 9 — сальниковая набивка; 10 — подвижной фланец для уплотнения сальниковой набивки; 11, 13 — радиальные и радиально-упорный подшипники; 12 — стакан-гнездо для подшипников; 14 — стойка с кронштейном; 15 — вал; 17 — втулка

насосов, что является основной причиной их низкого КПД. Проточную часть насосов без их разборки можно прочистить через люки, которыми оборудованы всасывающие и напорные патрубки, с герметичными крышками.

Песковые и грунтовые насосы (обычно консольного типа с горизонтальным или вертикальным валом) предназначены для перекачки гидросмесей (песчаных, гравийных, грунтовых, торфяных и др.) температурой до 60°C . Поддачи их могут составлять $7 \dots 16\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$, напоры — $8 \dots 80 \text{ м}$, КПД — $50 \dots 75\%$. Проточную часть таких насосов выполняют из износостойчивых материалов.

§ 9. ПОГРУЖНЫЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ МОНОБЛОЧНЫЕ НАСОСЫ

В погружных моноблочных насосах двигатель и насос представляют собой единый узел, который можно погружать в жидкость. Для перекачки относительно чистой жидкости из открытых источников применяют насосы подачей до $400 \text{ м}^3/\text{ч}$, например типа ЦМПВ (рис. 2.13), где Ц — центробежный, М — моноблочный, П — погружной, В — для подачи воды, а для перекачки загрязненной жидкости — насосы подачей до $200 \text{ м}^3/\text{ч}$, например типа ГНОМ (рис. 2.14), где Г — для грязной воды, Н — насос, О — одноступенчатый, М — моноблочный. Напоры таких насосов могут составлять $10 \dots 40 \text{ м}$, КПД насосного агрегата — $30 \dots 65\%$.

§ 10. СКВАЖИННЫЕ НАСОСЫ С ТРАНСМИССИОННЫМ ВАЛОМ

Скважинные насосы с трансмиссионным валом выпускают типа А (рис. 2.15, 2.16), АТН, ЦТВ (А — артезианский, Т — с трансмиссионным валом, Н — насос, Ц — центробежный, В — для подъема воды). Они предназначены для подъема неагрессивной воды, содержащей до $0,1\%$ массы твердых механических примесей (у насосов типа А и АТН — до $0,5\%$), температурой до 35°C , из скважин. Поддачи их могут составлять $25 \dots 1250 \text{ м}^3/\text{ч}$, напоры — $25 \dots 150 \text{ м}$, КПД — $60 \dots 70\%$.

Трансмиссионный вал (длиной до 100 м) размещают в напорной водоподъемной трубе. Он соединяет насос с двигателем. Вертикальные осевые нагрузки от вала воспринимают радиально-упорные подшипники, расположенные у насосов типа А под электродвигателем, у насосов типа АТН и ЦТВ в двигателе. Подшипники трансмиссионного вала смазывают либо осветленной водой под давлением $0,1 \text{ МПа}$, либо перекачиваемой. Вода из колеса каждой ступени отводится через лопаточный направляющий аппарат к рабочему колесу следующей ступени. Рабочее колесо последней (верхней) ступени размещают ниже динамического уровня воды в скважине, а нижнюю часть насоса —

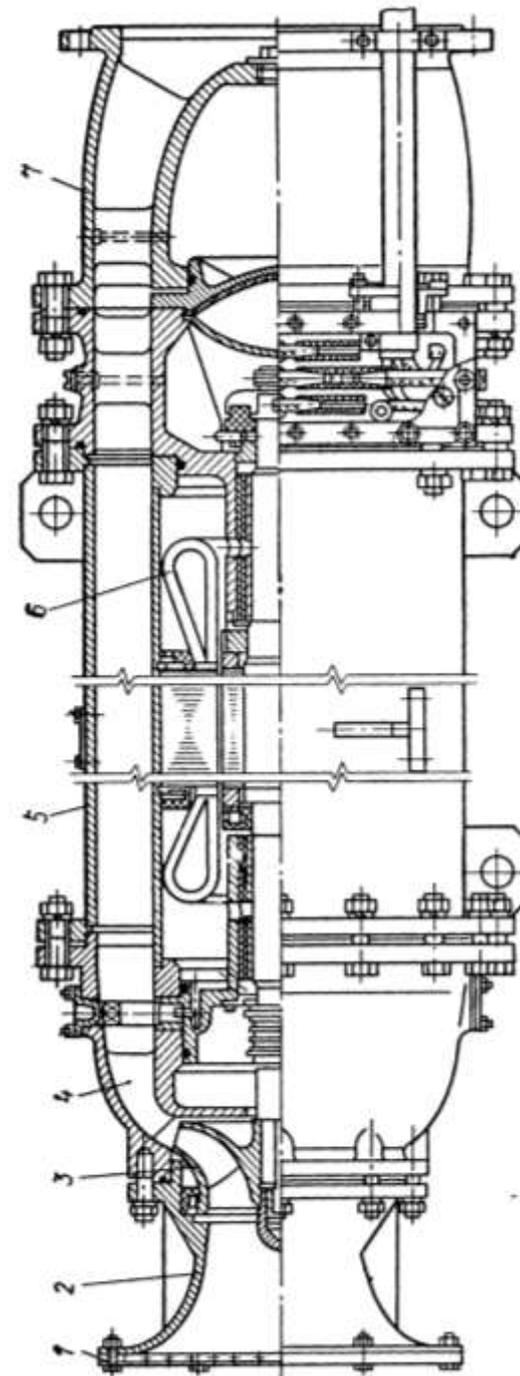
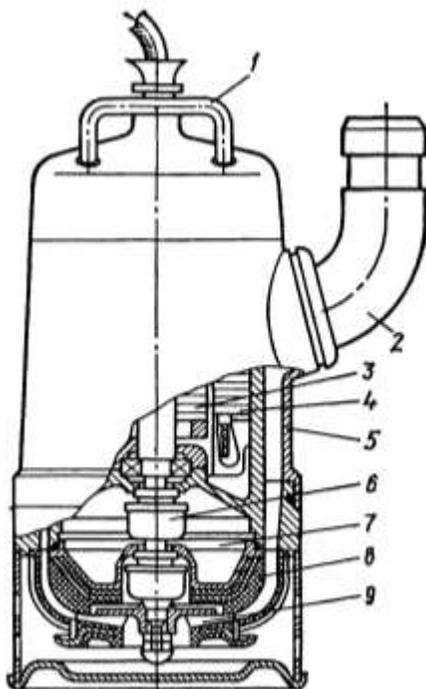


Рис. 2.13. Конструкция центробежного погружного моноблочного насоса:

1 — сетка; 2, 7 — всасывающий и напорный патрубки; 3 — рабочее колесо; 4 — лопаточный направляющий аппарат; 5 — корпус насоса; 6 — электродвигатель

Рис. 2.14. Конструкция погружного моноблочного насоса ГНОМ:

1 — ручка; 2 — напорный патрубок; 3, 4 — ротор и статор электродвигателя; 5 — корпус насоса; 6 — торцевое уплотнение; 7 — разделительная камера; 8 — обрезиненный отвод; 9 — рабочее колесо без переднего диска



на 1,5...2 м выше ее дна. Число секций водоподъемной трубы и расположенных в них секций трансмиссии зависит от глубины скважины. Длина каждой секции 2,3...2,6 м.

Детали насосов изготавливают из чугуна, стали, вкладывая радиально-упорных подшипников — из резины.

Скважинные насосы с трансмиссионным валом требуют строго вертикального расположения вала трансмиссии, тщательного и трудоемкого монтажа, прямого (без искривлений) ствола скважины.

С этими требованиями связаны и их недостатки: нет доступа к работающему в скважине насосу; сложность монтажа и демонтажа насоса при ремонте; быстрое изнашивание трансмиссионного вала и деталей насоса.

§ 11. СКВАЖИНЫЕ НАСОСЫ С ПОГРУЖНЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ

Скважинные насосы с погружным электродвигателем (типа ЭЦВ, где Э — привод от погружного электродвигателя, Ц — центробежный, В — для подачи воды) предназначены для подъема неагрессивной воды, содержащей до 0,01% массы твердых механических примесей, температурой до 25 °С. Насос и двигатель представляют собой единый моноблочный узел, который опускают в скважину ниже динамического уровня воды. Электроэнергия к двигателю с поверхности земли поступает по специальному кабелю. Поддачи таких насосов могут составлять 3...700 м³/ч, напоры — 15...300 м, КПД — 40...75%.

Насосные агрегаты выполняют с рабочими колесами центробежного и диагонального типа (рис. 2.17). Рабочие колеса могут быть закрепленными на валу и незакрепленными (свободно перемещаются вдоль него). Осевые нагрузки воспринимают

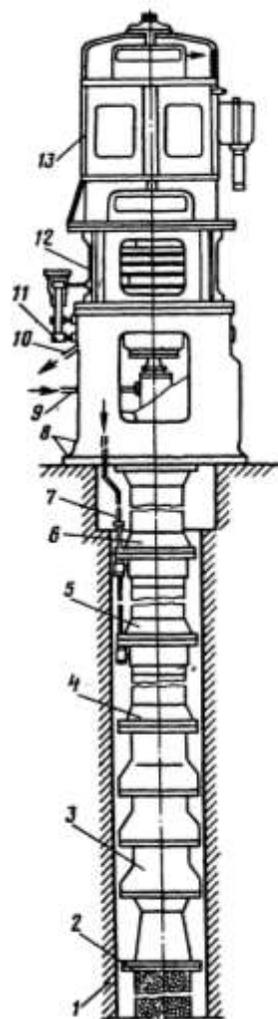


Рис. 2.15. Схема установки артезианского насоса 20А-18Х3:

1 — обсадная труба; 2 — сетка; 3 — насос (три секции); 4, 5, 6 — секции водоподъемной трубы соответственно переходная, нормальная, переходная; 7 — трубка подвода чистой воды к подшипникам; 8 — опорный корпус; 9 — подвод чистой воды к сальнику; 10 — слив охлаждающей воды из масляной ванны подшипника-пятн; 11 — маслоуказатель; 12 — подморный фонарь; 13 — электродвигатель

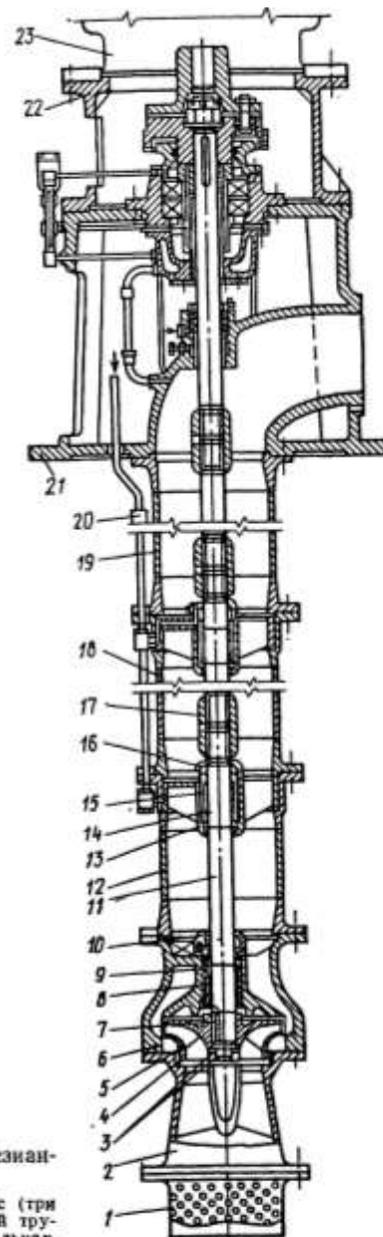


Рис. 2.16. Конструкция одноколесного насоса 24А-18Х1:

1 — приемная сетка; 2 — всасывающая

опорные подшипники двигателя или (при незакрепленных колесах) обоймы лопаточных аппаратов каждой ступени. Подшипники смазывают и охлаждают водой. В водоподъемных трубах устанавливают обратные клапаны шаровой или тарельчатой конструкции.

Электродвигатель (асинхронный с короткозамкнутым ротором) в насосном агрегате всегда расположен ниже насоса. Обмотка статора имеет три вывода, подключенных к питающему кабелю.

Схема установки специального высоконапорного насоса ЭЦВ 16-210-640 приведена на рисунке 2.18. Насос имеет 13 ступеней. Вода проходит в него через защищенное сеткой кольцевое отверстие, расположенное между двигателем и насосом. Рабочие колеса — диагональные. Диаметр обсадной трубы 402 мм, насоса — 375 мм. Марка электродвигателя — ПЭДВ 500-375 (где П — погружной, ЭД — электродвигатель, В — водоуполненный, 500 — мощность двигателя в кВт, 375 — наибольший наружный диаметр двигателя в мм), напряжение тока — 3000 В, частота вращения — 2950 об/мин, КПД — 0,9. Центрируют насосный агрегат и водоподъемную трубу в скважине с помощью фонаря 4.

У некоторых марок насосов и двигателей впереди стоят цифры. Они указывают порядковый номер модификации. Буквы Г, К, М в конце марки насоса говорят о том, что насосом можно поднимать воду, содержащую механических примесей до 0,05% массы и общей минерализацией до 2500 мг/л. При этом насос может работать в течение 20 мин после пуска на воде, содержащей до 1%, а следующие 30 мин — на воде, содержащей до 0,5% механических примесей. Рабочие колеса насосов типа ЭЦВ изготовляют из полиамида, полистирола, бронзы, чугуна, стали; лопаточные направляющие аппараты — из полипропилена, бронзы, чугуна, стали; корпусные детали — из чугуна, стали; валы — из стали; вкладыши радиальных подшипников — из резины.

§ 12. КРУПНЫЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕРТИКАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Центробежные вертикальные насосы (типа В) предназначены для подачи воды и других жидкостей, по вязкости и химической активности аналогичных воде и содержащих взвешенных

патрубок; 3 — гайка и контргайка; 4 — защитно-уплотнительное кольцо; 5 — рабочее колесо; 6, 21 — корпуса с лопаточным направляющим аппаратом и опорный; 7 — шпонка; 8, 14 — втулки; 9, 15 — вкладыши; 10, 16 — обтекатели; 11 — вал; 12, 18, 19 — секции водоподъемной трубы соответственно переходная, нормальная, переходная; 13 — крестовина; 17 — муфта вала; 20 — трубка подвода чистой воды для смазки подшипников; 22 — подмоторный фонарь; 23 — электродвигатель

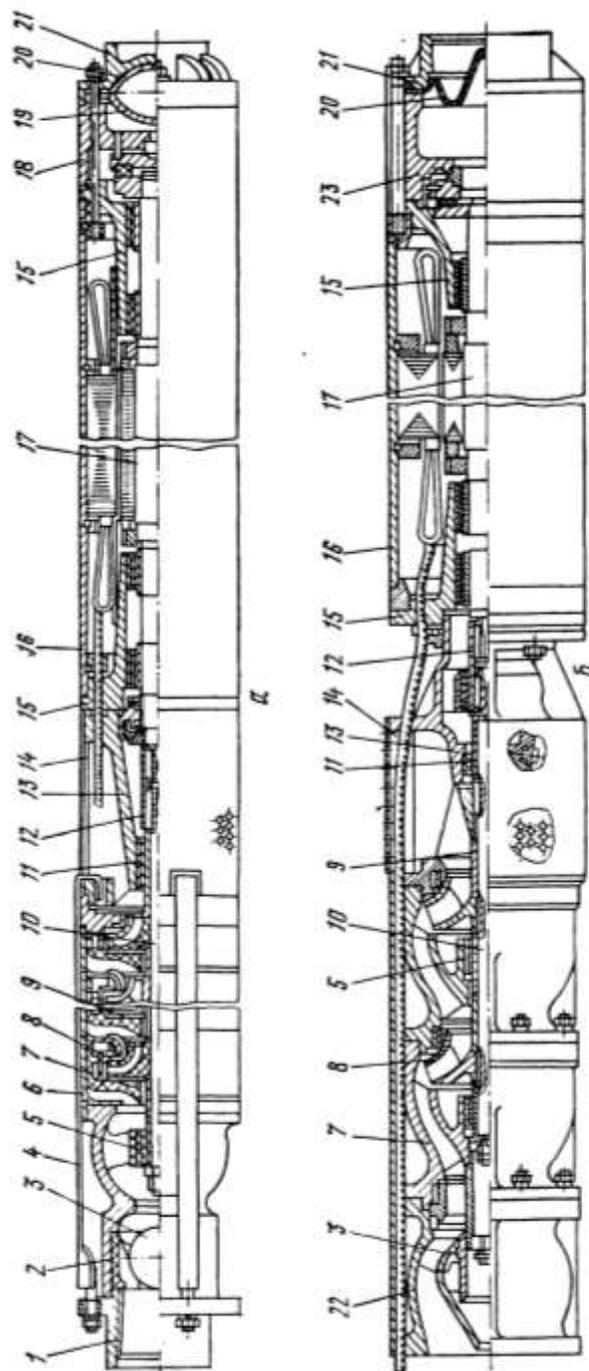


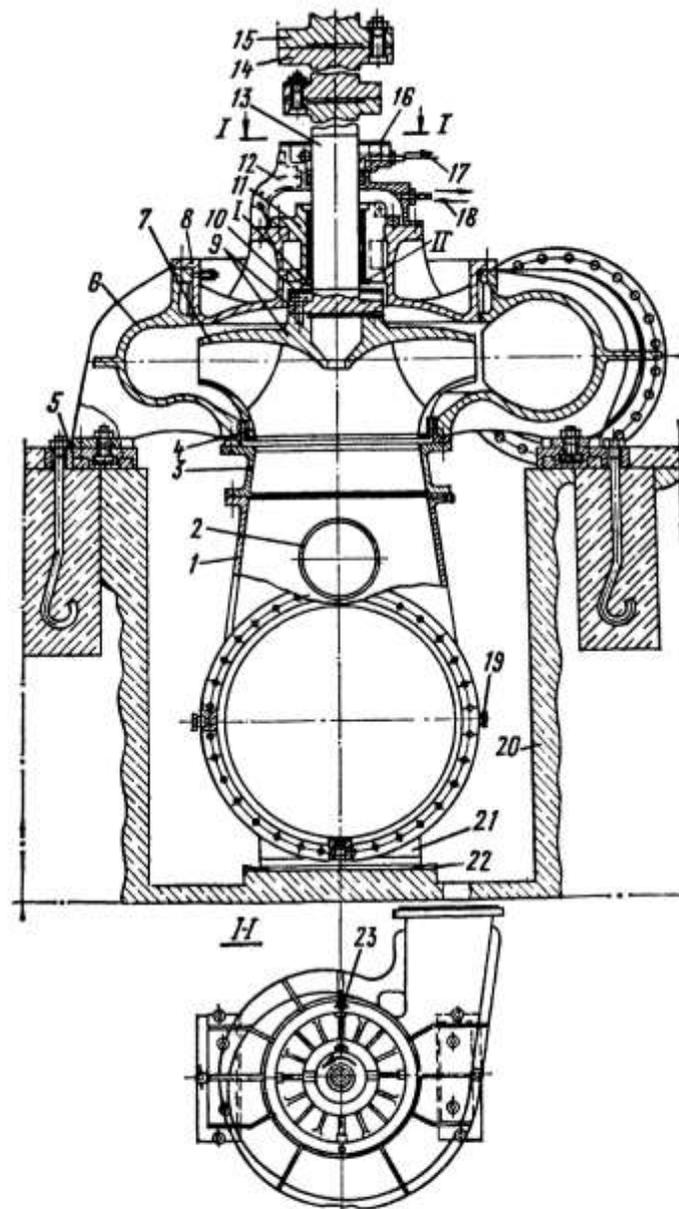
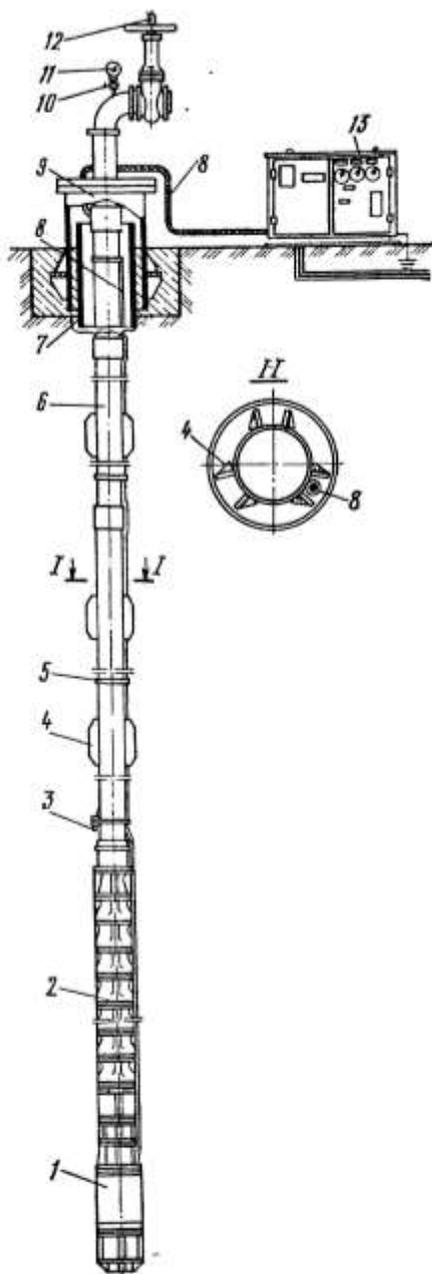
Рис. 2.17. Конструкции скважинных насосов типа ЭЦВ с центробежными (а) и диагональными (б) колесами:
1 — напорный патрубок; 2, 22 — корпуса подшипника и клапана; 3 — обратный клапан; 4 — стержень; 5, 23 — радиальный и упорный подшипники; 6 — обойма лопаточного отвода; 7 — лопаточный отвод; 8 — рабочее колесо; 9, 11 — уплотнитель и подшипниковая втулка; 10 — вал; 12 — соединительная муфта; 13 — подвал; 14 — сетка; 15 — подшипниковый штифт; 16 — статор; 17 — ротор; 18 — пятя; 19 — ограничитель; 20 — диафрагма; 21 — аннше

Рис. 2.18. Схема установки насоса ЭЦВ 16-210-640:

1 — электродвигатель; 2 — насос; 3 — датчик сухого хода; 4 — центрирующий фланец; 5 — хомут крепления кабеля; 6, 7 — водоподъемная и обсадная трубы; 8 — электрокабель; 9 — герметичный оголовок; 10 — трехходовой кран; 11 — манометр; 12 — задвижка; 13 — ящик системы управления и автоматики

частиц не более 0,3% массы размером до 0,1 мм, температурой до 35 °С. Подача их может составлять $1 \dots 35 \text{ м}^3/\text{с}$, напоры — 15 ... 110 м, КПД — до 90%.

Основные детали и узлы насосов типа В (рис. 2.19) по конструкции и назначению аналогичны соответствующим деталям и узлам насосов типа К. Осевую гидравлическую силу от рабочего колеса и гравитационную силу от массы вращающихся деталей воспринимает пята вертикального электродвигателя, расположенного выше насоса. Вал 13 насоса может быть соединен с валом двигателя через валы-проставки. При длине вала-проставки более 3 м в перекрытиях здания насосной станции устанавливают радиальные подшипники, которые предотвращают перекося и радиальное смещение трансмиссионного вала насоса. Радиальной опорой вала 13 служит подшипник скольжения 11, вкладыши которого изготовлены из лигнофенового материала (прессованная древесина, пропитанная специальными составами). Подшипники смазывают либо перекачиваемой водой, либо специально очищенной, подаваемой под давлением в полость между подшипником 11 и сальниковым узлом 12. Вал 13 вращается против



Э. Конструкция центробежного вертикального насоса 1000В-4/63: 1 — всасывающее колено; 2 — смотровой люк; 3 — всасывающий патрубок; 4 — защитные кольца; 5 — фундаментная плита; 6, 13 — корпус и вал насоса; 7 — ротор; 8 — крышка; 9 — крепление колеса к валу; 10, 16 — кожуха; 11, 12 — узел подшипника скольжения и сальниковый; 14 — вал-проставка; 15 — вал электродвигателя; 18 — отвод воды от подшипника и подвод воды к пробке; 20 — фундамент; 21 — кронштейн-подставка; 22 — монтажный клям; болт; 1, 11 — детали уплотнения при загрязненной и чистой воде

часовой стрелки, если смотреть со стороны привода сверху. Вода к всасывающему патрубку подходит снизу.

В зданиях насосных станций камерного типа к насосу подсоединяют стальной коленчатый всасывающий трубопровод с задвижкой. Насос устанавливают на столбчатых фундаментах, которые укрепляют на бетонном основании здания. Поскольку всасывающий трубопровод и задвижка расположены в открытом помещении, они доступны для обслуживания.

В зданиях блочного типа всасывающий трубопровод (всасывающая труба) без задвижки замоноличена в массивном основании. К трубопроводу крепят всасывающий патрубок насоса.

У некоторых марок насосов в конце стоят цифры I или II. Они говорят о том, что рабочее колесо обточено. Буква А в конце марки означает, что рабочее колесо насоса отличается от базового, буква О — что частота вращения рабочего колеса насоса отличается от номинальной, а буква М — что в состав насосного агрегата входит двухскоростной двигатель.

§ 13. ПРИНЦИП РАБОТЫ И МАРКИРОВКА ОСЕВЫХ НАСОСОВ

В осевых насосах (рис 2.20) частицы жидкости движутся через проточную часть вдоль цилиндрических плоскостей, осью которых является ось вращения рабочего колеса. Перед входом в рабочее колесо 2 и на выходе из выправляющего аппарата 5 направление движения жидкости совпадает с направлением оси вращения вала 4.

Осевые насосы выпускают двух типов: О (с жестким креплением лопастей к втулке рабочего колеса) и ОП (с поворот-

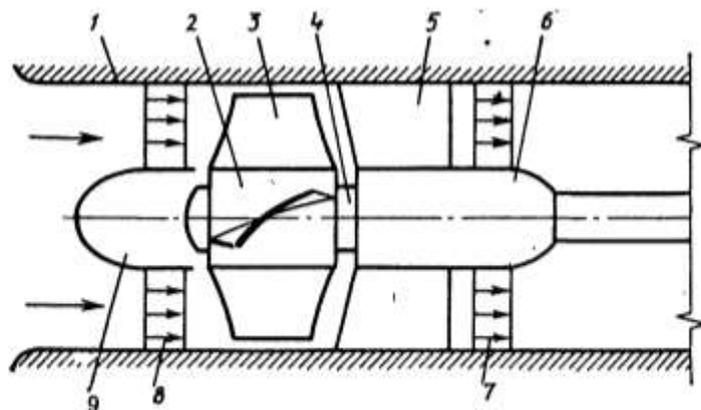


Рис. 2.20. Схема осевого насоса:

1, 6 — корпуса насоса и подшипникового узла; 2 — рабочее колесо; 3 — лопасть колеса; 4 — вал; 5 — выправляющий аппарат; 7, 8 — эллипсы скоростей $v=f(R)$ после выхода жидкости из выправляющего аппарата и перед выходом в рабочее колесо; 9 — обтекатель

ными лопастями, вращающимися вокруг своих осей). В обычном исполнении насосы типа О изготовляют с рабочими колесами диаметрами менее 870 мм, а типа ОП — с рабочими колесами диаметрами 870 мм и более. Промышленность выпускает осевые насосы для воды в моноблочном варианте (насос и двигатель составляют один узел) типа ОПВ и ОМПВ (где О — осевой, П — погружной, В — для подачи воды, М — моноблочный). Эти насосы имеют рабочие колеса с жесткозакрепленными лопастями и могут работать в погруженном состоянии. Специального здания насосной станции для их установки не требуется.

Осевые насосы могут быть вертикальными (типа ОВ или ОПВ) и горизонтальными (типа ОГ или ОПГ).

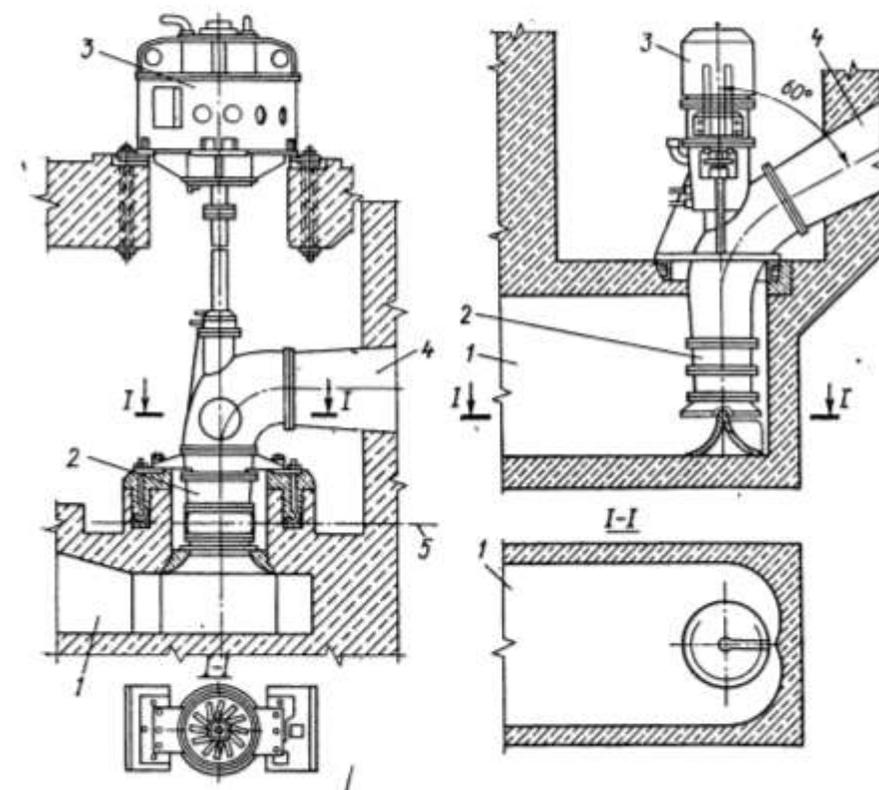


Рис. 2.21. Схема установки малогабаритного осевого насоса с камерным подводом:

1 — камерный подвод; 2 — насос; 3 — электродвигатель; 4 — горизонтальный диффузорный отвод; 5 — ось рабочего колеса

Рис. 2.22. Схема установки осевого моноблочного насоса ОВ5-47М с камерным подводом:

1 — камерный подвод; 2 — насос; 3 — электродвигатель; 4 — диффузорный отвод

Насосами типа О и ОП общего назначения можно перекачивать воду, содержащую взвешенных частиц не более 0,3% массы, размером до 0,1 мм, температурой не более 35 °С. Завод-изготовитель по специальному заказу может поставить насосы, способные работать на жидкостях с повышенными температурой, агрессивностью, содержанием взвешенных частиц.

Типовые рабочие колеса осевых насосов изготавливают по нескольким моделям. Кроме того, насосы имеют модификации, которые обозначены в их марках следующими буквами: К — с камерным подводом; Э — с электроприводом разворота лопастей; КЭ — с камерным подводом и электроприводом разворота лопастей; МК — малогабаритный с камерным подводом (рис. 2.21); МКЭ — малогабаритный с камерным подводом и электроприводом разворота лопастей; МБ — моноблочный (рис. 2.22); ЭГ — с электрогидроприводом разворота лопастей; МБК — моноблочный с камерным подводом.

В марке насоса при необходимости указывают его климатическое исполнение и категорию размещения по ГОСТ 15150—69.

Пример условного обозначения (марка) осевого насоса: ОПВ2-110Э-У3, где О — осевой, П — с поворотными лопастями, В — вертикальный, 2 — номер модели, 110 — диаметр рабочего колеса в см; Э — с электроприводом поворота лопастей; У — климатическое исполнение; 3 — категория размещения. Этот насос размещают в здании насосной станции блочного типа с коленчатой всасывающей трубой, замоноличенной в основании.

Осевые насосы по сравнению с центробежными имеют ряд преимуществ: более высокие КПД, меньшую массу, отнесенную к единице подачи, легко изменяемые характеристики.

§ 14. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ С ЖЕСТКОЗАКРЕПЛЕННЫМИ ЛОПАСТЯМИ

Насосы типа О (рис. 2.23) имеют только камерный подвод. Устанавливают их так, чтобы уровень воды в источнике был выше осей разворота лопастей. Угол установки лопастей задает заказчик с целью получения необходимой характеристики насоса. Вода из источника через закладное кольцо 1 и выпрямитель с обтекателем 2 поступает на лопасти вращающегося рабочего колеса 7. Статическое давление в ней повышается, возникают тангенциальные скорости в сторону вращения рабочего колеса. Выправляющий аппарат 9 преобразует тангенциальные скорости в статическое давление и направляет поток воды параллельно оси насоса. Далее вода попадает через диффузор 14 в отвод 16, который поворачивает ее поток на 60°. Стыковочный фланец отвода 16 соединен с напорным трубопроводом. Вал 15 имеет две радиальные опоры — нижний 8 и верхний 17 подшипники скольжения. Подшипники с лигнофолевыми и резиновыми

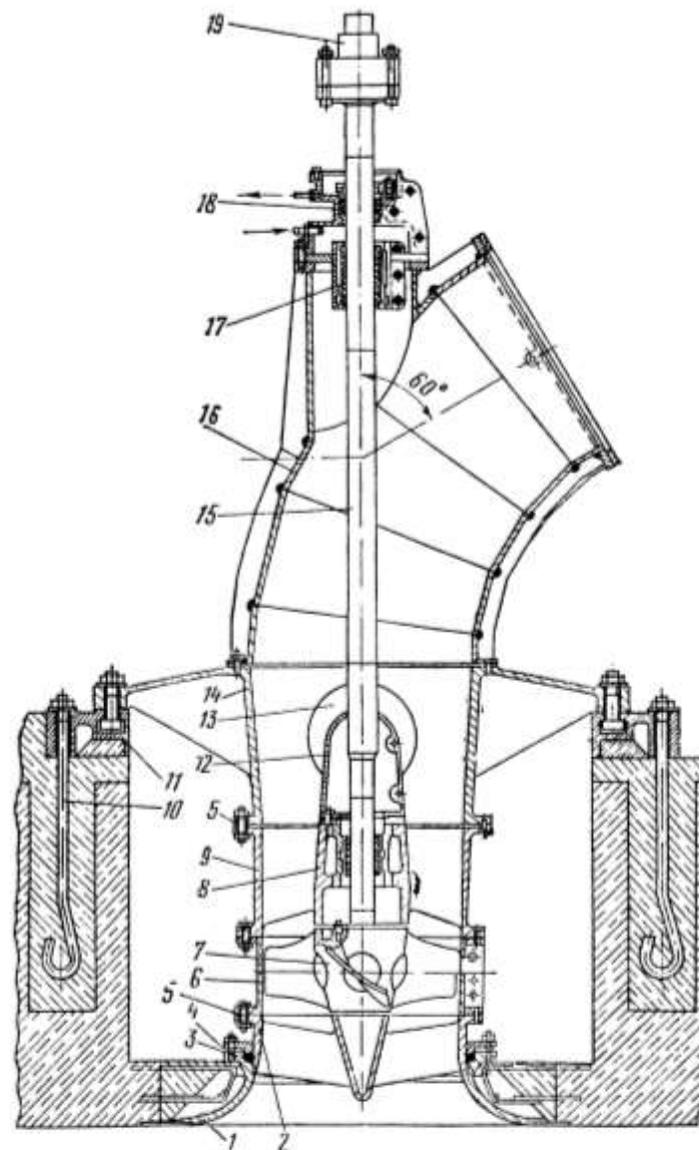


Рис. 2.23. Конструкция малогабаритного осевого насоса ОВ5-55 с камерным подводом:

1 — закладное кольцо; 2 — выпрямитель с обтекателем; 3 — резиновый шнур; 4 — крышка; 5 — прокладка из прессшпана; 6, 15 — корпус и вал насоса; 7 — рабочее колесо; 8, 17 — нижний и верхний подшипники; 9 — корпус с направляющим аппаратом; 10 — болт; 11 — опорная рама; 12 — обтекатель; 13 — смотровой люк; 14 — диффузор с лапками крепления насоса; 16 — отвод; 18 — сальниковый узел; 19 — вал электродвигателя

вкладышами смазываются водой, содержащей взвешенных частиц менее 50 мг/л. Если в перекачиваемой воде содержится взвешенных частиц больше 50 мг/л, то ее предварительно очищают, а затем подают в подшипники под напором, превышающим на 7...10 м напор насоса. Расход воды на смазку каждого подшипника составляет: при диаметрах рабочего колеса до 1100 мм — 0,5 л/с; 1450...1850 мм — 1; 2600 мм — 2 л/с. При пуске насоса нижний подшипник должен быть залит водой. К верхнему подшипнику (если он не залит водой) воду подают специальным насосом. Утечки воды из насоса предотвращает сальниковый узел 18. Осевые нагрузки от вала 15 воспринимает пята электродвигателя. Электродвигатель вращается против часовой стрелки, если смотреть на него сверху.

Промышленность выпускает осевые вертикальные насосы типа О в моноблочном варианте с забором воды из «мокрой» камеры (см. рис. 2.22). Насос 2 размещают в затопленной камере, электродвигатель 3 — в сухом незатопленном помещении, стыковочный узел — в полу верхнего помещения.

Насосы типа О горизонтального исполнения можно устанавливать выше уровня воды в источнике. Они забирают воду через сифонную всасывающую трубу.

§ 15. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ С ПОВОРОТНЫМИ ЛОПАСТЯМИ

Насосы типа ОП (рис. 2.24) отличаются от насосов типа О большими размерами и подачами. Углы установки лопастей, а следовательно, и их характеристики можно изменять в процессе эксплуатации, в том числе и без остановки насоса. Насосы с рабочими колесами диаметрами до 1100 мм используют с камерным и коленчатым подводами, с рабочими колесами больших диаметров — только с коленчатым. Лопасти рабочих колес диаметрами до 1100 мм разворачивают с помощью электромеханических приводов (электроприводов), рабочих колес диаметрами 1850 и 2600 мм — с помощью электрогидромеханических (электрогидроприводов), рабочих колес диаметрами 1450 мм — с помощью электроприводов и электрогидроприводов.

Принцип действия электропривода следующий. Малогабаритный реверсивный асинхронный электродвигатель и система зубчатых и червячных передач, смонтированных в специальном стакане, расположенном в узле соединения валов насоса и основного двигателя, приводят в движение шток. Он начинает перемещаться внутри пустотелого вала насоса с амплитудой несколько десятков миллиметров (зависит от размера насоса). Движение штока передается поворотному устройству с кривошипными, расположенному во втулке рабочего колеса. Кривошип осуществляет синхронный поворот лопастей в ту или иную сторону. Электрический ток подается к реверсивному электро-

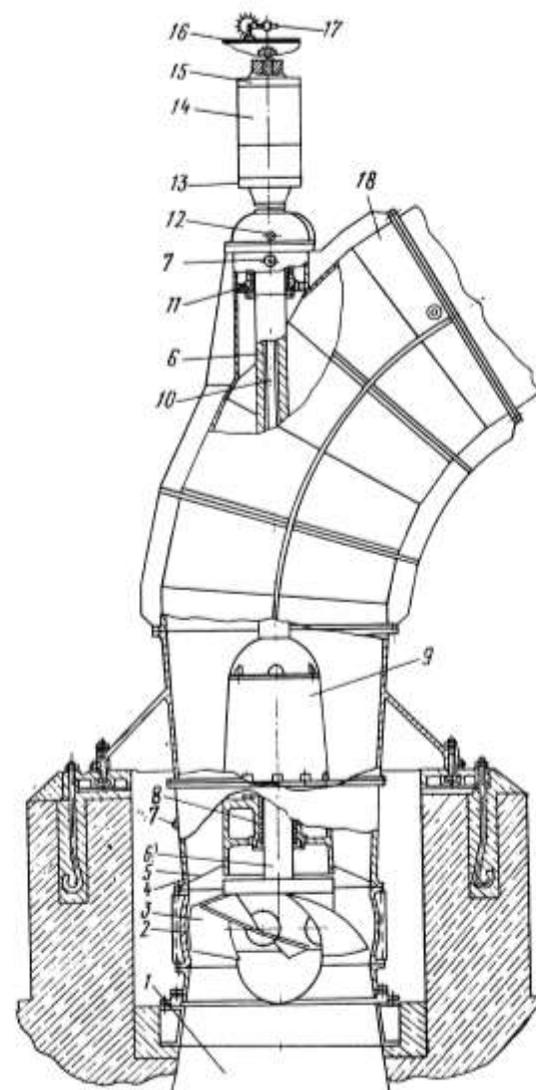


Рис. 2.24. Конструкция осевого насоса с поворотными лопастями, имеющими электрический привод:

1 — коленчатая всасывающая труба; 2, 3 — рабочие камера и колесо; 4 — корпус с выпрямляющим аппаратом; 5 — лопасти выпрямляющего аппарата; 6 — вал насоса; 7 — подвод чистой воды к подшипнику; 8, 11 — нижний и верхний подшипники; 9 — обтекатель; 10 — шток; 12 — отвод дренажной воды; 13, 15 — соединительные фланцы вала насоса и электродвигателя; 14, 16 — корпус и крышка электродвигателя; 17 — сильсин-датчик; 18 — колесо

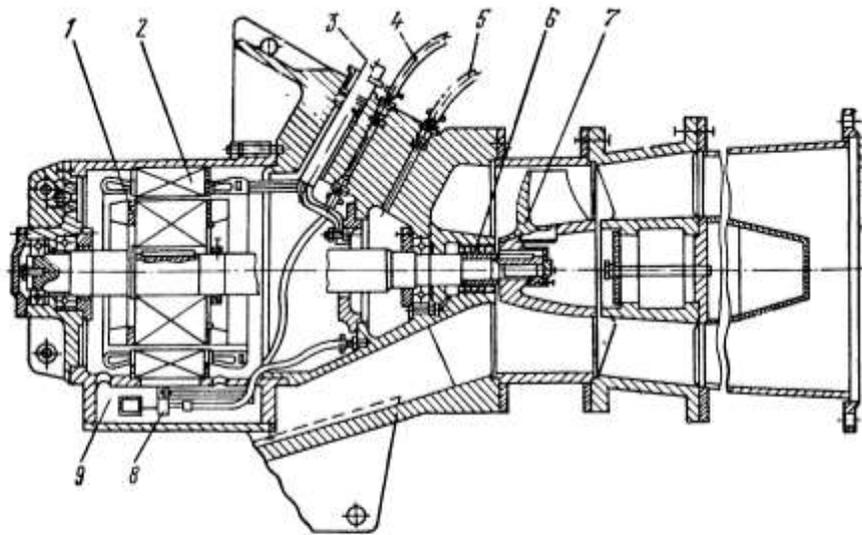


Рис. 2.25. Конструкция погружного моноблочного осевого насоса типа ОПВ. 1 — ротор электродвигателя; 2 — статор; 3 — силовой кабель; 4 — сброс воды из двигателя; 5 — подача сжатого воздуха в двигатель; 6 — уплотнительный узел; 7 — рабочее колесо насоса; 8 — сигнализатор протечек воды; 9 — сборник

двигателю через пульт управления агрегатом. Указатель угла установки лопастей насоса, расположенный на пульте управления, дистанционно связан электромеханическим устройством, проходящим через пустотелый вал основного двигателя, со штоком.

Принцип действия электрогидропривода в основе аналогичен принципу действия электропривода. В пустотелом валу насоса совершает возвратно-поступательное движение шток, соединенный во втулке рабочего колеса с поворотным устройством с кривошипами. Кривошипы синхронно поворачивают лопасти вокруг их осей. Силовое воздействие на шток оказывает сервомотор, расположенный во втулке рабочего колеса. Поршень сервомотора перемещается в ту или иную сторону под воздействием давления масла. Масло поступает по обе стороны поршня в полости через шток, состоящий из двух концентрически расположенных труб (одна внутри другой). Верхние части труб через

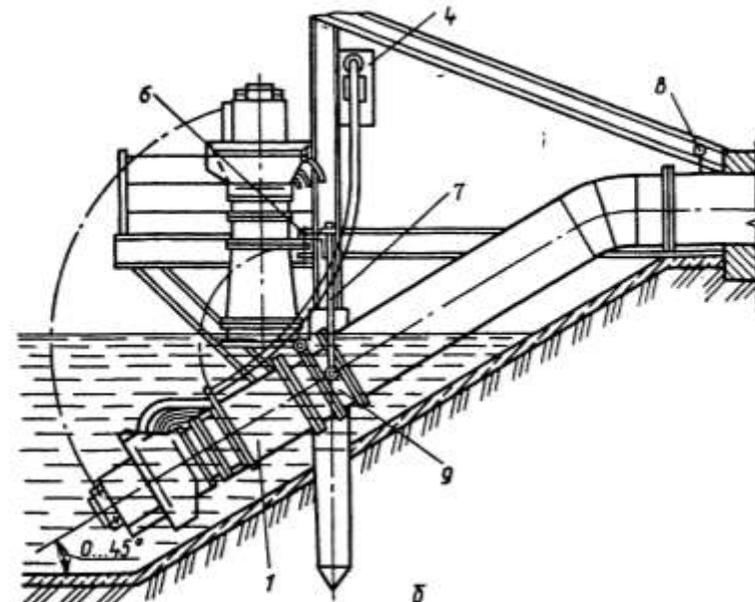
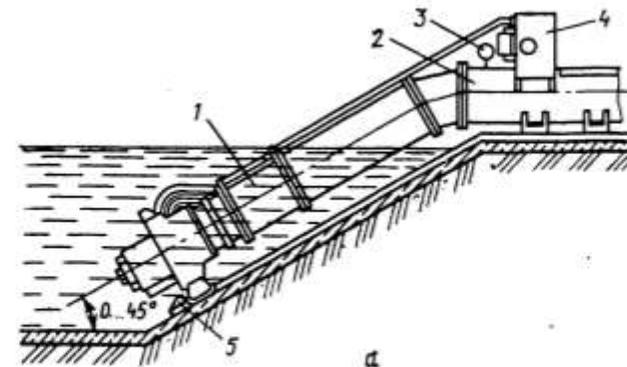


Рис. 2.26. Схемы установки погружных моноблочных насосов типа ОПВ:

а — на салазках; б — на шарнире; 1 — электронасос; 2 — напорный трубопровод; 3 — манометр; 4 — станция управления; 5 — унор; 6 — захват; 7 — тиги; 8 — манометр; 9 — шарнир

гибкие шланги соединены с маслораспределительной коробкой, которая вместе с шестеренным маслососом и реверсивным двигателем размещена в верхней части основного двигателя. Указатель угла установки лопастей насоса, расположенный на пульте управления основным двигателем, дистанционно связан электромеханическим устройством, проходящим через пустотелый вал двигателя, со штоком.

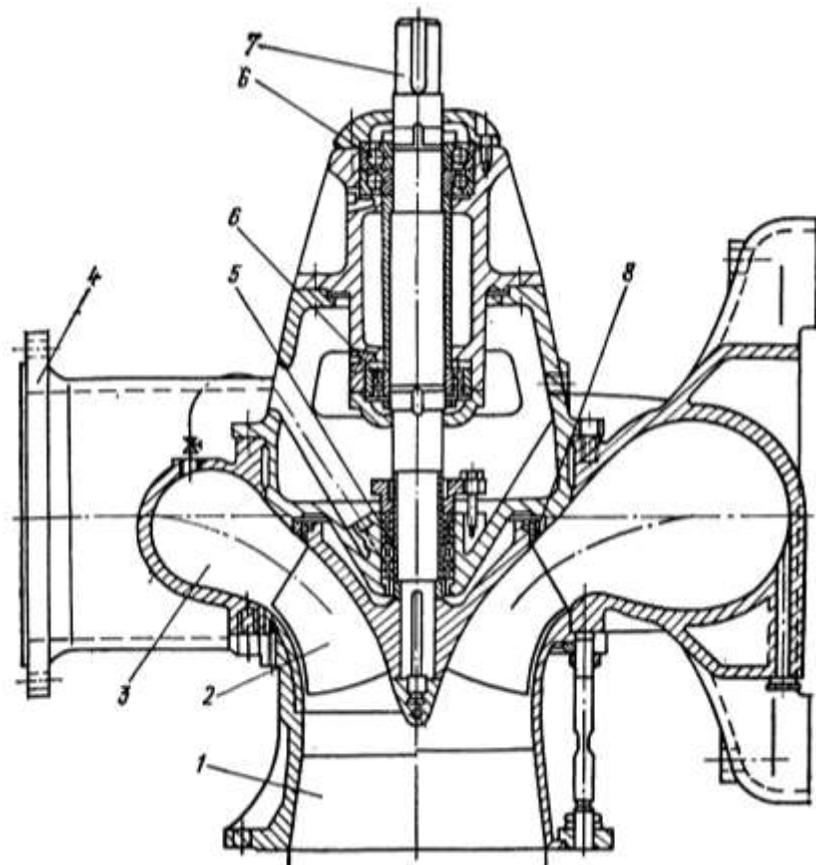


Рис. 2.27. Конструкции диагонального насоса со спиральным отводом:
 1 — всасывающий и напорный патрубки; 2 — рабочее колесо; 3 — спиральный отвод; 5, 6 — сальниковый с гидравлическим уплотнением и подшипниковые узлы; 7 — вал; 8 — защитно-уплотнительные кольца



Рис. 2.28. Диагональное рабочее колесо открытого вида (без переднего диска)

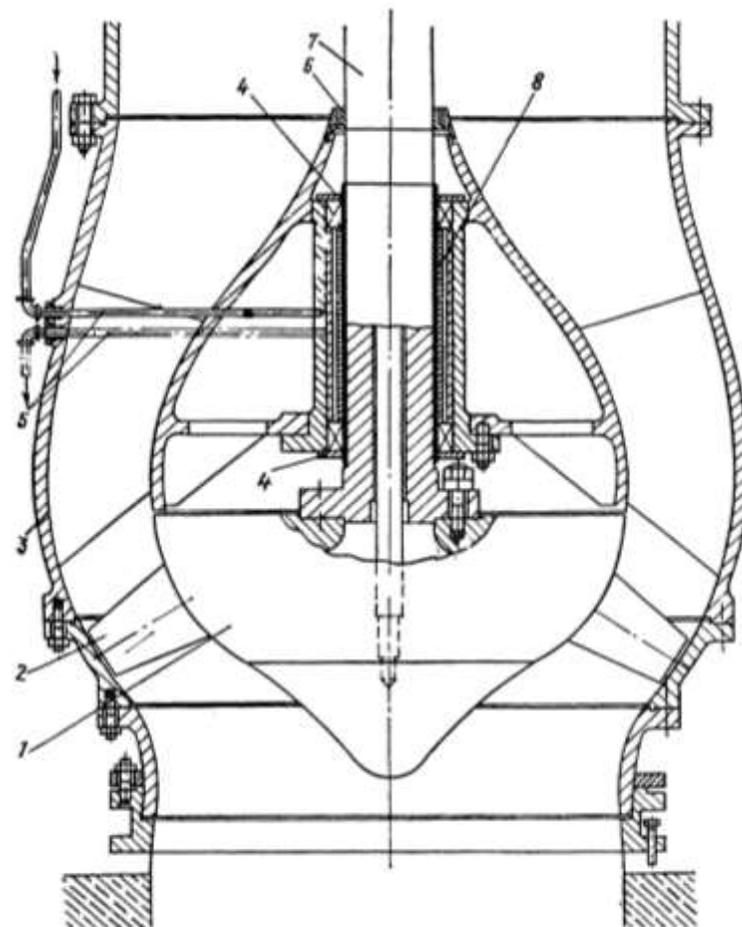


Рис. 2.29. Конструкция диагонального насоса с выпрямляющим аппаратом:
 1, 2 — втулка и лопасть рабочего колеса; 3 — выпрямляющий аппарат; 4 — торцевое уплотнение; 5 — трубки подачи и отвода смазывающей жидкости; 6 — узел уплотнения; 7 — вал; 8 — подшипник скольжения

Осевые насосы типа ОП с рабочими колесами диаметрами менее 1850 мм крепят на фундаментных тумбах двумя лапами (см. рис. 2.24), с рабочими колесами диаметрами 1850 мм — на промежуточном перекрытии опорным фланцем, с рабочими колесами диаметрами 2600 мм замоноличивают в бетонном основании (см. главу 9). Вал, втулку, рабочую камеру, отвод, лопасти рабочего колеса изготовляют из стали, диффузор с выпрямляющим аппаратом — из чугуна, вкладыши подшипников — из стали с резиновым покрытием.

§ 16. ПОГРУЖНЫЕ МОНОБЛОЧНЫЕ ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

Насосы типа ОПВ (рис. 2.25) представляют собой единый агрегат с электродвигателем. Электродвигатель установлен в «сухом» герметичном корпусе перед насосом. Предотвращает попадание воды туда уплотнительный узел 6. В сборнике 9 смонтирован узел сигнализатора протечек 8. Вода из сборника выталкивается воздухом, подаваемым через рукав 5 под давлением 0,003...0,05 МПа. Ротор 1 и рабочее колесо 7 посажены на общий вал. Насосный агрегат можно размещать на салазках и на шарнире (рис. 2.26).

Насосы типа ОМПВ имеют такую же конструкцию, что и насосы типа ЦМПВ (см. рис. 2.13). Разница заключается лишь в том, что вместо центробежного рабочего колеса у них устанавливают осевое.

§ 17. ДИАГОНАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

По параметрам Q , H и η диагональные насосы (рис. 2.27) занимают промежуточное положение между центробежными и осевыми. Жидкость из источника движется в осевом направлении по всасывающему патрубку 1 к рабочему колесу 2. В рабочем колесе 2 она поворачивает (в плоскостях меридианной или чертежа) на некоторый угол (менее 90°) по отношению к оси вращения вала 7 и поступает в спиральный отвод 3, а затем через конический диффузор в напорный патрубок 4.

Конструктивное исполнение многих узлов диагональных насосов такое же, как у центробежных и осевых. Часто их рабочие колеса не имеют переднего диска (рис. 2.28). Отводящие устройства изготавливают со спиральным отводом (см. рис. 2.27), что создает благоприятные условия для размещения насоса в здании насосной станции, и с выправляющим аппаратом (рис. 2.29). Рабочие лопасти могут быть поворотными.

Диагональные насосы выполняют низконапорными ($H < 20$ м) и средненапорными ($H = 20 \dots 60$ м), одноступенчатыми (см. рис. 2.27, 2.29) и многоступенчатыми (см. рис. 2.17, б), горизонтальными и вертикальными.

§ 1. ПОРШНЕВЫЕ И ПЛУНЖЕРНЫЕ НАСОСЫ

Для поршневых и плунжерных насосов характерны относительно небольшие подачи ($0,01 \dots 250$ м³/ч) и высокие развиваемые давления ($0,25 \dots 250$ МПа). У поршневых насосов (рис. 5.1) основной деталью является цилиндр 1 с хорошо обработанной поверхностью и перемещающийся в нем поршень 2, прилегающий к рабочей поверхности цилиндра. Поршень по периферии имеет уплотнение (металлическое, резиновое или кожаное).

У плунжерных насосов (рис. 5.2) вместо поршня внутри рабочей камеры 1 в уплотняющем сальнике перемещается полый цилиндр — плунжер 2. Эти насосы проще в эксплуатации, чем поршневые, поскольку в них нет сменяемых деталей (поршневых колец, манжет). Применение поршней возможно лишь в точно рассверленных цилиндрах, а для плунжера необходим лишь наружный сальник. Неплотности между сальником и плунжером легче обнаружить и устранить, чем неплотности между поршнем и стенками цилиндра.

Принцип действия. Поршневой насос одностороннего действия (см. рис. 5.1) работает следующим образом. При движении поршня слева направо всасывающий клапан $K_{в}$ открывается, а нагнетательный $K_{н}$ закрывается, и жидкость начинает всасываться в цилиндр насоса. Начало всасывания жидкости соответствует положению кривошипа a , а конец — положению кривошипа b . Эти положения называют мертвыми. Вода в напорный трубопровод не поступает. При движении поршня справа налево всасывающий клапан $K_{в}$ закрывается, а нагнетательный $K_{н}$ открывается, и вода из цилиндра насоса начинает поступать в напорный трубопровод. Начало нагнетания жидкости в трубопровод соответствует положению кривошипа b , а конец положению кривошипа a . За один оборот кривошипа в напорный трубопровод поступает объем воды $V = FS$ (где F — площадь поршня, S — ход поршня). При частоте вращения n (об/мин) теоретическая подача (м³/с) насоса $Q_{т} = FS n / 60$.

Поршневой насос двустороннего действия (рис. 5.3) имеет два всасывающих $K_{в}'$ и $K_{в}''$ и два нагнетательных $K_{н}'$ и $K_{н}''$ клапана, поэтому всасывание в его цилиндр жидкости и нагне-

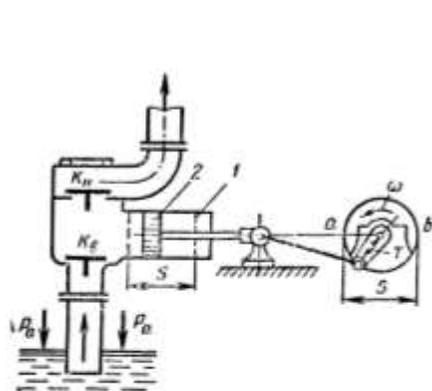


Рис. 5.1. Схема поршневого насоса:
1 — цилиндр; 2 — поршень

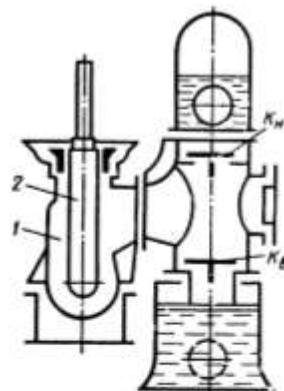


Рис. 5.2. Схема плунжерного насоса:
1 — рабочая камера; 2 — плунжер

вание ее в напорный трубопровод осуществляются одновременно. При движении поршня слева направо через открытый всасывающий клапан K_B' жидкость поступает в цилиндр, а через открытый нагнетательный K_n'' — в напорный трубопровод. Клапаны K_n'' и K_B' при этом закрыты. При движении поршня справа налево клапаны K_n'' и K_B' открываются, а клапаны K_B'' и K_n' закрываются. Количество жидкости, подаваемое насосом при ходе поршня слева направо, отличается от количества жидкости, подаваемого насосом при ходе поршня справа налево на объем штока поршня. Объем жидкости, вытесняемой поршнем из цилиндра при ходе справа налево, равен F/S , а слева направо — $(F-f)S$ (где f — площадь штока). Таким образом, теоретическая подача насоса $Q_T = (2F-f)Sn/60$.

Для осуществления более равномерной подачи возможно устройство насосов с двумя и тремя цилиндрами или сдвоенного поршневого насоса двустороннего действия.

В насосах с двумя цилиндрами кривошипы расположены под углом 180° , а в насосах с тремя цилиндрами — под углом 120° .

Теоретические подачи насосов с двумя и тремя цилиндрами соответственно равны

$$Q_T = 2FSn/60 \text{ и } Q_T = 3FSn/60, \quad (5.1)$$

а сдвоенного поршневого насоса двустороннего действия — $Q_T = 2(2F-f)Sn/60$.

Для подъема воды из скважин используют поршневые штанговые насосы обычной конструкции и дифференциального действия (рис. 5.4). Штанговый насос обычной конструкции (см. рис. 5.4, а) работает следующим образом. При подъеме поршня вверх нагнетательный клапан K_n закрывается, а всасы-

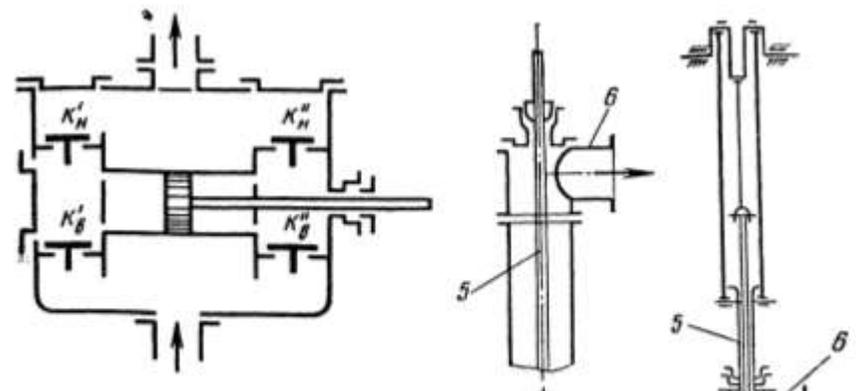


Рис. 5.3. Схема поршневого насоса двустороннего действия

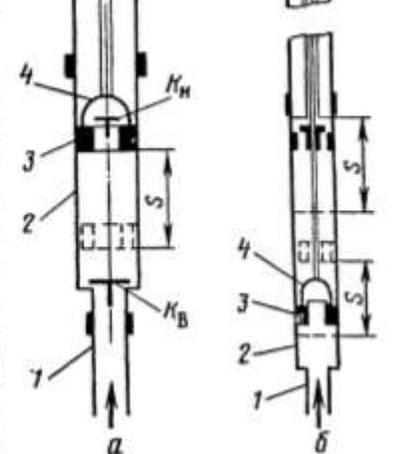
Рис. 5.4. Схемы поршневых штанговых насосов:

а — обычной конструкции; б — дифференциального действия; 1 — всасывающая труба; 2 — цилиндр; 3 — поршень; 4 — вилка; 5 — штанга; 6 — напорный трубопровод; 7 — плунжер

вающий K_B открывается, и через него в цилиндр 2 поступает вода. Одновременно вода идет и в напорный трубопровод 6. При ходе поршня вниз клапан K_B закрывается, а клапан K_n открывается, и через него в пространство над поршнем поступает вода, а в напорный трубопровод 6 доступ воде в это время закрыт, то есть такой насос работает как поршневой одностороннего действия.

Штанговый насос дифференциального действия (см. рис. 5.4, б) в верхней части имеет плунжер 7 диаметром больше диаметра штанги. При подъеме поршня объем воды, поданный в напорный трубопровод 6, равен $(F-f)S$, где f — площадь плунжера, а объем воды, засасываемый через клапан K_B , — FS . Опускающийся плунжер вытесняет в напорный трубопровод объем воды, равный fS . Объем воды, подаваемый насосом за два хода поршня, $V = FS$.

Плунжерный насос дифференциального действия (рис. 5.5) работает следующим образом. При движении плунжера вправо всасывающий клапан K_n открывается, а нагнетательный K_n



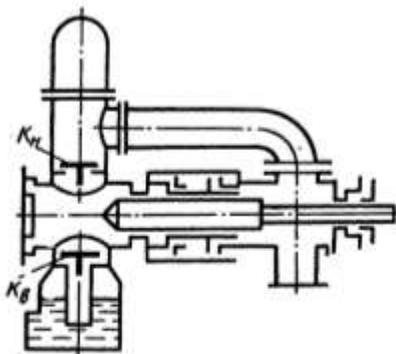


Рис. 5.5. Схема плунжерного насоса дифференциального действия

закрывается. В рабочую камеру из всасывающего трубопровода в напорный трубопровод поступает вода. При этом $V_1 = (F - f)S$ (где F и f — площади частей плунжера с большим и меньшим диаметрами). При ходе плунжера влево клапан K_n закрывается, и поступивший в рабочую камеру объем

воды $v_2 = FS$ выталкивается через нагнетательный клапан в напорный трубопровод. Это объясняется тем, что при ходе влево только часть объема воды (fS), вытесняемого левой стороной плунжера, идет в напорный трубопровод, а другая часть $[(F - f)S]$ заполняет пространство, освобождающееся в правой части камеры насоса.

Теоретическая подача плунжерного насоса дифференциального действия

$$Q_T = \frac{(V_1 + V_2)n}{60} = \frac{[(F - f)S + fS]n}{60} = \frac{FSn}{60} \quad (5.2)$$

Таким образом, теоретическая подача плунжерного насоса дифференциального действия более равномерная по сравнению с теоретической подачей поршневого насоса одностороннего действия.

Подача, напор, мощность, КПД. Теоретическую подачу любого поршневого или плунжерного насоса можно определить по следующей формуле:

$$Q_T = iFSn/60, \quad (5.3)$$

где i — число действий насоса. Для насоса одностороннего действия $i=1$, двустороннего $i=2$, трехстороннего $i=3$ и т. д.

В формуле (5.3) не учтено влияние площади штока f на подачу насоса, что практически вполне допустимо, так как площадь f значительно меньше площади поршня F .

Фактические подачи поршневого и плунжерного насосов всегда несколько меньше теоретических, что объясняется следующими причинами:

некоторый объем воды вытекает из области нагнетания в область всасывания или за пределы корпуса насоса;

запаздыванием открытия и закрытия всасывающих и нагнетательных клапанов. В идеальных условиях клапаны должны открываться и закрываться мгновенно, когда поршень находится в мертвых положениях. В действительности открытие и

закрытие клапанов происходит за какое-то определенное, хотя и непродолжительное, время. Поэтому в начале нагнетания всасывающий клапан бывает еще приоткрыт и пропускает воду из цилиндра во всасывающую трубу, а в начале всасывания приоткрытым какое-то время остается нагнетательный клапан, и некоторый объем воды перетекает обратно из напорного трубопровода в цилиндр насоса;

попаданием воздуха в цилиндр насоса извне через неплотности в сальниках, во всасывающей трубе, а также вместе с водой. Этот воздух выделяется из воды в период образования вакуума в рабочей камере (при всасывающем ходе поршня), в связи с чем объем всасываемой воды уменьшается.

Объемный КПД поршневых и плунжерных насосов находят так же, как и объемный КПД лопастных: $\eta_{об} = Q/Q_T$. Обычно для этих насосов $\eta_{об} = 0,85 \dots 0,99$.

Одну и ту же подачу насоса $Q = \eta_{об}FSn/60 = \eta_{об}\pi D^2Sn/240$ можно получить при различных отношениях S/D (где S — ход поршня, D — диаметр цилиндра). При увеличении значений D и уменьшении S длина насоса уменьшается, а давление на поршень и на отдельные детали передаточного механизма возрастает, поэтому размеры этих деталей увеличиваются. При уменьшении значений D и увеличении S длина насоса увеличивается, а отдельные части передаточного механизма облегчаются, хотя с увеличением хода поршня возрастает сила инерции. Как правило, для создания больших давлений цилиндры насосов изготовляют малого диаметра, а ход поршней делают большим. Практически отношение S/D можно принимать в пределах $0,8 \dots 2$.

Напор поршневых и плунжерных насосов определяют по формуле (1.6).

Индикаторная диаграмма. Индикаторную мощность $N_i = (N - N_{мех})/N$ поршневого или плунжерного насоса можно найти по индикаторной диаграмме (рис. 5.6), полученной с помощью индикатора (рис. 5.7). Работает индикатор следующим образом. Под действием давления в рабочей камере насоса поршень 2, сжимая или растягивая пружину 3, перемещает карандаш 5, находящийся на конце рычага 7, по вращающемуся барабану 6. Карандаш вычерчивает в определенном масштабе диаграмму, отражающую давление в рабочей камере насоса. Линия $e-v$ на диаграмме (см. рис. 5.6) соответствует процессу всасывания воды в цилиндр (поршень движется слева направо) поршневого насоса одностороннего действия. При изменении направления движения поршня теоретически процесс повышения давления должна характеризовать линия $v'-c'$. Фактически же процесс повышения давления отражает линия $v-c$, что можно объяснить запаздыванием закрытия всасывающего клапана. Линия $c-d$ соответствует процессу нагнетания воды в

напорный трубопровод (поршень движется справа налево). Некоторые колебания давления в начале этого процесса связаны с запаздыванием и неравномерностью открытия нагнетательного клапана. При повторном изменении направления движения поршня теоретический процесс изменения давления будет отражать линия $d-e$, а фактический — линия $d'-e'$, что можно объяснить запаздыванием закрытия нагнетательного и открытия всасывающего клапанов.

Если в масштабе диаграммы от линии $a-a$, характеризующей атмосферное давление, отложить вверх геодезическую высоту нагнетания h_1 , а вниз геодезическую высоту всасывания h_2 , то сумма h_1+h_2 будет равна геодезической высоте подъема воды H_r . Откладывая величины, соответствующие потерям напора в напорном h_3 и всасывающем h_4 трубопроводах, и проводя горизонтальные линии, получают давление, адекватное напору насоса $h''=h_1+h_2+h_3+h_4$. Разность ординат линий $d-c$ и $d'-c'$ отражает потери напора в нагнетательном клапане, а разность ординат линий $e'-e'$ и $e-e'$ — потери напора во всасывающем клапане.

Для определения среднего индикаторного давления h_i планиметром измеряют площадь $cdev$ и делят ее на длину диаграммы S , (на ход поршня). Тогда с учетом масштаба давления диаграммы m среднее индикаторное давление $p_i=h_i/m$, а индикаторный напор $H_i=p_i/(\rho g)$. Поскольку $H_i=H+h_m$, то гидравлический КПД насоса $\eta_r=H/H_i$.

Графики подачи воды. Скорости движения поршня и плунжера изменяются от нуля в мертвых положениях кривошипно-шатунного механизма до максималь-

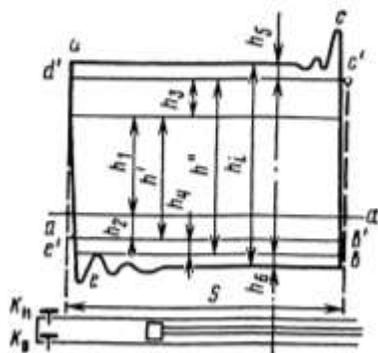


Рис. 5.6. Индикаторная диаграмма

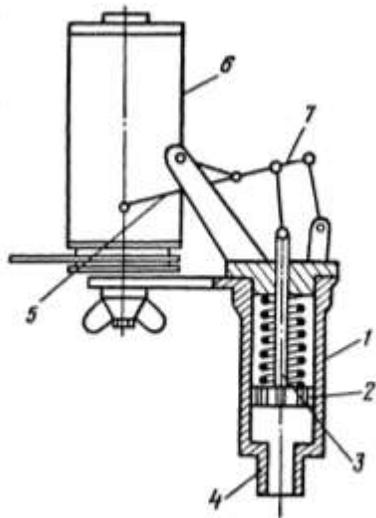


Рис. 5.7. Схема индикатора: 1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — пружина; 4 — патрубок для соединения с насосом; 5 — гайка; 6 — барабан; 7 — рычаг

ных значений в средних. Поэтому поршневые насосы в течение хода поршня подают воду неравномерно, а насосы одностороннего действия в период всасывания вообще не подают воду. Объем воды, перекачиваемый поршневыми и плунжерными насосами, равен произведению скорости движения поршня или плунжера на их площадь, то есть подача насосов будет изменяться в зависимости от скорости движения поршня или плунжера. Определить степень неравномерности подачи воды можно по графикам изменения ее в функции времени. Для поршневого насоса одностороннего действия с одним цилиндром при равномерном вращении вала кривошипа и бесконечно большой длине шатуна такой график имеет следующий вид (рис. 5.8, а). Путь, который проходит поршень при повороте кривошипа радиусом r из мертвого положения на угол α (рис. 5.9), будет равен $x=r(1-\cos \alpha)$. Скорость движения поршня $v=dx/(dt)=r \sin \alpha d\alpha/(dt)$, а поскольку $dx/(dt)=\omega$, то $v=r\omega \sin \alpha$. Таким

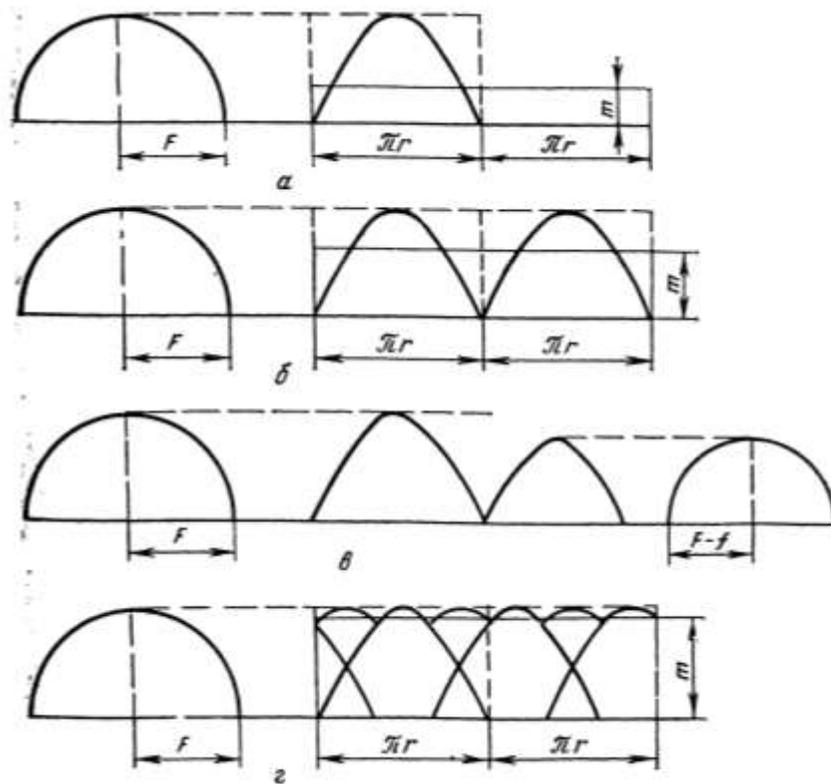


Рис. 5.8. Графики подачи воды поршневыми насосами: а — одностороннего действия; б — двухцилиндровым; в — двухстороннего действия; г — трехцилиндровым

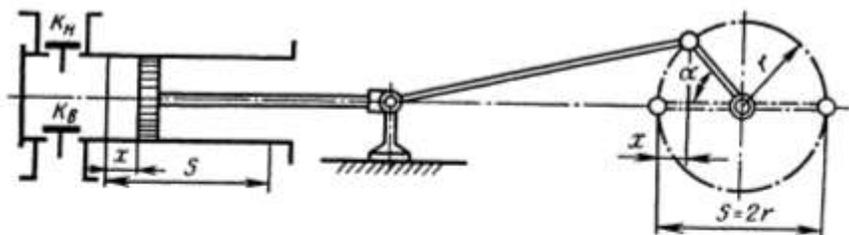


Рис. 5.9. Схема кривошипно-шатунного механизма поршневого насоса

образом, наибольшая скорость поршня соответствует углу $\alpha = 90^\circ$.

Объем воды, подаваемой насосом,

$$V = \int_0^{\pi} Fr \sin \alpha d\alpha = 2Fr = FS. \quad (5.4)$$

Время от 0 до $30/n$ адекватно процессу нагнетания, то есть движения поршня (см. рис. 5.1) справа налево, а время от $30/n$ до $60/n$ — процессу всасывания, то есть движения поршня слева направо (насос воду не подает).

Максимальная подача, соответствующая максимальной скорости движения поршня,

$$Q_{\max} = v_{\max} F = r\omega = 3,14rnF/30.$$

Средняя подача

$$Q_{\text{ср}} = V/t = 2rnF/60.$$

Таким образом, отношение максимальной подачи к средней $Q_{\max}/Q_{\text{ср}} = \pi = 3,14$.

График зависимости подачи от времени для поршневого насоса одностороннего действия с двумя цилиндрами, кривошипы которых сдвинуты на 180° , приведен на рисунке 5.8, б. Максимальная подача такого насоса $Q_{\max} = 3,14 \pi rF/30$, а средняя $Q_{\text{ср}} = 4 \pi rF/60$. Следовательно, отношение максимальной подачи к средней в этом случае $\pi/2 = 1,57$.

График зависимости подачи от времени для поршневого насоса двустороннего действия показан на рисунке 5.8, а. Объем подаваемой таким насосом воды при ходе поршня слева направо $V_1 = (F-f)S$ меньше объема воды, подаваемого при ходе поршня справа налево, $V_2 = FS$. Таким образом, максимальный объем воды насос перекачивает при ходе поршня справа налево. Отношение $Q_{\max}/Q_{\text{ср}}$ будет несколько больше $\pi/2$ и зависит от соотношения площадей поршня F и штока f .

График зависимости подачи от времени для поршневого насоса одностороннего действия с тремя цилиндрами, кривошипы которых сдвинуты на 120° , показан на рисунке 5.8, г. Он в отличие от приведенных выше графиков более равномерный. В этом случае отношение $Q_{\max}/Q_{\text{ср}} = \pi/3 = 1,047$.

Следовательно, наиболее равномерные графики водопдачи характерны для насосов, имеющих нечетное число цилиндров.

Подачу поршневых и плунжерных насосов можно регулировать только изменением частоты вращения двигателей (числа двойных ходов). Однако возможность такого регулирования следует проверять расчетом, поскольку при увеличении числа двойных ходов ухудшается всасывающая способность насоса. Кроме того, скорость движения поршня (плунжера) лимитируется условиями прочности и износа деталей. Прикрывать запорную арматуру на напорном трубопроводе насоса нельзя, поскольку это вызовет значительное увеличение давления. Теоретически при подаче, стремящейся к нулю, напор насоса стремится к бесконечности.

Высота всасывания. Неравномерная подача воды поршневыми и плунжерными насосами приводит к неустановившемуся движению потока воды во всасывающем и напорном трубопроводах. В связи с этим в период всасывания воды давление во всасывающем трубопроводе при различных положениях поршня будет неодинаковым. Вакуумметрическую высоту всасывания поршневого насоса можно вычислить по следующей формуле:

$$H_{\text{вас}} = h_{\text{в}} + h_{\text{т,в}} + v_{\text{в}}^2/(2g) + H_{\text{ин}}, \quad (5.5)$$

где $h_{\text{в}}$ — геометрическая высота всасывания, равна расстоянию по вертикали от уровня воды в водосточнике до наивысшей точки внутренней полости цилиндра для горизонтальных насосов или до верхнего положения поршня (плунжера) для вертикальных насосов, м; $h_{\text{т,в}}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе, включая потери напора во всасывающем клапане насоса, м; $v_{\text{в}}$ — скорость движения воды во всасывающем трубопроводе для разных положений поршня (плунжера) различна, м/с; $H_{\text{ин}}$ — инерционный напор, необходимый для преодоления инерции массы воды при неравномерной подаче насоса, зависящей от массы и ускорения столба жидкости, которому сообщается неравномерное движение, м, максимальное значение $H_{\text{ин}}$ наблюдают в начале хода поршня (плунжера).

Воздушные колпаки. Применяют для улучшения условий работы поршневых и плунжерных насосов: обеспечения более равномерной подачи и уменьшения инерционного действия масс воды. Они представляют собой стальные резервуары, заполненные воздухом и водой. Их подразделяют на всасывающие (устанавливают на всасывающем трубопроводе вблизи всасывающего клапана) и нагнетательные (присоединяют к напорному трубопроводу).

При работе насоса всасывающий воздушный колпак заполнен приблизительно на $1/3$ объема разреженным воздухом на $2/3$ водой. Насос засасывает воду из воздушной камеры (см. рис. 5.2). Движение воды во всасывающем трубопроводе становится более равномерным, и потери напора в нем уменьшаются. Устройство воздушного колпака на всасывающем трубопроводе позволяет увеличить высоту всасывания и часто вращения (число двойных ходов) насоса.

Нагнетательный воздушный колпак обычно размещают над нагнетательным клапаном насоса (см. рис. 5.2). Вода в колпак поступает в периоды изменения движения поршня (плунжера). Для обеспечения нормальной работы объем воздуха в нем должен составлять приблизительно 2/3 общего объема.

§ 2. РОТОРНЫЕ И КРЫЛЬЧАТЫЕ НАСОСЫ

Роторные насосы. Такие насосы в отличие от поршневых и плунжерных всасывают и нагнетают воду при вращении рабочих частей — вытеснителей вокруг неподвижной оси. Вытеснители, вступая один за другим в рабочую область своего пути, отсекают определенный объем перемещаемой ими жидкости.

Рабочие органы этих насосов состоят из трех основных частей: статора (неподвижная часть, в которой имеются приемная и напорная камеры); ротора (вращающаяся часть), замыкателя (орган, отсекающий некоторый объем жидкости, движущейся в напорную камеру).

К роторным относят шестеренные, винтовые и шланговые насосы.

Шестеренные насосы могут иметь подачу от 0,2 до 140 м³/ч и давление от 0,4 до 2,5 МПа (рис. 5.10, 5.11). Ведущая 1 и ведомая 4 шестерни (колеса) этих насосов вращаются в корпусе (статоре). Ведущее колесо 1 соединено с приводным двигателем и передает от него вращение ведомому колесу 4 (отсекателю). Впадины колес 1 и 4 захватывают жидкость из всасывающего пространства 5 и подают в нагнетательную часть корпуса 3. В месте зацепления колес зубья одного из них вы-

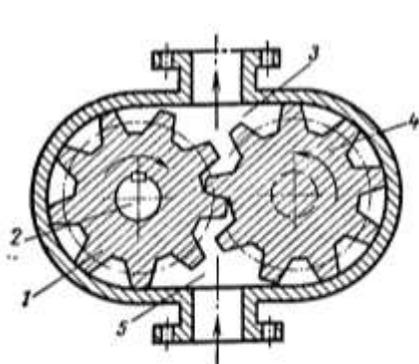


Рис. 5.10. Схема шестеренного насоса:

1, 4 — ведущая и ведомая шестерни; 2 — вал; 3 — нагнетательная часть корпуса; 5 — всасывающее пространство

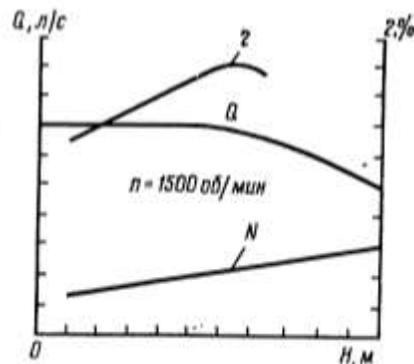


Рис. 5.11. Характеристика шестеренного насоса

тесняют жидкость из впадин другого, и она поступает в напорный трубопровод.

Достоинство шестеренных насосов — простота конструкции, недостатки — пульсация подачи, шум, вибрация, ограниченное давление. Они могут перекачивать чистые жидкости, кинематическая вязкость которых составляет 2...100 см²/с, а температура не превышает 250 °С. Наиболее часто их используют для перекачки масла. Шестерен в насосах может быть две, три и более. Обозначают такие насосы следующим образом: Ш W_д-P_д, где W_д — рабочий объем в см³, уменьшенный в 10 раз, P_д — давление в МПа, увеличенное в 10 раз. Например, марка шестеренного насоса, имеющего рабочий объем 80 см³ и развивающего давление 2,5 МПа, — Ш8-25.

Для предохранения от возможных повреждений при значительных повышениях давления в случаях закупорки напорных трубопроводов роторные насосы оборудуют предохранительными клапанами. Эти клапаны пропускают в критический момент жидкость из напорной камеры во всасывающую.

Для ориентированных расчетов подач шестеренных насосов Т. М. Башта рекомендует использовать формулу, в основу которой положено допущение, что насос за каждый оборот вала подает объем жидкости, равный сумме объемов впадин между зубьями рабочего колеса, а объем впадины равен объему зуба:

$$Q_T = 2\pi\eta_{об}D_{н.о}mbn, \quad (5.6)$$

где D_{н.о} — диаметр начальной окружности ведущей шестерни, см; m — модуль зацепления; b — ширина колеса, см; n — частота вращения ведущей шестерни, об/мин; η_{об} — объемный КПД, принимают равным 0,8...0,9.

Винтовые насосы могут иметь подачу от 0,3 до 800 м³/ч и давление от 0,5 до 25 МПа. Изготавливают их одно-, двух- и трехвинтовыми. Винтами являются ротор и статор насоса. При определенных условиях винты отделяют приемную часть насоса от напорной и передвигают жидкость от приемной части к напорной.

Трехвинтовые насосы выпускают с односторонним (тип 3В) и двусторонним (тип 3В×2) подводом жидкости. Винты выполняют из стали и заключают в обойму. Средний винт является ведущим, а два крайних — ведомыми.

Подача (м³/с) трехвинтового насоса

$$Q_T = 3\pi tn(D^2 - d^2)/16, \quad (5.7)$$

где t — шаг винта, см; D — диаметр окружности головок среднего винта, см; d — диаметр окружности впадин среднего винта, равен диаметру окружности боковых винтов, см; n — частота вращения насоса, об/мин.

Достоинства винтовых насосов — равномерная подача, работают без шума, не перемешивают жидкость внутри корпуса,

§ 3. ВОДОКОЛЬЦЕВЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

Водокольцевые вакуумные насосы относят к объемным. Они предназначены для заполнения водой перед пуском центробежных насосов, работающих с положительной высотой всасывания. Рабочее колесо у таких насосов расположено эксцентрично по отношению к цилиндрическому корпусу (рис. 5.14). Принцип их действия следующий. Предварительно в корпус насоса (приблизительно наполовину) заливают воду. При вращении рабочего колеса вода отбрасывается к периферии корпуса. При этом образуется водяное кольцо, касающееся верхней части втулки рабочего колеса, а ниже втулки — воздушная камера 1, 2, 3, 4, 5, 6, разделяющаяся на две области — всасывающую 1, 2, 3 и напорную 4, 5, 6. Объемы камер 1, 2, 3 постепенно увеличиваются, в них создается вакуум, и из всасывающего трубопровода через серповидный вырез А в торцевой крышке корпуса в эти камеры поступает воздух. Одновременно объемы камер 4, 5, 6 уменьшаются, и воздух из них вытесняется через серповидный вырез В в нагнетательный трубопровод.

Поскольку часть воды из насоса выбрасывается в нагнетательный трубопровод, для поддержания необходимого объема водяного кольца через насос должно непрерывно циркулировать вода. Кроме того, необходим отвод тепла, выделяющегося при работе насоса.

Теоретический расход воздуха или газа, откачиваемого или подаваемого насосом при условии погружения лопасти в толщу водяного кольца на глубину a и касания втулки его поверхности,

$$Q_{н.г} = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D_1 - 2a)^2 - D_0^2] - Z(l_1 - a)s \right\} b \frac{\pi}{60} \quad (5.9)$$

где D_1 — диаметр колеса, м; D_0 — диаметр втулки, м; Z — число лопастей;

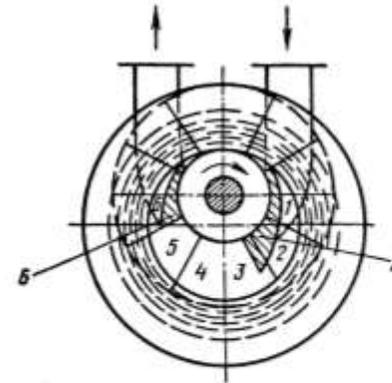


Рис. 5.14. Схема водокольцевого вакуумного насоса

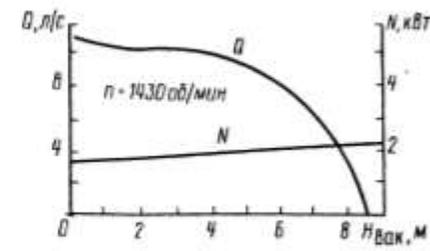


Рис. 5.15. Характеристика вакуумного насоса ВВН-1,5

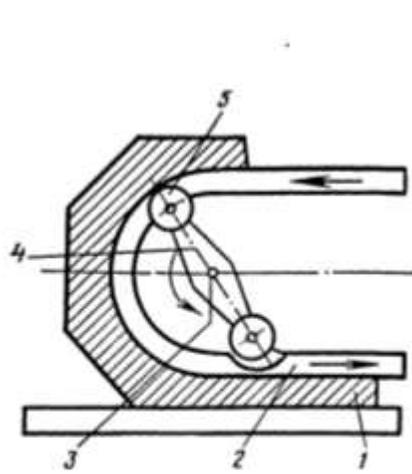


Рис. 5.12. Схема шлангового насоса: 1 — станина; 2 — шланг; 3 — подшипник; 4 — планка; 5 — ролик

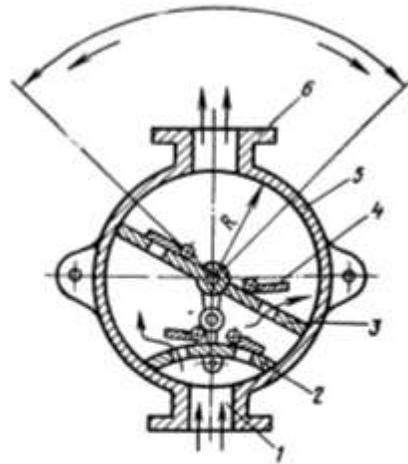


Рис. 5.13. Схема ручного крыльчатого насоса Альвейлера: 1, 6 — всасывающая и нагнетательная трубы; 2 — неподвижная диафрагма; 3 — крыло; 4 — откидной клапан; 5 — корпус

имеют небольшую массу и достаточно высокий КПД (0,6 ... 0,85).

Шланговые насосы (рис. 5.12) могут иметь подачу от 0,0005 до 0,002 и давление от 0,03 до 0,05 МПа. При вращении их вала ролики 5 набегают на шланг 2 и обжимают его. Сжатое сечение шланга по мере вращения вала перемещается от всасывающей части насоса к нагнетательной. Таким образом, определенные порции жидкости тоже перемещаются от всасывающего патрубка к нагнетательному.

Крыльчатые насосы с ручным приводом. Принцип их действия (рис. 5.13) аналогичен принципу действия поршневых насосов. При возвратно-поворотном движении крыла 3, плотно прилегающего к стенкам неподвижного цилиндрического корпуса 5, жидкость всасывается в насос, и объем прилегающей к всасывающей трубе части корпуса увеличивается. Одновременно из другой части корпуса через клапан 4 жидкость вытесняется в напорный трубопровод.

Крыльчатые насосы могут всасывать жидкость на высоту до 7 м и создавать напор 30 ... 40 м.

Подача (м³/с) их

$$Q = 2\pi\eta_{об}(R^2 - r^2)ba\alpha n / (360 \cdot 60), \quad (5.8)$$

где R — внутренний радиус цилиндрического корпуса, м; r — радиус втулки, насаженной на ось вращения, м; b — внутренняя ширина корпуса, м; α — угол, на который поворачивается крыло, обычно $\alpha \approx 90^\circ$; n — число двойных качаний в минуту; $\eta_{об}$ — объемный КПД, может достигать 0,9.

b — ширина лопастей, м; s — толщина лопастей, м; l_1 — длина лопасти, м; n — частота вращения, об/мин.

Фактический расход воздуха

$$Q_{в} = Q_{в.т} \eta_{об},$$

где $\eta_{об}$ — объемный КПД, равный 0,7...0,8.

Общий КПД водокольцевых вакуумных насосов невелик (0,2...0,3), но обычно это не имеет существенного значения, так как они работают периодически и короткое время. Такие насосы просты по конструкции и надежны в эксплуатации. Но в их корпус можно заливать только чистую воду, иначе будет изнашиваться в месте примыкания лопасти ротора и щеки крышек-лобин. Зазоры между ротором и корпусом не должны превышать 0,1 мм. Для работы водокольцевых насосов не требуется очистка воздуха и газа и допускается попадание в их корпус жидкости вместе с засасываемым воздухом.

Промышленность выпускает водокольцевые насосы типа ВВН (рис. 5.15) и КВН (консольные).

§ 4. ВИХРЕВЫЕ И ЛАБИРИНТНЫЕ НАСОСЫ

Вихревые насосы. Рабочее колесо у этих насосов (рис. 5.16) имеет плоские радиальные лопасти 2. Лопасти образуют криволинейные межлопаточные каналы 5. Внутри корпуса 4 по периметру колеса 1 проходит особый кольцевой канал 3, прерываемый перемычкой. Перемычка отделяет всасывающую полость от напорной. При вращении рабочего колеса 1 его лопасти 2 воздействуют на жидкость, находящуюся в кольцевом канале корпуса, придают ей вращательное движение. Одновременно в жидкости, заполняющей межлопаточные каналы 5, возникают центробежные силы, которые вызывают непрерыв-

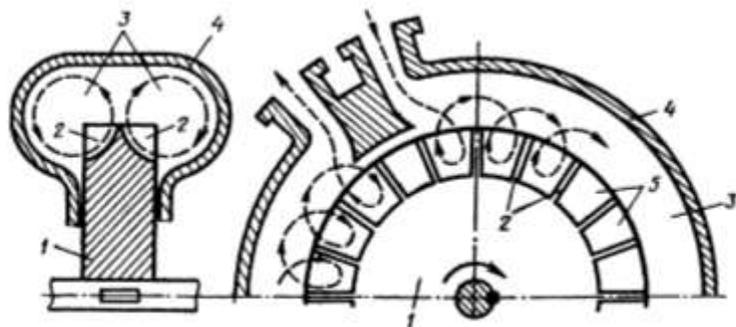


Рис. 5.16. Конструкция вихревого насоса:

1 — рабочее колесо; 2 — лопасти; 3 — кольцевой канал; 4 — корпус; 5 — криволинейные каналы

ное движение ее из межлопаточных каналов 5 в кольцевой канал 3. Жидкость, захватываемая лопатками у входа в кольцевой канал 3, затем вновь попадает в межлопаточный 5. В кольцевом канале 3 формируется вихревое течение. За один оборот рабочего колеса жидкость несколько раз захватывается лопатками и выбрасывается в кольцевой канал 3. Поэтому при одних и тех же диаметрах рабочих колес и частотах вращения напор, развиваемый вихревым насосом, в 2...4 раза превышает напор, развиваемый центробежным.

Напор вихревого насоса

$$H = \psi u^2 / (2g), \quad (5.10)$$

где ψ — коэффициент напора, равен 3,3...4,5; u — окружная скорость, м/с, $u = \pi D n / 60$; D — диаметр рабочего колеса, м; n — частота вращения рабочего колеса, об/мин.

Вихревые насосы выпускают типов В, ВС, ВК, ВКС в диапазоне подач 1...50 м³/ч при напорах 25...100 м.

Вихревой насос типа ВК (рис. 5.17) состоит из чугунного корпуса 1 с крышкой 2, образующих рабочую камеру. Корпус отлит заодно со всасывающим и напорным патрубками, направленными вверх. Рабочее колесо 3 представляет собой стальной диск с прямыми радиальными лопатками. Диск крепят на валу 4 шпонкой и специальным болтом с шайбой. Вал вращается в двух шарикоподшипниках 6, расположенных в масляной ванне опорной станины 5.

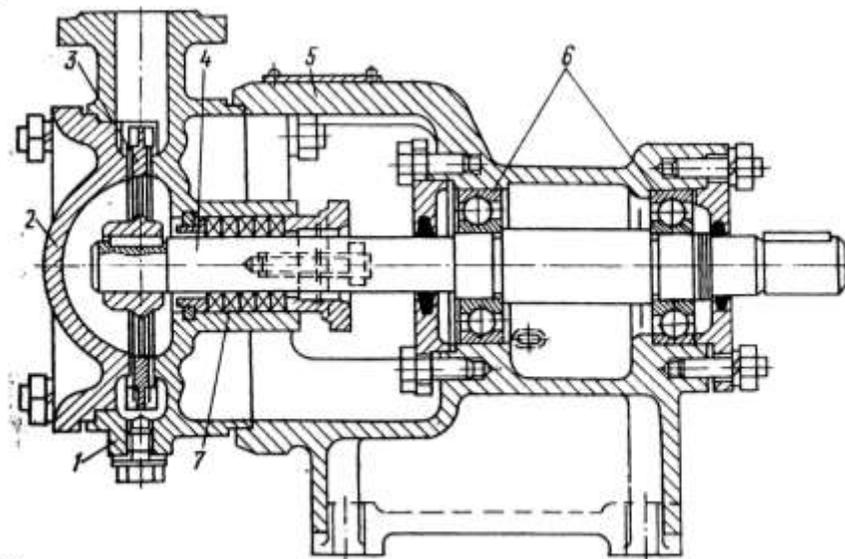


Рис. 5.17. Конструкция вихревого насоса типа ВК:

1 — корпус; 2 — крышка корпуса; 3 — рабочее колесо; 4 — вал; 5 — опорная станина; 6 — шарикоподшипники; 7 — сальник

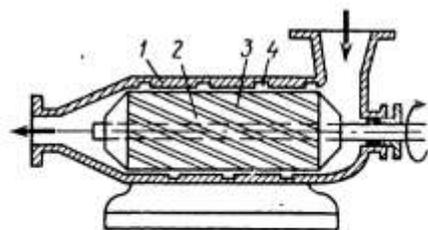
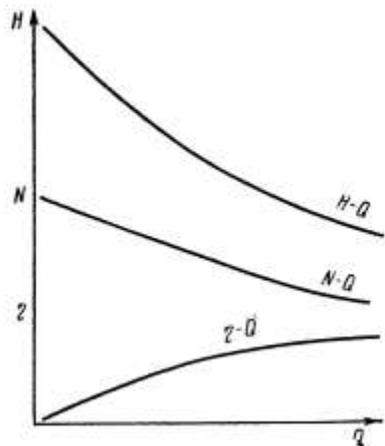


Рис. 5.19. Схема лабиринтного насоса:

1 — статор (корпус); 2 — ротор; 3 — винтовые каналы ротора; 4 — кольцевые канавки

Рис. 5.18. Характеристики вихревого насоса

Вихревые насосы типов ВС и ВКС обладают самовсасывающей способностью. В их напорной части установлен специальный узел, состоящий из колпака и воздухоотвода.

С увеличением подачи воды напор и мощность вихревых насосов снижаются (рис. 5.18). Коэффициент их быстроходности составляет 6...50, а КПД — 25...45%. Эти насосы используют в основном как вспомогательные — в дренажных, осушительных, противопожарных системах.

Лабиринтные насосы. Их принцип действия аналогичен принципу действия вихревых насосов. Проточная часть лабиринтного насоса (рис. 5.19) состоит из напорной крышки, гильзы корпуса и рабочего колеса (иногда называемого ротором). Рабочее колесо представляет собой цилиндр, по внешней поверхности которого проходят винтовые каналы 3. На внутренней поверхности гильзы корпуса 1 также выполнены винтовые каналы, имеющие направление, противоположное направлению каналов рабочего колеса. Зазор между неподвижной гильзой корпуса и вращающимся рабочим колесом составляет 0,3...0,4 мм. Всасывающий патрубок расположен в плоскости, перпендикулярной оси насоса. В зависимости от условий монтажа его можно ориентировать горизонтально или вертикально. Напорный патрубок направлен горизонтально — по оси насоса.

При работе насоса с гребней каналов вращающегося рабочего колеса срываются вихри жидкости, и в результате обмена количеством движения жидкость устремляется в винтовые каналы корпуса, а из них — вновь в каналы рабочего колеса.

Лабиринтные насосы выпускают подачей 0,9...6 л/с. Они развивают напор 21...150 м. КПД их составляет 25...45%. Эти насосы можно применять для реагентного хозяйства очистных сооружений насосных станций водоснабжения.

§ 5. ШНЕКОВЫЕ НАСОСЫ

Шнековые насосы (винты Архимеда) относят к насосам трения. Их применяют для подъема сточных вод на высоту 2...7 м. Основной рабочий орган этих насосов (рис. 5.20) — шнек — представляет собой плоскую трехзаходную спираль, навитую на вал и соединенную с ним. Вал опирается на два подшипника — нижний (радиальный) и верхний (радиально-упорный). Верхний подшипник устанавливают выше уровня жидкости. Шнек перемещает жидкость вдоль оси насоса. Частота его вращения составляет 25...100 об/мин, окружная скорость — 2...5 м/с, что вызывает необходимость применения ременной или редукторной передачи от электродвигателя, нормальный угол установки к горизонту — 25...30°.

Подачу шнековых насосов регулируют изменением частоты вращения шнека. На насосных станциях, оборудованных такими насосами, задвижки можно заменить простыми плоскими шитами.

В СССР шнековые насосы серийно не выпускают. Для систем канализации разработаны чертежи шнековых насосов подачи 180...460 м³/ч при высоте подъема 2,5...3 м, диаметре шнека 550 и 800 мм и частоте его вращения 75 и 60 об/мин.

Достоинства шнековых насосов — простота конструкции и эксплуатации, надежность в работе, долговечность, возможность перекачки загрязненной жидкости.

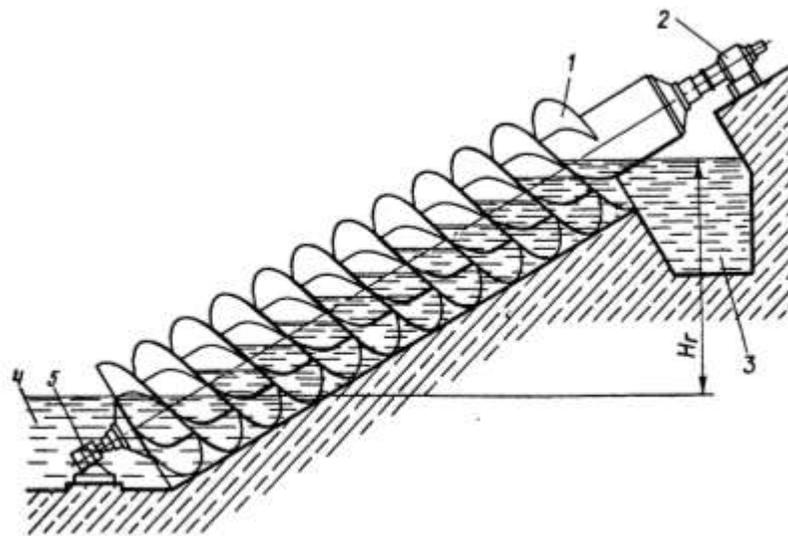


Рис. 5.20. Схема установки шнекового насоса:

1 — спираль шнека; 2, 5 — верхний и нижний подшипники; 3, 4 — верхняя и водо-заборная камеры

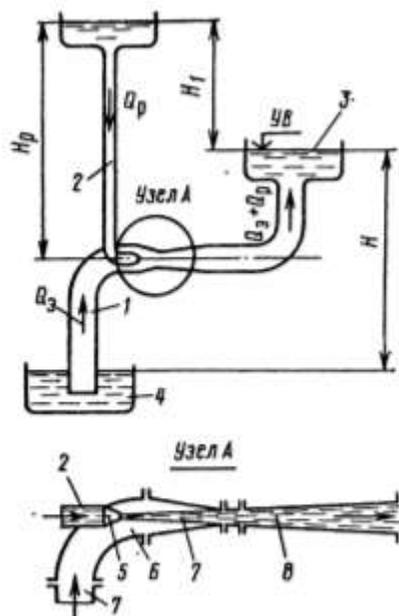


Рис. 5.21. Схема установки струйного насоса:

1, 2 — всасывающая и напорная трубы; 3, 4 — сборный и нижний резервуары; 5 — сопло; 6, 7 — камеры всасывающая и смешения; 8 — диффузор; 9 — трубопровод

§ 6. СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

Струйные насосы относятся к насосам трения. В основу их действия положен принцип передачи (без промежуточных механизмов) кинетической энергии от рабочей жидкости к поднимаемой. Рабочая жидкость под напором по напорной трубе 2 (рис. 5.21) подается в сопло 5. В сопле ее скорость и кинетическая энергия возрастают, а потенциальная энергия и давление уменьшаются. При определенной скорости жидкости давление во всасывающей камере 6 становится меньше атмосферного, возникает вакуум. Под действием вакуума вода из нижнего резервуара 4 по всасывающей трубе 1 устремляется во всасывающую камеру 6 и далее в камеру смешения 7. В камере смешения потоки рабочей и поднимаемой жидкости перемешиваются. При этом рабочая жидкость отдает часть своей энергии поднимаемой. Затем смешанный поток жидкости поступает в диффузор 8, где его скорость постепенно уменьшается, а статический напор увеличивается, и далее по напорному трубопроводу в сборный резервуар 3.

Если пренебречь потерями напора, то мощность, затраченная струйным насосом на перекачивание жидкости из резервуара 4 в резервуар 3,

$$N_z = \gamma_p Q_p H_1, \quad (5.11)$$

а полезная мощность

$$N_n = \gamma Q_z H, \quad (5.12)$$

где Q_p — расход рабочей жидкости, м³/с; Q_z — подача струйного насоса, м³/с; H_1 — рабочий напор, м; H — высота подъема жидкости, м; γ_p — удельный вес рабочей жидкости, кН/м³.

Коэффициент полезного действия струйного насоса при одинаковой плотности рабочей и поднимаемой жидкостей

$$\eta = Q_z H / (Q_p H_1). \quad (5.13)$$

Отношение расходов поднимаемой и рабочей жидкостей называют коэффициентом инжекции (подмешивания)

$$\alpha = Q_z / Q_p. \quad (5.14)$$

а отношение высоты подъема жидкости к рабочему напору — коэффициентом напора

$$\beta = H / H_1. \quad (5.16)$$

Коэффициент полезного действия струйных насосов

$$\eta = \alpha \beta. \quad (5.17)$$

Обычно КПД струйных насосов находится в пределах 15... 25%.

Расчет струйных насосов при заданных значениях Q_z , Q_p , H и H_1 сводится к определению оптимальных: диаметра отверстия сопла, диаметра и длины камеры смешения, размеров диффузора [5].

Расход рабочей жидкости, который необходимо подать к соплу насоса,

$$Q_p = Q_z H / [\eta (H_1 - H)]. \quad (5.18)$$

Необходимый напор рабочей жидкости можно создать любым насосом. В качестве рабочей жидкости можно использовать воду, газ, пар.

Струйные насосы широко применяют для подъема воды из скважин, подъема и транспортировки гидромассы, водоотлива и водопонижения при производстве строительных работ, удаления осадка из приемков камер речных водозаборных сооружений, удаления воздуха из всасывающих трубопроводов и корпусов центробежных насосов перед их пуском. Основные их достоинства — простота конструкции, небольшие размеры и надежность; недостатки — низкий КПД и необходимость подвода воды к соплу под высоким давлением.

§ 7. ВИБРАЦИОННЫЕ НАСОСЫ

В основу работы вибрационных насосов положен принцип использования инерционных сил, возникающих под воздействием колебательных процессов в перекачиваемой жидкости, заключенной в трубопроводе. Рабочий орган (клапан-поршень) этих насосов, совершающий возвратно-поступательное движение, приводится в действие механическим вибратором. Вибрационные насосы выпускают как с поверхностными, так и с погружными вибраторами.

Вибрационная водоподъемная установка ВПУ-1 (рис. 5.22) предназначена для подачи воды из шахтных колодцев и буро-

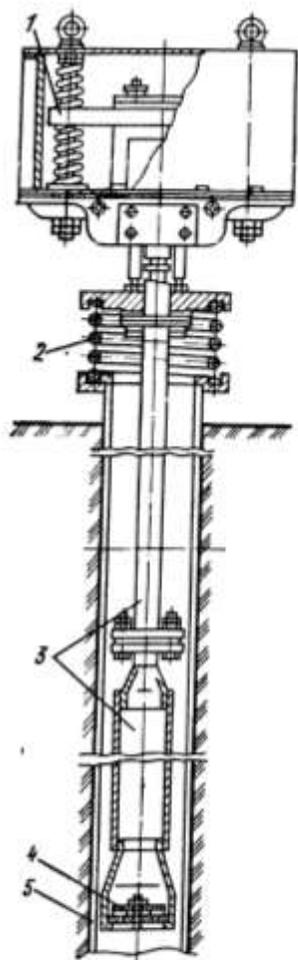


Рис. 5.22. Конструкция вибрационной водоподъемной установки ВПУ-1: 1 — вибратор; 2 — пружинный амортизатор; 3, 5 — водоподъемная и обсадная трубы; 4 — приемный клапан

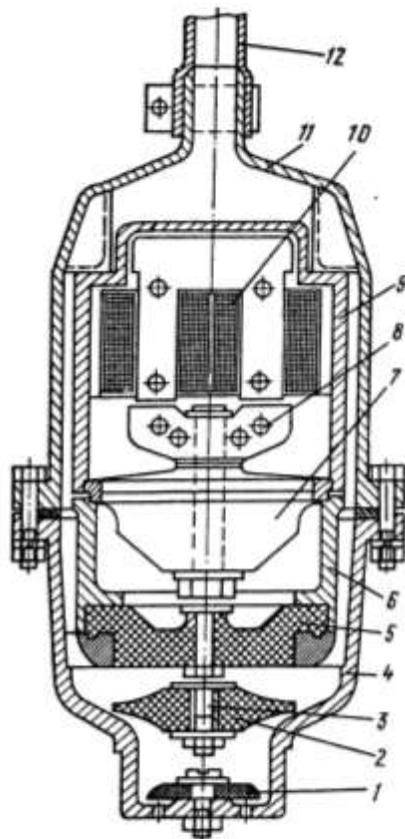


Рис. 5.23. Конструкция вибрационного насоса НЭБ-1/20 с погружным вибратором: 1 — приемный клапан; 2 — рабочий орган — поршень; 3 — шток; 4, 6, 9, 11 — детали корпуса; 5 — диафрагма; 7 — амортизатор; 8 — якорь; 10 — катушки электромагнита; 12 — напорный шланг

вых скважин диаметром более 100 мм с динамическим уровнем до 20 м. Она снабжена поверхностным электромагнитным вибратором резонансного типа. Вибратор состоит из основания с якорем и ярма, соединенных между собой пружинами. Собственная частота колебаний вибратора совпадает с частотой вынужденных колебаний системы, возбудителем которых является

электромагнит. Подача установки зависит от частоты и амплитуды колебаний и размеров (длины, диаметра) и материала водоподъемных труб. На резонансный режим вибратор настраивают изменением числа сменных грузов, устанавливаемых на шпильках ярма, или размера междужелезного зазора. При определенном соотношении длины и частоты колебаний водоподъемной трубы амплитуда колебаний поверхностной части установки близка к нулю, а клапанного узла — к максимальной. Водоподъемная труба 3 выполнена из стальных бесшовных труб и прикреплена к нижнему фланцу основания вибратора. На нижнем ее конце расположен приемный клапан 4. Колебания от электромагнита передаются через колонну водоподъемных труб клапанному узлу. В свою очередь, клапан воздействует на воду, находящуюся в водоподъемных трубах. При периодическом изменении давления над ним вода из скважины (колодца) поступает в водоподъемную трубу. Электромагнит питается от однофазной сети переменного тока напряжением 220 В через селеновый однополупериодный выпрямитель. При частоте колебаний электромагнита 3000 в минуту подача установки составляет 2...3 м³/ч, напор — до 25 м, а потребляемая мощность — 0,7 кВт.

Достоинство установки ВПУ-1 — может перекачивать воду, содержащую различные взвеси, например песок.

Из шахтных колодцев и водоемов воду также забирают вибрационными насосами и другого типа (рис. 5.23). Рабочий орган 2 этих насосов приводится в действие погружным электромагнитным вибратором резонансного типа. Вибратор размещен в корпусе. Две катушки 10 электромагнита и сердечник залиты эпоксидной смолой. Якорь 8 электромагнита установлен на штоке 3 на расстоянии 3...3,6 мм от катушек вибратора. Шток проходит через резиновую диафрагму 5, которая разделяет электромагнитную и гидравлическую части насоса. Когда поршень 2 движется вниз, приемный клапан 1 плотно прижимается к седлу, и вода через зазор между поршнем и корпусом выжимается в надпоршневую полость. При движении вверх концы поршня плотно примыкают к корпусу, давление во всасывающей части насоса понижается, и клапан 1 открывается. Вода из источника поступает в насос. Одновременно жесткая средняя часть поршня давит на воду, находящуюся над ним, и выталкивает ее в межкорпусное пространство. Из этого пространства вода, охлаждая электромагнитный привод, по напорному шлангу 12 поступает к потребителю. Частота колебаний поршня составляет 6000 об/мин. Электромагнит питается от сети переменного однофазного тока напряжением 220 В. При напоре 30...1 м подача вибрационного насоса изменяется от 0,2 до 1 л/с. Такой насос можно установить в плавучем положении.

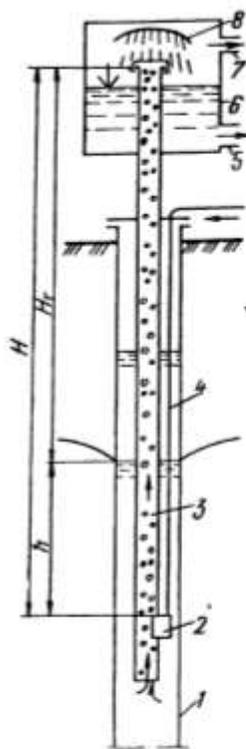


Рис. 5.24. Схема установки воздушного водоподъемника:

1 — скважина; 2 — форсунка; 3, 4 — трубы водоподъемника для подачи сжатого воздуха; 5 — к потребителю; 6 — приемный бак; 7 — трубка для выпуска воздуха; 8 — отражатель.

§ 8. ВОЗДУШНЫЕ ВОДОПОДЪЕМНИКИ

Воздушными водоподъемниками — эрлифтами можно поднимать воду из скважин. Наиболее широко их используют для откачки запесоченной воды из скважин перед установкой погружных центробежных насосов и подъема воды из скважин, если требуется удалить из нее газы. В основу действия эрлифтов (рис. 5.24) положен закон сообщающихся сосудов. В водоподъемную трубу 3 по трубе 4 через форсунку 2 подают сжатый воздух. Воздух, смешиваясь с водой, образует водовоздушную эмульсию. Сообщающимися сосудами здесь являются скважина, заполненная водой, и водоподъемная труба, заполненная эмульсией. Поскольку плотность эмульсии меньше плотности воды, вода выталкивается на поверхность.

Водовоздушная эмульсия будет подниматься по водоподъемной трубе на высоту H_r , в том случае, если

$$\gamma_w h = \gamma_{эм}(H_r + h), \quad (5.19)$$

где γ_w , $\gamma_{эм}$ — удельный вес воды и эмульсии, Н/м^3 ; h — заглубление форсунки под динамический уровень, м; H_r — геодезическая высота подъема эмульсии, отсчитываемая от динамического уровня воды до точки ее излива, то есть практически до верха водоподъемной трубы, м.

Таким образом, высота подъема воды H_r зависит от отношения плотностей воды и эмульсии и заглубления форсунки.

Достигнув верха трубы 3, эмульсия поступает в приемный бак 6, где при помощи отражателя вода отделяется от воздуха и по трубе 5 движется к потребителю, а воздух через трубу 7 выходит в атмосферу.

Промышленность воздушные водоподъемники не изготавливает. Их рассчитывают и конструируют индивидуально. Если соотношение (5.19) представить в виде

$$\gamma_w(H - H_r) = \gamma_{эм}H, \quad (5.20)$$

где H — глубина погружения форсунки, м,

$$\text{то} \quad H = H_r \gamma_{эм} / (\gamma_w - \gamma_{эм}) = KH_r, \quad (5.21)$$

5.1. Зависимость значений K и η от высоты подъема H_r

Показатели	Высота подъема эмульсии H_r , м				
	<15	15...30	30...60	60...90	90...120
	3,0...2,5	2,5...2,2	2,2...2,0	2,0...1,75	1,75...1,65
	0,59...0,57	0,57...0,54	0,54...0,50	0,50...0,41	0,41...0,40

где K — коэффициент погружения форсунки, показывающий, во сколько раз значение H больше значения H_r .

Коэффициент погружения K , высота подъема H_r и коэффициент полезного действия эрлифта η связаны между собой следующим образом (табл. 5.1).

Нижний конец водоподъемной трубы должен быть на 3...6 м ниже форсунки.

Необходимый расход воздуха определяют по так называемому удельному расходу.

Удельный расход воздуха (м^3), необходимый для подъема 1 м^3 воды при заданных КПД эрлифта и атмосферном давлении,

$$q = \frac{H_r}{23\eta \lg [(H - H_r + 10)/10]} \quad (5.22)$$

Формула (5.22) получена на основании анализа работы, затрачиваемой на сжатие воздуха компрессором при изотермическом процессе.

Коэффициент полезного действия эрлифта

$$\eta = \gamma_w Q H_r / A, \quad \text{а г?} \quad (5.23)$$

где Q — подача воды на высоту H_r , $\text{м}^3/\text{с}$; A — энергия сжатого воздуха в месте его выхода из форсунки в водоподъемную трубу, кВт.

Количество воздуха ($\text{м}^3/\text{мин}$), необходимое для подъема воды расходом Q ($\text{м}^3/\text{ч}$),

$$W = qQ/60. \quad (5.24)$$

Формула (5.24) справедлива для нормального атмосферного давления и температуры воздуха 15...20 °С. При других значениях температуры и давления воздуха в нее нужно вводить поправку.

Для средней полосы СССР с учетом поправки производительность компрессора ($\text{м}^3/\text{мин}$)

$$W_k = 1,2W. \quad (5.25)$$

Рабочее давление (МПа) воздуха, необходимое для работы водоподъемника,

$$p = 0,01(H - H_r + h_r), \quad (5.26)$$

где h_r — потери напора в воздушной трубе на участке от компрессора до форсунки, обычно $h_r < 5$ м.

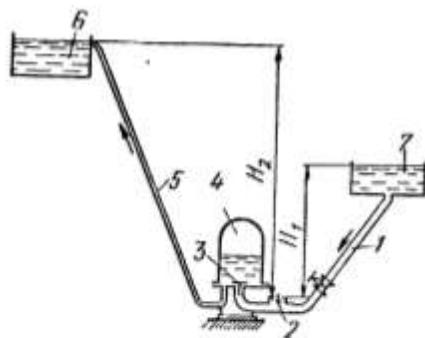


Рис. 5.25. Схема установки гидравлического тарана:

1, 5 — питательная и нагнетательная трубы; 2, 3 — сбросной (ударный) и нагнетательный клапаны; 4 — воздушный колпак; 6 — напорный бак; 7 — источник

Расположение водоподъемной и воздушной труб в скважине может быть параллельным или центральным. При параллельном расположении воздушная труба проходит рядом с водоподъемной, а при центральном — внутри водоподъемной.

Для выделения из воздуха, поступающего от компрессора, масла и паров воды на воздушной линии устанавливают воздушный резервуар — ресивер.

Достоинства воздушных водоподъемников — простота устройства, надежность в работе, возможность подъема воды (как чистой, так и содержащей песок) из глубоких вертикальных, наклонных, искривленных, скважин малого диаметра; недостатки — низкий КПД (20...25%), подъем воды только из глубоких скважин, что вызывает необходимость большого заглубления водоподъемной трубы под динамический уровень.

§ 9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТАРАНЫ

Гидравлический таран — это водоподъемник, работающий по принципу использования явления гидравлического удара в трубах. Такими водоподъемниками поднимают воду из источников, расположенных выше мест их установки не менее чем на 1 м. Через гидротараны должен сбрасываться расход воды, превышающий в несколько раз их подачу.

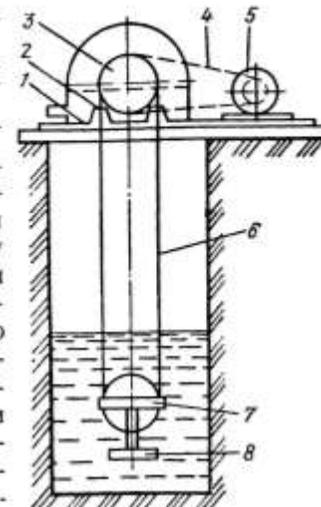
Перед началом работы тарана (рис. 5.25) задвижка на питательной трубе 1 закрыта. Сбросной клапан 2 под действием собственного веса переместится вниз и может выпускать воду из питательной трубы наружу, а нагнетательный 3 закрыт. При открытии задвижки вода из источника по питательной трубе 1

5.2. Значения рабочих параметров гидравлического тарана

H_2/H_1	η	q/Q	H_2/H_1	η	q/Q
2	0,84	0,290	12	0,43	0,034
4	0,72	0,152	16	0,32	0,0196
6	0,63	0,118	20	0,23	0,0112
10	0,49	0,046			

Рис. 5.26. Схема установки ленточного водоподъемника:

1 — опорная рама; 2 — корпус; 3, 7 — ведущий и нижний шкивы; 4 — клиноремная передача; 5 — дингаль; 6 — лента; 8 — груз



под напором H_1 начнет вытекать в атмосферу через клапан 2 с возрастающей скоростью. Когда под действием гидродинамического давления снизу клапан 2 поднимется, истечение воды наружу прекратится. Скорость течения воды в питательной трубе резко снизится, что приведет к возникновению в ней гидравлического удара, сопровождаемого резким повышением давления. Когда давление в питательной трубе превысит давление в воздушном колпаке 4, клапан 3 откроется, и вода заполнит воздушный колпак. Затем под действием избыточного давления вода из воздушного колпака по нагнетательной трубе поднимется в напорный бак, то есть на высоту H_2 . Давление в питательной трубе начнет снижаться. Когда нагнетательный клапан 3 закроется, вода из источника по питательной трубе снова через ударный клапан будет вытекать в атмосферу, и все повторится сначала.

Гидравлический таран действует автоматически. Для надежной его работы длина питательной трубы должна составлять (5...8) H_1 .

Коэффициент полезного действия гидравлического тарана

$$\eta = qH_2/QH_1, \quad (5.27)$$

где q — подача тарана, m^3/c ; Q — расход рабочей воды, m^3/c .

Коэффициент полезного действия тарана, подача q , расход рабочей воды Q и отношение H_2/H_1 связаны между собой следующим образом (табл. 5.2).

В нашей стране разработаны конструкции таранов: ТГ-1, ТГ-2 с напором до 100 м и подачей до 5 л/с; УИЖ-К100 с напором до 100 м и подачей до 3 л/с; ЕрПИ-100, ЕрПИ-150, ЕрПИ-250 с напором до 150 м и подачей до 18 л/с.

§ 10. ЛЕНТОЧНЫЕ И ШНУРОВЫЕ ВОДОПОДЪЕМНИКИ

Ленточные водоподъемники (рис. 5.26). Их применяют для подъема воды из шахтных колодцев. Водоподъемник устанавливают над колодцем. Нижнюю часть ленты 6 опускают под воду на глубину не менее 0,5 м. Она находится в натянутом положении благодаря собственному весу и весу нижнего шкива 7 с гру-

5.3. Технические показатели ленточных водоподъемников с лентой сечением 100×5 мм, движущейся со скоростью 6 м/с

Показатели	Высота подъема воды, м					
	20	40	60	70	100	200
Подача, м ³ /ч	6,50	6,30	6,00	5,97	5,50	4,32
КПД установки, %						
с гладкой резиновой лентой	24	36	42	46	49	56
с прорезиненным ремнем	25	38	45	51	54	59
с шероховатой лентой	28	41	52	57	60	65
Рекомендуемая мощность электродвигателя, кВт	1,7	2,8	2,8	2,8	4,5	7,0

зом 8. Ведущий шкив 3 приводят в действие двигателем 5 (электрическим или внутреннего сгорания) через клиноременную передачу 4. При вращении ведущего шкива 3 лента перемещается и, выходя из воды, удерживает на своей поверхности благодаря силам трения тонкий слой воды. В момент перехода ленты через ведущий шкив этот слой воды под действием центробежной силы сбрасывается в водоприемный корпус 2, а оттуда по сливному лотку стекает в резервуар. Рациональная скорость движения ленты 4...6 м/с. Ее обычно выполняют сечением 50×5, 100×5 (табл. 5.3), 100×4 мм. С увеличением высоты подъема КПД ленточного водоподъемника возрастает при относительно небольшом снижении подачи воды.

Промышленность выпускает несколько типов ленточных водоподъемников: ВЛМ-100, ГЛВ-250 и др. Водоподъемник ВЛМ-100 имеет подачу 4...7 м³/ч при подъеме воды с глубины до 100 м. Частота вращения его ведущего шкива 350...450 об/мин. Подача водоподъемника ГЛВ-250 составляет 3...5,4 м³/ч при подъеме воды с глубины до 250 м, а скорость движения его ленты — 4,5...6,5 м/с.

Шнуровые водоподъемники. Предназначены для подъема воды из буровых скважин. Диаметр обсадной трубы должен быть не меньше 150 мм. Их устройство и принцип действия аналогичны устройству и принципу действия ленточных водоподъемников. Рабочим органом таких водоподъемников служит прорезиненный перфорированный шнур сечением 32×12, 32×11 мм. Дополнительным узлом их является труба, в которой шнур перемещается снизу вверх.

Промышленность выпускает водоподъемники ВШП-30 и ВШП-50. Водоподъемники ВШП-30 имеют подачу до 8 м³/ч при подъеме воды с глубины до 30 м, а водоподъемники ВШП-50 — подачу до 5 м³/ч при глубине подъема воды до 50 м. Скорость движения их шнура составляет 4...6 м/с. КПД таких водоподъемников не превышает 50%.

3. ПОНЯТИЕ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Насосная установка — это устройство, перекачивающее жидкость от источника к потребителю с помощью насоса. Она включает в себя насос, двигатель, устройство для передачи мощности от двигателя к насосу, всасывающий и напорный трубопроводы.

Насос, двигатель и устройство для передачи мощности от двигателя к насосу, собранные в единый узел, называют *насосным агрегатом*.

Всасывающий и напорный трубопроводы насосных установок могут быть оборудованы арматурой (задвижки, обратные клапаны, монтажные вставки и др.) и средствами измерений (вакуумметры, манометры, расходомерные устройства и др.).

Расстояние по вертикали от уровня воды в источнике (нижний бьеф) до оси горизонтальных, оси поворота лопастей вертикальных осевых, оси напорного патрубка вертикальных центробежных, верхнего положения поршня вертикальных поршневых насосов называют *геометрической высотой всасывания* h_v .

Насосные установки могут иметь как положительную, так и отрицательную высоту всасывания (рис. 1.2, см. форзац). Если указанные оси насосов расположены выше уровня воды в источнике, то высота всасывания будет положительной, если же они расположены ниже уровня воды в источнике, то высота всасывания будет отрицательной.

Насосные установки, как правило, включают при заполненных водой всасывающем трубопроводе и насосе. При положительной высоте всасывания насос и всасывающий трубопровод заполняют водой с помощью вакуумных систем или заливают воду через специальную горловину в насосе (при наличии в начале всасывающего трубопровода приемного обратного клапана).

Расстояние по вертикали от уровня воды в водоприемнике (верхний бьеф) до указанных выше осей и отметок насосов называют *геометрической высотой нагнетания* h_n . Эту высоту считают положительной, если указанные оси и отметки насосов расположены ниже уровня воды в верхнем бьефе, и отрицательной, если они расположены выше уровня воды в верхнем бьефе.

Расстояние по вертикали между уровнями воды в верхнем и нижнем бьефах называют *геодезической высотой подъема воды*:

$$H_r = \nabla_{в.б} - \nabla_{н.б},$$

где $\nabla_{в.б}$, $\nabla_{н.б}$ — отметки уровней воды в верхнем и нижнем бьефах, или

$$H_r = h_v + h_n.$$

Для заданной подачи Q требуемый напор насоса H можно вычислить с помощью уравнения Бернулли.

При записи этого уравнения необходимо принимать во внимание следующее.

1. Для двух поперечных сечений потока жидкости следует учитывать все источники потерь и повышения энергии, находящиеся между ними.

2. Давление жидкости можно брать в любой точке поперечного сечения движущегося потока, в том числе и на поверхности открытого водонсточника или водоприемника, где оно равно атмосферному.

3. Скорости движения жидкости во всех поперечных сечениях потока допускается принимать равномерными и равными $v = Q/F^*$, где F — площадь поперечного сечения потока.

4. Горизонтальную плоскость сравнения можно расположить произвольно. Уравнение упрощается, если она проходит по поверхности водонсточника или водоприемника или на уровне отметки насоса, от которой отсчитывают высоты всасывания и нагнетания (на рис. 1.2 плоскости сравнения обозначены $O-O$).

5. Давление в любой точке потока жидкости не должно быть меньше давления насыщенных паров. В противном случае в

* На самом деле скорости в поперечных сечениях потока жидкости неравномерные. Однако для практических расчетов насосных установок такое допущение вполне приемлемо.

потоке возникнет явление кавитации, резко возрастут неучитываемые потери напора.

Для движущегося потока жидкости от сечения I—I до сечения II—II (см. рис. 1.2, а) уравнение Бернулли имеет вид

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_{н.б}^2}{2g} - h_n = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_{в.б}^2}{2g} + h_n + h_{zv} + h_{zn} - H, \quad (1.4)$$

где p_a — атмосферное давление, Па; γ — удельный вес воды, Н/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²; $v_{н.б}$, $v_{в.б}$ — скорости воды в нижнем и верхнем бьефах, м/с; h_n — высота всасывания, м; h_n — высота нагнетания, м; h_{zv} — гидравлические потери напора во всасывающей линии насосной установки (начиная с сечения I—I), м, $h_{zv} = h_n + h_z$; h_{zn} — гидравлические потери напора в напорной линии насосной установки (до сечения II—II), м, $h_{zn} = h_n + h_z$; h_n — потери напора в местных сопротивлениях, м; h_z — потери напора по длине трубопровода из-за трения жидкости о его стенки, м; H — напор насоса, м.

В правой части уравнения (1.4) параметры, учитывающие потери энергии жидкости (h_{zv} , h_{zn}), имеют знак «+», а приобретение энергии (H) — «-».

Откуда напор

$$H = h_n + h_n + h_{zv} + h_{zn} + (v_{в.б}^2 - v_{н.б}^2)/(2g).$$

При $(v_{в.б}^2 - v_{н.б}^2)/(2g) \approx 0$, $H_r = h_n + h_n$ и $h_z = h_{zv} + h_{zn}$

$$H = H_r + h_z. \quad (1.5)$$

Таким образом, требуемый напор насоса равен геодезической высоте подъема жидкости плюс сумма гидравлических потерь напора во всасывающей и напорной линиях насосной установки.

Напор насоса H можно определить по показаниям измерительных приборов, чаще всего пружинных манометров и вакуумметров.

Манометры и вакуумметры через трехходовые краны, укрепленные на штуцерах приборов, соединены подводными трубками со входом и выходом насоса (сечения в—в и н—н на рис. 1.2). Перед измерениями с помощью трехходовых кранов осуществляют «проливку» или «продувку» подводных трубок (в зависимости от наличия в них давления или вакуума) для того, чтобы трубки манометров заполнились водой, а вакуумметров — воздухом.

Давления p_n и p_v на осях трубопроводов в сечениях в—в и н—н больше показаний приборов, так как над точками замеров расположены столбы воды y_n и y_v . Поскольку плотность воздуха ничтожно мала по сравнению с плотностью воды, то давление в штуцере вакуумметра равно давлению в любой точке подводной трубки.

С учетом вышеизложенного напор насоса насосной установки, имеющей положительную высоту всасывания (см. рис. 1.2, а),

$$\begin{aligned} H &= \frac{p_n - p_v}{\gamma} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + Z = \frac{(p_a + p_{ман} + \gamma y_n) - (p_a - p_{вак} + \gamma y_v)}{\gamma} + \\ &+ \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + Z = \frac{p_{ман} + p_{вак}}{\gamma} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + Z + y_n - y_v = \\ &= h_{ман} + h_{вак} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + Z_{изм}, \end{aligned} \quad (1.6)$$

где $h_{ман}$ — манометрический напор, м; $h_{вак}$ — вакуумметрический напор, м; v_n , v_v — средние скорости жидкости в сечениях н—н и в—в, м/с; $Z_{изм}$ — расстояние по вертикали между теми точками жидкости, в которых давления соответствуют показаниям манометра и вакуумметра, м, $Z_{изм} = \nabla_{изм,ман} - \nabla_{изм,вак}$.

Таким образом, напор насоса насосной установки с положительной высотой всасывания равен сумме манометрического и вакуумметрического напоров плюс разность скоростных напоров жидкости на выходе и входе насоса плюс расстояние по вертикали между теми точками жидкости, где давления соответствуют показаниям манометра и вакуумметра.

Вакуумметрические и манометрические напоры можно вычислить по уравнению Бернулли. Например, для определения $h_{вак}$ уравнение Бернулли записывают для сечений I—I и в—в (см. рис. 1.2, а):

$$\begin{aligned} \frac{p_v}{\gamma} + \frac{v_{н.б}^2}{2g} - h_n &= \frac{p_n}{\gamma} + \frac{v_{в.б}^2}{2g} + h_{zv} = \frac{p_a - p_{вак} + \gamma y_n}{\gamma} + \\ &+ \frac{v_{н.б}^2}{2g} + h_{zv}, \end{aligned}$$

отсюда

$$\frac{p_{вак}}{\gamma} = h_{вак} = \frac{v_n^2}{2g} - \frac{v_{н.б}^2}{2g} + h_n + y_n + \Sigma h_{zv}.$$

На входе насоса насосной установки, имеющей отрицательную высоту всасывания (см. рис. 1.2, б), устанавливают манометр, так как давление там выше атмосферного. В этом случае с помощью уравнения Бернулли можно также доказать, что $H = H_r + h_z$, где $H_r = h_n - h_n$.

Напор насоса такой установки

$$\begin{aligned} H &= \frac{p_n - p_v}{\gamma} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} - Z = \frac{(p_a + p_{ман,н} + \gamma y_n) - (p_a + p_{ман,в} + \gamma y_v)}{\gamma} + \\ &+ \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} - Z = \frac{p_{ман,н} - p_{ман,в}}{\gamma} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} - Z + (y_n - y_v) = \\ &= h_{ман,н} - h_{ман,в} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + Z_{изм}, \end{aligned}$$

где $h_{ман,н}$ и $h_{ман,в}$ — манометрические напоры на выходе и входе насоса, м.

Таким образом, напор насоса насосной установки с отрицательной высотой всасывания равен разности манометрических напоров на его выходе и входе плюс разность скоростных напоров на выходе и входе плюс расстояние по вертикали между теми точками жидкости, где давления соответствуют показаниям манометров на выходе и входе насоса.

Манометрические напоры $h_{ман.н}$ и $h_{ман.в}$ можно вычислить по уравнению Бернулли. Например, для определения $h_{ман.н}$ уравнение Бернулли записывают для сечений н—н и II—II (см. рис. 1.2, б):

$$\frac{p_n}{\gamma} + \frac{v_n^2}{2g} - Z_n = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_{н.б}^2}{2g} + h_n + h_{zn}$$

или

$$\frac{p_a + p_{ман.н} + \gamma y_n}{\gamma} + \frac{v_n^2}{2g} - Z_n = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_{н.б}^2}{2g} + h_n + h_{zn},$$

отсюда

$$\frac{p_{ман.н}}{\gamma} = h_{ман.н} = \frac{v_{н.б}^2}{2g} - \frac{v_n^2}{2g} + h_n + Z_n - y_n + h_{zn}.$$

Связь между геодезической высотой подъема жидкости и высотами всасывания и нагнетания у сифонной насосной установки (см. рис. 1.2, в) следующая:

$$H_r = h_a - h_n.$$

Напор насоса H в данном случае также должен быть равен $H_r + h_z$. Так как насос расположен выше уровней воды в нижнем и верхнем бьефах, то давление жидкости на входе в него измеряют вакуумметром, а на выходе — вакуумметром или манометром (зависит от значения h_{zn}). Если на выходе насоса установлен вакуумметр, то по показаниям приборов напор насоса

$$\begin{aligned} H &= \frac{p_n - p_n}{\gamma} + \frac{v_n^2 - v_n^2}{2g} + Z = \\ &= \frac{(p_a - p_{вак.н} + \gamma y_n) - (p_a - p_{вак.н} + \gamma y_n)}{\gamma} + \frac{v_n^2 - v_n^2}{2g} + Z = \\ &= \frac{p_{вак.н} - p_{вак.н}}{\gamma} + \frac{v_n^2 - v_n^2}{2g} + Z + y_n - y_n. \end{aligned}$$

Так как всасывающий и напорный трубопроводы имеют общую ось, то $Z=0$, то есть

$$H = h_{вак.в} - h_{вак.н} + \frac{v_n^2 - v_n^2}{2g} + Z_{изм},$$

где $Z_{изм} = y_n - y_n$.

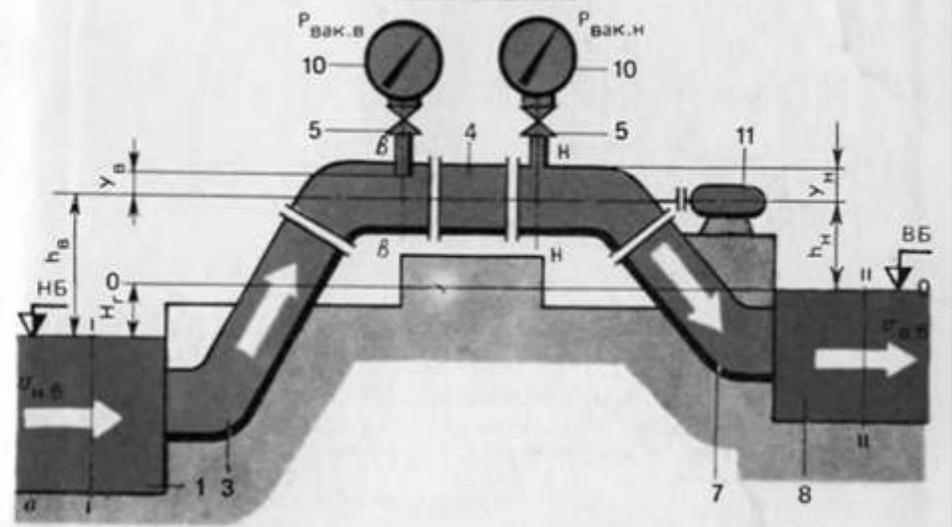
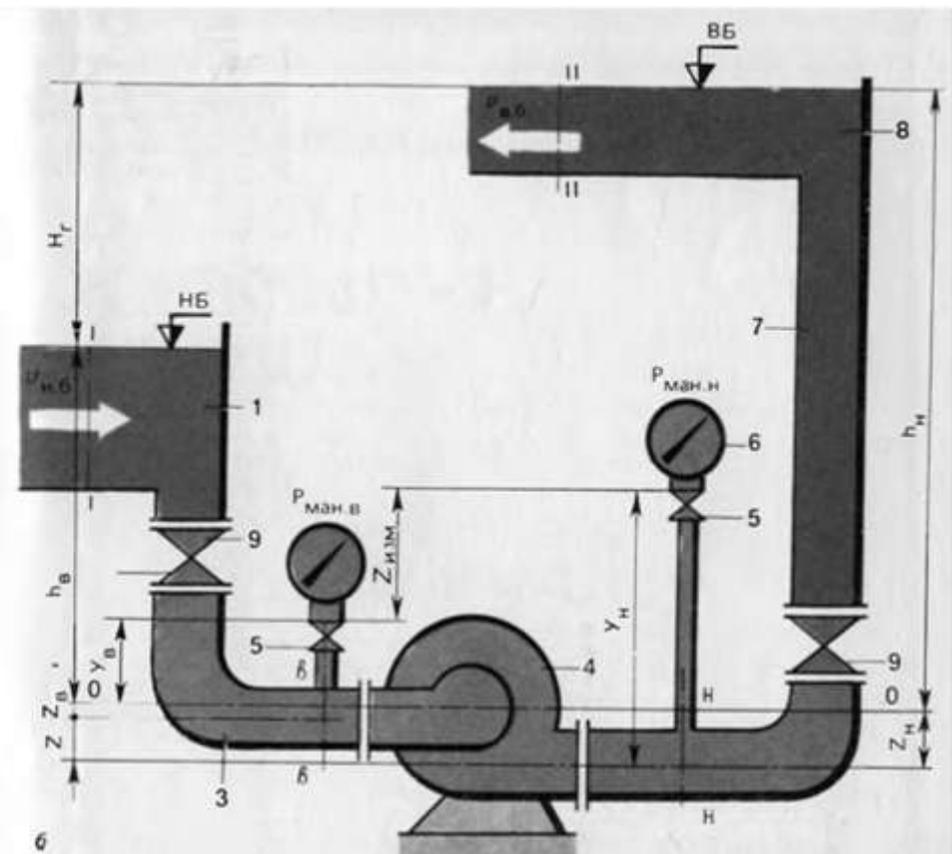
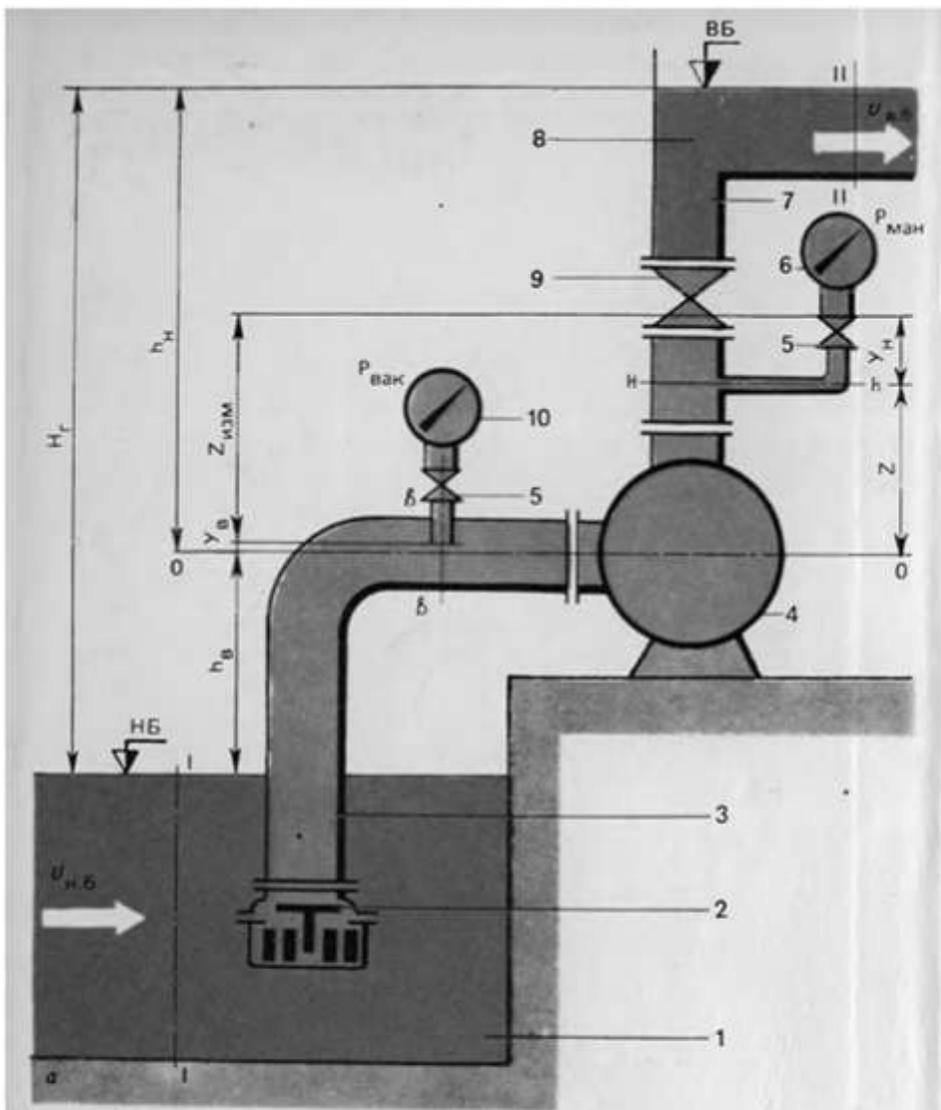


Рис. 1.2. СХЕМЫ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК:
 а, б – с положительной и отрицательной высотами всасывания; в – сифонного типа; 1, 8 – нижний и верхний бьефы; 2 – приемный обратный клапан; 3, 7 – всасывающий и напорный трубопроводы; 4 – насос; 5 – трехходовой кран; 6 – манометр; 9 – задвижка; 10 – вакуумметр; 11 – двигатель

4. ВЫБОР НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Выбор насосов. Определив потребные (номинальные) расчетные напор и подачу насоса H_n и Q_n , обращаются к сводным графикам полей насосов соответствующего типа (рис. 4, 5, 7, 8 и 9). Рабочие зоны каждого типоразмера насосов, выпускаемых отечественной промышленностью, представлены на этих графиках в виде криволинейных параллелограммов. Верхняя линия каждого поля — характеристика насоса с наибольшим, а нижняя — с наименьшим заводским диаметром рабочего колеса.

Определив марку насоса, более подробные сведения о нем и его характеристиках отыскивают в приложениях к настоящей работе, в каталогах, в справочной литературе [14, 15, 17, 18].

Характеристики насосов типа Д и В в прил. 1 и 3 приводятся в виде таблиц, выражающих основные технические показатели для трех значений подачи насоса. По этим данным строятся соответствующие графики.

Напор подобранного насоса при подаче Q_n должен быть равен требуемому расчетному напору H_n или превосходить его не более, чем на 10%. Если это условие не обеспечивается, прибегают к обточке рабочего колеса.

Допустимая величина обточки рабочего колеса и формулы для пересчета рабочих характеристик зависят от коэффициента быстроходности насоса

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q_p}}{H_p^{3/4}}, \quad (1)$$

где n — частота вращения рабочего колеса насоса, об/мин; Q_p — подача в оптимальной точке, м³/с (для насосов с двусторонним подводом принимается половина подачи); H_p — напор в оптимальной режимной точке, м.

Допустимое максимальное значение обточки колеса центробежного насоса: для $n_s = 60 \dots 120$ 20—15 %, для $n_s = 120 \dots 200$ 15—10 %, для $n_s = 200 \dots 300$ 10—5 %.

Формулы для пересчета характеристик при обточенном колесе:

$$\left. \begin{array}{l} \text{для } n_s \leq 150 \\ \frac{Q_{об}}{Q} = \frac{D_{об}}{D}; \\ \frac{H_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2; \end{array} \right\} (2) \quad \left. \begin{array}{l} \text{для } n_s > 150 \\ \frac{Q_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2; \\ \frac{H_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2. \end{array} \right\} (3)$$

При обточке рабочего колеса с $n_s \leq 150$ соответствующие режимные точки смещаются по квадратичным параболам

$$H = kQ^2. \quad (4)$$

При полном подобии насосов точки, лежащие на этих параболах, должны характеризоваться одинаковыми КПД. Практикой установлено, что для $n_s = 60 \dots 120$ КПД уменьшается на 1 % на каждые 10 % обточки, а для $n_s > 120$ — на каждые 4 % обточки рабочего колеса.

Пример. Выбрать насос типа Д, определить необходимый диаметр рабочего колеса и пересчитать его характеристику. Расчетные данные: $Q_n = 130$ л/с; $H_n = 50$ м.

По сводному графику (рис. 5) определяем, что рабочая точка А лежит вне рекомендуемых полей. Расчетные характеристики могут

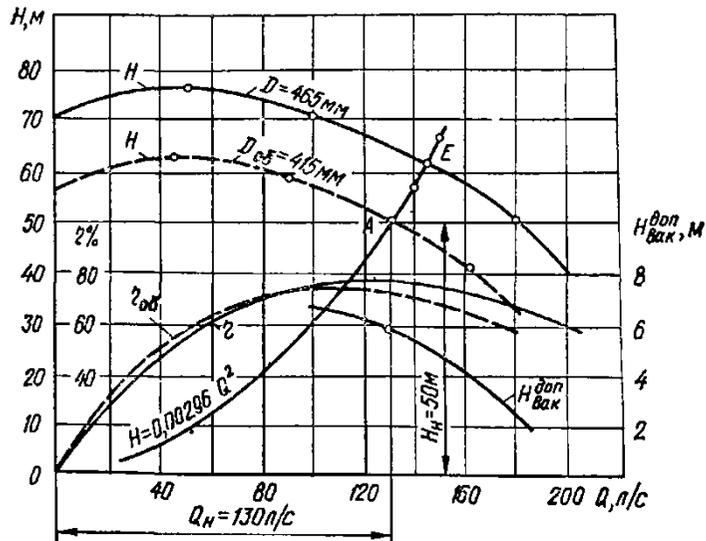


Рис. 10. Построение характеристик насоса с обточенным рабочим колесом

обеспечить: а) насос Д 800-57, работая за пределами рекомендуемого диапазона; б) насос Д 500-65 с диаметром рабочего колеса меньше заводского. Рассмотрим случай б).

По таблице прил. 1 строим характеристику насоса Д 500-65. На поле характеристики насоса наносим рабочую точку А, соответствующую Q_n и H_n (рис. 10). По формуле (1) определим значение коэффициента быстроходности. Входящий в обозначение насоса оптимальный часовой расход пересчитываем в секундный и половину его подставляем в формулу. Напор H_p принимаем по обозначению насоса — 65 м. Частота вращения насоса Д 500-65 равна 1450 об/мин. Тогда

$$n_2 = 3,65 \cdot 1450 \cdot \sqrt{\frac{500}{2 \cdot 3600} \cdot \frac{1}{65^2}} = 60,92.$$

Для пересчета характеристик при обточенном колесе следует применять формулы (2). Диаметр обточенного рабочего колеса можно находить простым подбором или определять путем построения кривой соответствия (4), проходящей через точку А:

$$k = H_n / Q_n^2 = 50 / 130^2 = 0,00296 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{л}^2.$$

Задаваясь Q , определяем H и по точкам строим кривую соответствия $H = 0,00296 Q^2$ от точки А до пересечения с характеристикой насоса (см. рис. 10):

Q , л/с	130	140	150
H , м	50	58	66,6

Находим точку Е пересечения кривой соответствия с характеристикой $H = f(Q)$ при нормальном диаметре рабочего колеса $D =$

Таблица 2. Пересчет характеристики насоса при обточке рабочего колеса

$D = 465 \text{ мм}$			$D_{об} = 417 \text{ мм}$		
Q , л/с	H , м	η , %	$Q_{об}$, л/с	$H_{об}$, м	$\eta_{об}$, %
0	70	0	0	56,3	0
50	75	55	44,8	60,3	54
100	71	73	89,7	57,1	72
145	62	77	130	50	76
180	50	70	161,4	40,2	69

$= 465 \text{ мм}$. Этой точке соответствует $Q_E = 145 \text{ л/с}$, $H_E = 62 \text{ м}$. Из соотношения (2) определяем диаметр обточенного рабочего колеса

$$D_{об} = D \cdot \frac{Q_{об}}{Q} = D \cdot \frac{Q_A}{Q_E} = 465 \cdot \frac{130}{145} = 417 \text{ мм}.$$

Обточка колеса составляет $\frac{465 - 417}{465} \cdot 100 = 10 \%$, что меньше

15—20 %, допустимых для данного насоса. Снимаем значения нескольких точек характеристики насоса с необточенным колесом и по формулам (2) пересчитываем их для диаметра 417 мм. Результаты пересчета приводим в табл. 2 и по ним на рис. 10 строим характеристику насоса с $D_{об} = 417 \text{ мм}$.

Выбор электродвигателей. Электронасосные агрегаты (насосы и приводные двигатели к ним), как правило, поставляются заказчику заводом-изготовителем в комплекте. Поэтому при проектировании обязательно надо обращать внимание на напряжение электродвигателей, от которого существенно будет зависеть электрическая схема насосной станции.

При отдельной поставке или при частичной замене изношенного оборудования электродвигатель к насосу приходится подбирать. Электродвигатель подбирается по частоте вращения, рабочему положению (горизонтальный, вертикальный), мощности, напряжению и виду исполнения. В сухих отапливаемых помещениях устанавливают электродвигатели в защищенном исполнении с нормальной изоляцией, в неотапливаемых помещениях — с противосыровой изоляцией и в особо сырых (заглубленных) — закрытые электродвигатели.

При выборе типа электродвигателей основных насосов придерживаются примерно следующего принципа. До мощности 250 кВт устанавливают асинхронные электродвигатели

с короткозамкнутым ротором (напряжением 380 В при мощности до 100 кВт и 6000 В при больших мощностях). Если мощности превышают 250 кВт, устанавливают синхронные электродвигатели высокого напряжения (6000, 10 000 В).

Асинхронные двигатели — просты, компактны, но загружают сеть намагничивающим током ($\cos \varphi < 1$). У синхронных двигателей $\cos \varphi$ равен или больше единицы, что улучшает коэффициент мощности сети и экономит электроэнергию. Недостатком синхронных двигателей является их большая масса и большие (вместе с возбудителем) габариты.

Мощность, необходимая для привода насоса, определяется по формуле

$$P = k \frac{\rho g Q_m H_m}{1000 \eta_m \eta_n}, \quad (5)$$

где k — коэффициент запаса, учитывающий возможные перегрузки электродвигателя при эксплуатации, например, при запуске; определяется в зависимости от P :

Мощность электропривода P , кВт	<20	20—60	60—300	>300
Коэффициент запаса k	1,25	1,2	1,15	1,1

ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; g — ускорение силы тяжести, м/с²; Q_m — подача насоса, максимально возможная в схеме проектируемой насосной станции, например, один насос на два водовода или работа насосов при снижении напоров во время пожара, м³/с; H_m — напор, соответствующий максимально возможной подаче Q_m , м; η_m — КПД насоса, соответствующий Q_m ; η_n — КПД передачи (при соединении насоса с двигателем через упругую муфту $\eta_n = 1$).

Максимально возможная подача одного насоса при отключении остальных работающих определяется по графику совместной работы насосов и водоводов насосной станции. До построения такого графика ориентировочно максимально возможную подачу Q_m можно определить по формуле

$$Q_m = k_m Q_n, \quad (6)$$

где Q_n — подача при включении всех рабочих агрегатов; k_m — коэффициент, учитывающий увеличение подачи одного работающего насоса при отключении остальных; определяется в зависимости от числа рабочих насосов:

Число рабочих агрегатов	4	3	2	1
Коэффициент увеличения подачи k_m	1,25	1,18	1,11	1,00