

Насосы и насосные установки

М.С. Али, Д.С. Бегляров

Учебник



МОСКВА 2022

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ -
МСХА им. К.А. ТИМИРЯЗЕВА

М.С. Али, Д.С. Бегляров

НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

*Учебник содержит сведения, необходимые для формирования профессиональных компетенций при подготовке бакалавров, обучающихся по направлениям подготовки «Природообустройство и водопользование» и «Строительство», и рекомендуется
Научно-методическим советом ФУМО
в качестве учебника для студентов высших учебных заведений*

Москва
РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева
2022

УДК 628.672.2: [621.65/.69+626.83]

ББК 31.56

A50

Рецензенты:

Шагапов А.Т., генеральный директор ООО «Экогидропроект»
Ханов Н.В., д-р т. наук, профессор, заведующий кафедрой гидротехнический
сооружений, РГАУ-МСХА

A50 Али, М.С. Насосы и насосные установки: Учебник/ М.С. Али, Д.С. Бегляров, Российский Государственный аграрный университет - МСХА имени К. А. Тимирязева. – Москва: Новочеркасск: Лик, 2022. 130 с.

В издании изложены принцип действия и конструкции различных типов насосов. Приведены теория лопастных насосов. Рассмотрены вопросы совместная работа насоса с трубопроводом и регулирование работы насосов. Рассмотрены вопросы их эксплуатации

Предназначено для бакалавров, обучающихся по направлению подготовки 20.03.02 «Природообустройство и водопользование» и 08.03.01 «Строительство».

© Али М.С., Бегляров Д.С.
© ФГОУ ВО РГАУ – МСХА
имени К.А. Тимирязева, 2022

ВЕДЕНИЕ

В настоящее время насосы применяются во всех областях промышленности, на транспорте, в сельском и коммунальном хозяйстве. Развитие насосостроения неразрывно связано с развитием общего машиностроения, а также таких наук как гидродинамика и гидравлика.

Гидравлические машины в виде простейших водоподъемных устройств (шадуфы, водоподъемные колеса, бесконечная цепь с ковшами, «архимедовы винты» и т. д. появились несколько тысячелетии тому назад на заре развития орошаемого земледелия ранних цивилизаций человечества (Египет, Вавилон, Индия, Китай). Несколько позже, 3000 лет тому назад, создали водоподъемные колеса, в которых двигателем была сила текущей воды. [21].

Развитие городов и в связи с этим водоснабжения ускорило совершенствование гидравлических машин и устройств. Первый поршневой насос, сдвоенный и включающий в себя все элементы, известные и сейчас (клапаны, воздушные колпаки, коромысло ручного привода), был построен в 140 г. до н. э. Ктесибием (Греция) для тушения пожаров.

Объясняя историю появления той или иной машины, надо учитывать, как уровень развития производительных сил общества, соответствующий данной общественно-экономической формации, так и общее развитие науки и техники.

Первые эскизы вращающихся каналов были сделаны Леонардо да Винчи (1452–1519).

В сочинениях средневековых механиков описаны схемы водоподъемников - предшественников лопастного насоса: в 1657 г. описан насос Бланкино в виде двух вращающихся на общей раме наклонных трубок, нижние концы которых опущены в воду, а верхние расположены над круговым корытом, куда стекает вода; в 1670 –1680 гг. Вальтер предложил вместо трубок устраивать конусообразный сосуд, расширяющийся кверху; в 1695 г. французский физик Д. Папен (1647 – 1714) переделал известную к тому времени воздухоудку с четырехлопастной крыльчаткой, вставленной в круглый корпус, на насос, поставив эту крыльчатку в спиральный отвод; в 1818 г. Андреас (Бостон, США)

создал центробежный насос с рабочим колесом открытого типа (крыльчатка) с двухсторонним входом на него и спиральным отводом. Все это были модели, не нашедшие применения в практике в основном из-за несовершенства и отсутствия подходящего двигателя, хотя развитие горного дела требовало создания новых машин для осушения шахт и их проветривания. Большое развитие в это время получили объемные, поршневые насосы в различных модификациях (например, в 1805 г. насос Ньюкомена, Англия). Этому способствовало также и то, что наиболее распространенным двигателем была паровая машина. В 1840 г. Вортингтоном (США) был внедрен в практику прямодействующий паровой насос, у которого поршень паровой машины и поршень насоса были соединены общим штоком, то есть получился эффективный агрегат.

Центробежные насосы только начинали развиваться. В 1832 г. русский инженер А. А. Саблуков (1783 – 1857) изобрел центробежный вентилятор с двухсторонним всасыванием и спиральным отводом, а в 1838 г. построил по такому же принципу центробежный насос и внедрил на Чагирском руднике на Алтае.

В 1848 г. Аппольд (Англия) сконструировал производственный образец насоса с двухсторонним входом воды на колесо. В 1846 г. Джонсон (США) предложил многоступенчатый насос, который с 1860 г. стал поставляться на рынок фирмой Джона Гвинна (Англия).

С 1853 г. эта же фирма стала выпускать многоступенчатый секционный насос, который был в 1875 г. улучшен известным гидродинамиком О. Рейнольдсом, получившим патент на направляющий аппарат в многоступенчатых насосах. В 1886 г. германская фирма Бродниц сконструировала насос с зеркально повернутыми друг к другу колесами.

Таким образом, к концу XIX в. появились почти все конструктивные разновидности лопастных насосов. Однако широкого распространения они еще не получили. Не было еще высокооборотных двигателей. И только изобретение в 1888 г. русским инженером-электротехником М. О. Доливо-Добровольским

(1861 – 1919) трехфазного асинхронного электродвигателя и соединение его напрямую с лопастным насосом дало мощный толчок внедрению электронасосных агрегатов во многие отрасли промышленности и сельского хозяйства. Впервые такой электронасос высокого давления (непосредственное соединение валов через муфту) демонстрировался в 1896 г. на Женевской выставке фирмой Зульцер (Германия). С этого времени начинается серьезная работа ученых и инженеров по созданию методов их расчета.

Уравнение Л. Эйлера (1707 – 1783), связывающее момент на валу турбины (Сегнерово колесо) со скоростями жидкости во вращающейся трубке, стало использоваться в практике и легло в основу так называемой струйной теории расчета насосов только через 100 лет после своего появления в 1749 г. В первой четверти XX столетия назрела необходимость расчета крупных гидравлических машин, а струйная теория уже не могла удовлетворить запросам практики. Возникли новые методы, в том числе двухразмерная теория расчета (а потом и трехразмерная), связанная с именами К. Бауэрсфельда, И. Н. Вознесенского, К. Пфлейдерера, И. И. Куколевского и позже Г. Ф. Проскура, А. А. Ломакина, С. С. Руднева. Предвестниками этих практических разработок были теоретические труды О. Рейнольдса (Англия), Л. Прандтля (Германия) и Н. Е. Жуковского (Россия).

При пользовании учебником необходимо применять творческий подход. Однако нельзя ограничиваться только тем материалом, который имеется в учебнике. На лекции студенты получают информацию о достижениях науки и техники, которая публикуется в периодической литературе, в новых монографиях, приводятся примеры из практики.

Материалы учебника структурированы в 5 главах. В первой по четвертой главах рассмотрены конструкции различных насосов. Пятая глава посвящена вопросам эксплуатации насосных установок.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСАХ, НАСОСНЫХ УСТАНОВКАХ И НАСОСНЫХ СТАНЦИЯХ

1.1. Понятие о насосе. Классификация насосов

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.[3].

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 мелиоративных и водохозяйственных объектах, 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 сообщаемой с их входом и выходом. К этой группе относят следующие насосы:

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

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

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

- **вибрационные**, в которых силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывает клапан-поршень, совершающий высокочастотное возвратно-поступательное движение;

- **воздушные водоподъемники** (эрлифты), в которых постоянное силовое воздействие на водовоздушную смесь (образуется в водоподъемной трубе в результате подачи в ее нижнюю часть сжатого воздуха) оказывает вода в скважине. Вода, 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 сообщаемой с их входом и выходом. К этой группе относят следующие насосы:

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

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

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

- **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;

- *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.

1.2. Основные энергетические параметры и области применения различных насосов

К основным энергетическим параметрам любого насоса относят следующие: [4]

- подачу Q (л/с, м³/с, м³/ч) – объем жидкости, подаваемой насосом в напорный трубопровод в единицу времени;

- напор H (м) – представляет собой разность удельных энергий жидкости в сечениях после и до насоса и измеряется в м, ат, кг/см², Бар, МПа, (Мпа=10 ат=10 кг/см²=10 Бар=100 м).

- мощность N – затрачиваемая насосом, необходимая для создания нужного напора и преодоления всех видов потерь, измеряется в кВт, Вт, (1кВт=1000 Вт).

- Коэффициент полезного действия (η): учитывает все виды потерь, связанных с преобразованием механической энергии двигателя в энергию движущейся жидкости:

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N}, \quad (1.1)$$

где $N_{\text{пол}}$ – мощность, передаваемая насосом жидкости.

N – потребляемая мощность насоса или мощность, необходимая для привода насоса.

Если единицы измерения мощностей $N_{\text{пол}}$ и N даны в кВт, подачи Q – м³/с, напор H – м, то при перекачивании насосом воды его КПД-%.

Насосы следует эксплуатировать на тех режимах, при которых значения их КПД близки к максимальным. Их широко используют в различных отраслях народного хозяйства. Они подают воду в засушливые регионы страны 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 водохозяйственном комплексе наибольшее распространение получили лопастные (центробежные и осевые) насосы, ленточные и шнуровые водоподъемники и эрлифты.

Промышленность выпускает огромное число насосов различного типа и различных размеров. При эксплуатации они потребляют значительную часть энергии, вырабатываемой электростанциями нашей страны. Правильное использование их позволяет повысить экономичность и существенно сократить затраты энергии на эксплуатацию всех насосов. Рекомендуемые области применения различных насосов показаны на рисунке 1.1.

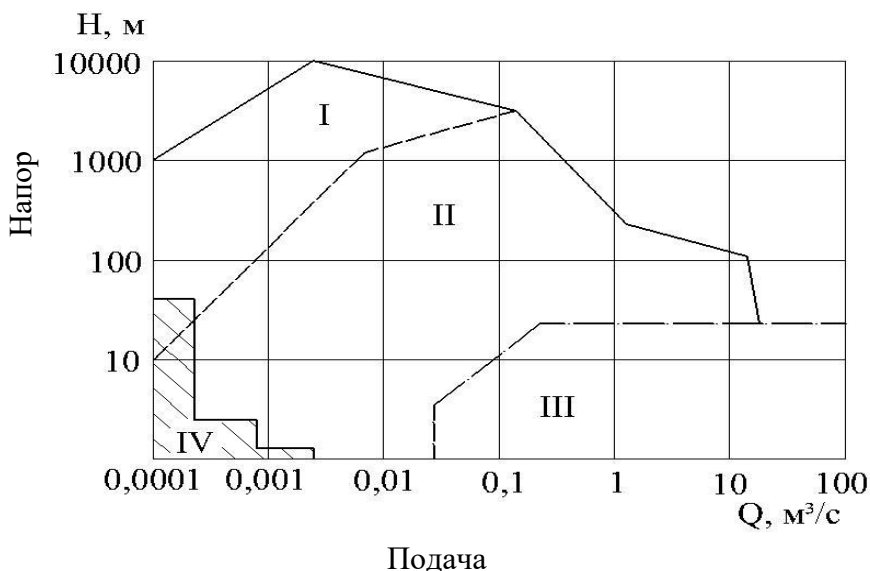


Рисунок 1.1- Области применения насосов.

1- Поршневых; 2- Центробежных; 3- Осевых; 4- Вихревых, струйных и др.

1.3. Насосные установки

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[5].

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). 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*:

$$H_{\Gamma} = \nabla_{\text{в.б}} - \nabla_{\text{н.б}},$$

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

$$H_{\Gamma} = h_{\text{в}} + h_{\text{н}}.$$

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 водоисточника или водоприемника, где оно равно атмосферному.

3. Скорости движения жидкости во всех поперечных сечениях потока допускается принимать равномерными и равными $v = Q/F^1$, где F – площадь поперечного сечения потока.

4. Горизонтальную плоскость сравнения можно расположить произвольно. Уравнение упрощается, если она проходит по поверхности водоисточника 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 потоке возникнет явление кавитации, резко возрастут неучитываемые потери напора.

¹ На самом деле скорости в поперечных сечениях потока жидкости неравномерные. Однако для практических расчетов насосных установок такое допущение вполне приемлемо.

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

$$\frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_{н.б}^2}{2g} - h_в = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_{в.б}^2}{2g} + h_n + h_{\Sigma_в} + h_{\Sigma_n} - H. \quad (1.2)$$

где p_a – атмосферное давление, Па; ρ – плотность однородной жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²: $v_{в.б}$, $v_{н.б}$ – скорости воды в нижнем и верхнем бьефах, м/с; $h_в$ – высота всасывания, м; h_n – высота нагнетания, м; $h_{\Sigma_в}$ – гидравлические потери напора во всасывающей линии насосной установки (начиная с сечения I–I), м, $h_{\Sigma_в} = h_m + h_d$; h_{Σ_n} – гидравлические потери напора в напорной линии насосной установки (до сечения II–II), м, $h_{\Sigma_n} = h_m + h_d$; h_m – потери напора в местных сопротивлениях, м; h_d – 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 ($h_{\Sigma_в}$, h_{Σ_n}), имеют знак «+», а приобретение энергии (H) «-».

Откуда напор

$$H = h_в + h_n + h_{\Sigma_в} + h_{\Sigma_n} + \frac{(v_{в.б}^2 - v_{н.б}^2)}{2g}.$$

При

$$\frac{(v_{в.б}^2 - v_{н.б}^2)}{2g} \approx 0, \quad H_z = h_в + h_n \quad \text{и} \quad h_{\Sigma} = h_{\Sigma_в} + h_{\Sigma_n} \quad (1.3)$$

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

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

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{p_n - p_v}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + Z = \frac{(p_a + p_{ман} + \rho g y_n) - (p_a - p_{вак} + \rho g y_v)}{\rho g} + \\
 &+ \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + Z = \frac{p_{ман} + p_{вак}}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + Z + y_n - y_v = \\
 &= h_{ман} + h_{вак} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + Z_{изм}, \tag{1.4}
 \end{aligned}$$

где $h_{ман}$ – манометрический напор, м; $h_{вак}$ – вакуумметрический напор, м; v_v , v_n – 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 (рис. 1.2, а):

$$\frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_{н.б}^2}{2g} - h_v = \frac{p_v}{\rho g} + \frac{v_v^2}{2g} + h_{\Sigma v} = \frac{p_a - p_{вак} + \rho g y_v}{\rho g} + \frac{v_v^2}{2g} + h_{\Sigma v},$$

Отсюда

$$\frac{p_{вак}}{\rho g} = h_{вак} = \frac{v_v^2}{2g} - \frac{v_{н.б}^2}{2g} + h_v + y_v + \sum h_{\Sigma v}.$$

На входе насоса насосной установки, имеющей отрицательную высоту всасывания (рисунок 1.2, б), устанавливают манометр, так как давление там выше атмосферного. В этом случае с помощью уравнения Бернулли можно также доказать, что

$$H = H_z + h_{\Sigma}, \text{ где } H_z = h_n - h_6.$$

Напор насоса такой установки

$$\begin{aligned} H &= \frac{p_n - p_6}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_6^2}{2g} + Z = \frac{(p_a + p_{\text{ман.н}} + \rho g y_n) - (p_a + p_{\text{ман.6}} + \rho g y_6)}{\rho g} + \\ &+ \frac{v_n^2 - v_6^2}{2g} - Z = \frac{p_{\text{ман.н}} - p_{\text{ман.6}}}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_6^2}{2g} - Z + (y_n - y_6) = \\ &= h_{\text{ман.н}} - h_{\text{ман.6}} + \frac{v_n^2 - v_6^2}{2g} + Z_{\text{изм}}, \end{aligned}$$

где $h_{\text{ман.н}}$ и $h_{\text{ман.6}}$ – 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 $h_{\text{ман.н}}$ и $h_{\text{ман.6}}$ можно вычислить по уравнению Бернулли. Например, для определения $h_{\text{ман.н}}$ уравнение Бернулли записывают для сечений н–н и II–II (рис. 1.2, б):

$$\frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} - Z_n = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_{6.б}^2}{2g} + h_n + h_{\Sigma n}$$

или

$$\frac{p_a + p_{\text{ман.н}} + \rho g y_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} - Z_n = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_{6.б}^2}{2g} + h_n + h_{\Sigma n}$$

отсюда

$$\frac{p_{\text{ман.н}}}{\rho g} = h_{\text{ман.н}} = \frac{v_{6.б}^2}{2g} - \frac{v_n^2}{2g} + h_n + Z_n - y_n + h_{\Sigma n}.$$

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

$$H_z = h_6 - h_n.$$

Напор насоса H в данном случае также должен быть равен $H_z + h_{\Sigma}$. 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 $h_{\Sigma H}$). Если на выходе насоса установлен вакуумметр, то по показаниям приборов напор насоса

$$H = \frac{p_n - p_v}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + Z = \frac{(p_a + p_{\text{вак.н}} + \rho g y_n) - (p_a + p_{\text{вак.в}} + \rho g y_v)}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + Z = \frac{p_{\text{вак.в}} - p_{\text{вак.н}}}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + Z + y_n - y_v.$$

Так как всасывающий и напорный трубопроводы имеют общую ось, то

$$Z=0, \text{ то есть } H = h_{\text{вак.в}} - h_{\text{вак.н}} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g} + Z_{\text{изм}},$$

где $Z_{\text{изм}} = y_n - y_v$.

Таким образом, напор насоса сифонной насосной установки равен разности вакуумметрических напоров на его входе и выходе плюс разность скоростных напоров жидкости на выходе и входе плюс расстояние по вертикали между теми точками жидкости, где давления соответствуют показаниям вакуумметров на выходе и входе насоса.

Вакуумметрические напоры $h_{\text{вак.в}}$ и $h_{\text{вак.н}}$ можно также вычислить по уравнению Бернулли. Например, для определения $h_{\text{вак.н}}$ уравнение Бернулли записывают для сечений н–н и II–II (рис. 1.2, в):

$$\frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} - h_n = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_{в.б}^2}{2g} + h_n + h_{\Sigma H}$$

или

$$\frac{p_a - p_{\text{вак.н}} + \rho g y_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} + h_n = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_{в.б}^2}{2g} + h_{\Sigma H},$$

отсюда

$$\frac{p_{\text{вак.н}}}{\rho g} = h_{\text{вак.н}} = \frac{v_n^2}{2g} - \frac{v_{в.б}^2}{2g} + h_n + y_n - h_{\Sigma H}.$$

Потребляемая мощность (кВт) насосной установки при подаче воды

$$N_{н.у} = \frac{N_{\text{пол}}}{\eta_{н.у}} = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta_{н.у}} = \frac{9,81 Q H}{\eta \eta_{\text{ов}} \eta_{\text{пер}}},$$

где Q – подача, м³/с; H – напор насоса, м; $\eta_{н.у}$ – КПД насосной установки;
 $\eta_{н.у} = \eta\eta_{дв}\eta_{пер}$; η – КПД насоса; $\eta_{дв}$ – КПД двигателя; $\eta_{пер}$ – КПД передачи
мощности от двигателя к насосу.

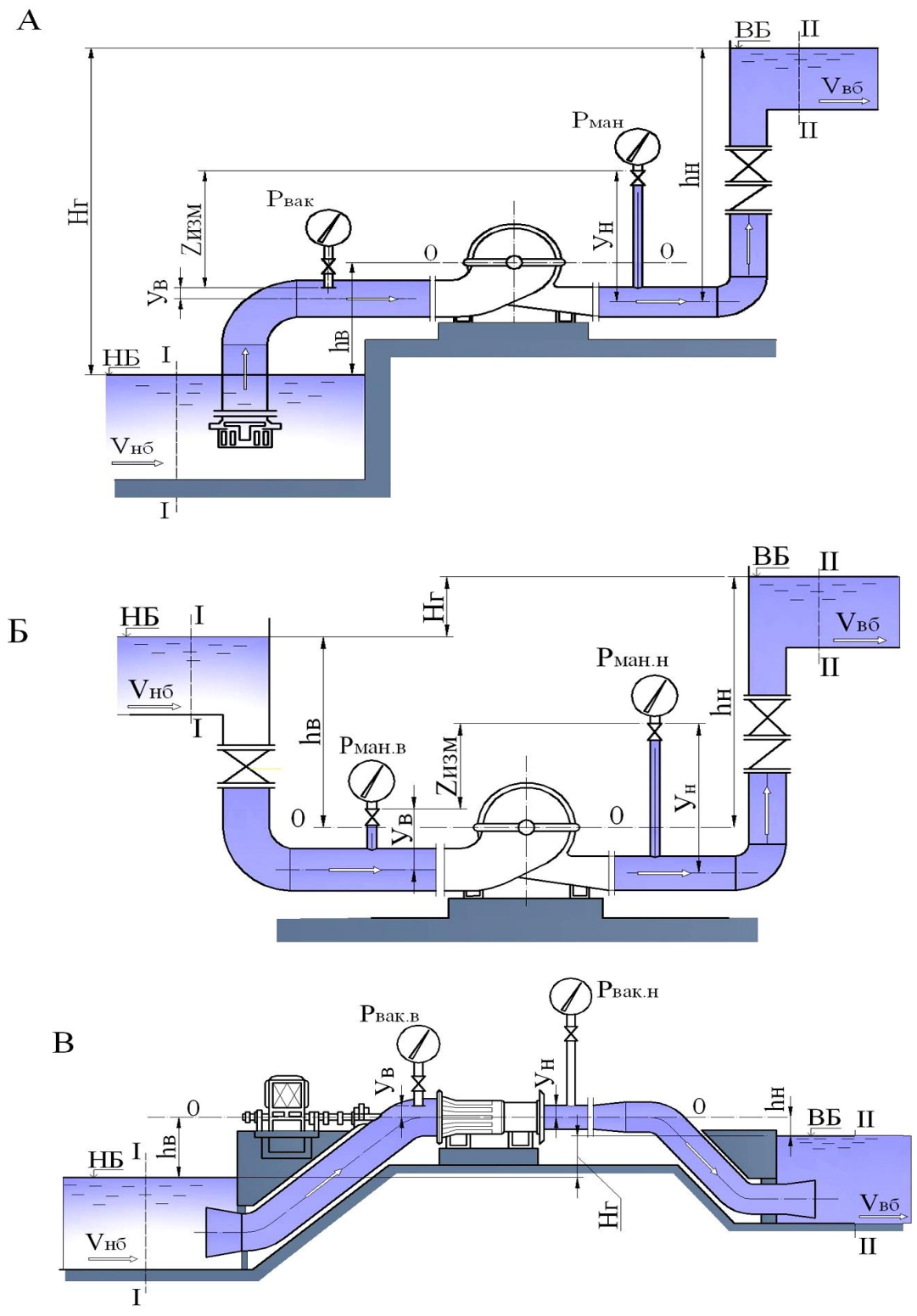


Рисунок 1.2- Схемы насосных установок:

А, Б - с положительной и отрицательной высотами всасывания;

В - сифонного типа;

1.4. Насосные станции

В насосной станции (рисунок 1.3), как правило, размещают несколько насосных установок, каждую из которых можно включить или отключить в зависимости от требуемой подачи воды. Насосной станцией можно назвать также и единичную насосную установку, расположенную на подвижной платформе или плавучем понтоне и имеющую ряд дополнительных устройств для пуска и регулирования режима работы[6].

Насосные станции классифицируют по разным признакам: назначению, подаче, расположению относительно водоисточника (береговые, русловые, стационарные, передвижные), строительным особенностям сооружений (заглубленные, незаглубленные, с совмещенными и несовмещенными водозаборами и водовыпусками) и т. д.

Насосные станции мелиоративных и водохозяйственных систем агропромышленного комплекса подразделяют на оросительные, осушительные, сельскохозяйственного водоснабжения, канализационные, дренажные (для понижения уровня грунтовых вод), перекачивающие стоки животноводческих комплексов.

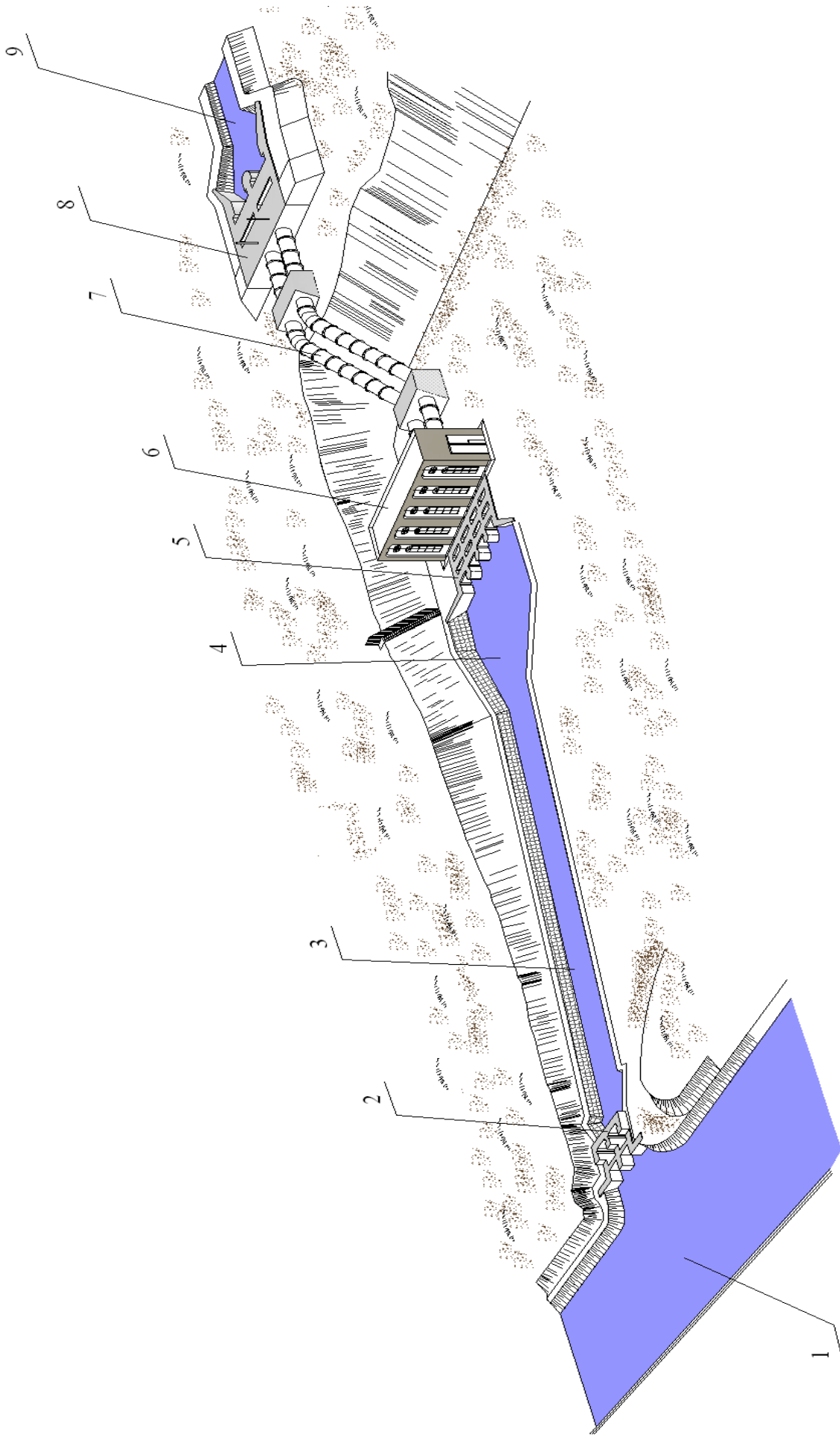


Рисунок 1.3- Схема насосной станции: 1-магистральный канал (водосточник); 2-головное водозаборное сооружение; 3-подводящий канал; 4-аванкамера; 5- водозаборное сооружение; 6- здание насосной станции; 7- напорный трубопровод; 8- отводящий канал; 9- вдовыпускное сооружение.

Контрольные вопросы к главе 1:

1. Какая разница между понятиями насос, насосный агрегат, насосная установка и насосная станция?
2. Чему должен быть равен напор насоса H , чтобы обеспечивалась подача воды через трубопроводную систему из открытого источника в открытый
3. Какая существует связь между геометрическими высотами всасывания h_v , нагнетания h_n и геодезической высотой подъема H_g ? В каких случаях значения h_v , h_n , H_g будут отрицательными?
4. из каких элементов состоит насосная установка?;
5. какие приборы применяются для измерения напора насоса?;
6. по каким формулам можно подсчитать напор насоса?;
7. как определить мощность насоса и насосной установки?.
8. Решить задачу и записать ответ: Определить геометрической высотой всасывания насоса если: Вакуумметра показывает значения 0.4ат; скорость движения воды во всасывающем трубопроводе 1,2м/с; гидравлические потери во всасывающем трубопроводе $h_v = 0,3$ м.
9. Решить задачу и записать ответ: Определить напор насоса насосной установки, если: $h_{ман}$ - манометрический напор, 2.5атм; $h_{вак}$ - вакуумметрический напор, 0.6 атм; $d_v=d_n=0.1$ м; $Z_{изм}$ - расстояние по вертикали между теми точками жидкости, в которых давления соответствуют показаниям манометра и вакуумметра, м, $Z_{изм}=0.4$ м.
10. Требуется определить мощность насоса, перекачивающего воду, исходя из следующих данных, подача насоса, $Q = 2000$ м³/ч, статический напор $H_{ст} = 45$ м, гидравлические потери во всасывающем трубопроводе насоса при рассматриваемой подаче $h_v = 1,2$ м, гидравлические потери в напорном трубопроводе $h_n = 5,8$ м. КПД = 0,82

2. КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

2.1. Классификация насосов

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. Классифицируют их по различным признакам: характеру движения жидкости в проточной части насоса (рисунок 2.1); конструкции; назначению и др.[10,11,15,22].

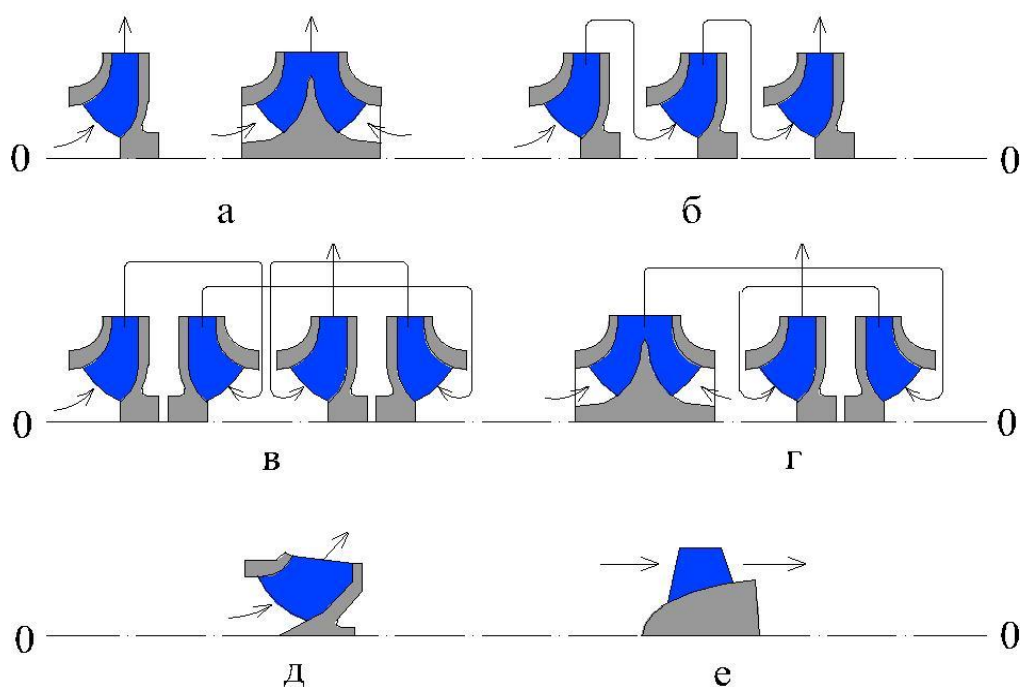


Рисунок 2.1- Схемы движения жидкости в проточной части лопастных насосов:
а - центробежных одноступенчатых с односторонним и двусторонним входом в рабочее колесо; б...г - центробежных многоступенчатых; д - диагональных; е - осевых;
0-0 - ось вращения рабочего колеса.

Лопастные насосы подразделяют:

- по форме рабочего колеса – на центробежные, диагональные и осевые;
- по расположению вала насоса – на горизонтальные, вертикальные и наклонные;
- по числу рабочих колес – на одноступенчатые и многоступенчатые;

- по напору – на низконапорные ($H < 20$ м), средненапорные ($H=20...60$ м) и высоконапорные ($H > 60$ м);

- по роду перекачиваемой жидкости и назначению – для перекачки воды, содержащей относительно небольшое количество твердых частиц и химически агрессивных примесей, температурой менее 100 °С; для перекачки гидросмесей, содержащих значительное количество песка, грунта и других твердых частиц; для перекачки загрязненных (например, фекальных) жидкостей; для перекачки химически активных жидкостей; для подъема воды из скважин.

2.2. 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:

$TQ_{\text{ч}}-H$ или $T-Q_{\text{ч}}/H$ или $d_{\text{н}}B-Q/H$ (крупные вертикальные); марки скважинных насосов

$$T\alpha_{\text{в}}-Q_{\text{ч}}-H;$$

марки осевых насосов

$$T-D_{\text{р.к}},$$

где T – обозначение типа конструкции и иногда назначение насоса; $Q_{\text{ч}}$, Q – расчетные подачи насоса (обычно при КПД, близких к максимальным), соответственно $\text{м}^3/\text{ч}$ и $\text{м}^3/\text{с}$; H – напор насоса, м; $d_{\text{н}}$ – внутренний диаметр напорного патрубка, мм; $\alpha_{\text{в}}$ – внутренний диаметр обсадной трубы скважины, мм, уменьшенный в 25 раз и округленный до 1; $D_{\text{р.к}}$ – наружный диаметр рабочего колеса, см.

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 насосов различных марок по Q и H приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Области применения насосов различных марок по Q и H

Тип насосов	Марка	Подача, м ³ /ч	Напор, м
Центробежные: консольный	$K-Q_ч/H$	4,5...350	9...95
консольный моноблочный	$KM-Q_ч/H$	5...100	9...60
с двусторонним входом в рабочее колесо	$DQ_ч-H$	40...12500	8...130
многоступенчатый секционный	$ЦНСQ_ч-H$	30...350	25...800
многоступенчатый с горизонтальным разъемом корпуса	$ЦНQ_ч-H$	250...3000	70...350
фекальный консольный	$ФQ_ч/H$	6...10000	6...105
песковый консольный	$ПсQ_ч/H$	15...1800	10...50
грунтовый консольный	$ГрQ_ч/H$	7...16000	8...80
погружной	$ЦМПВQ_ч-H$ $ГНОМQ_ч-H$	10...100	6...27
крупный вертикальный	$d_нB-Q/H$	1...35*	15...110
Скважинные: центробежный с приводом через трансмиссионный вал	$ЦТВ\alpha_6-Q_ч-H$	25...1250	25...150
с затопленным электродвигателем	$ЭЦВ\alpha_6-Q_ч-H$	3...700	15...300
Осевые: с жесткозакрепленными лопастями	$O-D_{p,k}$	0,5...1,8*	3,0...14,0
с поворотными лопастями	$ОП-D_{p,k}$	1,5...45*	2,5...25,0
погружной	$ОПВQ_ч-H$ $ОМПВQ_ч-H$	2500...20000 250...400	4...15 5,0...12,0

* Подача в м³/с.

2.3. Принцип работы центробежных насосов

В центробежных насосах (рисунок 2.2) жидкость двигается в осевом направлении от всасывающего патрубка к центральной части рабочего колеса. В рабочем колесе ее поток поворачивает 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[15].

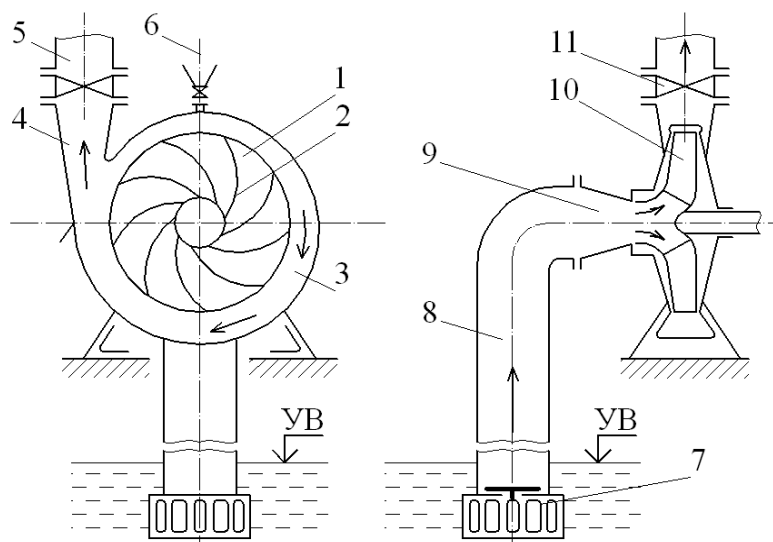


Рисунок 2.2- Схемы центробежного насоса:

1 - рабочее колесо; 2 - лопасть; 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

2.4. Центробежные консольные насосы

Центробежные консольные (типа К) и консольные моноблочные (типа КМ) насосы предназначены для подачи относительно чистой воды или неагрессивных жидкостей, сходных по основным 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...350 м³/ч, напоры – 9...95 м, КПД – 45...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 [22].

Вал у центробежных консольных насосов (рис. 2.3) расположен, как правило, горизонтально. Чугунное рабочее колесо 3 состоит из двух дисков, скрепленных лопастями. Задний диск насажен на стальной вал 8. Опорами вала служат шарикоподшипники 6, размещенные в чугунной опорной стойке.

Осевые нагрузки от рабочего колеса 2 на вал снижает разгрузочная камера с разгрузочными отверстиями 5 (рисунок 2.4, а). При уменьшении этих нагрузок повышаются надежность и долговечность работы подшипников. 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.

Рабочие колеса насосов типа К часто изготавливают и без разгрузочных камер (рисунок 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.

Чугунный корпус 1 насоса по периферии имеет внутреннюю полость спиральной формы, переходящую в конический диффузор (рисунок 2.3).

Внутреннюю полость насоса (рисунок 2.3), в которой расположено рабочее колесо 3, разобщает с окружающей средой сальниковый узел, состоящий из корпуса 1, набивки 4. Сальниковая набивка включает в себя отдельные кольца пропитанного специальным составом хлопчатобумажного шнура. Жидкость, поступающая под давлением к кольцу гидравлического уплотнения через отверстие или отдельную трубку из напорной полости насоса, смазывает и охлаждает трущиеся поверхности вала 8 и набивки 4, а также при положительной высоте всасывания предотвращает подсос воздуха из

атмосферы через образующийся со временем зазор между валом 8 и набивкой 4.

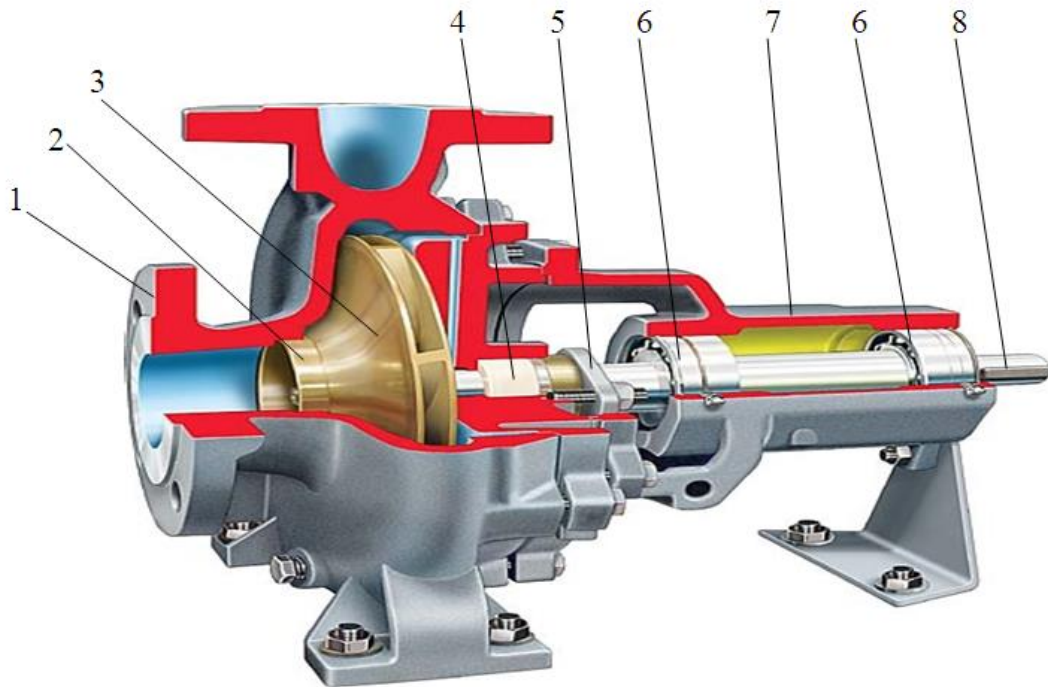


Рисунок 2.3- Конструкция консольного горизонтального центробежного насоса:
 1 - корпус насоса; 3 - сменные уплотняющие кольца; 3 - рабочее колесо; 4 - набивка сальника; 5 - крышка сальника; 6 – шарикоподшипники 7 - опорная стойка; 8 - вал насоса;

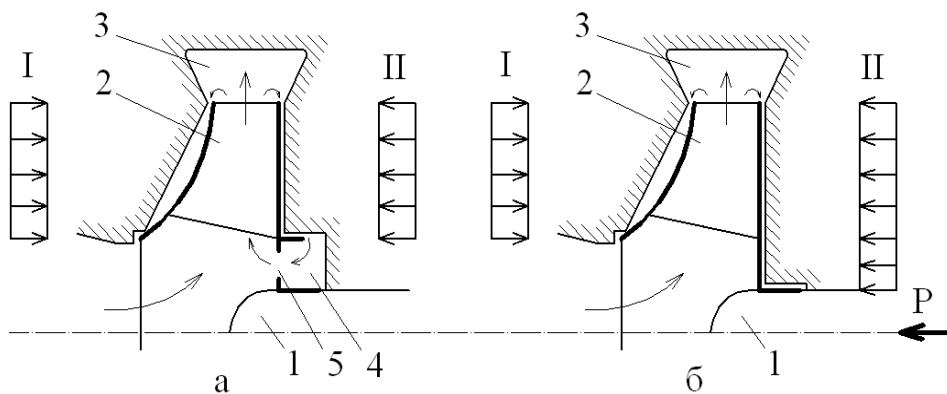


Рисунок 2.4- Схемы рабочих колес:
 а - с разгрузочной камерой; б - без разгрузочной камеры;
 1 - вал; 2 - рабочее колесо; 3 - спиральный отвод; 4, 5 - разгрузочная камера и отверстие;
 I, II - эпюры статического давления на левый и правый диски

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

Консольные моноблочные насосы (рисунок 2.5) отличаются от консольных (рисунок 2.3) с аналогичными параметрами меньшими габаритными размерами и массой. Электродвигатель насосного агрегата с насосом типа К имеет удлиненный стальной вал 4, который одновременно является и валом насоса. Корпус насоса крепят к фланцевому щиту.

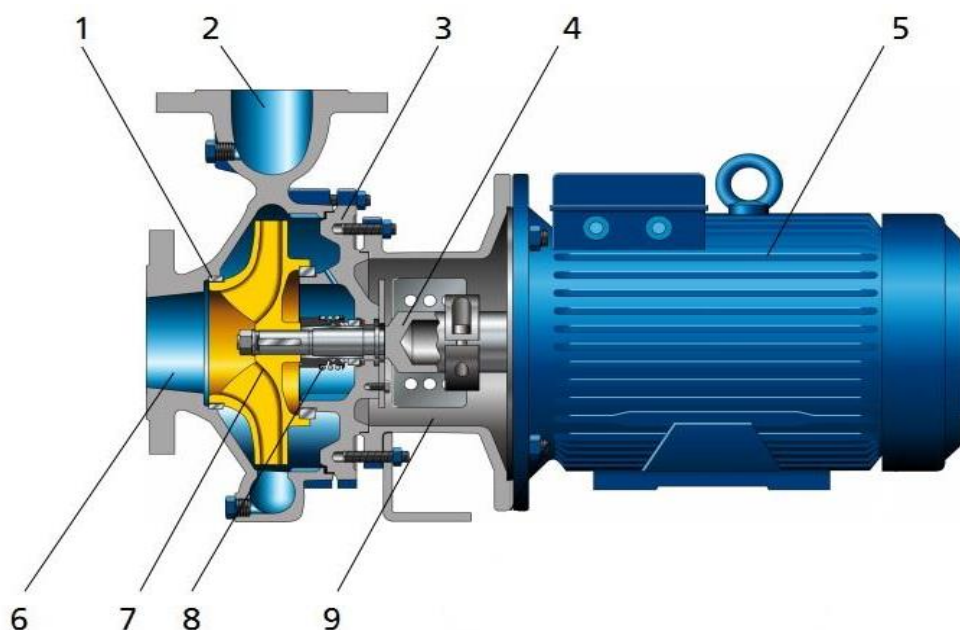


Рисунок 2.5- Схема моноблочного насоса;

1-дросселирующая щель; 2-напорный патрубок; 3-крышка корпуса; 4-вал; 5-корпус двигателя; 6-всасывающий патрубок; 7-рабочее колесо; 8-уплотнение вала; 9-поддон привода.

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.

2.5. 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 подачей 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 [2].

Вал насосов типа Д (рисунок 2.6) расположен, как правило, горизонтально. Жидкость, перекачиваемая ими, после всасывающего патрубка разделяется на два потока и поступает к центральной части рабочего колеса б с двух сторон, то есть одно колесо осуществляет как бы двойную подачу. Рабочее колесо б закреплено на стальном валу 1 защитными втулками 4 и гайками 3. Вал 1 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 б установлены защитно-уплотняющие кольца 5, уменьшающие перетечки жидкости и защищающие корпус 12 и крышку 7 от износа. Снижают утечки жидкости из насоса и предотвращают подсос воздуха в него из атмосферы узлы сальниковых уплотнений 8 содержащие сальниковую набивку и кольцо гидравлического уплотнения, с подводными трубками. Принцип действия и конструкции этих узлов такие же, как и у насосов типа К. Одно целое с корпусом 12 составляют кронштейны 13, являющиеся опорой для подшипников 2, 9. Камера 11 подводит охлаждающую воду к корпусам подшипников 10. Подшипники 2 и 9 имеют кольцевую жидкую смазку. Гидравлические силы, действующие на обе стороны рабочего колеса б, симметричны, а, следовательно, уравнивают друг друга. Поэтому и осевые нагрузки на вал насоса незначительны. Остаточные неуравновешенные осевые нагрузки воспринимает шарикоподшипник 2. В

некоторых насосах типа Д вместо подшипников скольжения устанавливают шарикоподшипники, которые одновременно могут воспринимать и осевые нагрузки.

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 7 позволяет разбирать насос (рисунок 2.6) без отсоединения всасывающих и напорных трубопроводов, что упрощает ремонтные и профилактические работы. Корпус 12, крышку 7 и рабочее колесо 6 изготавливают из чугуна, вал насоса – из стали.

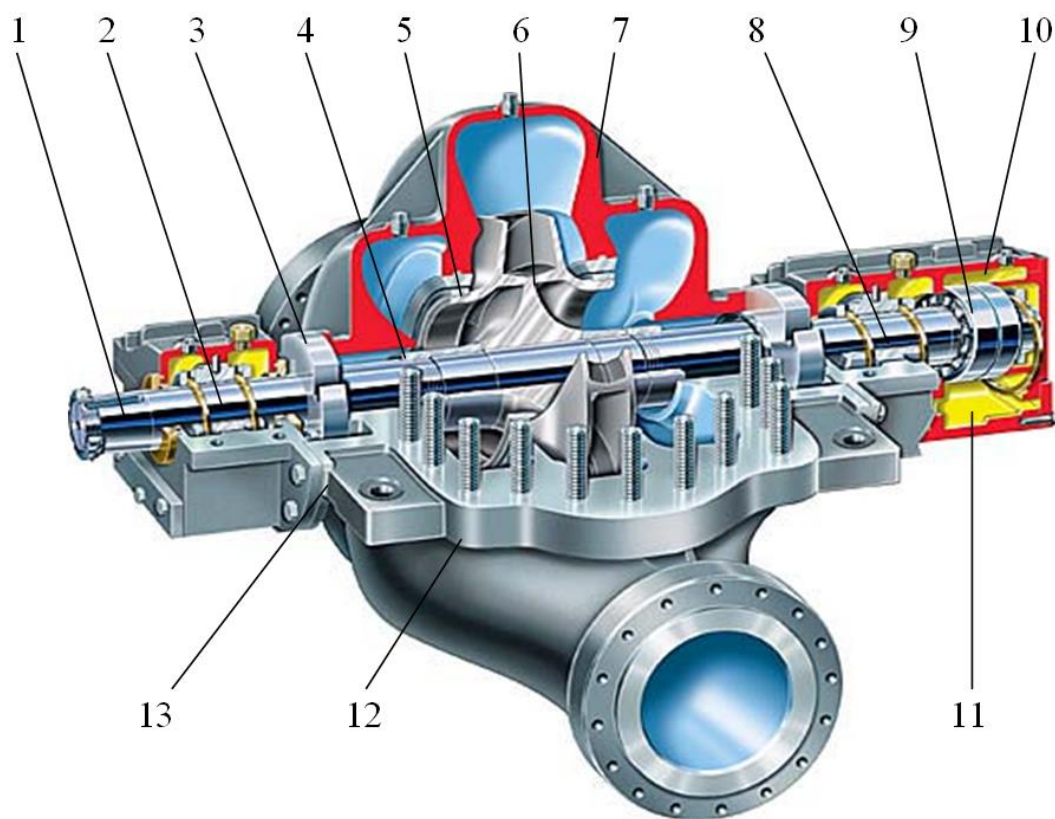


Рисунок 2.6- Конструкция горизонтального центробежного насоса с двусторонним входом в рабочее колесо:

1 - вал насоса; 2,9 – узлы подшипников скольжения; 3 – корпуса сальника; 4 - грундбукса; 5 –защитно-уплотняющее кольцо; 6 – рабочее колесо; 7, 12-корпуса насоса; 8 - уплотнение; 10 - корпус подшипников; 11-камера для охлаждения подшипников.

2.6. 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. Поддачи этих насосов могут составлять 30...350 м³/ч, напоры – 25...800 м, КПД – 60...73%.

В пятиступенчатом насосе ЦНС180-212 (рисунок 2.7) жидкость из всасывающего патрубка поступает во входную крышку 2, а затем в рабочее колесо 6 1-й ступени. Далее через лопаточный направляющий аппарат 3 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 1 и стяжных шпилек 12[22].

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. Жидкость от последней ступени насоса поступает через щель в камеру гидравлической пяты, где создается высокое давление. Под воздействием этого давления пята вместе с валом смещается влево. Так как вал 1 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.

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 9, являющиеся опорами вала 1, установлены в кронштейнах.

Детали насосов типа ЦНС изготавливают 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.

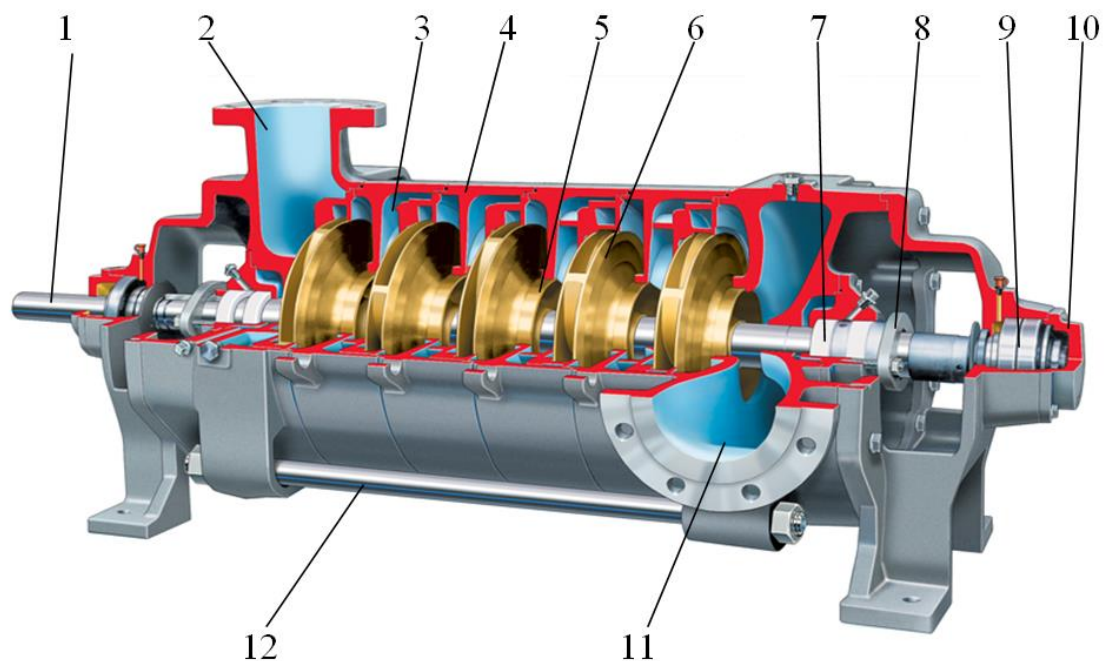


Рисунок 2.7- Центробежный многоступенчатый горизонтальный секционный насос типа ЦНС (МС):

1 – вал; 2 - задняя крышка с напорным патрубком; 3-направляющий аппарат; 4 - корпус секции;; 5- защитно-уплотнительные кольца; 6 - рабочее колесо; 7 – сальник; передняя крышка со всасывающим патрубком; 6 - радиальный роликовый подшипник; 8 -гайка; 9 - радиальный роликовый подшипник; 10- уплотнение подшипника; 11- передняя крышка со всасывающим патрубком; 12- стяжная шпилька.

2.7. 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 (рисунок 2.8). Жидкость от первого рабочего колеса 10 после спирального отвода по каналу поступает во второе рабочее колесо 9, далее на третье 8, затем через спиральный сборник по каналу в рабочее колесо 4, далее через внутренний канал в пятое 6 и 7, а из него – к напорному патрубку 3. Работа остальных узлов насоса аналогична работе соответствующих узлов насосов, рассмотренных выше.

Основные детали насосов типа ЦН изготавливают из чугуна и стали. Осевые усилия на валу 13 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.

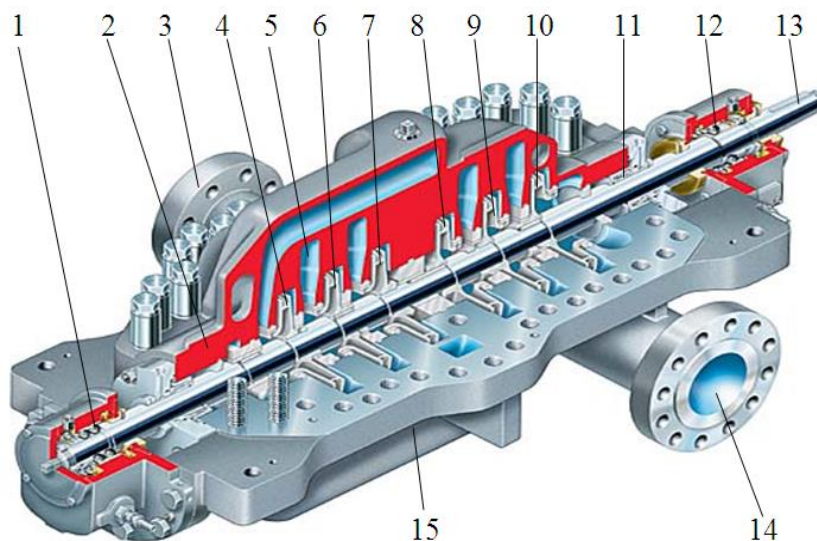


Рисунок 2.8- Центробежный многоступенчатый горизонтальный насос с осевым разъемом корпуса типа ЦН (М):

1, 12 - подшипниковой опоры; 2,15- корпус и крышка насоса; 3,14- всасывающий и напорный патрубки; 4, 6, 7,8,9,10- рабочие колёса;5 - переводные каналы; 11- сальниковый с гидравлическим уплотнением; 13- вал.

2.8. 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...10000 м³/ч, напоры – 6...105 м, КПД – 50...80%. Работа и назначение основных узлов таких насосов (рис. 2.9) аналогична работе и назначению соответствующих узлов рассмотренных выше насосов. С целью уменьшения опасности засорения рабочие колеса фекальных насосов изготавливаются с более широкими каналами и меньшим числом лопастей, чем у рассмотренных выше 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°С. Поддачи их могут составлять 7...16 000 м³/ч, напоры – 8...80 м, КПД – 50...75%. Проточную часть таких насосов выполняют из износостойчивых материалов.

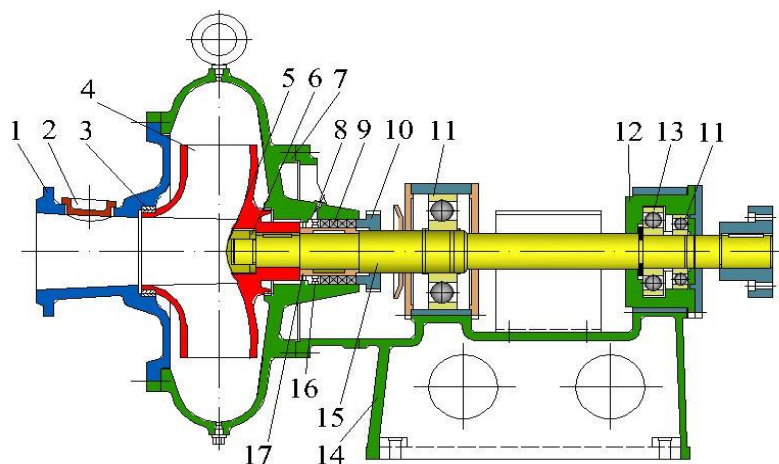


Рисунок 2.9- Конструкция фекального насоса:

1 - всасывающий патрубков; 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.

2.9. 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 подачи до $400 \text{ м}^3/\text{ч}$, например типа ЦМПВ (рисунок 2.10), где Ц – центробежный, М – моноблочный, П – погружной, В – для подачи воды, а для перекачки загрязненной жидкости – насосы подачи до $200 \text{ м}^3/\text{ч}$, например типа ГНОМ, где Г – для грязной воды, Н – насос, О – одноступенчатый, М – моноблочный. Напоры таких насосов могут составлять $10..40 \text{ м}$, КПД насосного агрегата – $30..65\%$ [12].

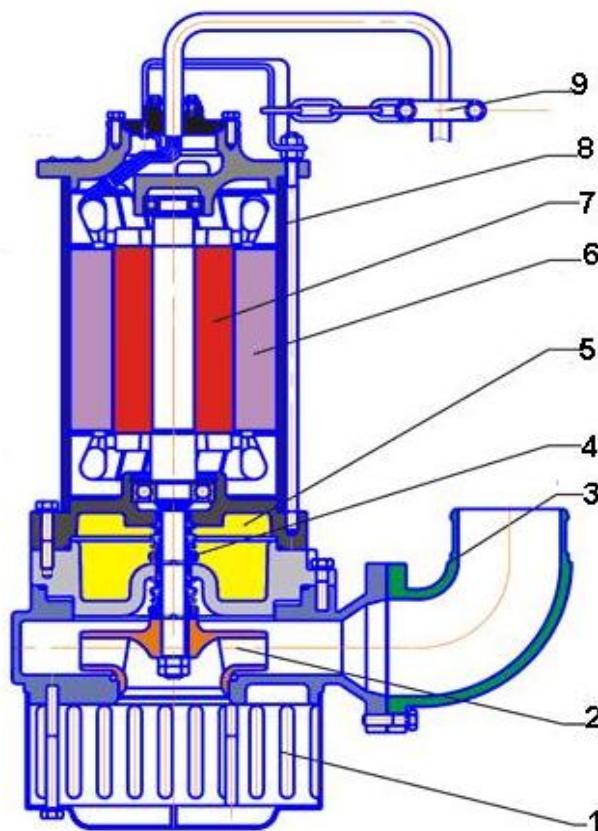


Рисунок 2.10- Конструкция погружного моноблочного насоса:

1 - сетка; 2 - рабочее колесо; 3, патрубков; 4 – система уплотнений; 5 – масляная камера; 6 - статор; 7 - ротор; 8 – корпус; 9- цепь.

2.10. Скважинные насосы с трансмиссионным валом

Скважинные насосы с трансмиссионным валом выпускают типа А (рисунок 2.11), 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 °С, из скважин. Поддачи их могут составлять 25...1250 м³/ч, напоры – 25...150 м, КПД – 60...70% [12].

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.

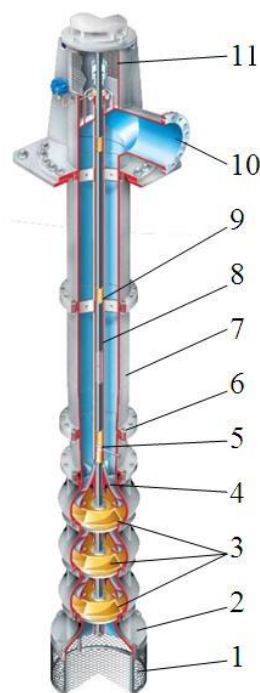


Рисунок 2.11- Конструкция скважинного насоса с трансмиссионным валом:

1 - приёмная сетка; 2 - всасывающий патрубок;
3-рабочее колесо; 4- корпуса с лопаточным направляющим аппаратом и опорный; 5, 9 -муфта вала; 6- фланцевые соединения;
7- секции водоподъёмной трубы; 8 – вал; 10- напорный патрубок; 11 – электродвигатель.

Подшипники трансмиссионного вала смазывают либо осветленной водой под давлением 0,1 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 – на 1,5... 2 м выше ее дна. Число секций водоподъемной трубы и расположенных в них секций трансмиссий зависит от глубины скважины. Длина каждой секции 2,3...2,6 м.

Детали насосов изготавливают из чугуна, стали, вкладыши 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.

2.11. Скважинные 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%. [22].

Насосные агрегаты выполняют с рабочими колесами центробежного и диагонального типа (рисунок 2.12). Рабочие колеса могут быть закрепленными на валу и незакрепленными (свободно перемещаются вдоль него). Осевые нагрузки воспринимают 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.

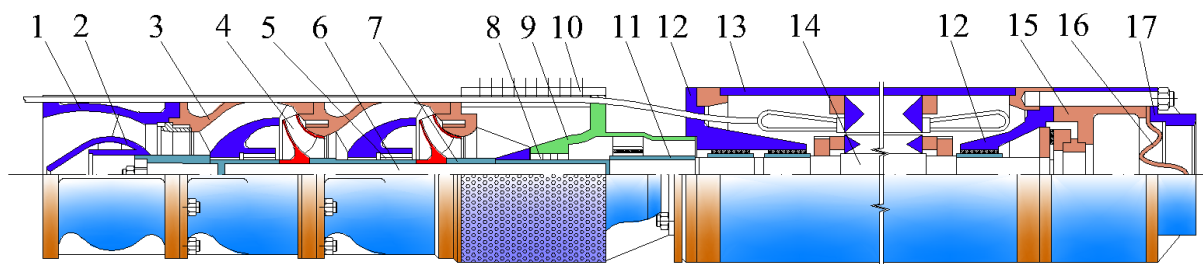


Рисунок 2.12- Конструкция скважинного насоса типа ЭЦВ с диагональными колёсами:

- 1 - корпус клапана; 2 - обратный клапан; 3 - лопаточный отвод; 4 - рабочее колесо;
- 5, 15 - радиальный и упорный подшипники; 6 - вал; 7, 8 - уплотняющая и подшипниковая втулки; 9 - подвод; 10 - сетка; 11 - соединительная муфта; 12 - подшипниковый щит;
- 13 - статор; 14 - ротор; 16 - диафрагма; 17 - днище

Схема установки специального высоконапорного насоса ЭЦВ 16-210-640 приведена на рисунке 2.12. 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 – водозаполненный, 500 – мощность двигателя в кВт, 375 – наибольший наружный диаметр двигателя в мм), напряжение тока – 3000 В, частота вращения – 2950 мин^{-1} , 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 последующие 30 мин – на воде, содержащей до 0,5%

механических примесей. Рабочие колеса насосов типа ЭЦВ изготавливают 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.

2.12. 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 частиц не более 0,3% массы размером до 0,1 мм, температурой до 35°C. Подача их может составлять 1...35 м³/с, напоры-15...110 м, КПД до 90% [22].

Основные детали и узлы насосов типа В (рисунок 2.13) 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 4 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 служит подшипник скольжения, вкладыши которого изготовлены из лигнофолевого материала. Подшипники смазывают либо перекачиваемой водой, либо специально очищенной, подаваемой под давлением в полость между подшипником и сальниковым узлом. Вал 4 вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода сверху. Вода к всасывающему патрубку 9 подходит снизу.

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.

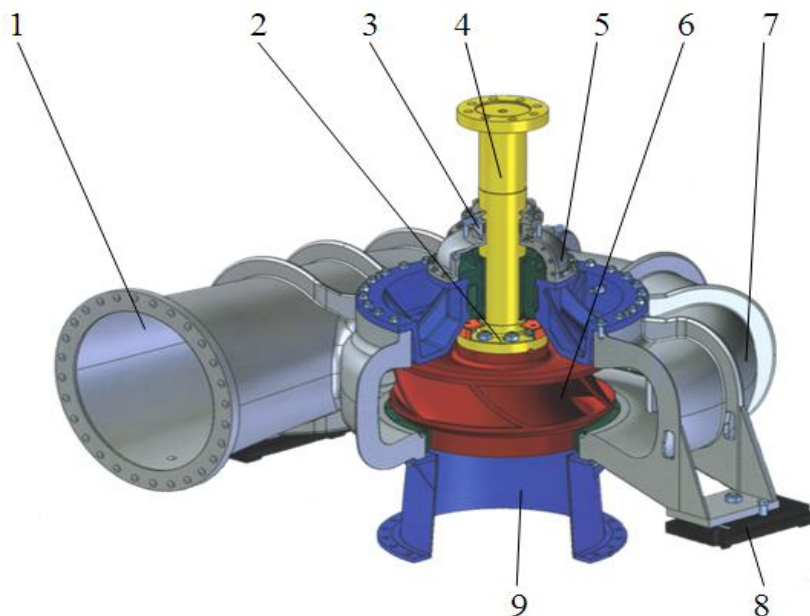


Рисунок 2.13- Конструкция центробежного вертикального насоса

1 - напорный патрубок; 2 - крепление колеса к валу; 3 - узлы подшипника скольжения и сальниковый; 4 - вал насоса; 5- крышка; 6- рабочее колесо; 7- корпус насоса; 8- фундаментная плита; 9- всасывающий патрубок.

2.13. Принцип работы и маркировка осевых насосов

В осевых насосах (рисунок 2.14) частицы жидкости движутся через проточную часть вдоль цилиндрических плоскостей, осью которых является ось вращения рабочего колеса. Перед входом в рабочее колесо 3 и на выходе из выправляющего аппарата 5 направление движения жидкости совпадает с направлением оси вращения вала 6.

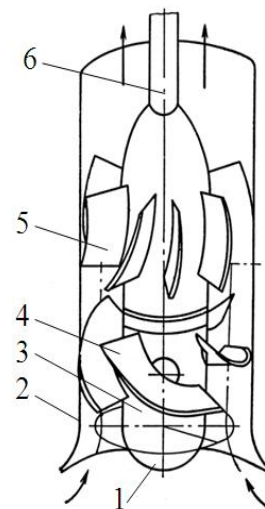


Рисунок 2.14- Схема осевого насоса

1- обтекатель; 2- корпус насоса; 3-рабочее колесо;
4- лопасть колеса; 5-выправляющий аппарат; 6- вал.

Осевые насосы выпускают двух типов: О (с жестким креплением лопастей к втулке рабочего колеса) (рисунок 2.15), и ОП (с поворотными лопастями, вращающимися вокруг своих осей). В обычном исполнении насосы типа О изготавливают 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 [4].

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

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°C.

Насосы типа О (с жесткозакрепленными лопастями) 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.

Насосы типа ОП (с поворотными лопастями) 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. Лопастные рабочие колеса 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 [3].

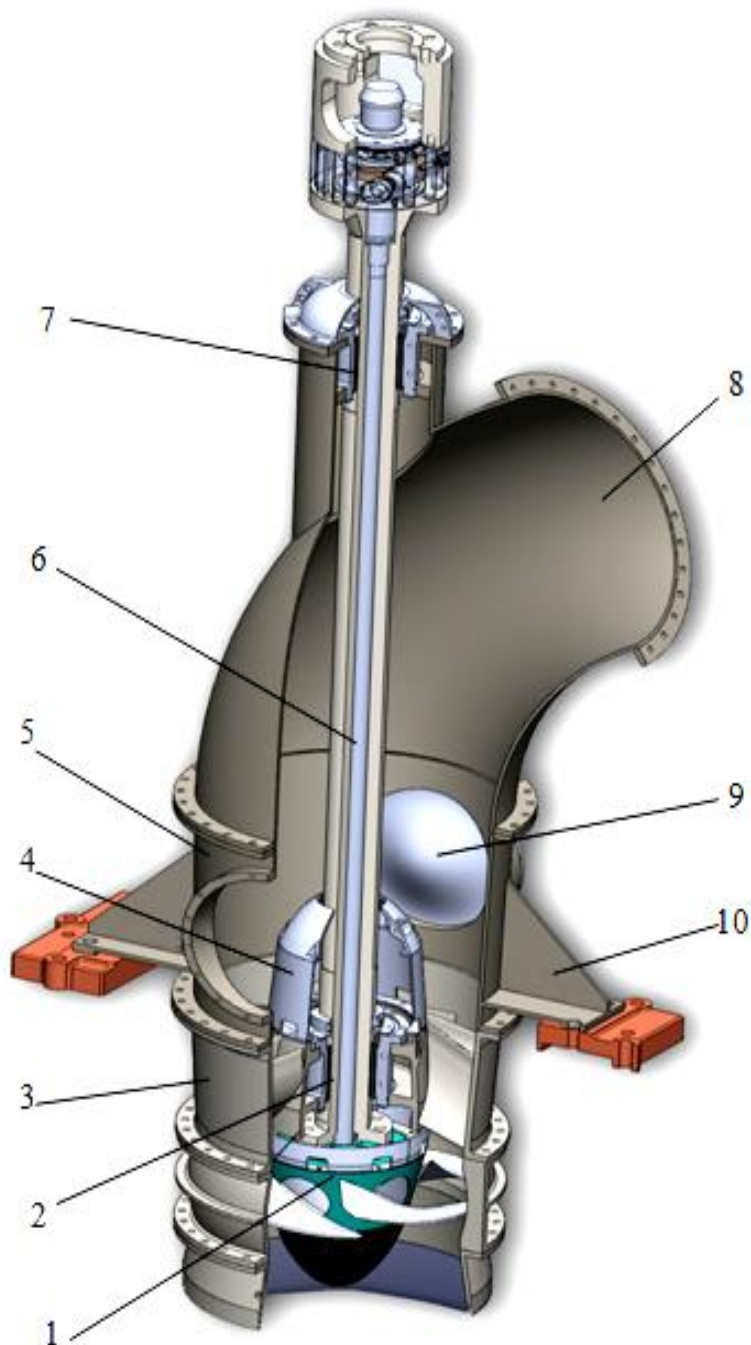


Рисунок 2.15- Конструкция осевого насоса типа ОВ, (ОПВ) :

1 - - рабочее колесо; 2, 7-- нижний и верхний подшипники; 3 - выпрямитель с обтекателем; 4- обтекатель; 5 - диффузор с лапами крепления насоса; 6- вал насоса; 8 - отвод; 9 - смотровой люк; 10 - опорная рама.

Осевые насосы типа ОП с рабочими колесами диаметрами менее 1850 мм крепят на фундаментных тумбах двумя лапами (рисунок 2.15), с рабочими колесами диаметрами 1850 мм на промежуточном перекрытии опорным фланцем, с рабочими колесами диаметрами 2600 мм замоноличивают в бетонном основании.

В обозначении типоразмера насоса цифра после букв - модель рабочего колеса (2,5,10,11,16); следующая цифра - диаметр рабочего колеса в см; после цифр указывается модификация исполнения.

Насосы выпускаются нескольких модификаций основного исполнения: К - с подводом камерного типа; Э - с электроприводом поворота лопастей; КЭ - с подводом камерного типа; МБ - моноблочный; ЭГ - с электрогидроприводом поворота лопастей; МБК - моноблочный с подводом камерного типа.

Вал, втулку, рабочую камеру, отвод, лопасти рабочего колеса изготавливают из стали, диффузор с выпрямляющим аппаратом из чугуна, вкладыши подшипников из стали с резиновым покрытием.

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

2.14. Диагональные насосы

По параметрам Q , H и η диагональные насосы (рисунок 2.16) занимают промежуточное положение между центробежными и осевыми. Жидкость из источника двигается 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 (рисунок 2.17). Отводящие устройства изготавливают со спиральным отводом, что создает благоприятные условия для размещения насоса в здании насосной станции.

Диагональные насосы выполняют низконапорными ($H < 20$ м) и средненапорными ($H = 20 \dots 60$ м), одноступенчатыми и многоступенчатыми, горизонтальными и вертикальными [5].

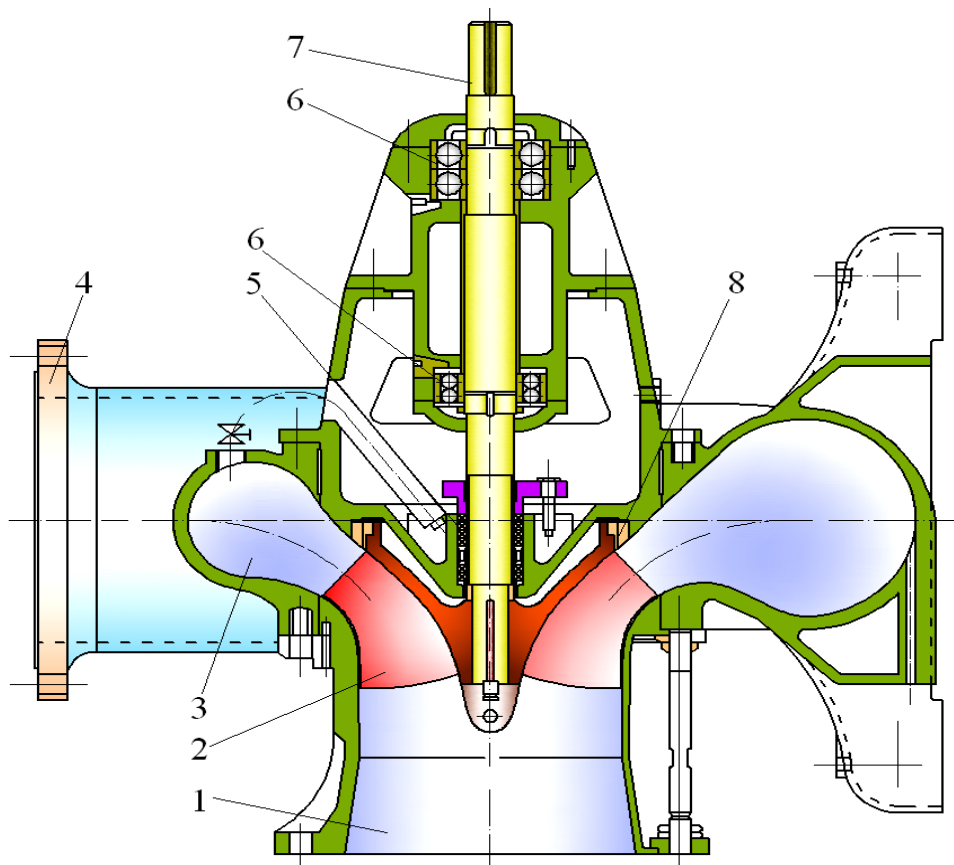


Рисунок 2.16- Конструкция диагонального насоса со спиральным отводом:
1, 4 - всасывающий и напорный патрубки; 2 - рабочее колесо; 3 - спиральный отвод;
5, 6 - сальниковый с гидравлическим уплотнением и подшипниковые узлы; 7 - вал;
8 - защитно-уплотнительные кольца



**Рисунок 2.17- Диагональное рабочее колесо
открытого вида
(без переднего диска)**

2.15. Другие типы насосов

- Поршневые и плунжерные насосы

Для поршневых и плунжерных насосов характерны относительно небольшие подачи ($0,01...250 \text{ м}^3/\text{ч}$) и высокие развиваемые давления ($0,25...250 \text{ МПа}$). У поршневых насосов (рисунок 2.18) 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 (рисунок 2.19) 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 [5].

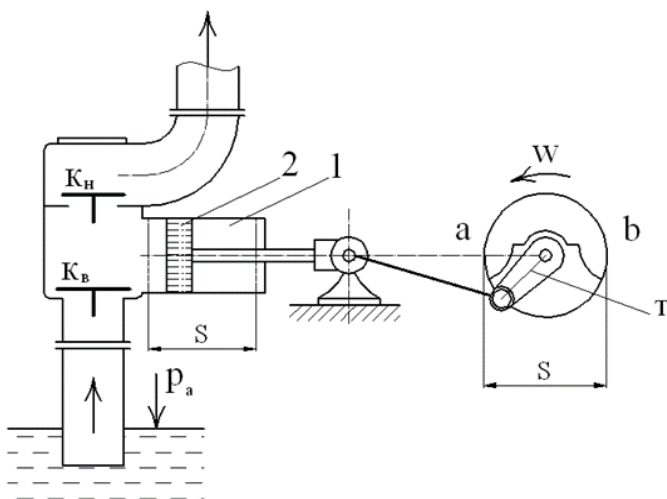


Рисунок 2.18- Схема поршневого насоса:

1 - цилиндр; 2 – поршень

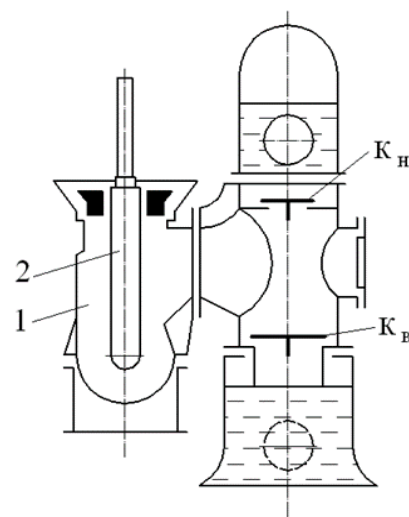
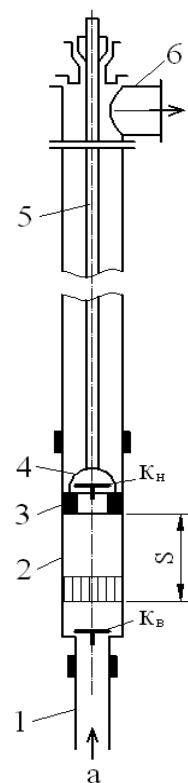


Рисунок 2.19- Схема плунжерного насоса:

1 - рабочая камера; 2 - плунжер

Принцип действия. Поршневой насос одностороннего действия (рисунок 2.18) 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).



Для подъема воды из скважин используют поршневые штанговые насосы обычной конструкции и дифференциального действия (рис. 2.20). Штанговый насос

обычной конструкции работает следующим образом. При подъеме поршня вверх нагнетательный клапан K_n закрывается, а всасывающий K_c открывается, и через него в цилиндр 2 поступает вода. Одновременно вода идет и в напорный трубопровод б. При ходе поршня вниз клапан K_c закрывается, а клапан K_n открывается, и через него в пространство над поршнем поступает вода, а в напорный трубопровод доступ воде в это время закрыт, то есть такой насос работает как поршневой одностороннего действия.[15].

Рисунок 2.20- Схема поршневых штанговых насосов:

- 1 - всасывающая труба; 2 - цилиндр; 3 - поршень;
- 4 - вилка; 5 - штанга; 6 - напорный трубопровод;
- 7 - плунжер

- 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. 2.21). 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 должна непременно циркулировать вода. Кроме того, необходим отвод тепла, выделяющегося при работе насоса [10].

**Рисунок 2.21- Схема водокольцевого вакуумного насоса
- Вихревые насосы**

Вихревые насосы. Рабочее колесо у этих насосов (рис. 2.22) имеет плоские радиальные лопатки 2. Лопатки 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 лопатки 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 непрерывное движение ее из межлопаточных каналов 5 в кольцевой 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.

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

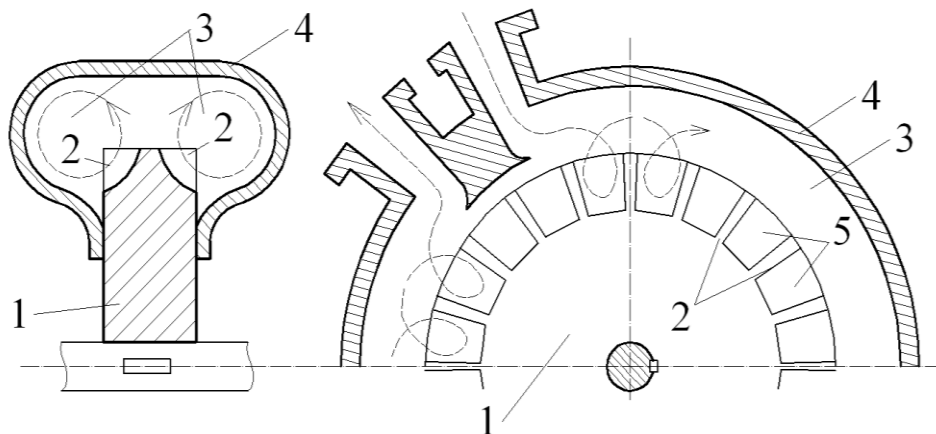


Рисунок 2.22- Конструкция вихревого насоса:

1 - рабочее колесо; 2 - лопатки; 3 - кольцевой канал; 4 - корпус; 5 - криволинейные каналы

- 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. 2.23) – 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 мин⁻¹, окружная скорость – 2...5 м/с, что вызывает необходимость применения ременной или редукторной передачи от электродвигателя, нормальный угол установки к горизонту – 25...30°.[22].

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

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

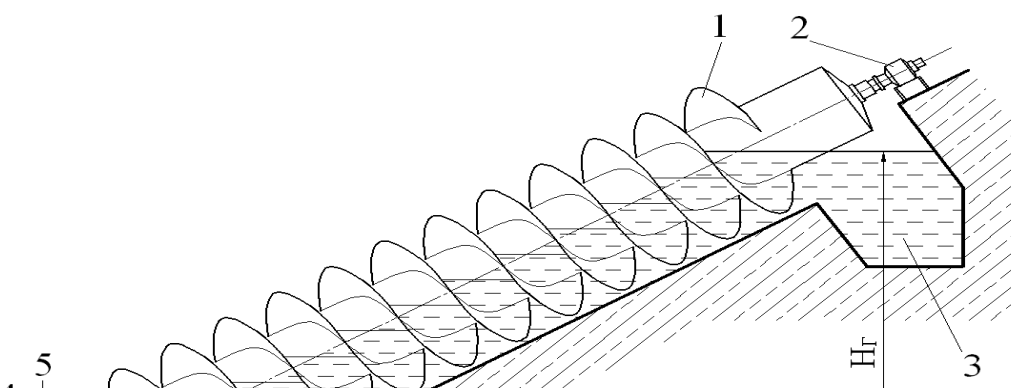


Рисунок 2.23- Схема установки шнекового насоса:

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

-Струйные насосы

Струйные насосы относят 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. 2.24) 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.

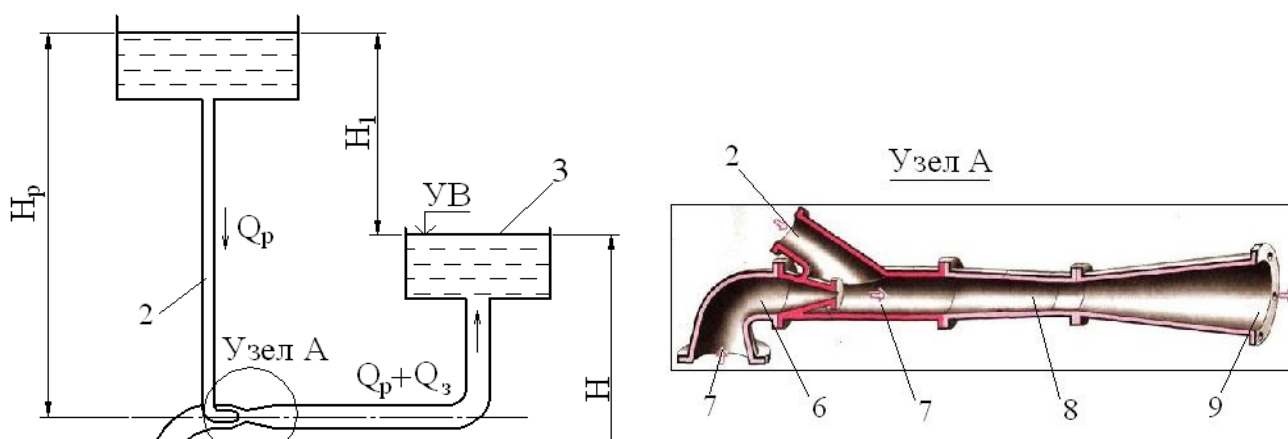


Рисунок 2.24- Схема установки струйного насоса:

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

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.

- 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 (рисунок 2.25) 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 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 $(5...8) H_1$.

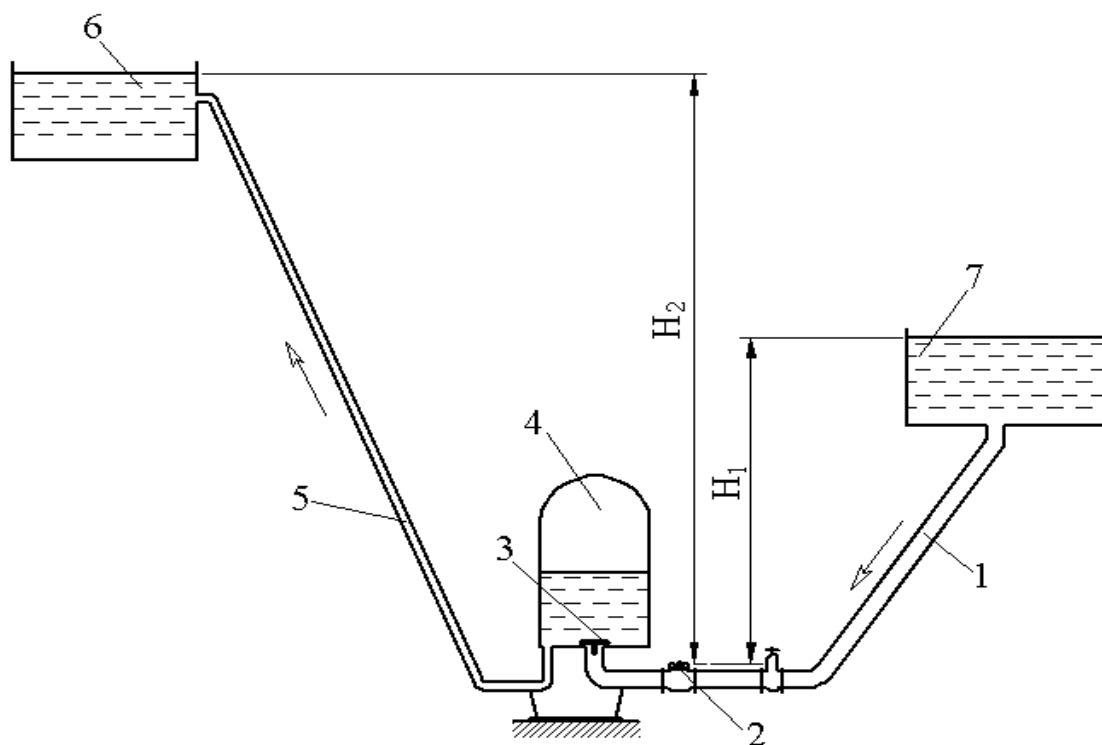


Рисунок 2.25- Схема установки гидравлического тарана:

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

2.16. Достоинства и недостатки насосов различных типов

- **Лопастные насосы.** Достоинствами лопастных насосов являются то, что центробежные и осевые насосы обеспечивают плавную и непрерывную подачу перекачиваемой жидкости при высоких значениях КПД. Относительно несложное устройство обеспечивает высокую их надежность и достаточную долговечность. Конструкция проточной части лопастных насосов и отсутствие поверхностей трения допускает возможность перекачивания загрязненных жидкостей. Простота непосредственного соединения с высокооборотными приводными двигателями способствует компактности насосного агрегата и повышению его КПД.

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

- **Объемные насосы.** Достоинствами поршневых и плунжерных насосов является возможность подачи незначительных объемов жидкости под сколь угодно большим давлением. В то же время неравномерность подачи, сложность соединения с приводным двигателем, наличие легко изнашивающихся клапанов, тихоходность, большие размеры и масса. Объемные насосы с вращательным движением рабочего органа конструктивно более просты и обеспечивают плавную подачу перекачиваемой жидкости. Однако очень маленькие подачи шестеренных и винтовых насосов в сочетании с их способностью перекачивать вязкие жидкости определили область их применения в качестве питательных насосов систем гидропривода, автоматики и смазки.

Все положительные качества центробежных и осевых насосов привели к тому, что они являются основными насосами на оросительных и осушительных насосных станциях и также всех сооружениях водоснабжения и канализации.

Контрольные вопросы к главе 2:

1. По каким признакам можно классифицировать лопастные насосы?
2. Из каких основных конструктивных узлов состоит лопастной насос?
3. Укажите принципиальную разницу между центробежным, диагональным и осевым насосами.
4. Какая деталь центробежного насоса позволяет преобразовать кинетическую энергию потока в потенциальную ?
5. Какими способами снижают осевые нагрузки, действующие на вал горизонтальных и вертикальных насосов?
6. Укажите особенности погружных насосов. В каких случаях их применяют?
7. Чем отличается принцип действия объемных насосов от принципа действия лопастных?
8. Каков принцип действия вихревого насоса?
9. Каковы достоинства и недостатки струйного насоса?
10. Какова причина возникновения осевого усилия в центробежных насосах?
11. Марка какого насоса ($\text{ЭЦВ}_{\alpha\text{В}} - Q_{\text{ч}} - H$)?, и расшифровать все значения.
12. Каков принцип их действия поршневых и плунжерных насосов?;
13. Каков принцип их действия струйных насосов?;
14. Пишите марку консольного насоса по старому ГОСТу, если диаметр всасывающего патрубка насоса $d_{\text{в}}=0.1\text{м}$, коэффициента быстроходности.

$n_s=100$ об/мин.

3. ТЕОРИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

3.1. Кинематика движения жидкости в рабочих органах насосов

Рабочее колесо является основным элементом насоса, а кинематические показатели (значения и направления скоростей, траектории движения и т.п.) движущейся через колесо жидкости оказывают решающее влияние на энергетические параметры насоса (напор, подача, К.П.Д.) [15].

Для анализа кинематики потока, предположим, что заданы геометрические размеры рабочего колеса центробежного насоса (рисунок 3.1), его объемная подача Q и частота вращения n .

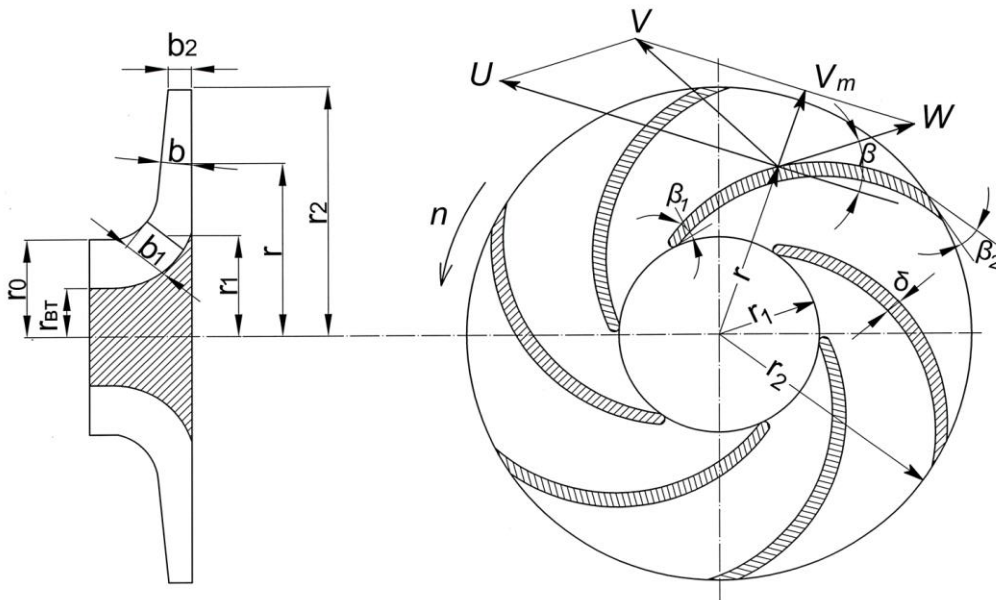


Рисунок 3.1- Схематический разрез рабочего колеса центробежного насоса

Для того, чтобы теоретическая схема течения была наиболее близка к действительному характеру движения жидкости в межлопастных каналах рабочего колеса, сделаем следующие допущения:

1. Колесо вращается без трения внутри окружающей его воды.
2. Движение жидкости в колесе установившееся.
3. Скорости движения жидкости во всех поперечных сечениях потока межлопастных каналов принимаются равномерными.
4. Используется схема колеса с бесконечно большим числом бесконечно

тонких лопастей, т.е. поток состоит из бесконечного числа элементарных струек, по форме идентичных форме лопастей рабочего колеса.

Если возьмем одну из частиц M (рисунок 3.2) элементарной струйки жидкости $M_1 M_2$, находящуюся в данный момент на расстоянии r от центра, то движение жидкости рассматривается как состоящее из двух движений:

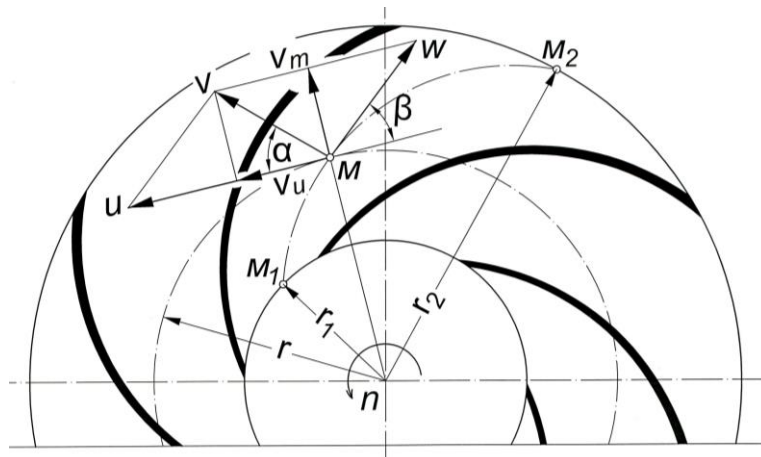


Рисунок 3.2- Движение частицы жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

- относительного движения которой характеризуется относительной скоростью (w). Эту скорость мы могли бы наблюдать, если бы вращались вместе с рабочим колесом. Вектор скорости W представляет собой касательную относительного движения частицы M ;

-переносного движения, которой характеризуется окружной скоростью (U).

При сложении двух движений – переносного и относительного получается абсолютное движение (V), которое увидит наблюдатель, следящий за движением воды из неподвижного окружающего пространства. Абсолютная скорость V частицы M можно получить в результате геометрического сложения векторов W и U и является диагональю параллелограмма, построенного на составляющих W и U . Угол между направлениями векторов V и U обозначается α , а между W и отрицательным направлением вектора – β .

Разложив скорость V на две перпендикулярные составляющие по направлению U и r найдем, что:

$$V_u = V \cdot \cos \alpha;$$

$$V_r = V_m = V \cdot \sin \alpha.$$

Скорость V_m – называется радиальной скоростью, а V_n – тангенциальной.

Параллелограммы скоростей можно построить и для входа жидкости на колесо и для выхода с колеса. Для этого вводят следующие условные индексы для скоростей: 0 – непосредственно при входе в рабочее колесо; 1 – непосредственно при входе жидкости на лопасть; 2 – непосредственно при выходе жидкости из рабочего колеса.

Скорость потока при входе в рабочее колесо (рисунок.3.3) равна:

$$V_0 = \frac{4Q}{\eta_{об} \cdot \pi(D_0^2 - d_{вт}^2)}, \text{ м/с} \quad (3.1)$$

где Q – подача, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\eta_{об}$ – объемный К.П.Д.;

D_0 - диаметр входного сечения рабочего колеса, м;

$d_{вт}$ - диаметр втулки, м.

Скорость потока при движении жидкости до входа на лопасти рабочего колеса не изменяется (рисунок 3.3), то есть:

$$V_0 = V_1 = V_{m1}, \text{ м/с}, \quad (3.2)$$

где V_1 - абсолютная скорость потока при входе на лопасти,

V_{m1} - меридианная составляющая абсолютной скорости при входе на лопасти.

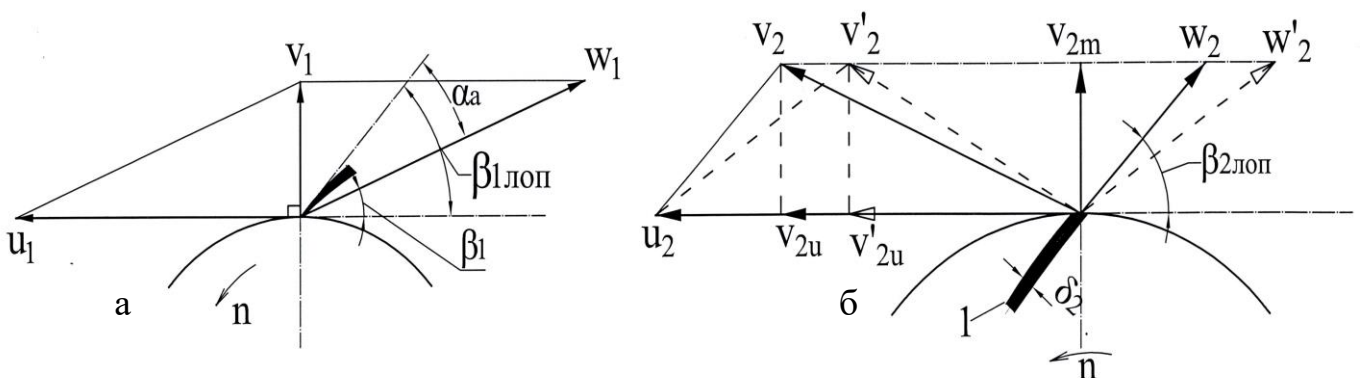


Рисунок 3.3- План скоростей: а- при входе жидкости на лопасти; б- при выходе жидкости из центробежного колеса; 1 - лопасть

Для плавного перехода от скорости V_0 к V_{m1} - необходимо , чтобы угол

$\alpha_1=90^0$, так как при этом вход не будет сопровождаться отклонением ее от первоначального радиального движения [5].

Средняя окружная скорость входных кромок лопастей равна:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \text{ м/с,} \quad (3.3)$$

где D_1 - диаметр сечения, проходящего через середины входных кромок лопастей, м;

n - частота вращения, мин^{-1} .

Средняя скорость потока относительно лопасти рабочего колеса определяется из параллелограмма скоростей:

$$\vec{V}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1, \text{ м/с,} \quad (3.4)$$

Угол входа потока на лопасти определяется по формуле:

$$\beta_1 = \arctg \frac{V_1}{U_1}, \text{ град.} \quad (3.5)$$

Разность между углом направления лопасти $\beta_{1\text{лоп}}$ и углом входа потока жидкости на лопасти называют углом атаки α_w . Для центробежных насосов значение угла атаки должно быть положительным и составлять $3 \dots 8^0$.

При выходе соответствующие скорости частиц M_2 (рисунок 3.3), будут: относительная – W_2 , окружная – U_2 и абсолютная – V_2 .

Окружная скорость U_2 потока жидкости равна:

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \text{ м/с,} \quad (3.6)$$

где D_2 - наружный диаметр рабочего колеса, м;

n - частота вращения колеса, мин^{-1} .

Меридианная (радиальная) составляющая абсолютной скорости движения оттока жидкости на выходе из рабочего колеса:

$$V_{2m} = \frac{Q_k}{F_2} = \frac{Q_k}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 - \frac{\delta_2 \cdot b_2 \cdot Z}{\sin \beta_{2\text{лоп}}}}, \quad (3.7)$$

где F_2 - площадь выходного сечения рабочего колеса, м^2 ;

δ_2 - толщина лопасти на выходе из рабочего колеса, м.

Построение плана скоростей движения при выходе ее потока из рабочего колеса начинают с построения векторов скоростей \vec{U}_2 и \vec{V}_{2m} (рисунок 3.3).

Относительную скорость движения потока жидкости W_2 можно найти из параллелограмма векторов скоростей \vec{U}_2 и \vec{V}_{2m} .

$$\vec{V}_2 = \vec{W}_2 + \vec{U}_2,$$

Вектор абсолютной скорости на направление окружной скорости U_2 представляет собой окружную составляющую абсолютной скорости V_{2u} , величина которой равна:

$$V_{2m} = U_2 - V_{2m} \cdot \text{ctg} \beta_{\text{лоп}}. \quad (3.8)$$

3.2. Основное уравнение насоса. Теоретический напор

Кинематические параметры движения жидкости через рабочие органы лопастного насоса оказывают решающее влияние на его энергетические показатели. Напор насоса и коэффициент его полезного действия тесно связаны со значением и направлением скоростей потока жидкости в межлопастных каналах колеса. Для установления этой связи воспользуемся теоремой об изменении моментов количества движения, которая может быть сформулирована следующим образом: *производная по времени от главного момента количества движения системы материальных точек относительно некоторой оси равна сумме моментов всех внешних сил, действующих на эту систему*. Математически теорема записывается следующим образом [15]:

$$d[(mv)r]/dt = \sum M, \quad (3.9)$$

где m — масса рассматриваемой системы материальных точек,

v - абсолютная скорость их движения, r - расстояние до оси.

Удобство теоремы об изменении моментов количества движения в приложении к сплошной среде заключается в том, что с ее помощью динамическое взаимодействие между жидкостью и обтекаемыми

поверхностями можно определить по характеру течения в контрольных сечениях без учета структуры потока внутри выделенного объема.

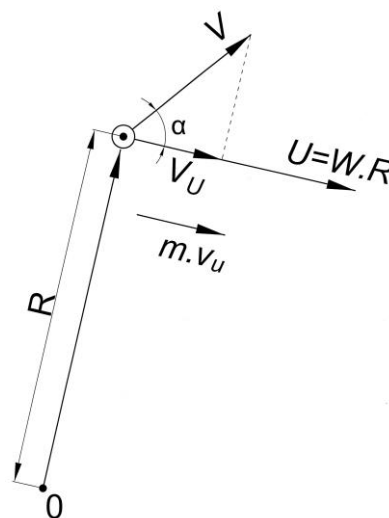
Применяя теорему к установившемуся движению жидкости через рабочее колесо центробежного насоса между сечениями от входа в колесо до выхода из него, допустим, что при струйном характере течения приращение энергии на этом участке происходит без гидравлических потерь. Кроме этого, дифференцирование в уравнении (3.9) заменим рассмотрением изменения момента количества движения массы жидкости за 1 с.

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

$$m = \rho \cdot Q, \quad (3.10)$$

Если абсолютная скорость течения жидкости при входе в рабочее колесо насоса V_1 , то момент количества движения в этом сечении относительно оси насоса (рисунок 3.4)

Рисунок 3.4- Схема к вычислению момента количества движения



$$M_{к.д1} = \rho \cdot Q \cdot V_1 \cdot \cos \alpha \cdot r_{вх}. \quad (3.11)$$

Момент количества движения на выходе из колеса

$$M_{к.д2} = \rho \cdot Q \cdot V_2 \cdot \cos \alpha \cdot r_{вых}. \quad (3.12)$$

С учетом сделанных допущений уравнение (3.9) может быть переписано в виде:

$$\sum M = M_{к.д2} - M_{к.д1} = \rho \cdot Q (V_2 \cdot \cos \alpha \cdot r_{вых} - V_1 \cdot \cos \alpha \cdot r_{вх}). \quad (3-13)$$

Из треугольников скоростей (см. рис. 3.2) следует:

$$V_{u1} = V_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad \text{и} \quad V_{2u} = V_2 \cdot \cos \alpha_2.$$

Подставляя найденные значения V_1 и V_2 в уравнение (3.13), имеем:

$$\sum M = \rho \cdot Q \cdot (v_{u1} \cdot r_{вых} - v_{u1} \cdot r_{вх}). \quad (3.14)$$

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

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

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

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

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

$$\sum M = M_{рк}.$$

Умножим обе части уравнения (3.14) на ω и примем $\omega \cdot r = U$, тогда:

$$\omega \cdot M_{рк} = \rho \cdot Q (U_2 \cdot V_{2u} - U_1 \cdot V_{1u}). \quad (3.15)$$

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

$$M_{pk} \cdot \omega = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_T \quad (3.16)$$

где H_T - напор, создаваемый рабочим колесом насоса

Поскольку зависимость (3.16) написана без учета каких-либо потерь энергии, то напор H_T называют также теоретическим.

Преобразуя уравнение (3.16) с учетом выражений (3.14) и (3.15), получаем:

$$\rho \cdot Q \cdot (v_{u2} \cdot U_2 - v_{u1} \cdot U_1) = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_T$$

Разделив обе части уравнения на $\rho \cdot Q$, окончательно получим:

$$H_T = (v_{u2} \cdot u_2 - v_{u1} \cdot u_1) / g \quad (3.17)$$

Зависимость (3.17) была впервые выведена в середине XVIII в. выдающимся математиком и механиком, членом Петербургской Академии наук Леонардом Эйлером (1707-1783). Она называется уравнением Эйлера или основным уравнением лопастного насоса.

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

Повышение напора может быть также достигнуто уменьшением угла α_2 . Теоретически произведение $u_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2$ имеет максимум при $\alpha_2 = 0$, однако практически, это означает прекращение подачи, поэтому при конструировании рабочих колес центробежных насосов обычно принимают $\alpha_2 = 8 \div 12^\circ$.

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

$$v_{u1} = V_1 \cdot \cos \alpha_1 = 0 \quad (3.18)$$

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

Из параллелограмма скоростей (см. рис. 3.3) видно, что вектор абсолютной скорости жидкости v_1 в этом случае должен быть направлен по радиусу, поэтому условие (3.18) обычно называют условием радиального входа.

Поскольку при $\alpha_1=90^\circ$ проекция абсолютной скорости на направление переносной скорости равна нулю ($u_1=0$), то условие радиального входа также означает, что жидкость подводится к рабочему колесу без предварительного закручивания. Уравнение Эйлера при этом принимает вид:

$$H_T = (v_{u2} \cdot u_2) / g. \quad (3.19)$$

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

3.3. Зависимость теоретического напора центробежного колеса от числа лопастей

Каждая лопасть центробежного колеса «давит» на жидкость, обтекающую ее. Поэтому в передней стороны лопасти статическое давление в жидкости будет больше, чем у задней. На основе уравнения Бернулли для относительного движения можно доказать, что вследствие этого вдоль передней стороны лопасти жидкость движется с меньшими относительными скоростями, чем вдоль задней [3].

Абсолютное движение межлопастного канала рабочего колеса в плане представляет собой вращение с угловой скоростью, равной угловой скорости вращения центробежного колеса. Поступающая в канал жидкость в силу инерционности сопротивляется этому вращению. Поэтому в межлопастном канале имеет место вращательное движение жидкости относительно его стенок. Складывая скорости поступательного движения жидкости вдоль лопастей и вращательного относительно стенок межлопастного канала, получают приближенную эпюру относительных скоростей ω в середине его поперечного сечения.

Относительное вращательное движение жидкости в межлопастном канале отклоняет среднюю относительную ее скорость на выходе из рабочего колеса ω_2 в сторону, обратную вращению колеса, а на входе в сторону вращения.

Гидродинамические явления, происходящие в центробежном колесе, сложны и до конца не изучены. Поэтому найти точную теоретическую зависимость напора от числа лопастей затруднительно. Теоретический напор чаще всего определяют, используя струйную модель течения идеальной жидкости в межлопастных каналах рабочего колеса с бесконечным числом лопастей, то есть при $Z=\infty$. Полученное значение $H_{T\infty}$ корректируют в соответствии с действительным числом лопастей Z .

В практике наибольшее распространение получил метод определения теоретического напора насоса К. Пфлейдера:

$$H_T = \chi H_{T\infty}. \quad (3.20)$$

где χ поправка на конечное число лопастей Z , $\chi = 1/(1+p_z)$;

$$p_z = \frac{1,2(1 + \sin \beta_{2\text{лоп}})}{Z[1 - (r_1/r_2)^2]}. \quad (3.21)$$

$\beta_{2\text{лоп}}$ угол установки лопасти при выходе из колеса на радиусе r_2 .

3.4. Влияние угла установки лопастей на напор центробежного колеса

Проекция вектора абсолютной скорости на направление окружной скорости u_2 представляет собой окружную составляющую абсолютной скорости u_{2u} . Однако действительная окружная составляющая абсолютной скорости u_{2u} при конечном числе лопастей Z меньше проекции вектора абсолютной скорости на направление скорости u_2 из-за отклонения относительной скорости ω_2 в направлении, обратном направлению вращения рабочего колеса. В соответствии с уравнениями 3.20 и 3.21 действительная окружная составляющая абсолютной скорости [22].

$$v'_{2u} = v_{2u} \chi.$$

(3.22)

По значению v'_{2u} можно найти и остальные действительные скорости v'_2 и ω'_2 (рис. 3.3). Подставляя в уравнение Эйлера значение скорости v'_{2u} , получают

$$H_T = u_2 v'_{2u} / g. \quad (3.23)$$

План скоростей движения жидкости на выходе из центробежного колеса свидетельствует об обратно пропорциональной зависимости теоретического напора H_T от подачи Q_k . Из плана скоростей (рис. 3.3) и уравнения 3.23 следует, что значение H_T зависит от угла установки лопасти $\beta_{2\text{лоп}}$. Увеличение $\beta_{2\text{лоп}}$ приводит: к увеличению скорости v_2 и v_{2u} , а значит, и теоретического напора $H_{T\infty}$ (формула 3.23); к уменьшению значения χ , а следовательно, и напора H_T (формулы 3.22 и 3.23).

Расчеты и опыты показали, что изменение поправки χ оказывает менее значительное влияние на теоретический напор H_T , чем изменение скоростей v_2 и v_{2u} , то есть увеличение угла установки лопастей $\beta_{2\text{лоп}}$ приводит к увеличению скоростей v'_2 и v'_{2u} , а значит, и напора H_T .

При одном и том же теоретическом напоре H_T увеличение угла $\beta_{2\text{лоп}}$ позволяет уменьшить диаметр D_2 рабочего колеса, а значит, и размеры и массу насоса. Однако при увеличении угла $\beta_{2\text{лоп}}$ следует иметь в виду следующее. Теоретический напор насоса состоит из статической и динамической составляющих:

$$H_T = H_{\text{ст}} + H_{\text{дин}} = H_{\text{ст}} + v_2'^2 / 2g. \quad (3.24)$$

Динамический напор $v_2'^2 / (2g)$ преобразуется в неподвижных элементах насоса в статический со значительными гидравлическими потерями. Это приводит при увеличении значение v'_2 к снижению коэффициента полезного действия насоса.

Для центробежных насосов оптимальными являются углы установки лопастей на выходе из колеса $\beta_{2\text{лоп}} = 15 \dots 40^\circ$. Статический напор $H_{\text{ст}}$ при таких значениях $\beta_{2\text{лоп}}$ примерно в 3...4 раза больше динамического $H_{\text{дин}}$.

3.5. Потери в рабочих органах и коэффициенты полезного действия центробежного насоса

Потери в центробежном насосе подразделяют на гидравлические, объемные и механические [3].

Гидравлическими потерями h_r называют потери напора жидкости при движении ее через все подвижные и неподвижные рабочие органы насоса. Они состоят из потерь напора на трение жидкости о стенки каналов насоса и вихреобразование при обтекании жидкостью различных элементов рабочих органов.

Действительный напор насоса H равен *теоретическому напору рабочего колеса* H_T минус *гидравлические потери* h_r .

Минимальные значения гидравлических потерь обычно бывают при расчетных режимах работы насосов, то есть при $Q=Q_{opt}$.

Гидравлический КПД насоса

$$\eta_r = H / H_T = (H_T - h_r) / H_T. \quad (3.25)$$

где H напор насоса, м; H_T теоретический напор рабочего колеса, м.

Значение гидравлического КПД зависит от относительной шероховатости поверхностей проточных каналов или в конечном итоге при одинаковой абсолютной шероховатости поверхностей от абсолютных размеров насосов.

Значения гидравлического КПД при расчетных режимах насосов А.И. Михайлов и В.В. Малюшенко рекомендуют определять по следующей эмпирической формуле [18]:

$$\eta_r = 0,7 + 0,08351 \log D_0. \quad (3.26)$$

где D_0 диаметр входа в рабочее колесо насоса, мм.

Повышение чистоты обработки поверхностей каналов проточной части насоса, как правило, приводит к увеличению его гидравлического КПД.

Объемными потерями ΔQ называют утечки жидкости через щелевые зазоры между вращающимися и неподвижными органами насоса. Они

возникают из-за разности статических давлений в нагнетательных и всасывающих полостях насоса и снижают его подачу по сравнению с подачей рабочего колеса, а следовательно, и общий КПД насоса. При уменьшении зазоров между вращающимися и невращающимися деталями насоса снижаются и потери ΔQ . Однако в силу конструктивных причин и условий эксплуатации насосов значительно уменьшать зазоры не всегда возможно и целесообразно.

Объемный КПД насоса (учитывает утечки жидкости в нем)

$$\eta_{об} = Q/Q_k = Q/(Q + \Delta Q). \quad (3.27)$$

где Q — подача насоса, м³/с.

Объемный КПД насосов для расчетных режимов А.А. Ломакин рекомендует определять по следующей формуле:

$$\eta_{об} = 1/(1 + 0,68n_s^{2/3}). \quad (3.28)$$

где n_s — коэффициент быстроходности насоса, мин⁻¹.

Механические потери $\Delta N_{мех}$ состоят из потерь на трение наружных сторон двух дисков центробежного колеса о жидкость, которой заполнены полости между дисками и корпусом насоса, и на трение в сальниковых уплотнениях и подшипниках.

Потери на трение наружных сторон дисков о воду или дисковые потери (кВт):

$$N_{т.д} = 1,13 \cdot 10^5 u_2^3 D^2. \quad (3.29)$$

где u_2 — окружная скорость, м/с.

Потери на трение в сальниковых уплотнениях и подшипниках обычно составляют около 2...4% потребляемой насосом мощности, причем у насосов с большей мощностью они меньше.

При подаче насоса $Q < 1/2 Q_{opt}$ возникают еще и потери гидравлического торможения, связанные с торможением рабочего колеса, вызванным обратными течениями жидкости через него.

Механический КПД насоса

$$\eta_{мех} = 1 - \Delta N_{мех}/N. \quad (3.30)$$

где N потребляемая насосом мощность, кВт.

Механический КПД насосов для расчетных режимов при работе на воде А. А. Ломакин рекомендует определять по следующей формуле:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{0,97}{1 + 820/n_s^2}. \quad (3.31)$$

Повышение чистоты обработки наружных сторон дисков колеса и противоположных им поверхностей корпуса, особенно у насосов с низким коэффициентом быстроходности n_s , приводит к увеличению их механического КПД.

Полный КПД насоса

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{\rho g Q H}{1000 N} = \eta_r \eta_{\text{об}} \eta_{\text{м.с.}} \quad (3.32)$$

Расчетные зависимости $\eta = f(n_s, D_0)$, построенные с учетом выражений (3.30), (3.31) и (3.32), по которым можно ориентировочно определять КПД центробежных насосов. Высокие значения КПД можно получить у насосов только при $n_s > 100$. Конечно, каждый насос имеет свои конструктивные особенности, в частности, может иметь: одно или два щелевых уплотнения, разгрузочное устройство (влияет на КПД насоса), свою степень чистоты обработки стенок проточной части, дисков и внутренних поверхностей насоса и т. д. Все это, естественно, влияет и на значения различных потерь, а значит, и на соответствующие КПД насоса.

3.6. Законы подобия лопастных насосов

При проектировании и испытаниях насосов широко используют теорию их подобия. Например, используя геометрически подобные модели насосов, характеристики которых хорошо изучены, можно получить аналогичные характеристики у проектируемого насоса или, получив опытным путем характеристики насоса на одних режимах, с помощью теории подобия без проведения испытаний можно рассчитать такие же характеристики на других режимах, то есть теория подобия помогает использовать накопленный опыт

проектирования и испытаний одних насосов при проектировании других, в новых исследованиях [20].

К критериям подобия относят безразмерные алгебраические комплексы, состоящие из различных параметров и характеризующие подобия машин или каких-либо физических явлений. Равенство критериев означает подобие машин или явлений. Явления, имеющие одинаковую физическую природу и одинаковые отношения сходственных величин в сходственных точках и в сходственные моменты времени (для неустановившихся режимов), считают подобными.

Процесс достижения подобия двух или нескольких конструкций машин или явлений, происходящих в них, называют *моделированием*. Основа моделирования насосов и явлений в них геометрическое, кинематическое и динамическое подобие.

Геометрическое подобие означает постоянство отношений всех сходственных линейных размеров сравниваемых насосов, которые далее будем называть натурой и моделью

$$l_H/l_M=i_l=const,$$

где l_H, l_M сходственные линейные размеры природы и модели; i_l масштаб моделирования.

В практике, чаще всего в качестве линейных размеров природы и модели принимают диаметры рабочих колес:

$$D_{2H}/D_{2M}=D_{0H}/D_{0M}=i_l=i_D=const. \quad (3.33)$$

При геометрическом подобии сходственные углы между поверхностями и линиями у природы и модели равны между собой.

Кинематическое подобие означает постоянство отношений всех сходственных скоростей и углов между векторами сходственных скоростей у природы и модели:

$$\frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{v_{2H}}{v_{2M}} = \frac{\omega_{1H}}{\omega_{1M}} = \text{const.} \quad (3.34)$$

Углы входа потока жидкости на лопасти и выхода с них, а также углы атаки должны быть постоянными.

Динамическое подобие потоков жидкости предполагает равенство отношений сил инерции к силам трения или гравитационным у природы и модели. Чаще всего это обусловлено равенством критериев подобия Рейнольдса Re , Фруда Fr и Струхалия Sh :

$$\left. \begin{aligned} Re_n &= Re_m, \\ Fr_n &= Fr_m, \\ Sh_n &= Sh_m. \end{aligned} \right\} \quad (3.35)$$

У лопастных насосов равенство критериев Фруда и Струхалия соблюдается при соблюдении кинематического подобия потоков. Критерий Рейнольдса учитывает вязкость жидкости. Для лопастных насосов, перекачивающих воду, влияние этого критерия на их характеристики обычно незначительно, и им можно пренебречь.

Таким образом, при моделировании конструкций и испытании лопастных насосов, перекачивающих воду, в большинстве случаев достаточно соблюдать лишь законы геометрического и кинематического подобия. На основе этого заключения выведем основные критерии подобия лопастных насосов.

Пусть два геометрически подобных центробежных насоса работают в кинематически подобных режимах. Условия подобия (3.33) и (3.34) позволяют записать следующее:

$$\frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{v'_{2H}}{v'_{2M}} = \frac{\omega'_{2H}}{\omega'_{2M}} = \frac{v_{mH}}{v_{mM}} = \frac{60\pi D_{2H} n_H}{60\pi D_{2M} n_M} = i_D i_n = \text{const}. \quad (3.36)$$

где i_n масштаб моделирования частоты вращения, $i_n = n_H / n_M$.

Из выражения 3.36 следует, что треугольники скоростей на рисунке 3.3 подобны и что соблюдаются соотношения

$$\frac{u_{2H}}{D_{2H} n_H} = \frac{u_{2M}}{D_{2M} n_M} = \text{const},$$

$$\frac{v'_{2H}}{D_{2H} n_H} = \frac{v'_{2M}}{D_{2M} n_M} = \text{const} \text{ и т.д.}$$

Следовательно, у геометрически подобных насосов при кинематически подобных режимах работы отношения любых сходственных скоростей к произведению диаметра колеса D_2 на частоту вращения n имеют постоянные значения, то есть

$$\frac{u_2}{D_2 n} = \text{const}; \quad \frac{v'_2}{D_2 n} = \text{const}; \quad \frac{\omega'_2}{D_2 n} = \text{const}; \quad \frac{v'_{2m}}{D_2 n} = \text{const}. \quad (3.37)$$

Если натурный и модельный насосы имеют подачи Q_H и Q_M , то с учетом выражения 3.37 для каждого рабочего колеса

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{Q_{к.н} \eta_{об.н}}{Q_{к.м} \eta_{об.м}} = \frac{\pi D_{2н} b_{2н} v_{2нн} \eta_{об.н}}{\pi D_{2м} b_{2м} v_{2мм} \eta_{об.м}} = i_D i_D i_D i_n = i_D^3 i_n = \text{const}. \quad (3.38)$$

где $Q_{к.н}$ и $Q_{к.м}$ — подача натурального и модельного рабочего колеса, м³/с;

Принимают $\eta_{об.н} \approx \eta_{об.м}$, а скорости v_{2m} — с учетом реальных размеров колес.

Выражение (3.38) можно записать по-другому:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{D_{2н}^3 n_H}{D_{2м}^3 n_M} \quad \text{или} \quad \frac{Q_H}{D_{2н}^3 n_H} = \frac{Q_M}{D_{2м}^3 n_M}.$$

Следовательно, у геометрически подобных насосов при кинематически подобных режимах работы отношения подач Q к произведению диаметров колес D_2 в кубе на частоту вращения n имеют постоянное значение, то есть

$$Q/(D_2^3 n) = \text{const}. \quad (3.39)$$

Если натурный и модельный насосы на кинематически подобных режимах имеют напоры H_H и H_M , то

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{u_{2н} v'_{2нн} \eta_{г.н} \cdot g}{u_{2м} v'_{2мм} \eta_{г.м} \cdot g} = i_D^2 i_n^2. \quad (3.40)$$

где $\eta_{г.н} \approx \eta_{г.м}$, так как при геометрическом подобии относительная шероховатость каналов не должна изменяться.

Тогда

$$\frac{H_H g}{D_{2н}^2 n_H^2} = \frac{H_M g}{D_{2м}^2 n_M^2}.$$

Следовательно, у геометрически подобных насосов при кинематически подобных режимах работы отношения напоров H к произведению квадратов диаметров колес D_2 и частот вращения n имеют постоянное значение, то есть

$$H/(D_2^2 n^2) = \text{const.} \quad (3.41)$$

Используя выражение $N = \rho g Q H / \eta$, можно аналогичным образом доказать, что у геометрически подобных насосов при кинематически подобных режимах отношения мощностей N к произведению диаметров колес D_2 в пятой степени на частоту вращения n в кубе имеют постоянное значение, то есть

$$N/(D_2^5 n^3) = \text{const.} \quad (3.42)$$

В частных случаях, когда частоты вращения у натуре и модели одинаковы ($n_n = n_m$) или изменяются у одного и того же насоса ($D_{2n} = D_{2m}$), условия моделирования будут следующими:

$$\frac{Q}{D_2^3} = \text{const}; \quad \frac{H}{D_2^2} = \text{const}; \quad \frac{N}{D_2^5} = \text{const.} \quad (3.43)$$

или

$$\frac{Q}{n} = \text{const}; \quad \frac{H}{n^2} = \text{const}; \quad \frac{N}{n^3} = \text{const.} \quad (3.44)$$

Масштабы моделирования i_D и i_n можно получить при совместном решении выражений (3.43) и (3.44):

$$i_D = \sqrt{\frac{Q_n}{Q_m}} \sqrt[4]{\frac{H_m}{H_n}}. \quad (3.45)$$

и

$$i_n = \sqrt{\frac{Q_m}{Q_n}} \sqrt[4]{\left(\frac{H_n}{H_m}\right)^3}. \quad (3.46)$$

Выражения (3.43), (3.44), (3.45), (3.46) являются критериями подобия для любых лопастных насосов. Вместо D_2 можно взять любой другой диаметр или линейный размер.

При выводах приведенных выше выражений предполагалось, что коэффициенты полезного действия насосов $\eta_{об}$, $\eta_{г}$, $\eta_{мех}$, не зависят от масштабов моделирования i_D и i_n . На самом деле масштабы моделирования влияют в той или иной мере на различные КПД. В практике для пересчета КПД с модели на натуру при кинематически подобных режимах работы насосов часто используют следующую формулу:

$$\eta_n = 1(1 \eta_m) i_D^{0,45} i_n^{0,2}. \quad (3.47)$$

Выведенные закономерности широко применяют в практике проектирования, испытаний и эксплуатации лопастных насосов. Они дают возможность по данным испытаний малых моделей насосов довольно точно предсказать характеристики крупных натуральных, позволяют пересчитывать характеристики насосов с одной частоты вращения на другую, проектировать насосы с требуемыми характеристиками при высоких значениях КПД и т. п.

3.7. Коэффициент быстроходности лопастных насосов

Из уравнения (3.46) следует:

$$i_n = \frac{n_n}{n_m} = \frac{H_n^{3/4} Q_m^{1/2}}{H_m^{3/4} Q_n^{1/2}}.$$

Отсюда

$$n_m = \frac{n_n H_m^{3/4} Q_n^{1/2}}{H_n^{3/4} Q_m^{1/2}}.$$

Если у модельного эталонного насоса, геометрически подобного натурному, $H_m=1$ м и $Q_m=0,075$ м³/с, то

$$n_m = n_s = \frac{3,65 n_n Q_n^{1/2}}{H_n^{3/4}} = \frac{3,65 n Q^{1/2}}{H^{3/4}}. \quad (3.48)$$

Значение n_s , полученное по формуле (3.48), называют удельной частотой вращения, или *коэффициентом быстроходности насоса*.

В формулу (3.48) подставляют параметры Q (м³/с) и H (м) при работе насоса с максимальным КПД, для насосов с двусторонним входом в рабочее

колесо половинную подачу, а для многоступенчатых насосов напор, создаваемый одной ступенью.

Несмотря на то, что коэффициент быстроходности n_s имеет размерность, его считают критерием подобия. Зная n_s , можно определить примерные: форму рабочего колеса (рисунок 3.5); отношения D_2/D_0 , D_2/b_2 и т. д.; КПД и вид характеристик насоса.

В зависимости от значения коэффициента быстроходности насосы подразделяют на центробежные (тихоходные, нормальные и быстроходные), диагональные и осевые.

I	II	III	IV	V
$n_s \approx 60$ $D_2/D_0 \approx 3$	$n_s \approx 70 \dots 150$ $D_2/D_0 \approx 2$	$n_s \approx 150 \dots 350$ $D_2/D_0 \approx 1,6 \dots 1,2$	$n_s \approx 350 \dots 600$ $D_2/D_0 \approx 1,2 \dots 1,1$	$n_s \approx 600 \dots 1200$ $D_2/D_0 \approx 1,0 \dots 0,8$

Рисунок 3.5- Формы рабочих колес в зависимости от коэффициента быстроходности n/s :

I, II, III, IV, V - соответственно тихоходного, нормального, быстроходного центробежных насосов, диагонального, осевого насосов.

3.8. Кавитация в лопастных насосах

Явление кавитации в текущей жидкости возникает в тех случаях, когда статическое давление в какой-либо области ее потока снижается до давления насыщенных паров. Для обычной воды это давление зависит практически только от ее температуры и не превышает для естественных условий ($t \leq 30 \text{ }^\circ\text{C}$) $0,004 \text{ МПа}$ ($H_{\text{п}} = p_{\text{п}} / \rho g \leq 0,4 \text{ м}$). В месте понижения давления жидкость вскипает с образованием многочисленных пузырьков-каверн, заполненных паром и

небольшим количеством газа, находившегося, в ней до возникновения явления кавитации в растворенном состоянии. Паровые каверны двигаются вместе с потоком жидкости и попадают в область, в которой статическое давление превышает давление насыщенных паров. Пар в кавернах мгновенно конденсируется, образуется глубокий вакуум, и жидкость устремляется к центрам каверн и разрушает их. Процесс кавитации, или нарушения и восстановления сплошности потока, завершается [3].

Скорости частиц жидкости, устремляющихся к центру каверн, довольно высокие. Поэтому при смыкании каверн происходит местный гидравлический удар, сопровождаемый шумом и вибрациями. В момент его возникновения мгновенные местные давления могут достигать нескольких десятков мегапаскалей. При возникновении кавитации резко возрастают потери напора в потоке жидкости. Если каверны исчезают вблизи какой-либо стенки, то следующие с большой частотой местные гидравлические удары через некоторый промежуток времени начинают разрушать ее поверхность, действуя как гидравлические клинья, образовавшиеся в результате проникновения частиц жидкости в мельчайшие поры материала стенки (рисунок 3.6).



Рисунок 3.6- Пример разрушения материала стенок вследствие кавитация

Выделившееся из жидкости в каверну небольшое количество газа (воздуха) при быстром ее смыкании не успевает раствориться вновь. Поэтому газ сжимается, давление в нем, а, следовательно, и его кратковременная температура значительно возрастают, развиваются электролитические процессы. Все это приводит к возникновению у стенки химических, тепловых и электролитических процессов, повышающих разрушительное воздействие кавитации на ее материал. Поверхность стенки приобретает характерный «изъязвленный» вид. Такой тип разрушения материала получил название *кавитационная эрозия*.

Исходя из механизма возникновения кавитационной эрозии, можно полагать, что стенка будет разрушаться менее интенсивно, если ее выполнить из химически стойкого, более вязкого и упругого материала, а также если ее поверхность чисто обработать [12].

В лопастных насосах кавитация возникает в той области их проточной части, где статическое давление в перекачиваемой жидкости наименьшее: у входа на лопасть с тыльной стороны на максимальном диаметре (точка *A* на рисунок 3.7). При дальнейшем движении жидкости благодаря передаче ей лопастями энергии статическое давление в ее потоке возрастает, что приводит к разрушению каверн. В зоне разрушения каверн происходит кавитационная эрозия стенок лопастей и дисков центробежного рабочего колеса, а у осевых насосов и внутренней части корпуса. При развитой кавитации изменяются (обычно падает) напор, потребляемая мощность и КПД насоса. При сильно развитой кавитации нарушается его работа. Кавитация в насосе может сопровождаться шумом, вибрациями.

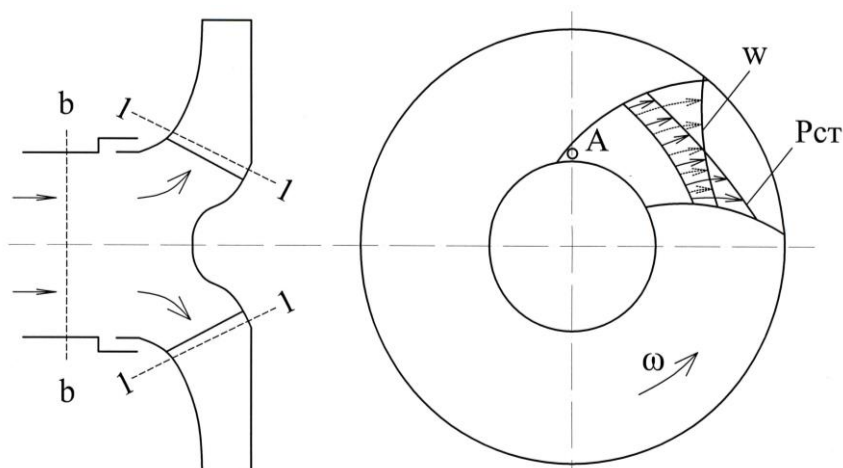


Рисунок 3.7- Схема входного участка насоса

Уравнение Бернулли для потока жидкости, движущейся от сечения bb к сечению 11 , если пренебречь гидравлическими потерями на этом участке и разностью положения потока по вертикали, имеет вид

$$\frac{p_B}{\rho g} + \frac{v_B^2}{2g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}.$$

Если скорости v_B и v_1 равномерны по поперечному сечению потока жидкости, то понижение среднего статического давления

$$p_B - p_1 = \Delta p_{B1} = \rho(v_1^2 - v_B^2)/2.$$

Относительные скорости ω в межлопастных каналах неравномерны: у тыльных сторон лопастей их значения больше, у передних — меньше, значения же статических давлений, наоборот, у тыльных сторон меньше, а у передних больше.

Понижение статического давления в поперечном сечении 11 (в точке A) по сравнению со средним можно выразить следующим образом:

$$\Delta p_\omega = \lambda \rho \omega_1^2 / 2,$$

где ω_1 — средняя относительная скорость потока жидкости при входе в межлопастные каналы рабочего колеса, м/с, $\omega_1 = \sqrt{v_1^2 + u_1^2}$; λ — коэффициент, учитывающий понижение статического давления, по сравнению со средним в поперечном сечении потока жидкости между лопастями, зависит от профиля лопастей, коэффициента быстроходности насоса и других факторов и обычно находится в пределах 0,2...0,4.

Итак, максимальное понижение статического давления в потоке жидкости при движении ее от сечения bb до сечения 11

$$\Delta p_{(B-1)\max} = \Delta p_{B-1} + \Delta p_\omega = \rho \frac{v_1^2}{2} - \rho \frac{v_B^2}{2} + \lambda \rho \frac{\omega_1^2}{2}. \quad (3.49)$$

Статическое давление в точке A

$$p_A = p_B - \Delta p_{(B-1)\max}.$$

При понижении абсолютного давления перед насосом p_B понижается и абсолютное давление p_A .

Как только значение давления p_A достигает значения давления насыщенных паров жидкости p_{Π} , в насосе начинается кавитация. Следовательно, условие возникновения кавитации в насосе имеет вид

$$p_A = p_{\Pi} = p_{\text{в.кр}} - \Delta p_{(B-1)\max}. \quad (3.50)$$

где $p_{\text{в.кр}}$ критическое давление, при котором в насосе возникает кавитация, Па.

В соответствии с выражениями (3.49) и (3.50)

$$\frac{p_{\text{в.кр}} - p_{\Pi}}{\rho} = \frac{v_1^2}{2} - \frac{v_B^2}{2} + \lambda \frac{\omega_1^2}{2}. \quad (3.51)$$

Преобразуем выражение (3.43) следующим образом:

$$\frac{p_{\text{в.кр}}}{\rho g} + \frac{v_B^2}{2g} - \frac{p_{\Pi}}{\rho g} = \Delta h_{\text{кр}} = \frac{v_1^2}{2g} + \lambda \frac{\omega_1^2}{2g}. \quad (3.52)$$

где $\Delta h_{\text{кр}}$ критический кавитационный запас насоса, м.

Критический кавитационный запас $\Delta h_{\text{кр}}$ это превышение полной (статической и кинетической) удельной энергии потока жидкости перед входом в насос над удельной энергией давления насыщенных паров при возникновении кавитации в нем.

Из выражения (3.52) следует, что критический кавитационный запас зависит от геометрических размеров рабочего колеса, подачи Q и частоты вращения n насоса.

Критический кавитационный запас насосов С.С. Руднев рекомендует определять по следующей формуле[22]:

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10(nQ^{1/2}/C_{\text{кр}})^{4/3}. \quad (3.53)$$

где $C_{\text{кр}}$ кавитационный коэффициент быстроходности, значение которого можно принять для обычных центробежных насосов по следующим данным:

n_s	50...70	70...80	80...150	150...250
$C_{кр}$	600...750	800	800...1000	1000...1200

Условия бескавитационной работы насоса:

$$\Delta h > \Delta h_{кр} \text{ или } p_v > p_{в.кр}. \quad (3.54)$$

где Δh и p_v кавитационный запас (м) и давление (Па) в жидкости перед насосом, при которых кавитация не возникает.

3.9. Кавитационные характеристики насосов. Критические и допустимые кавитационные запасы

Критический кавитационный запас $\Delta h_{кр}$ можно определить не только теоретически по формулам (3.53) и (3.54), но и экспериментально в результате испытаний насоса. Понижая давление p_v во всасывающем трубопроводе задвижкой или снижая уровень воды в источнике, искусственно выводят насос на режимы с кавитацией. По результатам испытаний строят графическую зависимость $H=f(\Delta h)$ при $n=\text{const}$ и $Q=\text{const}$ (постоянное значение Q поддерживают задвижкой на напорном трубопроводе) *срывную кавитационную характеристику насоса* (рисунок 3.8) [15].

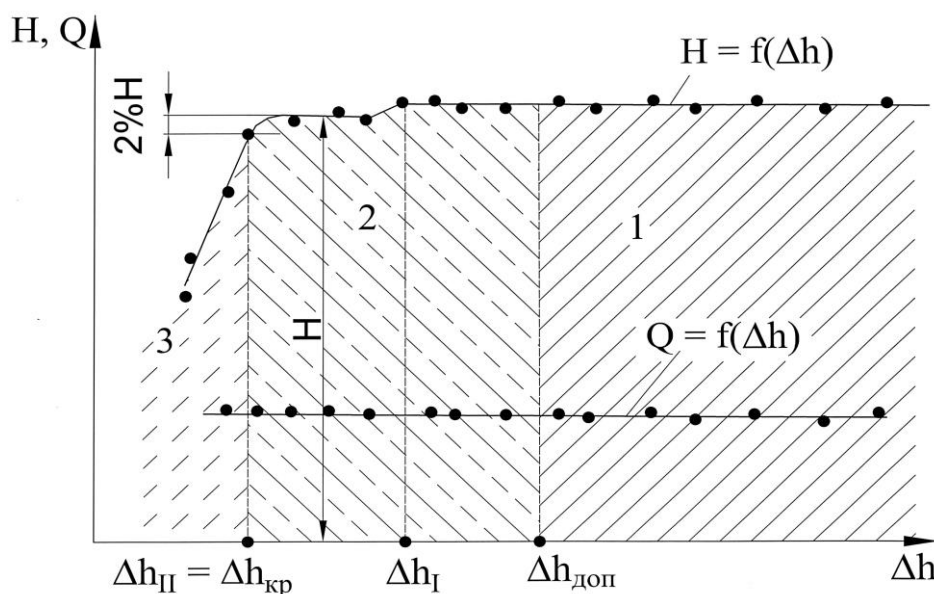


Рисунок 3.8- Срывная кавитационная характеристика насоса

На срывной кавитационной характеристике можно отметить три своеобразные области работы насоса по Δh (разделены вертикальными пунктирными линиями):

1- характеризуется отсутствием кавитации в проточной части насоса, напор H не изменяется при изменении кавитационного запаса

$$\Delta h = \frac{p_{\text{в}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{п}}}{\rho g};$$

2- характеризуется наличием в проточной части насоса отдельных очагов кавитации. В этой области возможны незначительное изменение напора H , а при длительной работе насоса кавитационная эрозия. Поэтому эксплуатация насоса в ее пределах допускается только на кратковременный период. Границу между 1-й и 2-й областями определяют либо по началу изменения напора H , либо акустическими, виброметрическими и другими способами. Этой границе соответствует кавитационный запас $\Delta h = \Delta h_1$ *первый критический режим насоса*;

3- характеризуется наличием в проточной части насоса весьма развитой кавитации и значительным снижением напора H по мере снижения Δh . Работа насоса в этой области недопустима. Границей между 2-й и 3-й областями является или пунктирная вертикальная линия, проходящая через точку резкого перегиба кривой $H=f(\Delta h)$, или при пологом характере этого перегиба двухпроцентное падение напора H . Этой границе соответствует кавитационный запас $\Delta h = \Delta h_{\text{II}}$ *второй критический режим насоса*. Часто Δh_{II} называют *критическим кавитационным запасом насоса* ($\Delta h_{\text{кр}} = \Delta h_{\text{II}}$).

Допустимый кавитационный запас насоса можно вычислить по формуле

$$\Delta h_{\text{доп}} = A \Delta h_{\text{кр}}.$$

(3.55)

где A - коэффициент запаса, $A=aK_6K_{жс}$; a - коэффициент, зависящий от значения $\Delta h_{кр}$, его можно принять следующим:

$\Delta h_{кр}$	0	2	4	6	7	8	10	12	14	16
a	1,60	1,37	1,20	1,13	1,10	1,09	1,08	1,07	1,06	1,06

K_6 – коэффициент, зависящий от n_s . его можно принять следующим:

D_2/D_0	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0
K_6	1,1	1,1	1,094	1,052	1,014	1,0

D_2 и D_0 наружный и входной диаметры рабочего колеса; $K_{ж}$ коэффициент, зависящий от рода жидкости, для воды $K_{ж}=1$.

Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп}$ должен располагаться в 1-й области работы насоса по Δh . Срывные кавитационные характеристики насоса получают при нескольких подачах Q . По ним строят кавитационную характеристику насоса в виде $\Delta h_{доп}=f(Q)$, при $n=const$.

Показания вакуумметра (м), установленного перед насосом, при $\Delta h=\Delta h_{доп}$ или вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{доп}^{вак} = \frac{p_a - p_{в,доп}}{\rho g} \quad (3.56)$$

Решая совместно выражения (3.48) и (3.44) и заменяя $p_{кр}$ на $p_{в,доп}$, получаем

$$\frac{p_{доп}^{вак}}{\rho g} = H_{доп}^{вак} = \frac{p_a - p_{п}}{\rho g} - \Delta h_{доп} + \frac{v_B^2}{2g} = H_a - H_{п} - \Delta h_{доп} + \frac{v_B^2}{2g} \quad (3.57)$$

или

$$\Delta h_{доп} = H_a - H_{п} - H_{доп}^{вак} + \frac{v_B^2}{2g} \quad (3.58)$$

где H_a напор перекачиваемой жидкости, соответствующий атмосферному давлению, м. Значения H_a и $H_{п}$ берут для условий, при которых проводились испытания насоса.

Законы подобия при кавитации сохраняются, если оперировать величинами Δh , Δh_1 , $\Delta h_{п}$, $\Delta h_{кр}$ как напором (п. 3.7), то есть

$$Q/(D^3n)=const \text{ и } \Delta h/(D^3n^2)=const. \quad (3.59)$$

Кавитационные характеристики насоса с одной частоты вращения на другую пересчитывают по формулам:

$$Q_i = Qn_i/n \quad \text{и} \quad \Delta h_i = \Delta h (n_i/n)^2. \quad (3.60)$$

где Q и Δh подача ($\text{м}^3/\text{с}$) и кавитационный запас (м) насоса при исходной частоте вращения n ; Q_i , Δh_i подача ($\text{м}^3/\text{с}$) и кавитационный запас (м) насоса при частоте вращения n_i и режиме работы насоса, кинематически подобном режиму работы при частоте вращения n .

3.10. Меры борьбы с последствиями кавитации в лопастных насосах.

Определение отметки установки насоса

Кавитация в насосе не возникает при $\Delta h \geq \Delta h_{\text{доп}}$. Это условие выполняется в том случае, когда при любых эксплуатационных уровнях воды в источнике геометрическая высота всасывания насоса $\Delta h_{\text{в}}$ не превышает значения $\Delta h_{\text{в,доп}}$ [4]:

$$\Delta h_{\text{в}} \leq \Delta h_{\text{в,доп}}. \quad (3.61)$$

Используя выражения (3.49), (3.50) и учитывая, что

$$H^{\text{вак}} = h_{\text{в}} + v_{\text{в}}^2/(2g) + h_{\omega_{\text{вс}}}.$$

можно записать

$$h_{\text{в,доп}} = H_{\text{доп}}^{\text{вак}} - v_{\text{в}}^2/(2g) - h_{\omega_{\text{вс}}}. \quad (3.62)$$

где $h_{\omega_{\text{вс}}}$ потери напора во всасывающей магистрали насосной установки, м.

Подставляя в выражение (3.61) выражение (3.62) получаем

$$h_{\text{в,доп}} = H_{\text{а}} - H_{\text{п}} - \Delta h_{\text{доп}} - h_{\omega_{\text{вс}}}. \quad (3.63)$$

где $H_{\text{а}}$ и $H_{\text{п}}$ напоры в месте установки насоса, м; $\Delta h_{\text{доп}}$ допустимый кавитационный запас, м, значение которого берут из каталогов.

У крупных лопастных насосов, имеющих стандартные всасывающие коммуникации, потери напора $h_{\omega_{\text{вс}}}$ уже учтены в кавитационных характеристиках. Поэтому допустимая высота всасывания для них

$$h_{в.доп} = H_a - H_{п} - \Delta h_{доп}. \quad (3.64)$$

Допустимая отметка установки насоса

$$\nabla УН_{доп} = \nabla УВИ_{мин} + h_{в.доп}. \quad (3.65)$$

где $\nabla УВИ$ минимально возможный уровень воды в источнике в процессе эксплуатации насоса, м.

Насос будет нормально работать в бескавитационном режиме, если отметка его установки не превысит допустимую.

Контрольные вопросы к главе 3:

1. Какая существует связь между теоретическим и действительным напорами насоса?
2. Что такое коэффициент полезного действия насоса и насосной установки?
3. Укажите виды потерь в лопастных насосах.

4. Какова физическая сущность явления кавитации? Укажите последствия кавитации.
5. Как определяют допустимую отметку установки насосов?
6. Как можно определить, что насос работает в кавитационном режиме?
7. Функцией каких параметров является коэффициент быстроходности?
8. Изобразите многоугольник скоростей на выходе рабочего колеса.
9. Перечислите три скорости, которые формируют многоугольник скоростей.
10. Как найти теоретическую подачу лопастной машины?
11. При каком условии уравнение Эйлера имеет вид $H_T = U_2 * V_{u_2} / g$?
12. Запишите основное уравнение лопастной машины.
13. Какие сопротивления входят в гидравлические потери, характеризующие работу лопастного насоса?
14. Как уменьшить объемные потери в лопастном насосе?
62. От чего зависят механические потери в лопастном насосе?
15. Как учесть потери напора на конечное число лопастей?
16. В каком случае мощность холостого хода можно считать равной нулю?
17. Какие условия подобия выполняются для подобных лопастных насосов?
18. Какую размерность имеет коэффициент быстроходности?
19. Приведите формулы пересчета характеристики лопастного насоса при изменении числа оборотов.

4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ИХ С ТРУБОПРОВОДАМИ. ИСПЫТАНИЯ НАСОСОВ

4.1. Характеристики насосов

Характеристиками насосов называют графики зависимостей напора H , мощности N и КПД η от подачи Q при определенной частоте вращения ротора

n насосного агрегата. Характеристики насосов строят по результатам их испытаний, проводимых в лабораторных условиях, на специальных стендах [5].

Вследствие того что число лопастей насосов не может быть бесконечным, перекачиваемая жидкость не идеальна, а при их работе имеют место утечки ее и механические потери, разница между теоретическими и фактическими значениями Q , H , N может быть существенной.

Выражение для теоретического напора насоса при бесконечно большом числе лопастей рабочего колеса и подаче идеальной жидкости можно записать в следующем виде (п. 3.2):

$$H_{T\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2 - v_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{v_{2u} u_2 - v_{1u} u_1}{g}. \quad (4.1)$$

В большинстве случаев направление входа воды на лопасти рабочего колеса совпадает с направлением его радиуса, поэтому $\alpha_1 = 90^\circ$ и соответственно $v_{1u} = v_1 \cos \alpha_1 = 0$ и $H_{T\infty} = v_{2u} u_2 / g$. В таком виде и будем рассматривать в дальнейшем основное уравнение центробежного насоса.

Из рисунка 3.3 очевидно, что скорость v_{2u} можно представить как разность $v_{2u} = u_2 \omega_2$ и ω_{2u} проекция относительной скорости на направление окружной), а $\omega_{2u} = v_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2$. Поскольку теоретическая подача насоса $Q_T = \pi D_2 b_2 v_{2m}$ (v_{2m} проекция абсолютной скорости на радиус рабочего колеса), скорость

$$v_{2u} = u_2 - \operatorname{ctg} \beta_2 Q_T / (\pi D_2 b).$$

$$(4.2)$$

где $\beta_2 = \beta_{2\text{лоп}}$.

Подставляя выражение (4.2) в основное уравнение центробежного насоса, получаем

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 Q_T}{g \pi D_2 b_2}. \quad (4.3)$$

Поскольку u_2 и $\operatorname{ctg} \beta_2$ для рассматриваемого случая имеют постоянные значения, выражение (4.3) является уравнением прямой линии. Наклон линии $H_{T\infty} - Q_T$ (рисунок 4.1) зависит от значений угла β_2 . При $\beta_2 < 90^\circ$ (что имеет место

на практике) с увеличением подачи Q_T напор $H_{T\infty}$ уменьшается (линия 1). При $\beta_2=90^\circ$ значение $H_{T\infty}$ не зависит от значения Q_T (линия 2). При $\beta_2>90^\circ$ напор $H_{T\infty}$ возрастает с увеличением подачи Q_T (линия 3). Однако преобразование значительного скоростного напора в давление (при $\beta_2>90^\circ$) связано с его большими потерями.

При $\beta_2<90^\circ$ и $Q_T=0$ теоретический напор $H_{T\infty}=u_2^2/g$. Значению $H_{T\infty}=0$ соответствует теоретическая подача $Q_T=\pi D_2 b_2 u_2 / \text{ctg} \beta_2$.

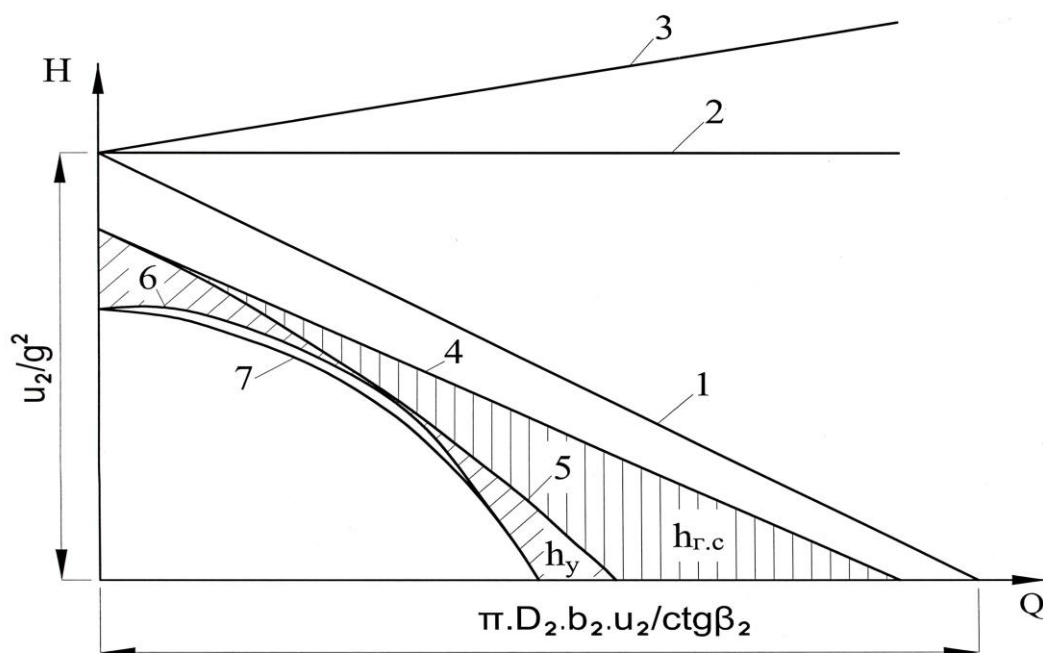


Рисунок 4.1- Напорные характеристики центробежных насосов:

- 1- $H_{T\infty}-Q_T$ при $\beta_2<90^\circ$; 2- $H_{T\infty}-Q_T$ при $\beta_2=90^\circ$; 3- $H_{T\infty}-Q_T$ при $\beta_2>90^\circ$;
- 4- H_T-Q_T ; 5- $H_{T\infty}-Q_T$ минус $h_{г.с}$ (потери напора на гидравлические сопротивления);
- 6- H_T-Q_T минус $h_{г.с}$ и h_y (потери напора на удар); 7- $H-Q$

Для определения теоретического напора насоса при конечном числе лопастей некоторые авторы используют следующее выражение: $H_T=H_{T\infty}\chi$, где $\chi=1/(1+p)$, $p=(H_{T\infty} - H_T)/H_T$. Однако, если считать коэффициент χ постоянным, то значение H_T , вычисленное по этому выражению, будет приближенным, так как при $H_T=0$ значение Q_T будет таким же, что и при $H_{T\infty}=0$. В действительности прямая H_T-Q (линия 4 на рисунок 4.1) почти параллельна прямой $H_{T\infty}-Q_T$ (линия 1), то есть напору $H_T=0$ соответствует меньшее, чем напору $H_{T\infty}=0$, значение Q_T .

Фактически в насосе имеют место потери напора на гидравлические сопротивления в рабочем колесе и корпусе насоса $h_{г.с}$, включающие потери на трение $h_{г.ст}$, местные сопротивления $h_{г.см}$ и удар h_y (главу 3). Потери напора на трение

$$h_{г.ст} = \lambda l_p v^2 / (4R \cdot 2g).$$

(4.4)

а потери напора на местные сопротивления

$$h_{г.ст} = \zeta v^2 / (2g). \quad (4.5)$$

где λ коэффициент трения; l_p рабочая длина канала рабочего колеса, м; R гидравлический радиус сечения канала рабочего колеса, м; v средняя скорость движения воды, м/с; g ускорение свободного падения, м/с²; ζ коэффициент местного сопротивления.

Суммарные потери на гидравлические сопротивления

$$h_{г.с} = \left(\lambda \frac{l_p}{4R} + \zeta \right) \frac{v^2}{2g} = S \omega^2 v^2 = S Q^2, \quad (4.6)$$

Характеристика 5 (рисунок 4.1) вычерчена с учетом потерь $h_{г.с}$, характеристика 6 с учетом потерь $h_{г.с}$ и h_y . Фактическая характеристика 7 несколько смещена влево, так как построена с учетом утечек воды из насоса. К механическим потерям относят потери на трение дисков колеса о жидкость и потери на трение в подшипниках и сальниках. Эти потери почти не влияют на характеристику насоса, поэтому их не рассматриваем.

4.2. Испытание лопастных насосов

Основная трудность в получении рабочих характеристик насосов расчетным путем заключается в выборе коэффициентов потерь, влияющих на подачу и напор насоса. Поэтому при расчете режима работы насоса пользуются опытными рабочими характеристиками, которые получают при испытании насосов. Мелкие и средние насосы испытывают на заводском испытательном

стенде. Крупные насосы допускается испытывать на месте эксплуатации [22].

На основании опытных измерений подачи и напора на входе и выходе, а также потребляемой мощности и вакуумметрической высоты вычисляют напор, приведенный к оси насоса, полезную мощность и коэффициент полезного действия насоса при постоянной частоте вращения, полученные значения напора, мощности, коэффициента полезного действия и допустимого кавитационного запаса для ряда значений подачи можно представить в виде системы точек в координатах H , N , η , $\Delta h_{\text{доп}}$ и Q (рисунок 4.2)

Соединяя соответствующие точки плавными линиями, получаем графически выраженные зависимости рассматриваемых параметров от подачи насоса при постоянной частоте вращения для данного диаметра рабочего колеса.

Полученные кривые $Q - H$, $Q - N$, $Q - \eta$ и $Q - \Delta h_{\text{доп}}$ называются энергетическими характеристиками центробежного насоса и вписываются в паспорт насоса.

Оптимальные значения подачи, напора и мощности соответствуют максимальному КПД. Рекомендуемая область работы насоса (рабочий интервал) соответствует высоким значениям η в пределах от $0,9\eta_{\text{max}}$ до $1\eta_{\text{max}}$.

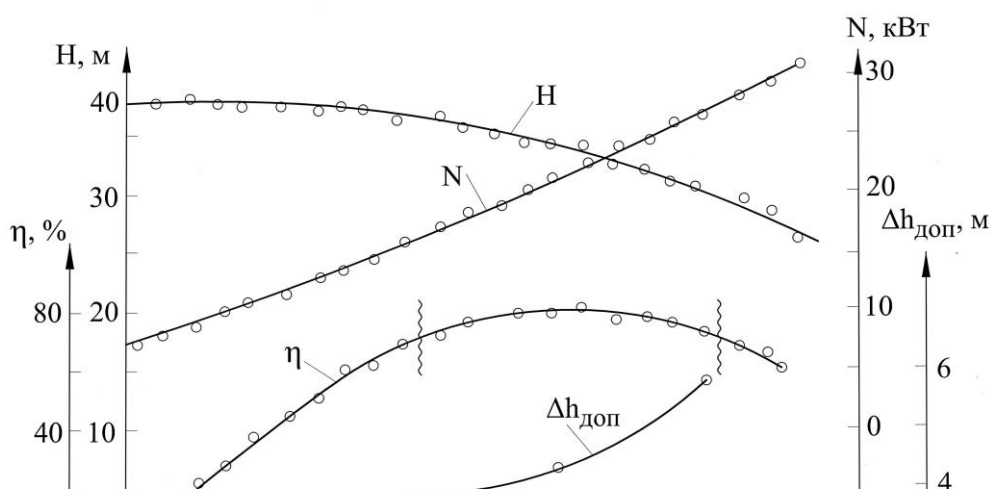


Рисунок 4.2 - Характеристики насоса, построенные по результатам испытаний

4.3. Виды характеристик насоса Н-Q

Одним из показателей вида характеристик является ее крутизна ($K_{кр}$):

$$K_{кр} = 100 \cdot \frac{(H_0 - H_{\eta_{max}})}{H_{\eta_{max}}}. \quad (4.7)$$

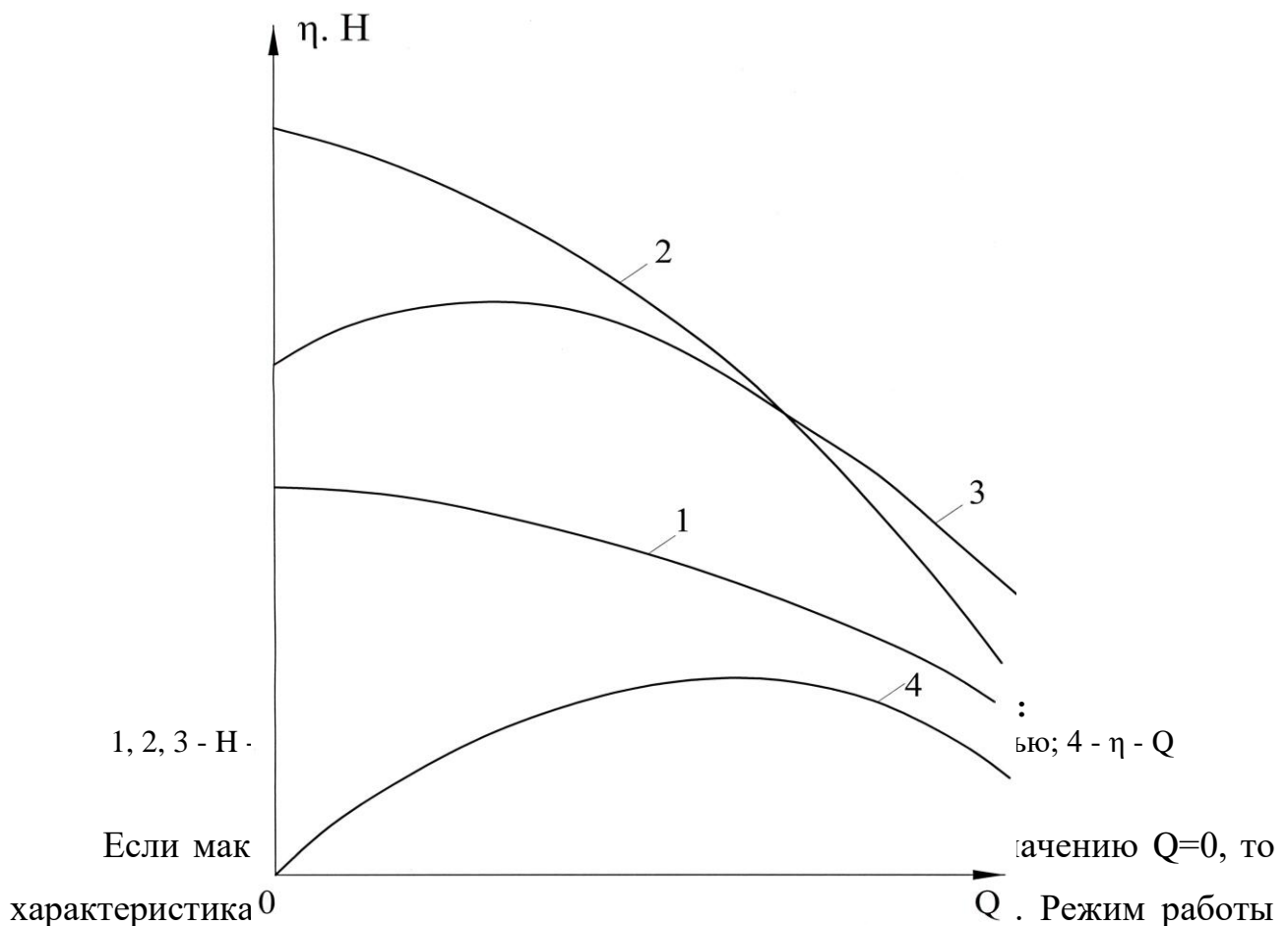
где H_0 – напор при подаче $Q=0$;

$H_{\eta_{max}}$ – напор при максимальном КПД.

Фактические характеристики Н-Q лопастных насосов по крутизне можно разделить на следующие виды:

- пологая характеристика обычно имеет $K_{кр} \approx 10\%$ (линия 1 на рисунок 4.3) и относится к группе характеристик непрерывно снижающихся значений H при возрастании Q . Насосы с такой характеристикой можно применять при широком диапазоне регулирования подачи напорной задвижкой (например, в без башенной системе водоснабжения);

- крутая характеристика $K_{кр} \approx 30\%$ (линия 2 на рисунок 4.3). Насосы с такой характеристикой обычно применяют в системах со значительными колебаниями напора при необходимости сохранения по возможности постоянной подачи, например на насосных станциях первого подъема (на не регулируемых реках).



Если максимум характеристики при значении $Q=0$, то режим работы насоса в пределах подачи от нуля до Q называется областью неустойчивой работы. Насосы с такой характеристикой можно применять в системах, где подача не снижается до подачи, соответствующей напору при закрытой задвижке.

4.4. Совместная работа насоса с трубопроводом. Рабочие точки

Напорные характеристики $H-Q$ представляют собой зависимость между подачей насоса и развиваемым им напором. Фактическую работу насоса определяет одна единственная точка на них. В основном напор насоса затрачивается на подъем воды на определенную высоту H_r (высота подъема воды) и на

преодоление гидравлических сопротивлений трубопровода [15].

Общую высоту подъема воды H_r можно разделить на геометрическую высоту всасывания h_v и геометрическую высоту нагнетания h_n , то есть:

$$H_r = h_v + h_n. \quad (4.8)$$

(записывают с учетом знаков h_v и h_n).

Потери напора в трубопроводе состоят из потерь на трение по длине трубопроводов h_d и на преодоление местных гидравлических сопротивлений h_m .

Гидравлические потери по длине трубопровода могут быть определены по формуле [23,24]:

$$h_d = A \cdot l \cdot Q^2. \quad (4.9)$$

где A – удельное сопротивление труб, c^2/m^6 /приложение I/;

l – длина трубопровода, м;

Q – расход воды в трубопроводе, m^3/c .

Местные сопротивления вычисляют по формуле:

$$h_i = \sum \zeta \frac{v^2}{2g} = \sum \zeta \frac{Q^2}{2g \cdot F^2}. \quad (4.10)$$

где $\sum \zeta$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений;

F – площадь сечения трубопровода, m^2 .

Общие потери напора в трубопроводе:

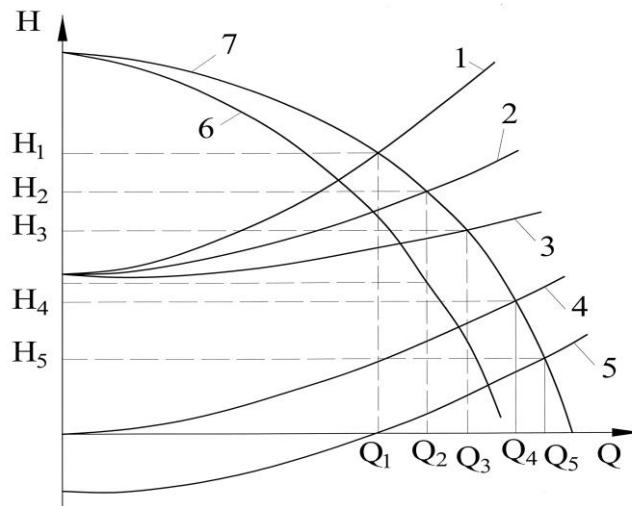
$$h = A \cdot l \cdot Q^2 + \sum \zeta \frac{Q^2}{2g \cdot F^2} = \left(A \cdot l + \frac{\sum \zeta}{2g \cdot F^2} \right) \cdot Q^2 = S \cdot Q^2, \quad (4.11)$$

где S – суммарное гидравлическое сопротивление.

Тогда напор насоса, необходимый для подъема воды на высоту H_r :

$$H = H_r + S \cdot Q^2. \quad (4.12)$$

Кривую, описываемую этой формулой, называют характеристикой трубопровода, а точку ее пересечения с характеристикой насоса $H-Q$ – рабочей (рис. 4.5). Где характеристика 1 соответствует $H_r > 0$, характеристика 2 – $H_r = 0$, характеристика 5 – $H_r < 0$.



**Рисунок 4.4- Характеристики для определения различных точек насоса:
1...5- $H_{TP}-Q$; 6- $H_{Г}-Q$; 7- $H-Q$**

4.5. Регулирование работы насосов

Регулированием работы насоса называется процесс искусственного изменения характеристики трубопровода или насоса для обеспечения работы насоса в требуемой режимной точке, то есть для сохранения материального и энергетического баланса системы [18].

Работа системы “Насос – Сеть” регулируется следующими способами:

1. Одним из наиболее распространенных способом изменения характеристики сети является увеличение сопротивления, то есть уменьшение степени открытия запорной задвижки (дискового затвора), установленной на напорных линиях насосов. Такой способ регулирования работы насоса называют количественным.

При нормальном режиме работы насос имеет подачу Q_A при напоре H_A (рисунок 4.5-а). Для уменьшения подачи Q_A до Q_B значения необходимо прикрыть запорное устройство на напорной линии насоса настолько, чтобы потери в нем увеличились на значение h_B , так как напор, необходимый для подачи Q_B по трубопроводу, равен H_{B1} , а напор насоса при подаче Q_B равен H_B .

Коэффициент использования насосной установки после регулирования равен:

$$\eta_{\text{НУ}} = \frac{N_{\text{П}}}{N_{\text{зат}}} \quad (4.13)$$

где $N_{\text{П}}$ – полезная мощность насоса,

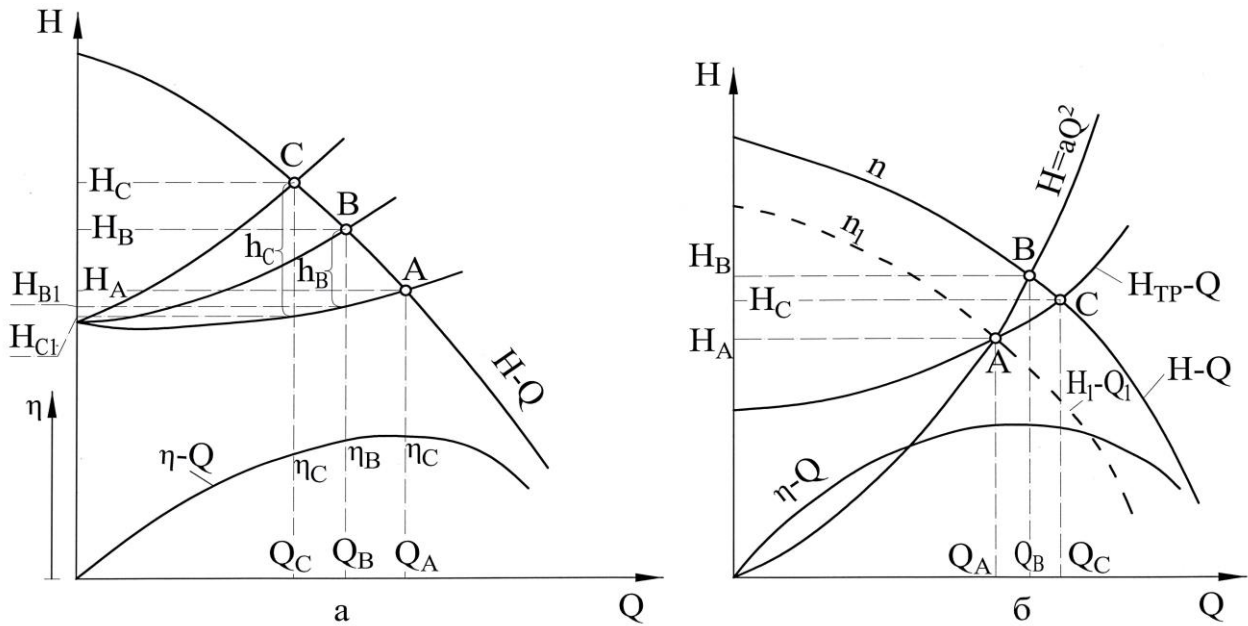


Рисунок 4.5- Графики регулирования работы насоса:

а - изменением степени открытия запорной арматуры на напорной линии;

б - изменением частоты вращения ротора

$$N_{\text{П}} = \rho \cdot g \cdot Q_{\text{B}} \cdot H_{\text{B1}}, \quad (4.14)$$

$N_{\text{зат}}$ – затрачиваемая мощность насоса,

$$N_{\text{зат}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_{\text{B}} \cdot H_{\text{B}}}{\eta_{\text{B}}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_{\text{B}} \cdot (H_{\text{B1}} + h_{\text{B}})}{\eta_{\text{B}}}. \quad (4.15)$$

Тогда

$$\eta_{\text{НУ}} = \frac{H_{\text{B1}} \cdot \eta_{\text{B}}}{(H_{\text{B1}} + h_{\text{B}})}. \quad (4.16)$$

То есть с возрастанием потерь h_{B} значение КПД уменьшается. Например при дальнейшем уменьшении расхода до значения Q_{C} , потери в запорном устройстве увеличиваются уже на значение h_{C} и соответственно коэффициент использования насосной установки станет еще меньше:

$$\eta_{\text{НУ}} = \frac{H_{\text{Cl}} \cdot \eta_{\text{C}}}{(H_{\text{Cl}} + h_{\text{C}})}. \quad (4.17)$$

Этот способ регулирования считается малоэкономичным, так как на

преодоление гидравлического сопротивления в задвижке требуется дополнительные затраты энергии, а так же возможность регулирования только в сторону уменьшения подачи.

2. Регулирование режима работы насоса изменением частоты вращения рабочего колеса называют качественным. При изменении частоты вращения рабочего колеса изменяется положение характеристики Q-H насоса, в этом случае изменяются подача и напор. При изменении частоты вращения с n на n₁ новые значения подачи, напор и мощность вычисляют по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= Q \cdot i_n, \\ H_1 &= H \cdot i_n^2, \\ N_1 &= N \cdot i_n^3, \end{aligned} \right\} \quad (4.18)$$

где

$$i_n = \frac{n_1}{n}. \quad (4.19)$$

Из первых двух формул следует, что:

$$\frac{Q_1}{Q} = \sqrt{\frac{H_1}{H}} \quad \text{или} \quad \frac{Q}{\sqrt{H}} = \frac{Q_1}{\sqrt{H_1}} = const \quad \text{или} \quad \frac{H}{Q^2} = const. \quad (4.20)$$

Например если для насоса, подающего воду по трубопроводу, рабочей является точка С (рисунок 4.5-б), а необходимо подать расход Q_А при напоре H_А, то частоту вращения n₁, при которой характеристика H₁-Q₁ будет проходить через точку А, находят следующим образом:

- определяют значение $\frac{H_A}{Q_A^2} = a$;

- строят параболу $H = a \cdot Q^2$, проходящую через начало координат;

- для всех точек этой параболы в том числе и В, расположенной на исходной характеристике H-Q, справедливо отношение $\frac{H}{Q^2} = a$.

Отсюда

$$i_n = \frac{n_1}{n} = \frac{Q_A}{Q_B} = \sqrt{\frac{H_A}{H_B}} \quad (4.21)$$

если

$$n_1 = n \cdot \frac{Q_A}{Q_B} \quad \text{или} \quad n_1 = n \cdot \sqrt{\frac{H_A}{H_B}}. \quad (4.22)$$

Если не учитывать относительно небольшую разницу КПД для различных значений n , то можно считать, что при регулировании работы насоса изменением частоты вращения, каждая кривая пропорциональности $H = a \cdot Q^2$ является линией равных значений КПД, поскольку $\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{N}$ при n

$$\eta_1 = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_1 \cdot H_1}{N_1} = \frac{\rho \cdot g \cdot (Q \cdot i_n) \cdot (H \cdot i_n^2)}{N \cdot i_n^3} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot i_n^3}{N \cdot i_n^3} = \eta$$

Таким образом, регулирование работы насоса изменением частоты вращения насосных агрегатов эффективнее количественного, но требует специального регулируемого электропривода, что несколько усложняет и удорожает эксплуатацию насосной установки.

3. Обточка центробежных колес. При обточке рабочего колеса (уменьшения наружного диаметра рабочего колеса) изменяется положение характеристики Q - H насоса. Этот способ применяется при необходимости (постоянно) уменьшать параметры насоса.

Порядок определения диаметра обточки центробежного колеса следующий:

- на характеристику насоса $H=f(Q)$ (рисунок 4.6) наносят точку A с координатами $H=H_p$ и $Q=Q_p$;

- через точку A проводят параболу $H = a \cdot Q^2$, ($\frac{H}{Q^2} = a$);

- находят подачу насоса Q_E , соответствующую точке пересечения параболы $H = a \cdot Q^2$ с исходной характеристикой насоса $H=f(Q)$;

- вычисляют диаметр обточки рабочего колеса $D_{обт}$. При коэффициенте быстроходности насоса

$n_s < 200$ тогда

$$D_{2обг} = D_2 \cdot \frac{Q_p}{Q_E} \quad (4.23)$$

при

$n_s > 200$ тогда

$$D_{2обг} = D_2 \cdot \left(\frac{Q_p}{Q_E} \right)^{0,67} \quad (4.24)$$

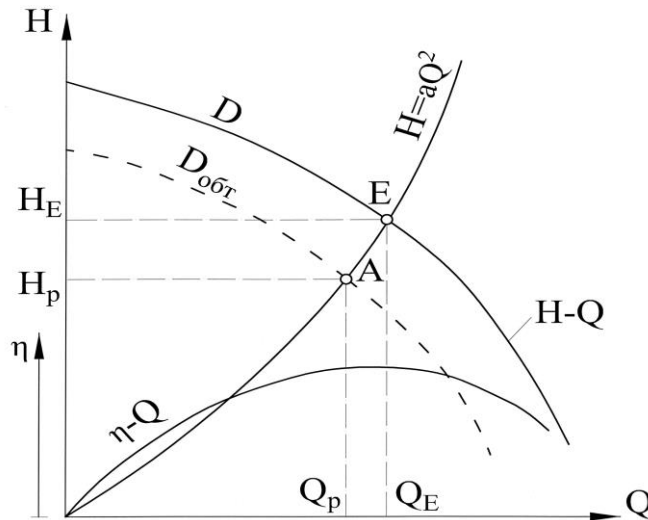


Рисунок 4.6- Характеристики центробежного насоса с исходным и обточенным рабочими колесами при $n = \text{const}$

На исходной характеристике насоса $H=f(Q)$ через произвольные интервалы подач Q выбирают несколько точек, для которых затем определяют $Q_{обг}$ и $H_{обг}$ по формуле:

если $n_s < 200$ то

$$Q_{обг} = Q \cdot i_D, \quad H_{обг} = H \cdot i_D^2 \quad (4.25)$$

если $n_s > 200$ то

$$Q_{обг} = Q \cdot i_D^{1,5}, \quad H_{обг} = H \cdot i_D^3 \quad (4.26)$$

где

$$i_D = \frac{D_{2обг}}{D_2} \quad (4.27)$$

4. Регулирование за счет изменения угла установки лопастей рабочего колеса насоса. Это ведет к изменению положения характеристик $Q-H$ насоса.

Этот способ применяется только у осевых насосов.

4.6. Параллельная работа насосов

Параллельной работой насосов называют подачу воды несколькими насосами в один или несколько параллельно соединенных трубопроводов. Необходимость параллельной работы насосов вызывается тем, что по графикам водопотребления требуется подавать в разные периоды года и суток расходы воды, значительно отличающиеся друг от друга. В этих случаях подачу воды насосной станцией регулируют ступенчато (или дискретно) изменением числа параллельно работающих насосов [17].

Рассмотрим вначале наиболее простой случай параллельной работы двух насосов, имеющих идентичные характеристики, на один трубопровод (рис. 4.7, а). Поскольку длина соединительных линий невелика и их гидравлическими сопротивлениями можно пренебречь, потери напора в этих линиях учитывать не будем. Тогда можно принять напоры, развиваемые обоими насосами, равными между собой и равными напору в точке соединения напорных линий, то есть $H_1=H_2=H$, а расход воды в трубопроводе равным сумме равных подач насосов, то есть $Q_{\text{тр}}=Q_1+Q_2=2Q$. Для получения суммарной характеристики работающих насосов (рис. 4.7, б) подачу одного из них надо увеличивать в 2 раза.

Таким же образом графически можно получить суммарную характеристику и большего числа параллельно работающих на один трубопровод насосов, имеющих идентичные характеристики. Расход воды в трубопроводе будет равен подаче одного из насосов, умноженной на их число.

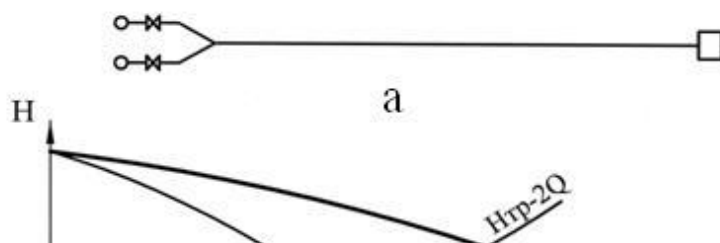


Рисунок 4.7- Схема соединения (а) и суммарная характеристика (б) двух параллельно работающих насосов с идентичными характеристиками

В действительности суммарная подача двух параллельно работающих на один трубопровод насосов Q_{Π} будет меньше, чем удвоенная подача одного из них Q_1 , поскольку с увеличением расхода воды возрастают потери напора в трубопроводе. Практически суммарная подача двух параллельно работающих на трубопровод насосов $Q_{\Pi}=(1,7...1,8) Q_1$. Параллельное соединение более трех насосов предусматривать нежелательно, поскольку это приводит к ощутимому снижению подачи каждого насоса.

Поскольку при описанном выше способе построения суммарной характеристики график получается вытянутым в направлении оси Q (рис. 4.7, б), на практике часто применяют другой способ построения суммарной характеристики параллельно работающих на один трубопровод насосов.

Масштаб графика по оси Q уменьшают в число раз, равное числу параллельно работающих на один трубопровод насосов, и, не изменяя кривую $H-Q$, перестраивают характеристику трубопровода следующим образом. Оставляя без изменений значение H_r , увеличивают потери напора в трубопроводе. Так как скорость движения воды в нем обычно относительно большая, зависимость между потерями напора и расходом можно принять квадратичной. Поэтому новые потери напора в трубопроводе можно получить умножением прежних потерь на число параллельно работающих насосов в

квадрате. Значения напора и подачи при этом способе построения суммарно характеристики получают такие же, что и при описанном выше (точки A и A_1 на рис. 4.7, б).

Рассмотрим теперь случай параллельной работы двух насосов с различными характеристиками $H-Q$ (рис. 4.8, а). Примем, как и в предыдущем случае, $H_1=H_2=H$. Так как напоры развиваемые насосами, будут равны, то общая подача их $Q_A=Q_{A1}+Q_{A2}$. Суммарную характеристику насосов (рис. 4.8, б), получают, складывая подачи каждого насоса для одинаковых значений напоров. Поскольку напор второго насоса при $Q=Q_{A2}$ меньше напора первого, то при малых подачах суммарная характеристика является характеристикой первого насоса. На напорной линии второго насоса в этом случае следует предусматривать обратный клапан, тарель которого при $H_1>H_2$ будет закрываться и препятствовать обратному движению воды через второй насос. При отсутствии обратного клапана на напорной линии второго насоса и $H_1>H_2$ часть воды от первого насоса поступала бы не в напорный трубопровод, а двигалась бы в обратном направлении через второй насос, что недопустимо. В действительности суммарная подача воды двумя параллельно работающими насосами с различными характеристиками меньше, чем сумма подач насосов при их индивидуальной работе на трубопровод: $Q_A < Q_{A1} + Q_{A2}$

На практике параллельную работу насосов с различными характеристиками используют для лучшего покрытия графика водопотребления. Насосы с меньшей подачей, составляющей, как правило, $1/3...1/5$ подачи большого насоса, называют при этом *разменными*.

Для того чтобы построить суммарную характеристику двух параллельно работающих трубопроводов, вначале строят отдельно характеристики каждого трубопровода, причем значение H_T принимают общим для обеих характеристик.

Поскольку потери напора и соответственно напоры в двух параллельно работающих трубопроводах равны, суммарную характеристику их получают, складывая расходы воды для одинаковых значений H .

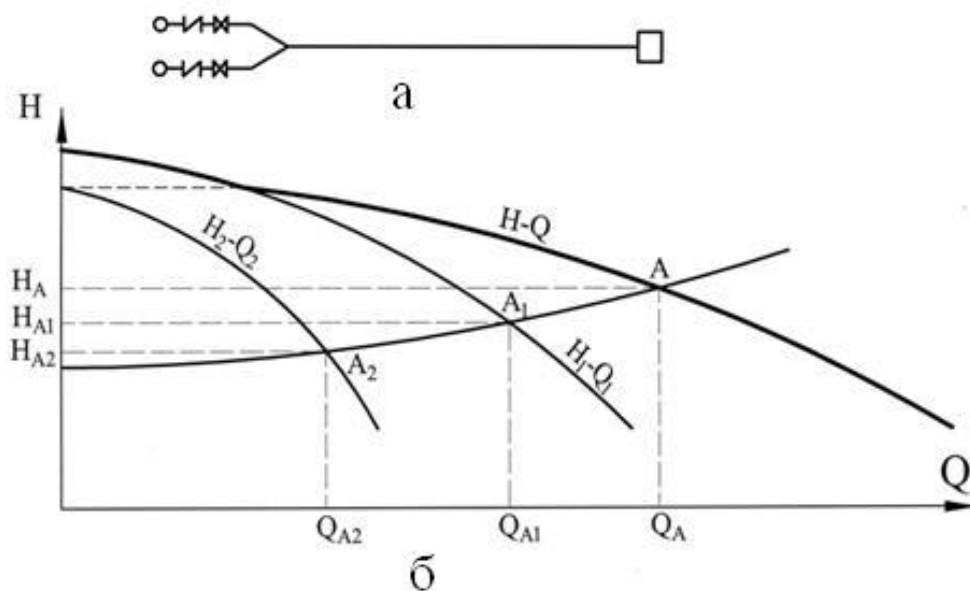


Рисунок 4.8- Схема соединения (а) и суммарная характеристика (б) двух параллельно работающих насосов с различными характеристиками

Можно, не выполняя графических построений, вначале определить эквивалентное гидравлическое сопротивление $S_{\text{экв}}$ двух параллельно работающих трубопроводов. Потери напора в обоих трубопроводах $h = S_{\text{экв}} Q_{\text{сум}}^2 = S_1 Q_1^2 = S_2 Q_2^2$ (S_1 и S_2 гидравлические сопротивления первого и второго параллельно работающих трубопроводов). С учетом $Q_{\text{сум}} = Q_1 + Q_2$, $S_{\text{экв}} = S_1 S_2 / (\sqrt{S_1} + \sqrt{S_2})^2$. Тогда $H_{\text{тр}} = H_{\Gamma} + S_{\text{экв}} Q^2$. По этому выражению и строят суммарную характеристику трубопроводов.

4.7. Последовательная работа насосов

Последовательной называется работа насосов, при которой один насос (I ступень) подает перекачиваемую жидкость во всасывающий патрубок (иногда во всасывающий трубопровод) другого насоса (II ступень), а последний подает ее в напорный водовод (рисунок 4.9).

В условиях проектирования и строительства насосных установок последовательную работу насосов применяют в тех случаях, когда жидкость подается по трубам на очень большие расстояния или на большую высоту. В

некоторых случаях перекачивать жидкость можно только последовательно работающими насосами. Последовательное соединение применяют и в тех случаях, когда необходимо при постоянном (или почти постоянном) расходе увеличить напор, что невозможно сделать одним насосом [15].

Рассмотрим случай последовательной работы рядом установленных двух однотипных центробежных насосов (см. рисунок 4.9). Для построения суммарной характеристики $Q-N_{I+II}$ последовательной работы двух однотипных насосов необходимо сложить ординаты характеристики $Q-N_{I,II}$ при одинаковых подачах. Возьмем произвольно подачи Q_A , Q_B и Q_V и сложим напоры. При закрытой задвижке напор $H=2H_0$, при подаче Q_A напор $H_A=2a\gamma$, соответственно $H_B=2бд$ и $H_V=2вe$. Полученные точки А, Б и В соединяют плавной кривой, которая является суммарной характеристикой последовательной работы центробежных насосов.

Из рис. 4.9 видно, что напор одного насоса недостаточен даже для подъема воды на геометрическую высоту H_g . При подключении второго однотипного насоса с такой же характеристикой оказывается, что насосы развивают напор, достаточный, чтобы поднять воду на высоту H_g и преодолеть сопротивление в трубопроводе при заданной подаче. Режимная точка работы последовательно соединенных насосов определяется точкой К, полученной пересечением суммарной характеристики $Q-N_{I+II}$ с характеристикой трубопровода $Q-N_{тр}$.

Если насосы установлены последовательно на одной станции, то при построении характеристики трубопровода необходимо учесть потери на участке от напорного патрубка насоса I до всасывающего патрубка насоса II и внести поправку в характеристику $Q-N_{II}$. Игнорировать потери в соединительном участке недопустимо, так как обычно диаметры арматуры и трубопровода, соединяющего насосы, принимают равными диаметру всасывающего патрубка насоса II.

Вследствие больших скоростей движения жидкости потери напора на этом участке относительно велики. По этой же причине необходимо стремиться

к максимальному упрощению соединительного трубопровода, по возможности избегая поворотов. Следует отметить, что последовательное соединение насосов обычно экономически менее выгодно, чем применение одного насоса. Два последовательно соединенных насоса приводят в действие следующим образом. При закрытых задвижках 1 и 2 (см. рисунок 4.9) включают насос I. После того как насос I разовьет напор, равный напору при закрытой задвижке, открывают задвижку 1 и пускают насос II. Когда насос II разовьет напор, равный напору $2H_0$, открывают задвижку 2.

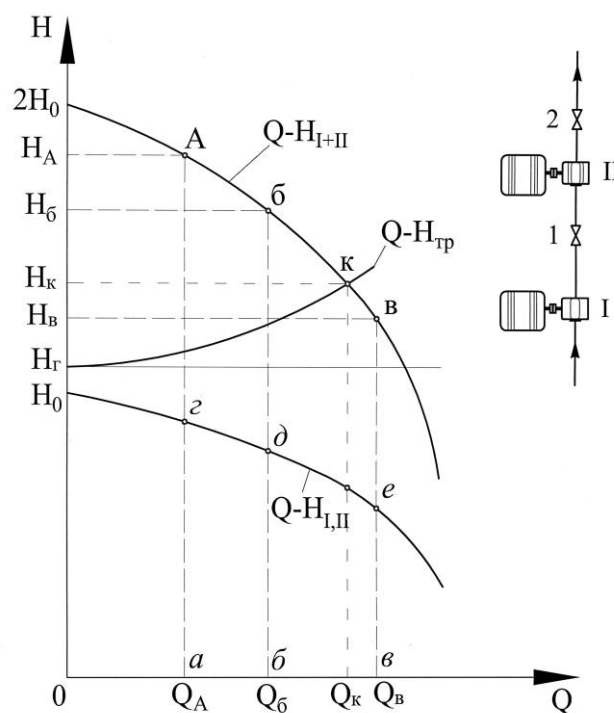


Рисунок 4.9- Характеристики последовательной работы двух насосов

При последовательной работе насосов следует обращать особое внимание на выбор насосов, так как не все они могут быть использованы для последовательной работы по условиям прочности корпуса. Эти условия оговариваются в техническом паспорте насоса. Обычно последовательное соединение насосов допускается не более чем в две ступени. Последовательно соединенные насосы можно расположить в одном машинном зале, значительно сократив эксплуатационные затраты и капитальные вложения на строительство

здания станции, но в этом случае необходимо устанавливать арматуру повышенной прочности и выполнять более массивные крепления и упоры труб. Поэтому иногда целесообразнее размещать насосы на отдалении друг от друга при транспортировании воды на большое расстояние.

4.8. Работа насосов на сеть трубопроводов

К сетям будем относить системы трубопроводов, имеющие хотя бы одну точку разветвления, включая и место установки насоса [1].

Схема трубопроводной сети, состоящей из двух трубопроводов различной протяженности, подающих воду в резервуары с различными отметками уровня воды, приведена на рисунке 4.10. Начало характеристики трубопровода 1 (рис. 4.11) соответствует значению $H_{Г1}$, а характеристики трубопровода 2 $H_{Г2}$. Суммарную характеристику получают сложением расходов Q_1 и Q_2 по каждому трубопроводу для одинаковых значений напора H . Суммарная характеристика трубопроводов пересекает характеристику $H-Q$ в точке A . Эта точка является рабочей для насоса. По трубопроводу 1 будет проходить расход воды Q_{A1} , а по трубопроводу 2 расход Q_{A2} . Сумма этих расходов равна Q_A .

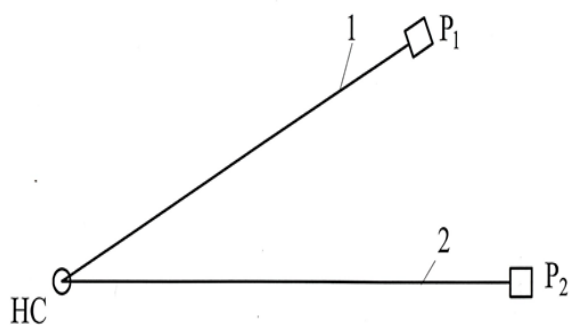


Рисунок 4.10- Схема подачи воды насосом в два резервуара с различными отметками уровня воды

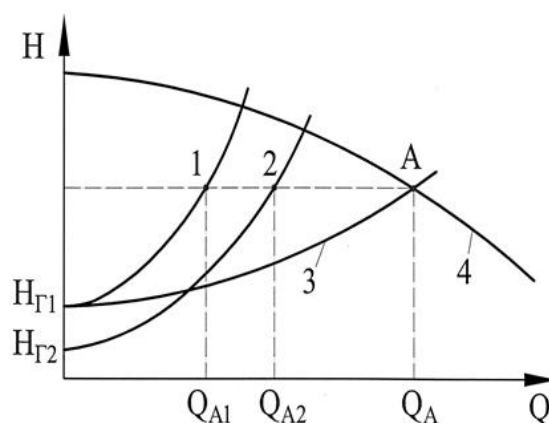


Рисунок 4.11- Характеристики для определения рабочей точки насоса:
1 - $H/тр1 - Q$; 2 - $H/тр - Q$;
3 - $H/С - Q$; 4 - $H - Q$

Схема трубопроводной сети, подающей воду к водоразборным устройствам (точки C и D), приведена на рисунке 4.12.

Отметка Z_B точки B , в которой разветвляется сеть, равна отметке уровня воды в приемном резервуаре в точке A . Отметки точек C и D выше отметки точки B , причем $Z_D > Z_C$. Суммарную характеристику трубопроводов BC и BD получают сложением расходов воды, проходящих через них при одинаковых значениях напоров, а суммарную характеристику всей сети сложением ординат суммарной характеристики этих трубопроводов и характеристики трубопровода AB (рис. 4.13). Характеристика 3 пересекает характеристику 6 в точке A . Эта точка является рабочей для насоса.

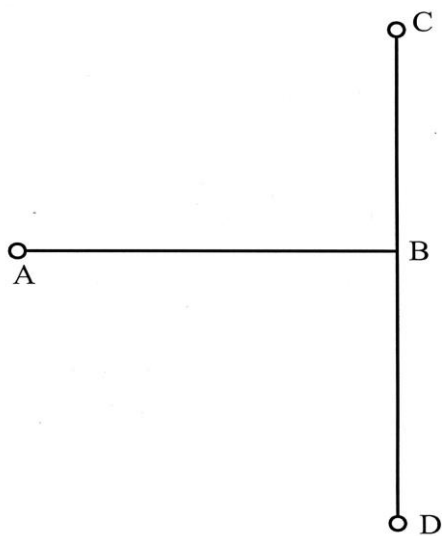


Рисунок 4.12- Схема подачи воды двум водоразборным устройствам

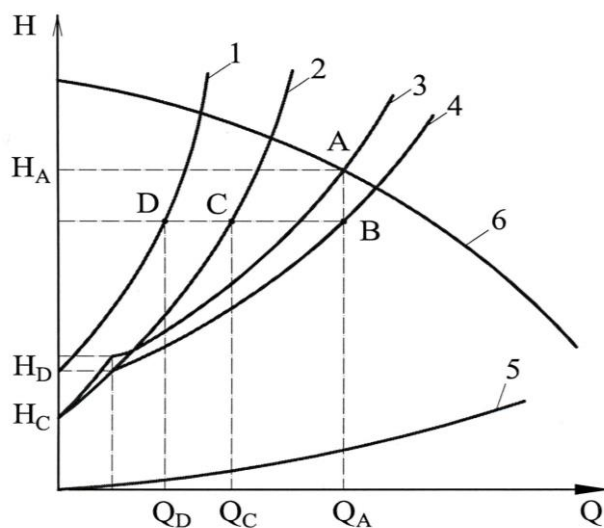


Рисунок 4.13- Характеристики для определения рабочей точки насоса: 1, 2, 5 - трубопроводов соответственно BD , BC и AB ; 3 - сети; 4- суммарная трубопроводов BC и CD ; 6- насоса

Напор в точке B , H_B меньше напора в точке A , H_A на AB , а расходы воды по линиям BC и BD соответственно равны Q_C и Q_D , причем $Q_C+Q_D=Q_a$. Поскольку принято, что напор, развиваемый насосом при подаче воды в точки C и D , затрачивается на подъем воды на высоты H_C и H_D и потери напора в трубопроводах до этих точек, то давление за этими точками будет равно нулю, то есть вода будет изливаться в атмосферу.

Таким образом, расходы воды в точках C и D (рис. 4.12) зависят от высотного расположения точек водоразбора и гидравлических сопротивлений трубопроводов, включая сопротивление водоразборных устройств. Поэтому практически регулировать их можно только запорной арматурой водоразборных устройств, то есть, изменяя значения гидравлических сопротивлений. Чтобы не усложнять способ построения суммарной характеристики трубопроводов, подающих воду к водоразборным устройствам, обычно принимают расходы воды в узлах трубопроводной сети фиксированными, не зависящими от давления. Тогда подача воды насосами (насосной станцией) будет равна сумме расходов воды во всех узлах. Безусловно, это справедливо лишь в тех случаях, когда во всех узлах сети давление равно или превышает необходимое для нормального водоотбора. Излишки напора будут гаситься регулирующей арматурой водоразборных устройств.

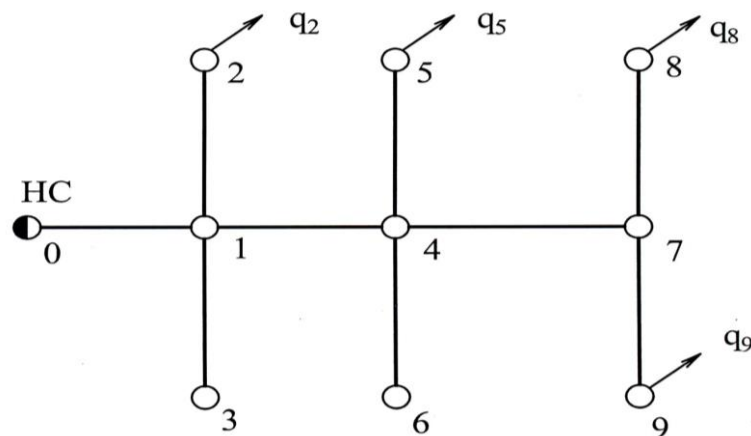


Рисунок 4.14- Схема разветвленной трубопроводной сети

Схема разветвленной трубопроводной сети с заданными фиксированными расходами воды в четырех узлах (2, 5, 8, 9) приведена на рисунке 4.14. Подача насосной станции, расположенной в узле 0, равна $q_2+q_5+q_8+q_9$. Необходимый напор насосов определяют как сумму геодезической высоты подъема воды H_r , потерь напора и свободного напора для диктующей (обычно наиболее удаленной или наиболее высокой) точки сети. Если диктующей является точка 9, то необходимый напор

$$H=H_{r9}+h_{св9}+S_{0-1}(q_2+q_5+q_8+q_9)^2+S_{1-4}(q_5+q_8+q_9)^2+S_{4-7}(q_8+q_9)^2+S_{7-9}q_9^2. \quad (4.7)$$

где H_{r9} геодезическая высота подъема воды для точки 9, м; $h_{св9}$ необходимый свободный напор в точке 9, м; S_{0-1} , S_{1-4} , S_{4-7} , S_{7-9} гидравлические сопротивления трубопроводов 0-1, 1-4, 4-7, 7-9, $с^2/м^5$.

Давление в точке 9 точно равно требуемому только при показанном (рис. 4.14) сочетании водоотборов. В других случаях, например при водоотборах в очках 2, 3, 5, 9, давление в точке 9 будет превышать требуемое. Поэтому работу насосов, подающих воду в сеть трубопроводов, нужно регулировать.

Контрольные вопросы к главе 4:

1. Что называют характеристикой лопастного насоса?
2. Какими способами можно регулировать подачи лопастных насосов?
3. Как изменяется расход в напорном трубопроводе при увеличении числа параллельно работающих на него насосов?
4. Чем отличаются условия пуска центробежного и осевого насосов?
5. Как определяют напор насоса при параметрических испытаниях?
6. Виды и особенности характеристик различных типов насосов.
7. Совместная работа насоса с трубопроводом.
8. Рабочая точка.
9. Чем отличается дроссельное регулирование лопастных машин от регулирования числом оборотов ?
10. Для чего необходимо знать характеристику лопастной машины ?
11. Для каких целей применяют параллельную работу насосов ?
12. Как определить подачу двух параллельно работающих лопастных ?
13. Покажите рабочую точку на графике характеристик лопастного насоса и сети.
14. С какой целью лопастные насосы подключаются последовательно ?
15. Какой способ регулирования является наиболее распространенным ?
16. Чем отличается дроссельное регулирование лопастных машин от регулирования числом оборотов ?
17. Как определить КПД двух параллельно работающих лопастных?
18. Решить задачу и записать ответ: Осевой насос ОПВ 6-145, при частоте вращения $n = 290 \text{ мин}^{-1}$; и напоре $H = 4,5 \text{ м}$, имеет подачу $Q = 6,5 \text{ м}^3/\text{с}$, и мощность $N = 340 \text{ кВт}$. Требуется определить Q , H и N , при $n = 365 \text{ мин}^{-1}$, для того же режима работы насоса.
19. Решить задачу и записать ответ: Вертикальный центробежный насос (800 В-2,5/40), при частоте вращения $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ и напоре $H = 42,8 \text{ м}$

имеет подачу $Q = 2,6 \text{ м}^3/\text{с}$ и мощность $N = 1270 \text{ кВт}$. Требуется определить Q , N и N при $n=250 \text{ мин}^{-1}$ для того же режима работы однотипного насоса,

5. ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

5.1. Общие сведения по эксплуатации насосных установок

Задачами эксплуатации насосных установок являются:

- обеспечение бесперебойной подачи воды, в соответствии с графиком водоподдачи технологической установки, при высокой эффективности и надежности;
- своевременное проведение планово-предупредительных ремонтов, предупреждение возможных аварий и неполадок с оборудованием и механизмами;
- экономное расходование электроэнергии, материальных ресурсов, повышение эффективности и эксплуатационной надежности оборудования;
- соблюдение условий безопасной работы обслуживающего персонала;
- организация учета, контроля, отчетности, выявление, на основе анализа, отказов оборудования, необходимого количества запасных частей и периодичности ремонтов и испытаний узлов агрегатов [15].

Для успешного решения указанных задач необходима четкая и регламентированная система обслуживания и ремонта оборудования и сооружений насосных установок плановая система технической эксплуатации, которая предусматривает: наблюдение и уход за оборудованием и сооружениями; ремонт оборудования и сооружений; соблюдение правил и инструкций технической эксплуатации; выявление и анализ причин внеплановых ремонтов, поломок, аварий; своевременное обеспечение запасными частями, инструментами и оборудованием для ремонтных работ; проведение необходимых испытаний и исследований; точный учет работы агрегатов на насосной станции; соблюдение техники безопасности и др.

5.2. Эксплуатация и ремонт оборудования

При эксплуатации насосы подвергаются коррозионной и кавитационной эрозии, а при наличии в воде взвешенных наносов и абразивному износу, способствующему развитию кавитации. Эрозия поверхности проточной части приводит к существенному снижению КПД, а в некоторых случаях к разрушению отдельных элементов. При эксплуатации НС производится текущий и капитальный ремонт. Текущий ремонт производится обычно через каждые 12 тыс.ч работы насоса.

Текущий ремонт оборудования предусматривает работы по ликвидации неисправностей в агрегатах, возникших в период между капитальными ремонтами, не требующих значительной разборки оборудования и носит, главным образом, профилактический характер, предупреждающий неожиданные остановки основных агрегатов из-за чрезмерного износа деталей.

При текущих ремонтах производят замену изношенных деталей, чистку и промывку отдельных механизмов, устранения мелких дефектов, выявленных периодическими осмотрами.

Текущий ремонт производится в среднем 2...3 раза в промежутках между капитальными ремонтами, но не реже одного раза в год.

Капитальный ремонт охватывает исправления больших участков или крупных элементов сооружений, а также работы, требующие сложных технических мероприятий или связанные с изменениями существующих конструкций. Целью капитального ремонта является ликвидация крупным дефектов, возникавших в работе оборудования в результате износа, восстановление всех механизмов и узлов до их нормального состояния, а в случае модернизации насоса улучшение его технических показателей.

Капитальный ремонт может быть комплексным и выборочным. Комплексный капитальный ремонт предусматривает ремонт агрегата или сооружения в целом. Выборочный капитальный ремонт, состоящий из ремонта

отдельных узлов, производят в следующих случаях: при большом преждевременном износе или повреждении отдельных узлов и сохранности остальных: при экономической нецелесообразности проведения комплексного ремонта оборудования или сооружения, или при намечаемом демонтаже.

При капитальном ремонте оборудования производят ликвидацию крупных дефектов, сопровождающихся полным демонтажем агрегата с разборкой всех механизмов.

На необходимость проведения капитального ремонта оборудования указывает большой эрозионный или кавитационный износ рабочего колеса насоса, механический износ подшипников и пяты, увеличенный бой вала и вибрация агрегата, неудовлетворительная работа маслonaпорной установки, затворов и других механизмов.

При дефектации деталей их делят на три группы. К первой группе относят годные детали, не подвергавшиеся износу, ко второй детали, которые подлежат ремонту и могут быть восстановлены, к третьей детали, которые ремонтировать экономически невыгодно или невозможно: такие детали подлежат замене.

По зданиям насосных станции и другим производственным помещениям капитальный ремонт предусматривает: замену балок, частично стен, перенос перегородок, смену рам, дверей, полов, кровли и другие работы.

При капитальном ремонте производят восстановление плотности, водонепроницаемости, монолитности и повышение устойчивости железобетонных, бетонных и каменных сооружений.

Капитальный ремонт трубопроводов включает замену поврежденных звеньев труб новыми, окраску внутренних поверхностей труб и снятие наростов железобактерий, заварку раковин на внутренних поверхностях стальных труб.

Капитальный ремонт насосного оборудования производят обычно один раз в три года. Этот срок может быть изменен в зависимости от состояния сооружений и оборудования. Капитальный ремонт электрооборудования

осуществляются согласно "Правилам технической эксплуатации электрооборудования" в зависимости от вида оборудования.

Все виды ремонтов рекомендуется по возможности проводить в период наименьшей загрузки насосной станции. Текущие ремонты обычно выполняет через 1006...2000 ч работы насоса, капитальные через 20000...40000 ч.

Запасные части для ремонта насосов заготавливают из расчета следующей примерной продолжительности службы деталей насоса: рабочие колеса, работающие в нормальных условиях кавитации 12000 ч: рабочие колеса, работавшие в нормальных условиях 25000 ч: вал насоса 25000 ч: уплотняющие кольца 10000 ч: защитные втулки 10000 ч.

Аварийно-восстановительный ремонт относится к ремонтам, призванным устранить дефекты, которые возникают при аварии или могут привести к аварии.

Аварийный ремонт в зависимости от объема и вида работ может иметь характер текущего или капитального ремонта и выполняется как срочная внеплановая работа по особому графику. Каждую аварии тщательно расследуют и намечают мероприятия для предотвращения подобных случаев.

При расследовании аварий выявляют причины возникновения и развития аварии, причины повреждения оборудования, конкретных виновников возникновения и развития аварии, действия персонала и работу автоматических защитных и регулировочных устройств, телеуправления, связи, причины их неправильной работы.

Периодичность и объем ремонтных работ зависят от состояния оборудования, режима его работы, числа и качества ранее проводимых ремонтов.

Межремонтный период работы оборудования НС должен определяться технико-экономическим расчетом с учетом как стоимости ремонта, так и стоимости потерь энергии от снижения КПД, недовыработки продукции за счет снижения подачи в период максимального недопотребления и снижения вероятности безотказной работы.

Часто при эксплуатации желательнее предсказать параметры надежности пускаемого насоса по его характеристикам износа. Такими характеристиками можно считать вибрацию опорных узлов насоса, износ уплотнений, кавитационный и коррозионный износы, изменение КПД и др. Техническая диагностика насоса и электродвигателя приводит к обнаружению следующих причин неисправностей (табл. 12.1).

Таблица 12.1. Техническая диагностика насоса и электродвигателя

Неисправности	Причины	Способы устранения
<i>1. Неоптимальные режимы работы насоса</i>		
Появление вибрации и увеличение биения вала насоса, что иногда сопровождается ударами, стуками в рабочем колесе. Напор и подача насоса пульсируют и не соответствуют рабочему режиму. Вибрация с преобладающими кавитационными частотами 800 20000 Гц	Первый критический кавитационный режим с характерными стуками, похожими на удары камней о железо. Забивка решеток, заиливание всасывающей трубы, резкая кривая спада уровня в аванкамере с воронками при низком уровне нижнего бьефа; повышенная закрутка потока в аванкамере в плане; попадание воздуха во всасывающую трубу; образование воздушных мешков в трубопроводах	Изменить режим работы насоса. Проверить и устранить причины повышения вакуумметрической высоты всасывания, уменьшения подпора и увеличения гидравлического сопротивления
Напор пульсирует и выше допустимого, подача значительно меньше расчетной, электродвигатель перегревается. Агрегат сильно вибрирует с кавитационными частотами	Помпажные явления. Гидравлическое сопротивление превышает допустимое	Снизить сопротивление. Открыть дисковый затвор, устранить негерметичность клапана срыва вакуума, проверить крепление и угол установки лопастей рабочего колеса. Остановить насос. Прочистить напорный трубопровод. Проверить отметку гребня водослива сифона (при первом пуске).
Насос не подает воду при перегрузке электродвигателя, допустимых гидравлическом сопротивлении трубопровода и подпоре. Усиленная вибрация на	Насос работает в тормозном или реверсивном насосном режиме при обратном вращении. Возможна обломка лопастей и расцентровка ротора насоса	Немедленно остановить агрегат. Переменить направление вращения вала двигателя. Перед пуском проверить центровку ротора агрегата и крепление лопастей

Неисправности	Причины	Способы устранения
частотах, кратных лопастным и частотам вращения		
Насос не обеспечивает требуемого напора. Вибрации на лопастных частотах. Возможна перегрузка электродвигателя	Значительный износ торцов лопастей рабочего колеса и камеры. Износ уплотнительных колец переднего диска колеса	Сменить и отремонтировать лопасти, камеру рабочего колеса и уплотнительные кольца. После этого отрегулировать сопротивление трубопровода
Насос не обеспечивает требуемой подачи. Вибрация в допустимых пределах	Установлен нерабочий угол разворота лопастей осевого насоса. Прикрыта или полностью открыта задвижка на трубопроводе. Негерметичен клапан срыва вакуума	Установить необходимый угол разворота лопастей. Отрегулировать гидравлическое сопротивление трубопровода. Герметизировать клапан срыва вакуума
<i>2. Механические неисправности агрегата</i>		
Недопустимое биение вала. Нагрев воды в резервуарах водяной смазки подшипников	Ротор насоса (агрегата) плохо отбалансирован или балансировка нарушена. Износ и задевание уплотнений, неравномерный износ лопастей колеса. Свертывание лопастей колес осевых насосов на разные углы. Нарушение центровки оси вала. Попадание посторонних предметов в проточную часть. Смещение подшипников. Неправильная расточка соединительных муфт. Неточное центрование вала и подшипников	Остановить и вскрыть насос. Устранить причину неисправности
Повышенная мощность при обеспечении рабочих подачи и напора. Вибрация на частотах, кратных частоте вращения, немного выше допустимой. Сальники пропускают воду свыше нормы	Малы зазоры между валом и вкладышами подшипников. Сильная затяжка сальников или отрыв крепления уплотнения. Рубашка или поверхность вала из-за сильной затяжки сальника имеют канавки	Остановить насос, проверить зазоры в подшипниках и сальниках, заменить вкладыши подшипников, сальниковую набивку, уплотнительные кольца. Пришпательить вкладыши подшипников. Отшлифовать вал
Появление дыма или запаха гари, идущего от лигнофолового или	Прекращение подачи технически чистой воды в подшипники. Повышенное	Немедленно остановить насос. Проверить состояние подшипников. При сильном

Неисправности	Причины	Способы устранения
резинового подшипника. Быстрый износ вкладышей из-за повышенного содержания абразивной взвеси в водяной смазке	содержание абразивной взвеси в водяной смазке и перекачиваемой воде, особенно сульфатного или хлоридного класса	подгорании сменить подшипник. Обеспечить очистку воды и подачу ее в подшипники
Увеличение температуры в баббитовых подшипниках и пяте с масляной смазкой. Попадание воды в масляную ванну	Вертикальные насосы. Загрязнение или несоответствие марки масла, недостаточное его количество; неправильный зазор между направляющими подшипниками и валом; перекос между подшипниками и зеркалом пяты; неравномерная загрузка сегментов подпятника	Остановить насос. Проверить, долить или сменить масло; установить зазоры между направляющими подшипниками и валом; подтянуть сегменты подпятника. Устранить место протечки воды
	Горизонтальные насосы. Заедание смазочного кольца, загрязнение или утечка масла; прекращение подачи воды на охлаждение. Малы зазоры во вкладышах подшипника	Остановить насос. Устранить заедание смазочного кольца или утечку масла; восстановить подачу охлаждающей воды; сменить масло, проверить поверхность вкладышей и подшабрить их
Недопустимый нагрев упорного подшипника	Слишком плотное зажатие шариков между опорными кольцами. Неравномерное прилегание колодок или гребней в упорных подшипниках	Освободить гайку, зажимающую опорное кольцо. Подогнать упорные плоскости подшипника
Масляная система не обеспечивает подшипники необходимым количеством масла (для насосов с принудительной смазкой)	Масляный насос не подает необходимого количества масла, разработались торцевые зазоры	Отремонтировать насос, доведя его зазоры и подачу до установленных величин
	Засорилась масляная система (маслопровод, фильтр, маслоохладитель)	Слить масло, прочистить всю масляную систему и залить свежим маслом
	Недостаточная подача охлаждающей воды в маслоохладитель	Увеличить подачу охлаждающей воды
	В масле обнаружена вода, течь в маслоохладителе	Найти место повреждения и исправить
<i>3. Неисправности электрической части</i>		
Насосный агрегат не пускается из-за перегрузки электродвигателя	Недостаточная мощность электродвигателя	Проверить, сменить электродвигатель

Неисправности	Причины	Способы устранения
	Резкое снижение напряжения в электросети	Повысить напряжение до номинального
	Повышенное скольжение, недостаточная частота вращения, обратное направление вращения вала	Проверить характеристики электродвигателя, при необходимости переключить фазы
Искрение щеток электродвигателя	Перегрузка, неподходящая марка щеток, неправильная сборка, нарушение контактов. Ухудшение изоляции коллектора	Обеспечить прилегание щеток к кольцам и коллектору всей поверхностью, для чего шлифовать щетки стеклянной бумагой, протягивая ее под щетками по направлению вращения якоря

5.3. Организация ремонтных работ

Объемы и продолжительность конкретных ремонтных работ, зависящие от состояния оборудования, режима его работы, числа и качества ранее проводимых ремонтов, выявляет и устанавливает руководство системного управления эксплуатации и насосной станции, подлежащих ремонту.

Количество рабочих часов между двумя капитальными ремонтами называется ремонтным циклом.

Для планирования ремонтов необходимо иметь следующие данные: средний продолжительность и структуру ремонтного цикла: график водоподдачи. Данные по средней продолжительности и структуре ремонтного цикла получают на основании сведения о фактическом ремонтном цикле и его структуре за 5...6 лет эксплуатации определенного типа оборудования.

Время простоя оборудования в ремонте считается с момента отключения оборудования до его обратного включения в работу или ввода в резерв.

Началом ремонта для действующего оборудования считается отключение его от сети, а для резервного – с момента оформления акта сдачи в капитальный ремонт.

Непосредственно перед ремонтом проверяют действие отдельных механизмов и насосного агрегата в целом на различных режимах.

До начала разборки агрегата отключают напряжение и снимают проводку цепей управления сигнализации и термоконтроля с разбираемых элементов. После этого разбирают узлы и механизмы, подлежащие осмотру. Полученными данными уточняют и дополняют объем ремонтных работ.

При разборке насосов тщательно осматривают взаимное расположение сочлененных деталей и отыскивают на них сборочные метки (марки, керны и пр.). Если метки отсутствуют, то им необходимо поставить и занести в формуляр. Нанесение временных меток, царапин, рисок не разрешается.

Капитальный ремонт насосов включает следующие операции: очистку и наружную мойку насоса или его крупных сборочных единиц: поддетальную разборку и промывку этих деталей: контроль их технического состояния (дефектовку): ремонт и восстановление деталей: сборку: обкатку и испытания насоса.

Насосы ремонтирует при снижении их подачи на 15...20 %. а также при появлении значительных вибраций, кавитационных разрушений, выработках вала рабочего колеса и др.

При восстановлении и ремонте любой детали необходимо придерживаться следующего: восстановленные детали должны иметь срок службы не ниже срока службы новой детали при стоимости ремонта не более 75 % стоимости новой детали.

Контрольные вопросы к главе 5:

1. Перечислите основные задачи эксплуатации насосных установок.
2. Какие основные вопросы решает обслуживающий персонал при эксплуатации гидротехнических сооружений и механического оборудования?

4. Охарактеризуйте основные виды и периодичность ремонтных работ.
5. Укажите порядок организации ремонтных работ.

ГЛОССАРИЙ

- **Вакуумметрическая высота всасывания** – сумма геометрической высоты всасывания, гидравлических потерь и скоростного напора во всасывающем трубопроводе $H_{вп} = h_v + h_{тв} +$ или показание прибора вакуумметра, установленного на всасывающем трубопроводе у насоса, выраженное в метрах водяного столба и приведенное к оси насоса,

где: $v^2/2g$ - скоростной напор во всасывающем трубопроводе.

- **Вакуум-насосы** – насосы, служащие для удаления (откачки) газов или паров до определённого уровня давления (технического вакуума).

- **Вихревые насосы**, – насосы в которых постоянное силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывают вихри, срывающиеся с канавок вращающегося рабочего колеса.

- **Воздушные водоподъемники** (эрлифты) насосы, в которых поступательное силовое воздействие на воздушную смесь (образуется в водоподъемной трубе в результате подачи в ее нижнюю часть сжатого воздуха)

оказывает вода в скважине (вода имеющая большую плотность) выталкивает водовыпускную смесь из водоподъемной трубы на поверхность земли.

- **Водовыпуск** – составная часть узла машинного водоподъема, предназначенная для предотвращения обратного тока воды, плавного сопряжения напорного трубопровода и водоприемника, а также для предотвращения образования вакуума в опорожняемом трубопроводе. Включает в себя водовыпускное сооружение и водоприемник.

- **Водовыпускное сооружение** – часть водовыпуска, оборудованная элементами, обеспечивающими бесперебойную работу водовыпуска.

- **Водовыпускное сооружение с затвором механического действия – В.В.С.**, оснащенное, для предотвращения обратного тока воды затвором механического действия: обратным клапаном, обратным клапаном с противовесом, обратным клапаном с эксцентричной подвеской, бысторопадающим затвором.

- **Водовыпускное сооружение с переливной стенкой – В.в.с.**, оснащенное резервуаром, кромки которого приподняты над максимальным уровнем воды в водоприемнике, работающими, как водослив с острой кромкой.

- **Водовыпускное сооружение сифонного типа – В.в.с.**, оснащенное сифоном с установленным в горле клапаном срыва вакуума.

- **Водозабор** – составная часть узла машинного водоподъема, включающая в себя водоисточник и, в зависимости от назначения, комплекс сооружений, обеспечивающий забор воды в нужном количестве с нужным качеством.

- **Водозаборное сооружение** – часть водозабора из открытых водоисточников, включающая в себя оголовки, самотечные и промывные водоводы, сороудерживающие решетки, рыбозащитные устройства.

- **Водозаборное сооружение берегового типа - В.с.**, расположенное на берегу водоисточника.

- **Водозаборное сооружение на тупиковом канале - В.с.**, расположенное в конце тупикового канала.

- **Водозаборное сооружение** раздельного типа - В.с., скомпанованное раздельно от здания насосной станции.

- **Водозаборное сооружение** руслового типа – В.с., расположенное в русле водоисточника.

- **Водозаборное сооружение** совмещенного типа - В.с., совмещенное со зданием насосной станции.

- **Геодезическая высота подъема** – расстояние по вертикали от уровня воды в водоисточнике до уровня воды в водоприемнике (H_T).

- **Геометрическая высота всасывания** – расстояние по вертикали от уровня воды в водоисточнике до оси насоса (h_B).

- **Геометрическая высота нагнетания** – расстояние по вертикали от оси насоса до уровня воды в водоприемнике (h_H).

- **Геометрическое подобие** – означает постоянство отношений всех сходственных величин (линейных размеров) у модели и натуре.

$$\frac{a_n}{a_m} = \frac{b_n}{b_m} = \frac{c_n}{c_m} = i_l - \text{const} \text{ или } \frac{D_n}{D_m} = \frac{e_n}{e_m} = i_d - \text{const}$$

При этом у модели и натуре должно быть постоянство сходственных углов.

Где:

- a_n, b_n, c_n, D_n - линейные размеры натурального насоса;

- a_m, b_m, c_m, D_m - линейные размеры модельного насоса.

- **Гидравлические потери** – потери удельной механической энергии на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе. Они состоят из потерь:

- на поворот потока на 90° при входе в рабочее колесо и наличие угла атаки на лопасти;

- на трение жидкости на стенки каналов;

- при поступлении жидкости в спиральный сборник;

- потери в коническом диффузоре.

• **Гидравлический КПД** – насоса – отношение напора насоса к теоретическому напору $\eta_c = \frac{H}{H_t}$,

где:

- H – напор насоса;

- H_t – теоретический напор насоса.

• **Гидротараны**, – насосы, в которых периодическое силовое воздействие на воду в рабочей камере оказывает гидравлический удар, возникающий в подводящем трубопроводе при резкой остановке жидкости в нем.

• **Диагональные насосы** – насосы, в которых поток жидкости, проходящий через рабочее колесо направлен не радиально, как у центробежных насосов, и не параллельно оси, как у осевых, а наклонно, как бы по диагонали прямоугольника, составленного радиальным и осевым направлениями. Это обстоятельство позволяет использовать при создании напора совместное действие подъёмной и центробежной сил.

• **Динамические насосы** – насосы, в которых жидкость приобретает энергию в результате силового воздействия на нее рабочего органа в рабочей камере, постоянно сообщаемые с всасывающим и напорным патрубками насоса.

• **Динамическое подобие** – означает постоянство отношений сил инерции к силам тяжести или трения.

Основными критериями являются:

- критерий Фруда $Fr = \frac{V^2}{gl}$,

- критерий Рейнольдса $Re = \frac{Vl}{\nu}$,

- критерий Струхалея $Sh = \frac{l}{Vt}$, где:

- V, L, t – соответственно скорость, линейный размер и время;

- ν – вязкость жидкости.

- **Здания насосных установок** предназначены для размещения основного и вспомогательного гидромеханического (насосы, трубопроводы с установленной на них арматурой), силового (двигатели, аппаратура, распределительные устройства), механического (грузоподъемные устройства, плоские затворы, сороудерживающие решетки) оборудования, служебных помещений и для защиты оборудования и обслуживающего персонала от воздействия осадков и прямых солнечных лучей.

- **Кавитационная характеристика** – характеристику насоса $\Delta h = f(Q)$ – называют кавитационной. Она позволяет определить допустимую отметку установки насоса.

- **Кавитационный запас** – превышение полной энергии потока над энергией насыщенных паров жидкости.

- **Кавитация** процесс нарушения сплошности потока с образованием паровых каверн (кипение жидкости) в зоне пониженного давления, где оно равно давлению насыщенных паров жидкости с последующим замыканием (не исчезновением!!!) этих каверн в зоне повышенного давления (конденсация пара).

- **Кинематическое подобие** – означает постоянство всех сходственных скоростей у модели и натуре, а также постоянство углов между векторами этих скоростей.

- $$\frac{U_{2н}}{U_{2м}} = \frac{V_{2ин}}{V_{2им}} \dots = \frac{W_{2н}}{W_{2м}} = \frac{U_{1н}}{U_{1м}} \dots = \frac{V_{2н}}{V_{2м}} = i_v = \text{const, где:}$$

- $U_{2н}, V_{2н}, W_{2н}$, - окружная, абсолютная и относительная скорости натурального насоса;

- $U_{2м}, V_{2м}, W_{2м}$, окружная, абсолютная и относительная скорости модельного насоса.

- **Коэффициент быстроходности насоса n_s (об/мин)** – коэффициент быстроходности – это частота вращения модельного насоса геометрически подобного натуральному, у которого $H = 1$ м, а $Q = 0,075$ м³/с.

n_s можно считать критерием подобия

$n_s = 3,65n\sqrt{Q/H^{3/4}}$, где:

- Q, H – соответственно подача (м³/сек) и напор (м) насоса при максимальном КПД.

• **Крыльчатые насосы** – насосы в которых периодическое силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывает пластина (крыло), совершающая возвратно-поворотное движение в рабочей камере.

• **Камерный тип здания** предназначен для установки в нем насосов как горизонтального, так и вертикального исполнения, когда колебания уровней воды в водоисточнике превышают допустимую высоту всасывания основных насосов или она отрицательна. Здания камерного типа могут быть: с сухой камерой, с мокрой камерой и сухим помещением для насосов и с мокрой камерой и затопленными насосами.

• **Лопастные насосы** – насосы (центробежные, диагональные, осевые), в которых постоянное силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывают обтекаемые его лопасти вращающегося рабочего колеса.

• **Механические потери** включают:

- потери на трение наружных сторон дисков колеса о воду $N_{md} = C_{mp}r_2^5n^2$,

где:

- Стр – коэффициент трения;

○ - r_2 – радиус внешней окружности колеса;

- n – частота вращения;

- потери на трение в подшипниках и сальниках $N_{mn} = (0,02 - 0,05)N$,

где: - N – мощность насоса.

- потери на гидравлическое торможение (N_{гт}). Этот вид потерь возникает при подачах $Q \leq 1/2 Q_{opt}$ из-за наличия обратных токов.

• **Механический КПД насоса** – $\eta_{мех} = \frac{N - N_{мех}}{N} = 1 - \frac{N_{мех}}{N}$, где

• - N – затраченная мощность;

• - $N_{мех}$ – мощность, затраченная на потери.

• **Мощность насоса полезная (N)** – мощность, приобретенная жидкостью в насосе.

$$N_{пол} = \rho g Q H$$

Для воды $\rho = 1000$ [кг/м³] - плотность воды,

- $g = 9,81$ [м/с²] ускорение свободного падения;

- $Q =$ [м³/с] $H =$ [м] подача насоса;

тогда: $N_{пол} = 9,81 Q H$ [кВт].

• **Напор насоса** – приобретенная жидкостью в насосе удельная механическая энергия.

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + Z_{изм},$$

где:

- P_1, P_2 – соответственно давления в трубопроводе перед и за насосом;

- V_1, V_2 – соответственно скорости перед и за насосом;

- Z – расстояние по вертикали между точками замера давлений P_1 и P_2 .

Насос— гидравлическая машина, в которой жидкость приобретает энергию, подводимую к нему извне. Благодаря приобретенной энергии жидкость может быть поднята на определенную высоту или перемещена по трубопроводной системе из одного места в другие.

Насосная установка – насосная установка включает насосный агрегат и примыкающие к нему всасывающие и напорные трубопроводы с арматурой (задвижки, обратные клапаны), а также измерительные приборы (манометры, вакуумметры, расходомеры и др.)

Насосный агрегат -- насос и двигатель, валы которых соединены через муфту или другие устройства.

Объемный КПД насоса— Объемный КПД отношение подачи насоса к теоретической подаче $\eta_{об} = \frac{Q}{Q_k} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}$, где:

- Q – подача насоса;

- Q_k – теоретическая подача насоса;

ΔQ – объемные потери (утечки).

Объемные насосы – насосы которые работают по принципу периодического изменения объема рабочей камеры, попеременно сообщающиеся всасывающимися и напорными линиями

- **Объемные потери.** – это утечки воды из области высокого давления в область низкого давления через зазоры между подвижными и неподвижными частями насоса. Обычно утечки через сальниковый узел невелики по сравнению с утечками через кольцевые зазоры и их не принимают во внимание.

- **Осевые насосы** – насосы в которых вода перемещается через рабочее колесо в направлении его оси. Каждая струйка движется по поверхности цилиндров, осью которых является вертикальная ось насоса. Движения жидкости вдоль радиусов нет, т.к. лопасть спрофилирована так, что напор жидкости вдоль любого радиуса одинаков. Работа осевых насосов основана на силовом взаимодействии лопасти с обтекающим ее.

- **Параллельная работа насосов** – работа двух или нескольких насосов на общий трубопровод называется параллельной работой насосов.

- **Подача насоса** – объем жидкости, проходящий через насос в единицу времени. единицы измерения подачи - $Q = [м^3/с], [м^3/ч], [л/с]$.

- **Полный КПД насоса** – отношение полезной мощности к потребляемой $\eta = \frac{N_{пол}}{N} = \frac{\rho g Q H}{N} = \eta_c \eta_{об} \eta_{мех}$, где:

$\eta_c, \eta_{об}, \eta_{мех}$ – соответственно гидравлический, объемный и механический КПД насоса.

- **Поршневые и плунжерные насосы** – насосы в которых периодическое силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывают поршень или плунжер, совершающие возвратно-поступательное движение в рабочей камере.

- **Последовательная работа насосов** – работа двух или нескольких насосов последовательно пропускающих одну и ту же подачу называется последовательной работой насосов

- **Потребляемая мощность насоса** $N = N_{пол}/\eta_n$

где: η_n – КПД насоса;

- N – потребляемая мощность насоса;

- $N_{пол}$ – полезная мощность насоса.

$$\Delta h = P/\rho g + v^2/2g,$$

где: $P/\rho g + v^2/2g$ - полная энергия потока,

$P_{пж}/\rho g$ - энергия насыщенных паров жидкости.

- **Приведенная высота всасывания** – сумма геометрической высоты всасывания и гидравлических потерь во всасывающем трубопроводе $H_{вп} = h_v + h_{тв}$,

где:- $h_{тв}$ -гидравлические потери во всасывающем трубопроводе.

- **Рабочая точка** – точка пересечения напорной характеристики насоса с характеристикой трубопровода.

• **Роторные насосы** – насосы с вращающимися несколькими зубчатыми колесами (шестернями) или винтами. Роторные насосы 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.

- **Струйные насосы**, – в которых постоянное силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывает подводимая извне струя жидкости, пара или газа, обладающая высокой кинетической энергией.

- **Теоретический напор насоса** – $H_T = (V_{2u}U_2 - V_{1u}U_1)/g$, где:

V_{1u}, V_{2u} – тангенциальные скорости на входе и выходе рабочего колеса;

Характеристика трубопровода – сумма геодезической высоты подъема и потерь напора во всасывающей и напорной линиях насоса $H_{тр} = H_T + h_{т}$, где:

- **Характеристики насоса** – Графические зависимости основных параметров $H, N, \Delta h, \eta = f(Q)$ при постоянных или различных частотах вращения или углах установки лопастей.

- **Центробежные насосы** – насосы, в которых перемещение жидкости (или жидкой смеси) осуществляется под действием центробежных сил.

- **Черпаковые насосы** - насосы, состоящие из вращающихся шнеков или винтов. Шнек – представляет собой плоскую трехзаходную спираль, навитую на вал и соединенную с ним.

- **Энергетические характеристики** – характеристики насоса $H, N, \eta = f(Q)$ – называются энергетическими.

- H_r – геодезическая высота подъема;

- h_t – потери напора во всасывающей и напорной линиях насоса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1-Бегляров Д.С. Повышение надежности и эффективности работы закрытых оросительных систем. // Московский государственный университет природообустройства. М. 1996. ISBN5-8923-2001. 140с..

2- Бегляров Д.С., Али М.С., и др. // Гидротехнические узлы сооружений насосных установок. Учебное пособие . М.: МГУП, 2005. 128с.

3-Бегляров Д.С., Али М.С., и др. // Гидромашины. /Учебное пособие. М.: МГУП, 2004. 98с.

4- Бегляров Д.С., Али М.С., //Насосы и насосные установки. Учебное пособие. М.: МГУП, 2005. 192с.

5-Бегляров Д.С., Козлов Д. В., Али М.С.и др. // Гидромашины. Учебное

пособие для студентов сельскохозяйственных высших учебных заведений. М.: МГУП, 2004. 186с.

6-Бегляров Д.С., Изотов Д.Н., Суконкин В.А. // Гидротехнические узлы сооружений насосных установок. Учебное пособие. // Московский государственный университет природообустройства, г. Москва, 2005. с. 63.

7-Бегляров Д.С., Козлова М.С. //Методика расчета режимов пуска насосов при открытых задвижках на напорных линиях. // Журнал «Водоснабжение и санитарная техника» ООО «Издательство ВСТ», № 10, М. 2003. с. 17-20.

8-Бегляров Д.С., Рожков А.Н. //Главные канализационные насосные станции для перекачивания бытовых сточных вод. Учебное пособие. // Московский государственный университет природообустройства, М. 2004. с. 39.

9- Бегляров Д.С., Земский К.В., Али М.С. //Расчеты переходных процессов каскада насосных установок с учетом установки на водоводах водонапорных колонн. // Центр научно-технической информации "Мелиоводинформ". // Вопросы мелиорации. М. 2005. №1-2. с. 61-63.

10- Бегляров Д.С., Чебаевский В.Ф. //Гидроэнергетические установки и их оборудование. Учебное пособие .М.: МГУП, 2009,207с.

11- Беглярова Э.С. Бегляров Д.С и др. //Гидромашины и гидросиловые установки Учебное пособие. М.: МГУП, 2005. 224с.

12- Березин С.Е.и др. //Насосные станции с погружными насосами. Расчет и конструирование. М.:ОАО«Стройиздат», 2008. 160 с.

13- Благодарная Г.И. //Водозаборные сооружения. Харьков: ХНАГХ, 2006. 115 с.

14- Журбанов М.Г., Соколов Л.И., Говорова Ж.М. // «Водоснабжение проектирование систем и сооружений», Москва 2004г.1026с.

15-Карелин В. Я., Минаев А. В. //Насосы и насосные станции: Учеб. для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1986. 320 с.

16-Каталог насосов, применяемых в мелиорации. М.: Росоргтехводстрой МВХ РСФСР, 1988. 229 с.

- 17- Кривченко Г.И. // Гидравлические машины: Учебник / М.: Энергоатомиздат, 1989. 320 с.
- 18-Лезнов Б. С. //Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздуходушных установках. М.: Энергоатомиздат, 2006. 360 с.
- 19- Ольгаренко Г.В. и др. // Насосные станции для орошения.; Справочное пособие. Коломна, 2007. 304с.
- 20- Рожков А. Н., Али М. С. //Экономическая эффективность применения насосных установок с регулируемым электроприводом при малых подачах воды. // Журнал «Водоснабжение и санитарная техника» ООО «Издательство ВСТ», № 5, М. 2015. – с. 69-74.
- 21- Чебаевский В.Ф., Вишневский К.П., Накладов Н.Н.: //Проектирование насосных установок и испытание насосных установок: Учебное пособие . М.: Колос, 2000.376с.
- 22- Чебаевский В.Ф., Вишневский Кондратьев В.В. и др.: //Насосы и насосные станции: М.: Агропромиздат, 1989.416с.
- 23- Штрэнлихт Д.В. //Гидравлика. - М.: Энергоатомиздат, 1984, 439 с.
- 24- Шевелев Ф. А., Шевелев А. Ф. //Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб. М.: Стройиздат, 1984, 117 с.
- 25-СП 23.13330.2020 Основания гидротехнических сооружений
- 26-СП 31.13330.2020 Водоснабжение. Наружные сети и сооружения.
- 27-СП 41.13330.2020 железобетонные конструкции гидротехнических сооружений
- 28-СП 43.13330.2020 Сооружения промышленных предприятий
- 29-СП 58.13330.2020 Гидротехнические сооружения. Основные положения
- 30-СП 66.13330.2020 Проектирование и строительство напорных сетей водоснабжения и водоотведения.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВЕДЕНИЕ.....	4
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСАХ, НАСОСНЫХ УСТАНОВКАХ И НАСОСНЫХ СТАНЦИЯХ	7
1.1 Понятие о насосе. Классификация насосов	7
1.2 Основные энергетические параметры и области применения различных насосов.....	9
1.3 Насосные установки.....	11
1.4 Насосные станции	19
2 КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ.....	22
2.1 Классификация насосов	22
2.2 Маркировка насосов.....	23
2.3 Принцип работы центробежных насосов	24
2.4 Центробежные консольные насосы.....	25
2.5 Центробежные насосы с двусторонним входом в рабочее колесо	29

2.6 Центробежные многоступенчатые секционные насосы	31
2.7 Центробежные многоступенчатые насосы с горизонтальным разъемом корпуса	33
2.8 Центробежные фекальные, песковые и грунтовые насосы.....	34
2.9 Погружные центробежные моноблочные насосы	35
2.10 Скважинные насосы с трансмиссионным валом	36
2.11 Скважинные насосы с погружным электродвигателем	37
2.12 Крупные центробежные вертикальные насосы.....	39
2.13 Принцип работы и маркировка осевых насосов	40
2.14 Диагональные насосы	43
2.15 Другие типы насосов.....	45
3 ТЕОРИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ	56
3.1 Кинематика движения жидкости в рабочих органах насосов	56
3.2 Основное уравнение насоса. Теоретический напор	60
3.3 Зависимость теоретического напора центробежного колеса от числа лопастей.....	64
3.4 Влияние угла установки лопастей на напор центробежного колеса	65
3.5 Потери в рабочих органах и коэффициенты полезного действия центробежного насоса.....	67
3.6 Законы подобия лопастных насосов.....	69
3.7 Коэффициент быстроходности лопастных насосов	74
3.8 Кавитация в лопастных насосах	75
3.9 Кавитационные характеристики насосов. Критические и	80
допустимые кавитационные запасы	80
3.10 Меры борьбы с последствиями кавитации в лопастных..... насосах.....	83
4 ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ИХ С ТРУБОПРОВОДАМИ ИСПЫТАНИЯ НАСОСОВ.....	85
4.1 Характеристики насосов.....	85
4.2 Испытание лопастных насосов	88
4.3 Виды характеристик насоса Н-Q	90
4.4 Совместная работа насоса с трубопроводом. Рабочие точки	91
4.5 Регулирование работы насосов.....	93
4.6 Параллельная работа насосов	98
4.7 Последовательная работа насосов.....	101
4.8 Работа насосов на сеть трубопроводов	104
5 ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК.....	109
5.1 Общие сведения по эксплуатации насосных установок	109
5.2 Эксплуатация и ремонт оборудования.....	110
5.3 Организация ремонтных работ	116
ГЛОССАРИЙ.....	118
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	127

Учебник

**Али Мунзер Сулейман
Бегляров Давид Суренович**

НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

Для бакалавров, обучающихся по направлению подготовки
20.03.02 «Природообустройство и водопользование» и 08.03.01
«Строительство».

Компьютерная верстка Али М.С

Подписано в печать __. __. 2022
Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная. печать цифровая.
Усл. – печ. л. 8,2 Уч. – изд. л. 8,5. Тираж 50. Заказ №

Издательство Лик
346430, г. Новочеркасск, пр. Платовский, 82 Е
Тел: 8(8635)226-422, 8-952-603-0-609