

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство,  
водный транспорт и гидравлика»

# НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Пособие

для обучающихся по специальностям

1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство»,

1-70 07 01 «Строительство тепловых и атомных электростанций»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
по образованию в области строительства и архитектуры*

Минск  
БНТУ  
2022

УДК 624.13(075.8)  
ББК 38.623я7  
Н31

А в т о р ы:

*В. В. Ивашечкин, Н. Н. Линкевич,  
О. В. Немеровец, Я. А. Семенова*

Р е ц е н з е н т ы:

*В. А. Коротинский, А. И. Смирнов*

Н31 **Насосы** и насосные станции : пособие для обучающихся по специальностям 1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство», 1-70 07 01 «Строительство тепловых и атомных электростанций» / В. В. Ивашечкин [и др.]. – Минск : БНТУ, 2022. – 96 с.  
ISBN 978-985-583-444-2.

В пособии излагаются теоретические сведения, основные требования при выполнении лабораторных работ по дисциплине «Насосы и насосные станции», методика их проведения, указания по обработке и оформлению экспериментальных данных. Тематика лабораторных работ охватывает основные вопросы эксплуатации насосных установок, построение их рабочих характеристик при различных режимах работы.

УДК 624.13(075.8)  
ББК 38.623я7

ISBN 978-985-583-444-2

© Белорусский национальный  
технический университет, 2022

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящее пособие написано в соответствии с программой дисциплины «Насосы и насосные станции» для студентов специальности 1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство» и 1-70 07 01 «Строительство тепловых и атомных электростанций». В нем даются теоретический материал и методические указания к выполнению лабораторных работ по данной дисциплине.

Лабораторные работы № 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 выполняются в гидротехнической лаборатории кафедры «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика».

Цель издания – ознакомить студентов с работой насосного оборудования в конкретных условиях совместной работы при параллельном и последовательном их присоединении к одному трубопроводу, а также с работой гидроэлеватора. Рекомендуется также изучение сооружений, оборудования и систем управления непосредственно на действующей насосной станции.

Данное пособие призвано улучшить подготовку студентов на базе расширения объемов самостоятельной работы по изучению курса, привить навыки творческой работы и расширить их самостоятельность при анализе полученных результатов.

## Лабораторная работа № 1

# ИЗУЧЕНИЕ КЛАССИФИКАЦИИ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ, ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ И КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ

### 1.1. Цель работы

1. Ознакомиться с существующей классификацией насосного оборудования.
2. Изучить принцип действия, конструктивные особенности различных групп насосов и маркировку.
3. Изучить основные технические параметры насосов.

### 1.2. Понятие о насосе и насосной установке. Классификация насосов и принцип действия

**Машина** – устройство, преобразующее получаемую энергию в механическую работу. Если рабочим телом в ней является жидкость, то такая машина называется гидравлической.

**Насос** – машина (механическое устройство), включающая в себя всасывающий и напорный присоединительные патрубки и выступающие части своих валов, предназначенная для создания потока жидкой среды (ГОСТ ISO 17769-1–2014).

**Привод насоса** – машина, снабжающая насос механической энергией (электродвигатель, турбина, гидравлический привод, пневматический привод, двигатель внутреннего сгорания и пр.).

Отличие насоса от других водоподъемников в том, что он, как правило, обладает способностью всасывания и нагнетания жидкости. С помощью насоса можно поднимать жидкость на определенную высоту или создавать в трубопроводной системе (например, в системе смазки автомобиля) избыточное давление.

Насосы классифицируют по разным признакам: принципу действия, виду подводимой энергии, конструкции, назначению, роду перекачиваемой жидкости и др. (рис. 1.1).

В зависимости от механизма передачи энергии жидкости (или по принципу действия) насосы подразделяют на две группы: динамические и объемные.

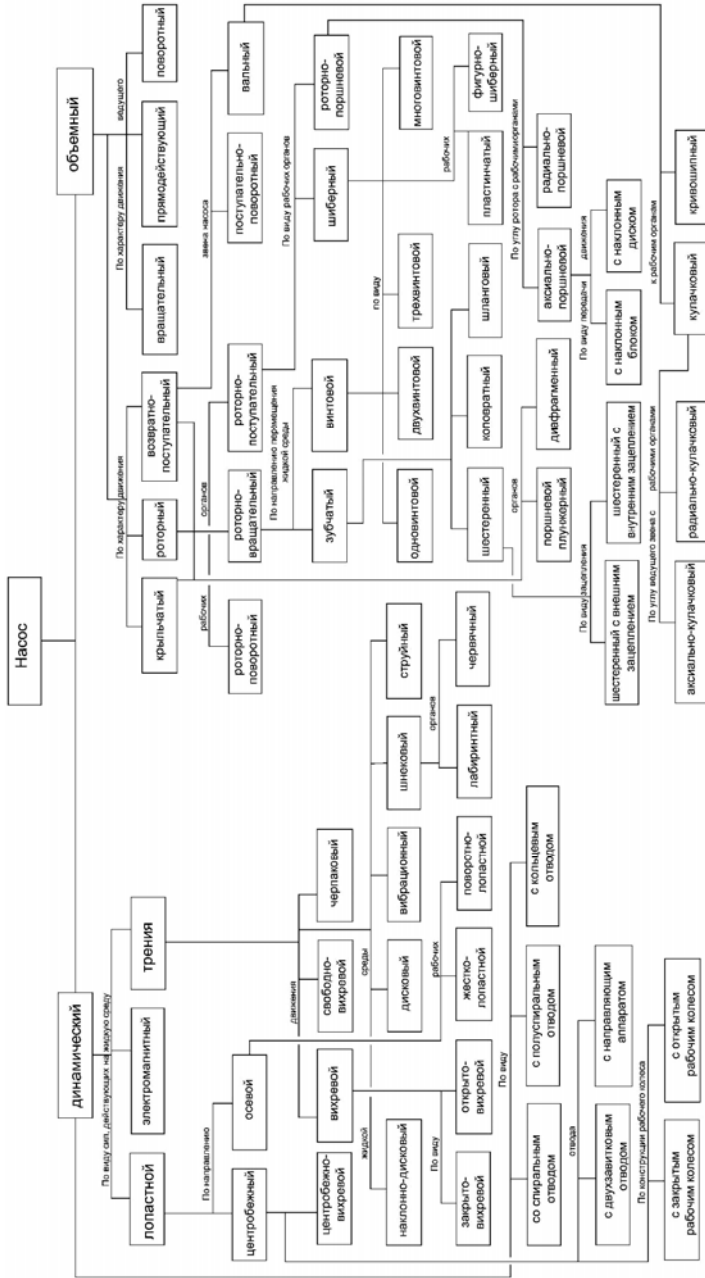


Рис. 1.1. Классификация насосов

**Динамическим** называют насос, в котором жидкость перемещается под силовым воздействием на нее рабочего органа в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.

К этой группе относятся: *лопастные* (центробежные, осевые, диагональные) и *насосы трения* (вихревые, центробежно-вихревые, вибрационные, дисковые, шнековые, струйные, лабиринтные и др.), а также *ленточные* и *воздушные водоподъемники, гидравлический таран*.

**Лопастной насос** – динамический насос, в котором жидкость перемещается путем обтекания лопасти вращающегося рабочего колеса.

**Насос трения** – динамический насос, в котором жидкость перемещается под воздействием сил трения.

Лопастные насосы отличаются друг от друга по направлению потока жидкости на выходе из рабочего колеса (рис. 1.2).

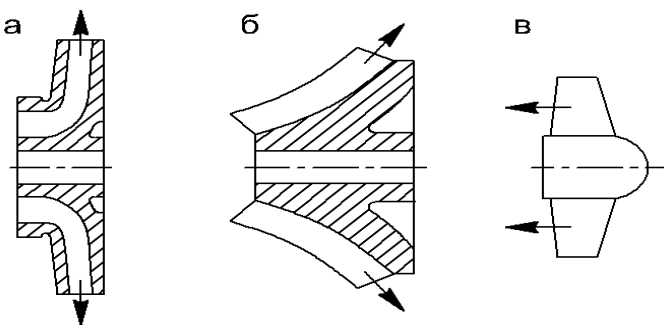


Рис. 1.2. Классификация лопастных насосов по направлению потока жидкости на выходе из рабочего колеса:  
а – центробежный; б – диагональный; в – осевой

**Лопастные насосы** подразделяют:

по числу потоков внутри рабочего колеса – с односторонним и двусторонним входом;

по числу ступеней рабочих колес в насосе – на одноступенчатые и многоступенчатые;

по расположению оси вращения вала насоса – на вертикальные, горизонтальные и с наклонной осью;

по напору – на низконапорные (давление до 0,2 МПа – 20 м), средненапорные (от 0,2 до 0,6 МПа – 20...60 м), высоконапорные (давление свыше 0,6 МПа);

по способу соединения с двигателем – на приводные (со шкивом или редуктором), соединяемые непосредственно с двигателем с помощью муфт, и моноблочные;

по роду перекачиваемой жидкости – на водопроводные, канализационные, теплофикационные, кислотные, грунтовые и др.

Классификация насосов по назначению не может быть строгой, так как одни и те же насосы применяются в водоснабжении, энергетике, химическом производстве и т. д.

По всасывающей способности насосы подразделяются на самовсасывающие и несамовсасывающие.

**Вихревой насос** – насос трения, в котором постоянное силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывают вихри, срывающиеся с канавок вращающегося рабочего колеса. Иначе **вихревой насос** – насос трения, в котором жидкая среда перемещается по периферии рабочего колеса в тангенциальном направлении (рис. 1.3). Эти насосы используют для своей работы силы трения внутри жидкости.

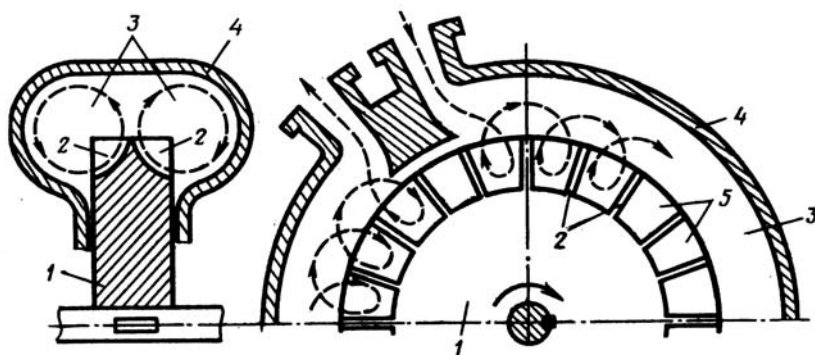


Рис. 1.3. Конструкция вихревого насоса:

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

Рабочее колесо 1, закрепленное на консоли вала внутри корпуса 4, имеет по периферии плоские радиальные лопатки 2. Лопатки образуют криволинейные межлопастные 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 3 корпуса 4, 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 канал 5. В кольцевом канале 3 формируется вихревое течение. За один оборот рабочего колеса жидкость несколько раз захватывается лопатками 2 и выбрасывается в кольцевой канал 3, по направлению к напорному патрубку. 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** предназначены для перекачки маловязких жидкостей, не содержащих абразивных примесей. Эти насосы используют в основном как вспомогательные – в дренажных, осушительных противопожарных системах. Выпускают в диапазоне подач 1...50 м<sup>3</sup>/ч при напорах 25...100 м самовсасывающими типов ВС, ВКС и несамовсасывающими типов В, ВК. Перед запуском несамовсасывающий насос должен быть залит перекачиваемой жидкостью. Самовсасывающие насосы отличаются устройством на напорном патрубке специального узла, состоящего из колпака и воздухоотвода, которые и обеспечивают самовсасывающую способность насоса. С увеличением подачи воды напор и мощность вихревых насосов снижаются, коэффициент быстроходности составляет 6...50. **Недостаток** их – сравнительно малый КПД (25...45 %). **Преимущества**: просты в конструкции, малый вес и небольшие габариты.

**Струйный насос** – насос трения, в котором постоянное силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывает подводимая извне струя жидкости, пара или газа, обладающая высокой кинетической энергией (рис. 1.4). Иначе **струйный насос** – насос трения, в котором жидкая среда перемещается внешним потоком жидкой среды. Действие струйной (эжекторной) установки основано на принципе передачи кинетической энергии от одного потока к другому, обладающему меньшей кинетической энергией. Создание напора происходит путем непосредственного смешивания обоих потоков, без каких-либо промежуточных механизмов. В зависимости от назначения струйного насоса рабочая и перекачиваемая



среды (жидкость, пар, газ) могут быть одинаковыми или разными. Если через трубопровод и сопло нагнетается воздух (газ), то струйный насос называется **эжектором**, если пар – **инжектором**, горячая вода – **элеватором**, а если холодная вода, то **гидроэлеватором**.

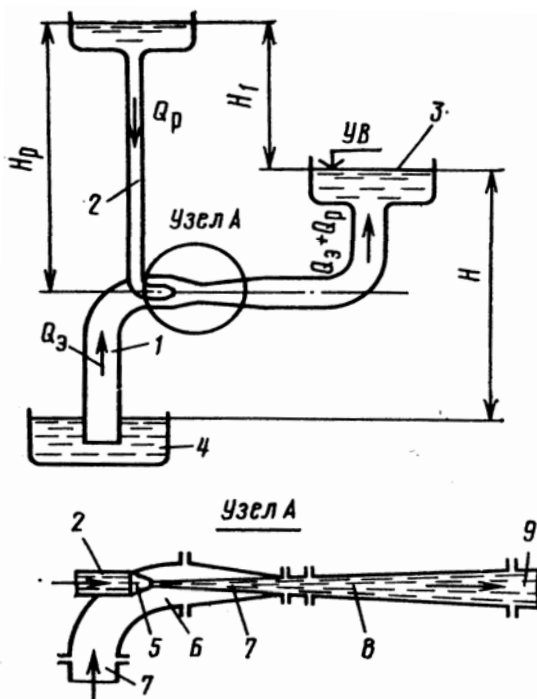


Рис. 1.4. Схема установки струйного насоса:  
 1, 2 – всасывающая и напорная трубы; 3, 4 – сборный и нижний резервуары;  
 5 – сопло; 6, 7 – камеры всасывающая и смешения;  
 8 – диффузор; 9 – трубопровод

**Работа струйного насоса происходит следующим образом.** Рабочая жидкость  $Q_p$  под большим давлением по напорному трубопроводу 2 подается в сопло 5. В сопле ее скорость и кинетическая энергия возрастает, 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 всасы-

вающей трубе 1 устремляется во всасывающую камеру 6 и далее в камеру смешения 7, в которой потоки рабочей и поднимаемой жидкости перемешиваются. Благодаря силам трения, струя увлекает с собой засосанную жидкость и смешивается с ней. При этом рабочая жидкость отдает часть своей энергии поднимаемой. Затем смешанный поток жидкости поступает в диффузор 8, где его скорость постепенно уменьшается, а давление (статический напор) увеличивается (т. е. часть кинетической энергии преобразуется в потенциальную) и далее по нагнетательному трубопроводу 9 в сборный резервуар 3.

*Струйные насосы используют* для подъема воды из скважин, подъема и транспортировки грунтовой массы при гидромеханизации земляных работ, водоотлива и водопонижения при производстве строительных работ, удаления осадка из отстойников, приемков камер речных водозаборных сооружений, для транспортировки золы и шлака в котельных установках, выброса загрязненного воздуха в атмосферу, для питания водой паровых котлов высокого давления на паровозах, теплоэлектростанциях, в качестве элеваторов на вводах теплосети в здания, для создания вакуума в конденсаторах, а также на крупных насосных станциях в качестве вспомогательных для удаления воздуха из всасывающих трубопроводов и корпусов основных насосов перед их пуском и увеличения допустимой высоты всасывания.

Основные их **достоинства** – простота конструкции, небольшие размеры и надежность; **недостатки** – низкий КПД и необходимость подвода рабочей жидкости к соплу под высоким давлением.

**Вибрационный насос** – насос трения, в котором силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывает клапан-поршень, совершающий высокочастотное возвратно-поступательное движение (рис. 1.5). Иначе **вибрационный насос** – насос трения, в котором жидкая среда перемещается в процессе возвратно-поступательного движения.

Насос перед запуском погружается в воду, которая через обратный клапан 1 заполняет его. После запуска якорь 8 электромагнита 10 при помощи штока 3 передает колебания резиновому диску 1 и диафрагме 5, которая отделяет электромагнитную часть насоса от гидравлической. При движении диска вверх вода приобретает вертикальную скорость и направляется к напорному трубопроводу 12. Обратный клапан 1 открывается и пропускает в насос новую пор-

цию воды. При движении диска вниз вода, находящаяся над диском, по инерции продолжает движение вверх, а находящаяся под диском – давит на обратный клапан и закрывает его, не допуская вытекания воды в источник. Таким образом, насос непрерывно подает воду под напором 30...40 м.

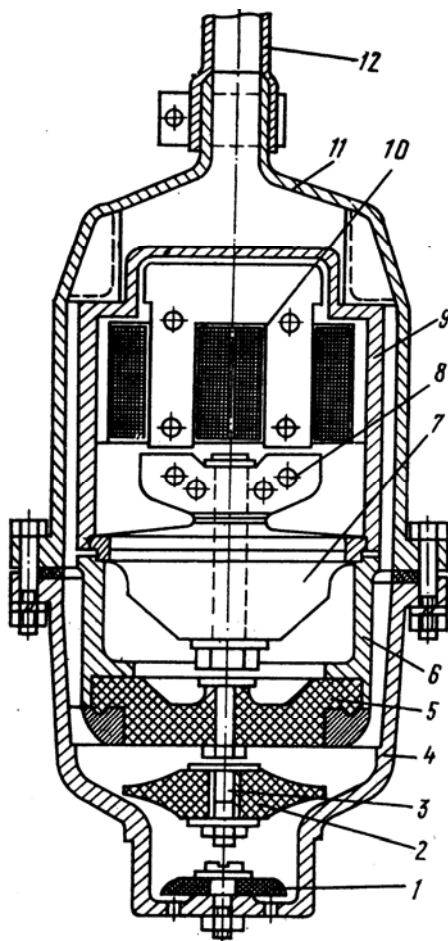


Рис. 1.5. Конструкция вибрационного насоса НЭБ-1/20 с погружным вибратором:  
 1 – приемный клапан; 2 – рабочий орган – поршень; 3 – шток;  
 4, 6, 9, 11 – детали корпуса; 5 – диафрагма; 7 – амортизатор; 8 – якорь;  
 10 – катушки электромагнита; 12 – напорный шланг

**Воздушные водоподъемники (эрлифты)** – насосы, 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 основу действия эрлифта** (рис. 1.6) положен закон сообщающихся сосудов, которые заполнены разнородной жидкостью. Сообщающимися сосудами здесь являются скважина 1, в которой находится обычная вода, и водоподъемная труба 5, которая заполнена водно-воздушной эмульсией. Водно-воздушная эмульсия (смесь воздуха с водой) образуется в смесителе 2, куда по трубе 4 подается воздух от компрессора. Поток эмульсии поднимается вверх по водоподъемной трубе 3, на конце которой встречается с отражателем 8, предназначенным для отделения воздуха от воды. Воздух выходит через отверстие 7, а вода стекает в приемный бак 6 и по трубе 5 отводится самотеком к потребителю.

**Достоинства эрлифтов:** простота устройства, надежность в работе, возможность подъема как чистой, так и загрязненной воды из глубоких вертикальных или наклонных (и даже искривленных) скважин. **Недостатки** – низкий КПД (20...25 %) и большое заглубление смесителя под уровень воды, а также то, что нельзя подавать воды непосредственно в сеть водоснабжения.

**Ленточные и шнуровые водоподъемники** – насосы, в которых силовое воздействие на протекающую через насос жидкость в поверхностных капиллярах (являются рабочей камерой) бесконечной ленты 6 или бесконечного шнура,двигающихся по двум шкивам (нижний 7 опущен в воду, а ведущий 3 расположен на поверхности земли), оказывает подъемная сила, возникающая в результате принудительного вращения двигателем 5 через передачу 4 ведущего шкива 3 (рис. 1.7).

При вращении ведущего шкива 3 (обычно со скоростью 4...6 м/с) лента перемещается и, выходя из воды, удерживает на своей поверхности благодаря силам трения тонкий слой воды. В момент перехода ленты через ведущий шкив 3 этот слой воды под действием центробежной силы сбрасывается в водоприемный корпус 2, а оттуда по сливному лотку стекает в резервуар. У шнуровых водоподъемников рабочим органом служит прорезиновый перфорированный шнур. Подача водоподъемников 3...7 м<sup>3</sup>/ч.

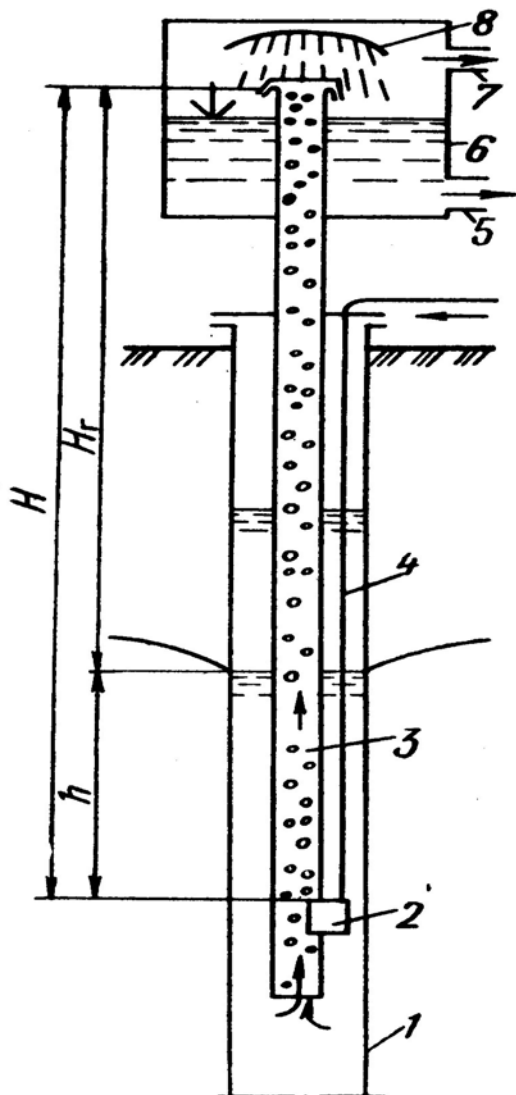


Рис. 1.6. Схема установки воздушного водоподъемника:  
 1 – скважина; 2 – форсунка; 3, 4 – трубы водоподъемная  
 и для подачи сжатого воздуха; 5 – к потребителю; 6 – приемный бак;  
 7 – трубка для выпуска воздуха; 8 – отражатель

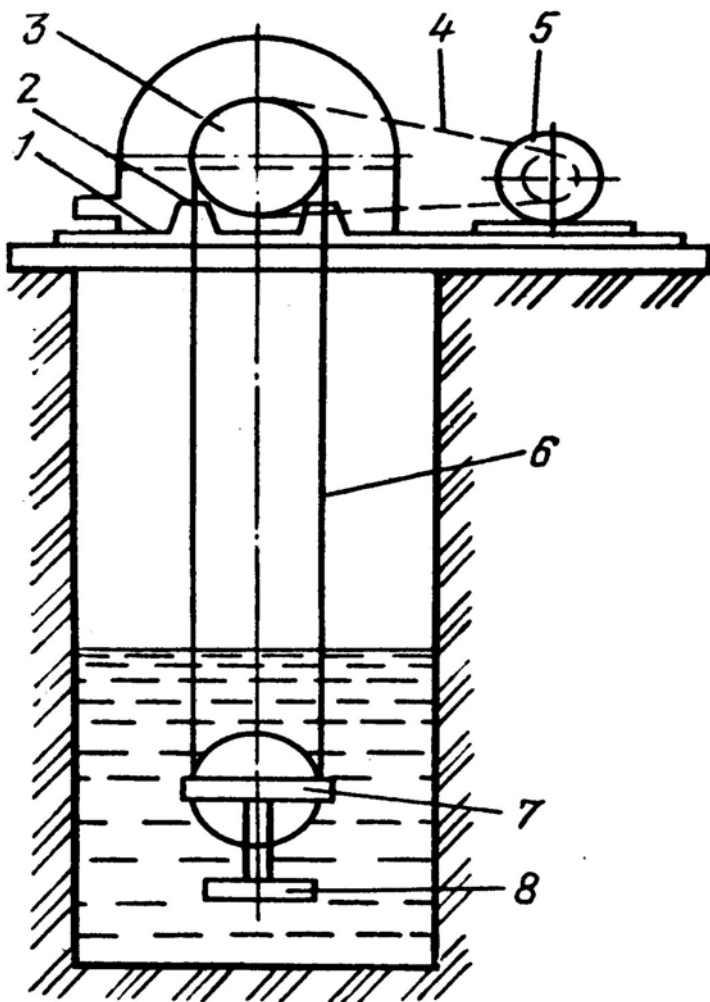


Рис. 1.7. Схема установки ленточного водоподъемника:  
 1 – опорная рама; 2 – корпус; 3, 7 – ведущий и нижний шкивы;  
 4 – клиноременная передача; 5 – двигатель; 6 – лента; 8 – груз

**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 (рис. 1.8).

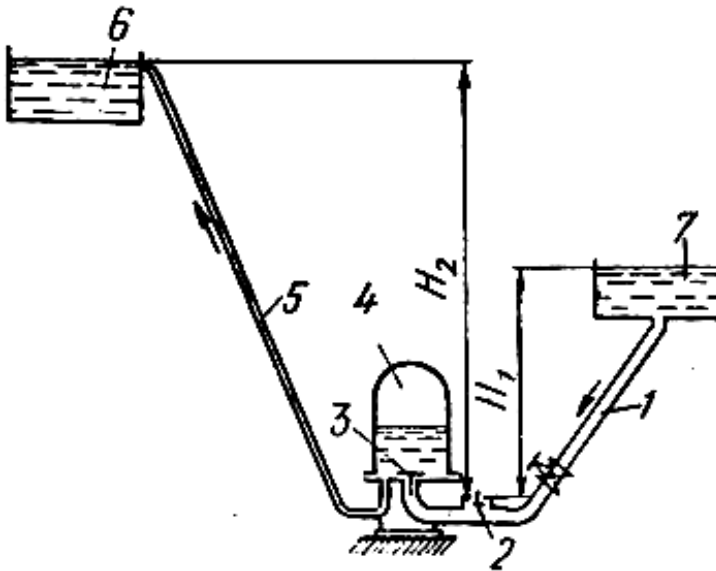


Рис. 1.8. Схема установки гидравлического тарана:  
 1, 5 – питательная и нагнетательная трубы; 2, 3 – сбросной  
 (ударный) и нагнетательный клапаны; 4 – воздушный колпак;  
 6 – напорный бак; 7 – источник

Этот водоподъемник не нуждается в двигателе, а использует потенциальную энергию воды нижнего бьефа (НБ), поднятого над ним на высоту  $H_1$ . Перед работой таранная установка заполняется водой, которая поступает из НБ по трубе 1. Под действием гидростатического давления столба воды высотой  $H_1$  клапан 2 закрывается, а клапан 3 – открывается, пропуская воду в воздушный колпак 4, которая сжимает находящийся в нем воздух, и далее поднимается по трубе 5 до отметки воды НБ. В таком состоянии таран готов к запуску. Для запуска установки необходимо утопить вниз клапан 2, приложив к нему силу, которая преодолет силу, удерживающую клапан в закрытом положении. В образовавшуюся щель начнет вытекать вода, которая будет поступать по питающей трубе 1 со скоростью  $V_0$  и расходом  $Q$ . Если убрать силу, открывающую ударный клапан, то он мгновенно возвратится в закрытое положение, излив воды прекратится, а, значит, скорость воды в питающей трубе станет равной нулю, что вызовет в ней гидравлический удар. Это из-

вестное в гидравлике состояние жидкости, при котором резкое повышение давления в ней сменяется его понижением и наоборот. В таране при повышении давления часть жидкости проникает в воздушный колпак, увеличивая в нем степень сжатия воздуха, за счет чего начинается движение воды по нагнетательной трубе 5. При последующем понижении давления в таране нагнетательный клапан 3 закрывается, а ударный клапан 2 под собственным весом падает вниз, давая возможность воде свободно изливаться, т. е. повторилось состояние, в котором была система при первоначальном принудительном открытии этого клапана в момент пуска тарана, только в данном случае клапан сработал за счет уменьшения силы гидростатического давления, действующей на него снизу.

Далее процесс повторяется, т. е. ударный клапан закрывается, снова возникает гидравлический удар и т. д., в результате чего в нагнетательный трубопровод проталкивается новая порция воды. Это повторение будет многократным, если в НБ будет поддерживаться постоянный уровень воды и не произойдет в силу каких-либо причин зависания клапанов. Основным *преимуществом* этого водоподъемника является отсутствие энергоемкого двигателя, а *недостатком* – наличие так называемого холостого сброса воды, величина которого может быть довольно значительной.

В нашей стране были разработаны конструкции таранов типа ТГ с подачей до 5 л/с и напором до 100 м, типа УИЖ с таким же напором, но подачей до 3 л/с и типа ЕрПИ с напором до 150 м и подачей до 18 л/с. Этот простой по устройству, неприхотливый и дешевый в эксплуатации водоподъемник может быть широко использован при водоснабжении индивидуальных и фермерских хозяйств. Он надежно будет работать, если обеспечить ему минимальный подпор 1 м и гарантированный отвод холостого сброса воды.

**Объемный насос** – насос, в котором жидкая среда перемещается в результате воздействия на нее рабочего органа, периодически изменяющего объем занимаемой ею рабочей камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса.

К этой группе относятся: поршневые, плунжерные, крыльчатые, диафрагменные, шланговые, шестеренные, винтовые, шиберные, водокольцевые, вакуумные и другие насосы.

По *принципу действия рабочего органа* объемные насосы подразделяются на **поршневые** и **роторные**. В роторных насосах рабо-



чим органом могут быть зубчатые колеса, винты, пластины. Принципиальные схемы объемных насосов приведены на рис. 1.9.

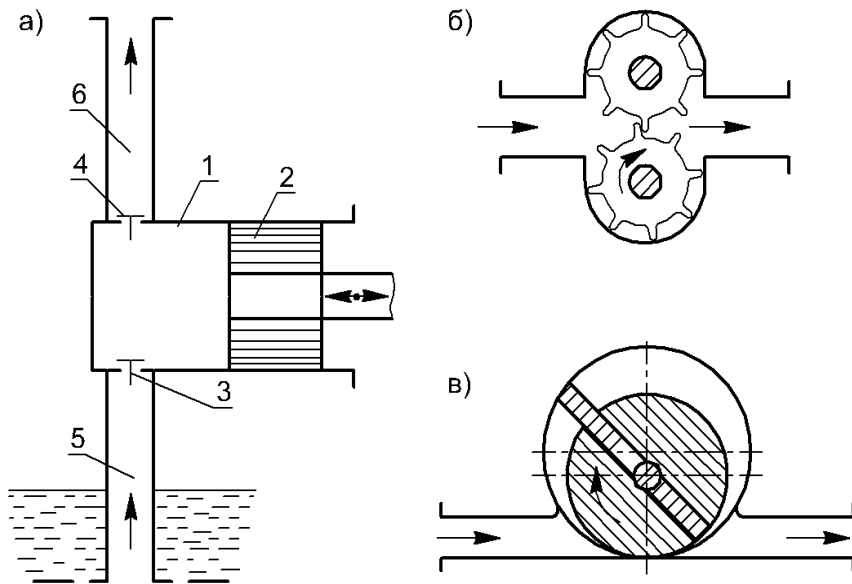


Рис. 1.9. Принципиальные схемы объемных насосов:  
*a* – поршневой; *б* – шестеренный; *в* – пластинчатый (крыльчатковый)  
 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3, 4 – клапаны; 5 – всасывающий трубопровод;  
 6 – напорный трубопровод

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

**Крыльчатый насос** – объемный насос, в котором периодическое силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывает пластина (крыло), совершающая возвратно-поворотное движение в рабочей камере (рис. 1.10).

Действие крыльчатого насоса аналогично действию поршневого. Оно заключается в том, что при возвратно-поворотном движении крыла 3, которое плотно прилегает к стенкам неподвижного цилиндрического корпуса 5, с одной стороны, объем рабочей камеры увеличивается и происходит засасывание жидкости через трубу 1,

а с другой – уменьшается, т. е. происходит вытеснение жидкости в напорную трубу 6, которая занимала этот объем. Так, при движении крыла в направлении, указанном стрелкой, объем правой камеры уменьшается, вследствие чего жидкость, находящаяся в нем, сжимается, открывается нагнетательный клапан, а всасывающий клапан закрывается. В то же время объем левой камеры увеличивается и в ней создается разрежение, в результате чего вода через всасывающий клапан заполняет этот объем. Напорный клапан находится в закрытом положении под действием разницы давлений над ним и под ним. При обратном ходе крыла назначения камер меняются местами. **Недостатки насосов:** быстрый износ крыла из-за трения его о стенки корпуса, особенно при перекачке воды, загрязненной песком. Подача их до – 90 л/м, напор – 30...40 м, высота всасывания до 7 м, КПД – 80...90 %. Применяются с ручным приводом как бытовые или вспомогательные.

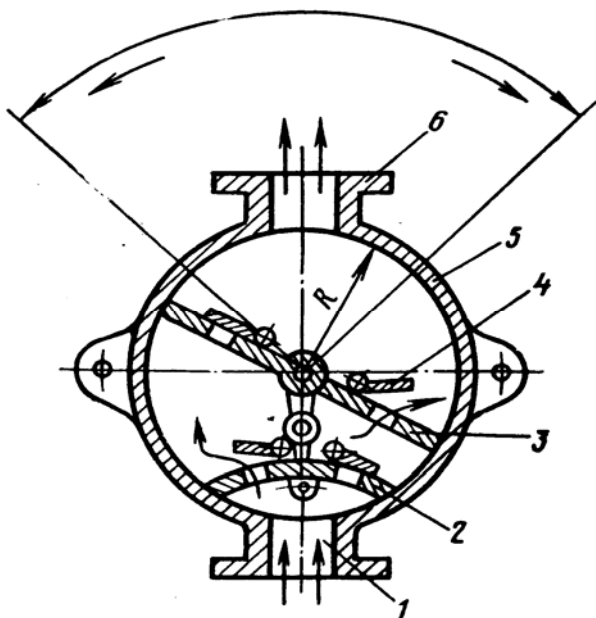


Рис. 1.10. Схема ручного крыльчатого насоса Альвейлера:  
 1, 6 – всасывающая и нагнетательная трубы; 2 – неподвижная диафрагма;  
 3 – крыло; 4 – откидной клапан; 5 – корпус

**Роторный насос** – объемный насос, в котором периодическое силовое воздействие на протекающую через насос жидкость оказывают поверхности шестерен или винтовых канавок, расположенных на периферии вращающегося ротора. Иначе, **роторный насос** – объемный насос с вращательным или вращательным и возвратно-поступательным движением рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена.

**Шестеренный насос** – объемный (роторный, зубчатый) насос с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих геометрическое замыкание рабочей камеры и передающих крутящий момент. Состоит из корпуса, всасывающего и нагнетательного патрубков (рис. 1.11).

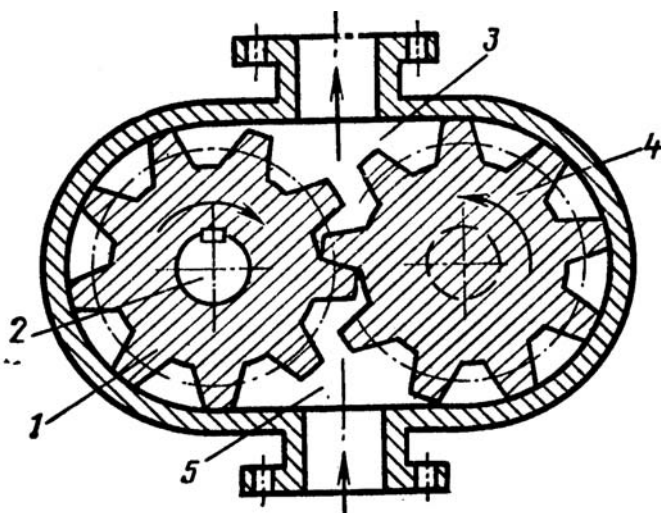


Рис. 1.11. Схема шестеренного насоса:  
1, 4 – ведущая и ведомая шестерни; 2 – вал; 3 – нагнетательная часть корпуса; 5 – всасывающее пространство

Внутри корпуса размещаются две шестерни, находящиеся в зацеплении. Одна из них – ведущая 1, так как при помощи муфты соединяется с валом двигателя, а вторая – ведомая 4. Насос работает под заливом, и поэтому жидкость, заполняющая всасывающий патрубок 5, захватывается зубьями шестерен и вдоль стенки корпуса перемещается в нагнетательную камеру 3. При зацеплении шесте-

рен происходит вытеснение жидкости из межзубного пространства, в результате чего в ней возникает повышенное давление, под действием которого она поступает в нагнетательный трубопровод. Применяют эти насосы для перекачки *вязких жидкостей* и выпускают с подачей от 0,22 до 144 м<sup>3</sup>/с и давлением от 0,4 до 2,5 МПа (4...25 атм). *Их преимущество* – простота изготовления и эксплуатации, а *недостатки* – пульсация подачи, шум, вибрация из-за неравновешенности внутренних усилий.

**Винтовой насос** – объемный (роторно-вращательный) насос с перемещением жидкой среды вдоль оси вращения рабочих органов. Могут быть одно-, двух- и трехвинтовые в горизонтальном и вертикальном исполнении.

Основным рабочим органом одновинтового насоса является односторонний стальной винт, который вращается в двухзаходной резиновой обойме. При вращении винта между его поверхностью и обоймой образуются полости, в которых перекачиваемая жидкость герметически замыкается и при дальнейшем вращении перемещается вдоль оси винта к полости нагревателя. В связи со специфичностью вращения винта соединение его с двигателем должно осуществляться карданным валом или эксцентриковой муфтой.

Эти насосы предназначены для перекачки чистых и загрязненных жидкостей, в том числе и химически активных, в количестве от 0,3 до 40 м<sup>3</sup>/ч при давлении от 0,5 до 2,5 МПа.

Наибольшее распространение во всех отраслях народного хозяйства получили лопастные насосы.

**Устройство, принцип действия, маркировка и область применения центробежных насосов.** Конструкции центробежных насосов весьма разнообразны. Однако все они включают следующие *основные детали*: рабочее колесо, подвод, отвод (корпус), вал, уплотнения, подшипники.

*Рабочее колесо* предназначено для преобразования энергии и передачи ее подаваемой жидкой среде. Существует несколько конструкций рабочих колес. Закрытое рабочее колесо с *односторонним входом* (рис. 1.12) состоит из заднего (внутреннего) диска, который к центру переходит в ступицу для закрепления колеса к валу, и переднего (внешнего) диска. Между дисками размещены лопатки, имеющие цилиндрическую либо пространственную форму. У рабочих колес водопроводных насосов обычно 6...8, а у канализацион-

ных 1...4 лопатки. Для небольших насосов иногда выполняются *рабочие колеса открытого типа* (рис. 1.13).

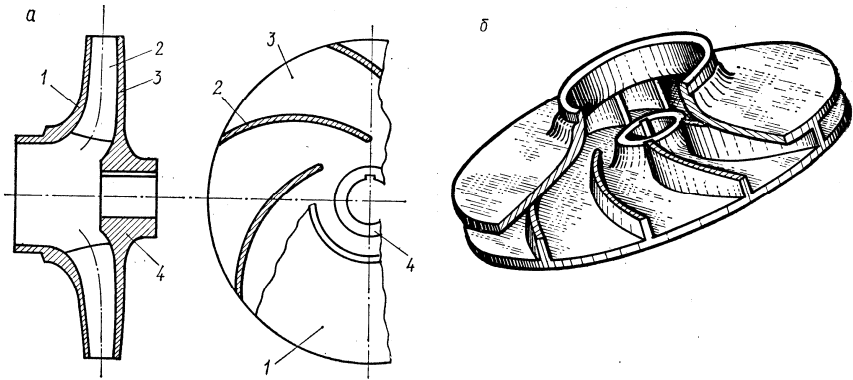


Рис. 1.12. Рабочее колесо центробежного насоса с односторонним входом:

- a* – разрез; *б* – общий вид;  
 1 – передний (внешний) диск; 2 – лопатка;  
 3 – задний (внутренний) диск; 4 – ступица

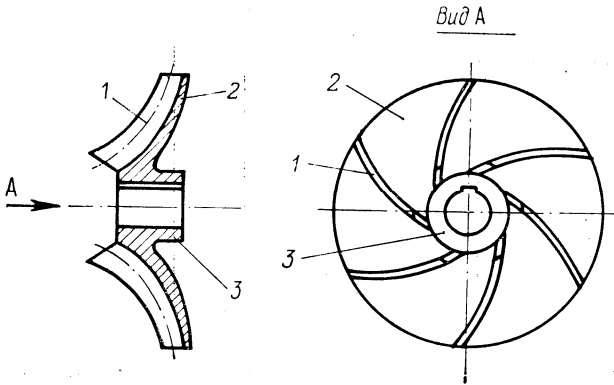


Рис. 1.13. Рабочее колесо центробежного насоса открытого типа:

- 1 – лопатка; 2 – задний диск; 3 – ступица

Отличительной их особенностью является отсутствие переднего диска. При этом колесо с малым зазором сопрягается с передней крышкой насоса. Такие насосы имеют пониженный КПД ввиду увеличения гидравлических потерь.

**Подвод** (подводящее устройство), устанавливаемый на всасывающей стороне насоса, обеспечивает вход жидкой среды во всасывающую полость рабочего колеса с наименьшими гидравлическими потерями. У центробежных насосов подводы бывают осевые (рис. 1.14, а...в), боковые (рис. 1.14, г) и полуспиральные (рис. 1.14, д). *Осевые подводы* могут быть цилиндрическими (рис. 1.14, а), коническими сходящимися (конфузорными) (рис. 1.14, б) и коническими расходящимися, т. е. диффузорными (рис. 1.14, в). Осевой подвод выполняется в виде патрубка, отлитого как одно целое с передней крышкой насоса. Наименьшие гидравлические потери обеспечиваются при осевом подводе, однако он увеличивает габариты насоса в осевом направлении и поэтому используется для насосов небольших размеров. *Боковой подвод* (рис. 1.14, г) более компактен, но отличается наибольшими гидравлическими потерями, чаще используется для многоступенчатых насосов. *Полуспиральный подвод* (рис. 1.14, д) делают у насосов с двусторонним входом и у некоторых многоступенчатых насосов. К фланцу подвода крепится всасывающая труба.

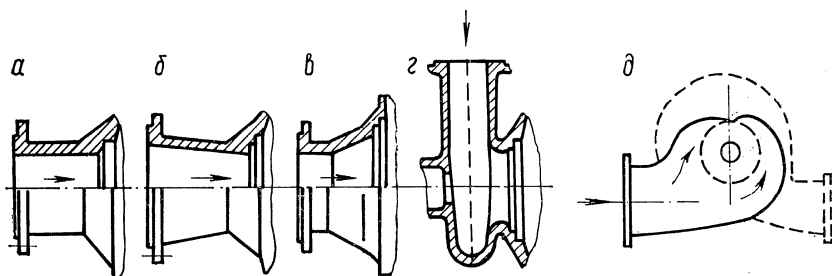


Рис. 1.14. Конструктивные схемы подводов:  
 а – осевой цилиндрический; б – осевой конфузорный;  
 в – осевой диффузорный; г – боковой; д – полуспиральный

**Отводы** у центробежных насосов конструктивно объединены с корпусом насоса. Они предназначены для отвода жидкой среды, выбрасываемой рабочим колесом в напорный трубопровод. Отводы выполняют в виде *спирального* или *кольцевого канала* (рис. 1.15) либо в виде *направляющего аппарата* (рис. 1.16). Насосы, предназначенные для перекачивания жидких сред с *механическими включениями*, оборудуются отводами кольцевого типа с постоянной площадью поперечного сечения (см. рис. 1.15, б).

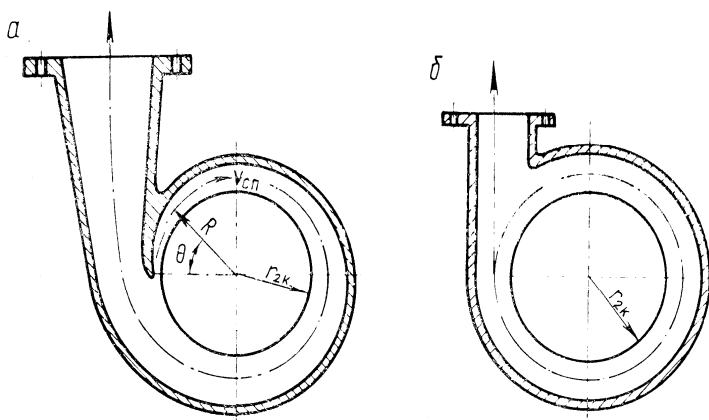


Рис. 1.15. Схемы отводов:  
*a* – спиральный; *б* – кольцевой (цилиндрический)

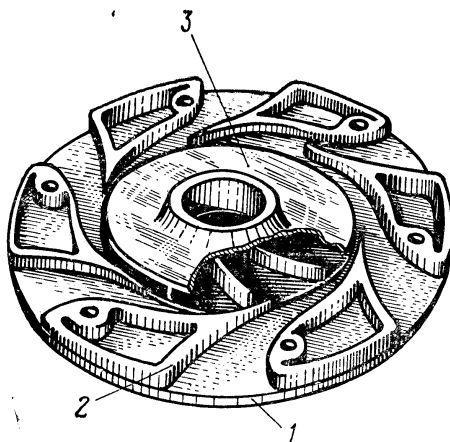


Рис. 1.16. Направляющий аппарат:  
*1* – диск; *2* – лопатка; *3* – рабочее колесо насоса

**Вал насоса** предназначен для передачи крутящего момента от двигателя к рабочему колесу. Форма и конструкция вала определяются конструкцией насоса. Материалом для его изготовления служит конструкционная сталь. Для насосов, перекачивающих жидкие среды повышенной агрессивности, валы выполняются из специальной

легированной стали. Рабочее колесо крепится к валу шпоночным соединением. На одном из концов вала (также на шпоночном соединении) крепится полумуфта для соединения с валом двигателя.

**Уплотнения** применяются для предотвращения утечек жидкой среды через зазоры при сопряжении вращающихся и неподвижных частей насоса. При сопряжении вала с корпусом насоса используются сальниковые уплотнения. Большинство современных насосов снабжены сальниками с гидравлическим уплотнением (рис. 1.17).

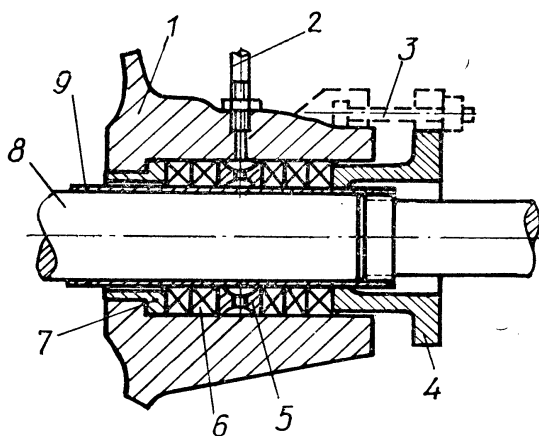


Рис. 1.17. Сальник с гидравлическим уплотнением:  
1 – корпус; 2 – трубка подвода воды; 3 – натяжной болт; 4 – крышка;  
5 – кольцо гидроуплотнения; 6 – набивки; 7 – грундбукса; 8 – вал;  
9 – защитная втулка

Корпус сальника отливается как одно целое с крышкой или корпусом насоса. На вал навинчивается защитная втулка, предохраняющая его от изнашивания. В отдельных случаях (насосы с двусторонним входом и многоступенчатые) с помощью предохранительных втулок крепятся рабочие колеса. Чтобы исключить изнашивание корпуса сальника, в него запрессовывается бронзовая грундбукса. В пространство сальника закладывается хлопчатобумажный просаленный жгут, который поджимается крышкой с натяжными болтами. С помощью металлического кольца, к которому от отвода насоса под давлением подается вода по трубке, обеспечивается самоуплотнение сальника.



Для уменьшения перетекания жидкой среды из области с положительным давлением в область всасывания с внешней стороны рабочего колеса используются уплотнения, показанные на рис. 1.18.

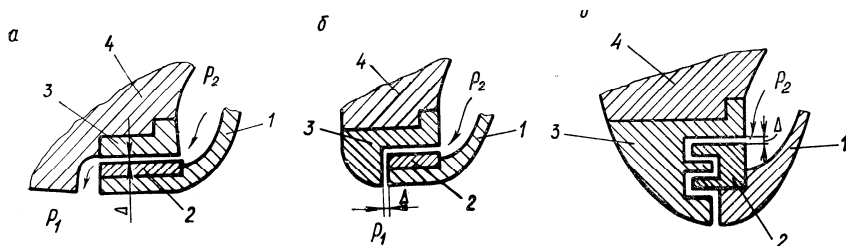


Рис. 1.18. Конструкции уплотнений:  
*a* – кольцевое; *б* – угловое; *в* – лабиринтное; 1 – рабочее колесо;  
 2 – вращающееся уплотнительное кольцо; 3 – уплотнительное кольцо  
 (неподвижное); 4 – корпус насоса

Снижение расхода перетекаемой жидкой среды в таких уплотнениях достигается за счет значительных потерь напора в зазоре А уплотнения. Величину зазора выбирают в зависимости от диаметра рабочего колеса. Чем больше путь протекания жидкой среды в зазоре, тем надежнее уплотнение. Поэтому *уплотнения кольцевого типа* (рис. 1.18, *a*) используются в низконапорных насосах, *углового типа* (рис. 1.18, *б*) – в средненапорных и *лабиринтного типа* (рис. 1.18, *в*) – в высоконапорных насосах. Такие уплотнения значительно повышают объемный КПД насоса.

В насосах используются *подшипники* качения (шариковые, роликовые) и скольжения. Тип подшипника определяется конструкцией насоса. Для уменьшения трения и предотвращения разрушения подшипники смазываются консистентным (солидол, литол и др.) или жидким (автол, турбинное масло) смазочным материалом. В последнем случае для подшипника делается специальная камера (масляная ванна), куда заливается масло. Подшипники скольжения с лигнофолевыми или резиновыми вкладышами смазываются водой без примеси песка или других абразивных включений.

**Принцип действия центробежных насосов.** В центробежных насосах жидкость приобретает энергию за счет центробежной силы, возникающей при вращении рабочего колеса 1 (рис. 1.19). Рабочее колесо состоит из двух дисков, отстоящих на некотором расстоянии друг от друга. Между дисками, соединяя их в единую конструкцию,

находятся лопасти, плавно изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Внутренние поверхности дисков и боковые поверхности лопастей образуют межлопастные каналы колеса, по которым движется жидкость от его центра к периферии. Перед пуском насоса его корпус 2 и всасывающую трубу 3 заполняют водой с тем, чтобы создать сплошную жидкую среду, которая при работе насоса превратится в неразрывный поток, движущийся от нижнего до верхнего бьефа.

При вращении рабочего колеса под действием центробежной силы частицы жидкости с большой скоростью выбрасываются из межлопастных каналов в отвод 7, приобретая при этом кинетическую энергию, а их прежнее место занимают другие, поднимаясь по всасывающему трубопроводу за счет разности давлений на поверхности воды и во входной части рабочего колеса, где возникает вакуум. Так как дальнейшее движение жидкости в сторону нагнетательного патрубка происходит по постепенно расширяющемуся отводу 7, то ее скорость уменьшается, вследствие чего полученная кинетическая энергия, согласно закону сохранения энергии, переходит в потенциальную энергию давления. Это преобразование энергии одного вида в другой продолжается и в напорном трубопроводе 9, где по мере подъема жидкости вверх, удельная потенциальная энергия давления переходит в удельную потенциальную энергию положения, а часть ее тратится на преодоление сопротивления трубопровода.

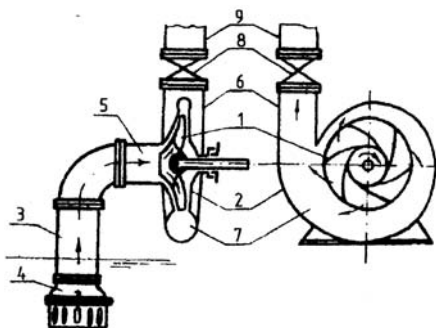


Рис. 1.19. Схема центробежного насоса:

1 – рабочее колесо; 2 – корпус (улитка); 3 – всасывающий трубопровод;

4 – водозаборный оголовок; 5 – всасывающий патрубок;

6 – нагнетательный (напорный) патрубок; 7 – постепенно расширяющийся отвод;

8 – задвижка; 9 – напорный трубопровод

Все типы насосов имеют свое обозначение – **марку**, которая состоит из определенного буквенного и цифрового сочетания, несущего определенную информацию о конструкции насоса и величине его основных параметров.

**Марки центробежных насосов** по ГОСТ 22247-76 имеют следующую структуру:  $T Q_{\text{ч}} - H$  или  $T - Q_{\text{ч}} / H$  или для крупных **вертикальных насосов** типа  $B d_{\text{н}} B - Q / H$ ;

**марки скважинных насосов**  $T d_{\text{в}} - Q_{\text{ч}} - H$ ;

**марки осевых насосов**  $T - D_{\text{р.к.}}$ ,

где  $T$  – обозначение типа конструкции и иногда назначение насоса;  $Q_{\text{ч}}$ , и  $Q$  – 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;  $B$  – вертикальный;  $d_{\text{н}}$  – внутренний диаметр напорного патрубка, мм;  $d_{\text{в}}$  – внутренний диаметр обсадной трубы скважины, мм, уменьшенный в 25 раз и округленный до единицы;  $D_{\text{р.к}}$  – наружный диаметр рабочего колеса, см.

В табл. 1.1 приведены сведения о различных типах наиболее широко применяемых центробежных и осевых насосов, где  $\omega_s$  – коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз;  $i$  – число ступеней; остальные обозначения приведены выше.

Таблица 1.1

Области применения насосов различных марок по  $Q$  и  $H$

Тип насосов		Марка	Подача, $\text{м}^3/\text{ч}$	Напор, м
Центробежные	консольный	К- $Q_{\text{ч}}/H$	4,5...350	...95
	консольный моноблочный	КМ- $Q_{\text{ч}}/H$	5...100	9...60
	с двусторонним входом в рабочее колесо	D- $Q_{\text{ч}}-H$	40...12 500	8...130
	многоступенчатый секционный	ЦНС- $Q_{\text{ч}}-H$	30...350	25...800
	многоступенчатый с горизонтальным разъемом корпуса	ЦН- $Q_{\text{ч}}-H$	250...3 000	70...350
	фекальный консольный	Ф- $Q_{\text{ч}}/H$	6...10 000	6...105
	песковый консольный	П- $Q_{\text{ч}}/H$	15...1 800	10...50
	грунтовый консольный	Гр- $Q_{\text{ч}}/H$	7...16 000	8...80
	погружной	ЦМПВ- $Q_{\text{ч}}-H$ ,	10...100	6...27
	–	ГНОМ- $Q_{\text{ч}}/H$	1...35*	15...110
крупный вертикальный	$d_{\text{н}}B-Q_{\text{ч}}/H$	1...35*	15...110	

Тип насосов		Марка	Подача, м <sup>3</sup> /ч	Напор, м
Скважинные	центробежный с приводом через трансмиссионный вал типа ЦТВ	ЦТВ $d_B$ -Q <sub>ч</sub> -H	25...1 250	25...150
	центробежный с приводом через трансмиссионный вал типа А	$d_B A - \omega_s i$	600...1 200	28...45
	центробежный с приводом через трансмиссионный вал типа НА	$d_B HA - \omega_s i$	150	33...55
	с затопленным электродвигателем	ЭЦВ $d_B$ - Q <sub>ч</sub> - H	3...700	15...300
Осевые	с жесткозакрепленными лопастями	О- $D_{p.k.}$	0,5...1,8*	3,0...14,0
	с поворотными лопастями	ОП- $D_{p.k.}$	1,5...45*	2,5...25,0
	погружной	ОПВ Q <sub>ч</sub> -H	2 500...20 000	4...15
	—	ОМПВ Q <sub>ч</sub> -H	250...400	5,0...12,0

\* Подача в м<sup>3</sup>/с.

Насосы типа К (КМ) и ЭЦВ чаще применяются в водоснабжении, реже в орошении, где наиболее распространены насосы типа Д и ЦНС.

Насосы для перекачки загрязненных жидкостей применяются в канализации (типа Ф) и в земснарядах (типа П и Гр).

В крупных насосных станциях, предназначенных для орошения больших массивов, применяются насосы типа В. Это центробежный насос с вертикальным валом, имеющий значительные габариты.

Широкое применение центробежных насосов в водном хозяйстве обуславливается наличием ряда **достоинств**: 1) компактность и малая металлоемкость; 2) большой диапазон изменения расходов и напоров; 3) возможность регулирования подачи и напора различными способами; 4) удобство в эксплуатации и отсутствие сложности в техническом обслуживании; 5) надежность в работе и возможность полной ее автоматизации; 6) достаточно большой коэффициент полезного действия.

Однако центробежные насосы имеют и ряд **недостатков**, которые необходимо учитывать при их эксплуатации. Так, например, большинство центробежных насосов предъявляют требования к качеству воды, которая не должна содержать примесей механических и химических веществ больше, чем указано в паспорте насоса.

Центробежные насосы подвержены **кавитации**, т. е. явлению, которое вызывается неверным расположением насоса по отношению к уровню воды в нижнем бьефе или нарушением правил его эксплуатации. Возникшая кавитация не только делает работу не-

устойчивой, но и может его вывести из строя. Несмотря на указанные выше и ряд других недостатков, центробежные насосы по сравнению с другими типами применяются значительно шире.

**Запуск и остановка центробежных насосов.** Центробежные насосы запускаются в работу при закрытой задвижке на напорной стороне, при этом потребляемая мощность у них минимальна. Малые насосы можно запускать и при открытой задвижке, так как они агрегируются с электродвигателями, имеющими достаточный запас мощности. Перед запуском всасывающая труба и корпус насоса должны быть залиты перекачиваемой жидкой средой. Прежде чем запустить в работу насосный агрегат с принудительной системой смазки и охлаждения соответствующих узлов, необходимо включить в работу эти системы. После их запуска включают систему гидравлического уплотнения сальников. При разгоне агрегата до номинальной частоты вращения ротора открывают задвижку на напорной стороне насоса. Остановка центробежного насоса производится в обратной последовательности.

**Центробежные консольные насосы типа К (рис. 1.20) и консольные моноблочные типа КМ.** Эти насосы имеют горизонтальный вал, одноступенчатые (одно рабочее колесо), с односторонним подводом жидкости (рис. 1.12...1.13). Они перекачивают чистую воду с температурой до 85 °С, а при изготовлении насосов по специальному заказу – до 105 °С. Жидкость поступает во входной патрубок в осевом направлении параллельно валу, на котором находится рабочее колесо. Рабочее колесо нагружает вал, как консольную балку, имеющую опоры в двух подшипниках, поэтому насос и назван консольным. Между рабочим колесом и корпусом имеются щелевые уплотнения, препятствующие перетечке жидкости из спирального отвода во входной патрубок. Для выравнивания давления с целью уменьшения осевого усилия, сдвигающего его в направлении входного патрубка, на обеих сторонах рабочего колеса вокруг вала сделаны разгрузочные отверстия.

**Центробежный консольный моноблочный насос (рис. 1.21)** отличается от консольного только тем, что насос и электродвигатель выполнены в едином блоке, т. к. его рабочее колесо закрепляется на консоли, являющейся продолжением вала электродвигателя. Таким образом, *преимуществом* моноблочного насоса является его компактность, малая масса; его *недостаток* в том, что электродвига-

тель не подлежит замене в случае выхода его из строя или необходимости изменения частоты вращения рабочего колеса насоса.

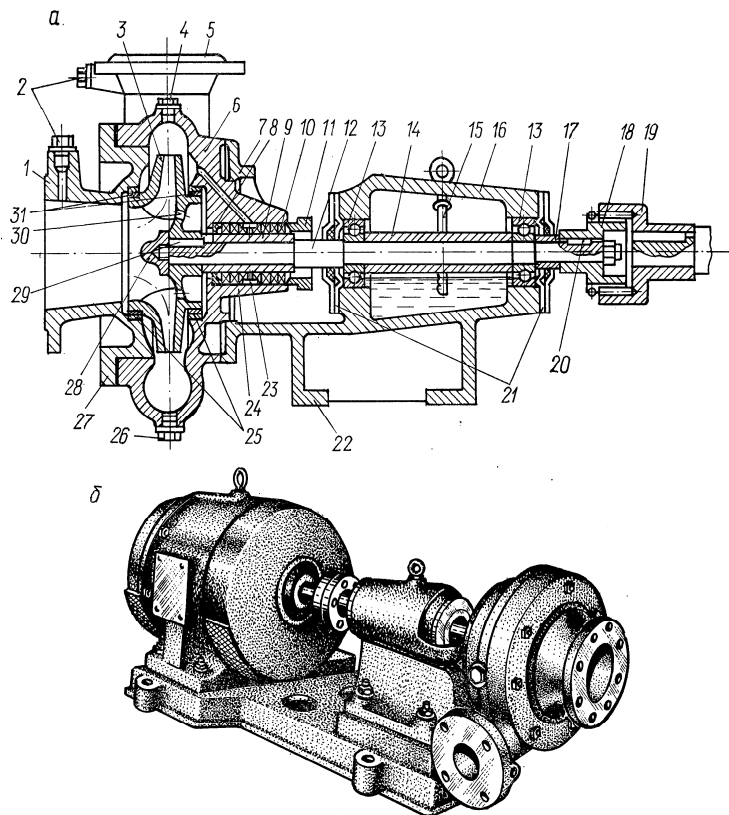


Рис. 1.20. Горизонтальный центробежный насос (тип К):

- a* – разрез; *б* – общий вид; 1 – ввод (всасывающий патрубок);
- 2 – пробки отверстий для подключения приборов, изменяющих давление;
- 3 – рабочее колесо; 4 – пробка отверстия для подключения вакуум-насоса;
- 5 – напорный патрубок; 6 – корпус (спиральный отвод); 7 – кронштейн;
- 8 – грундбукса; 9 – защитная втулка; 10 – набивка сальника;
- 11 – крышка сальника; 12 – вал; 13 – шариковый подшипник;
- 14 – распорная втулка; 15 – шуп; 16 – корпус подшипников с масляной ванной;
- 17 – распорная втулка; 18 и 19 – полумуфты; 20 – шпонка;
- 21 – крышка подшипника; 22 – станина; 23 – кольцо гидроуплотнения;
- 24 – корпус сальника; 25 – защитное кольцо; 26 – пробка;
- 27 – крышка; 28 – накидная гайка; 29 – шпонка;
- 30 – разгрузочное отверстие; 31 – уплотняющие кольца

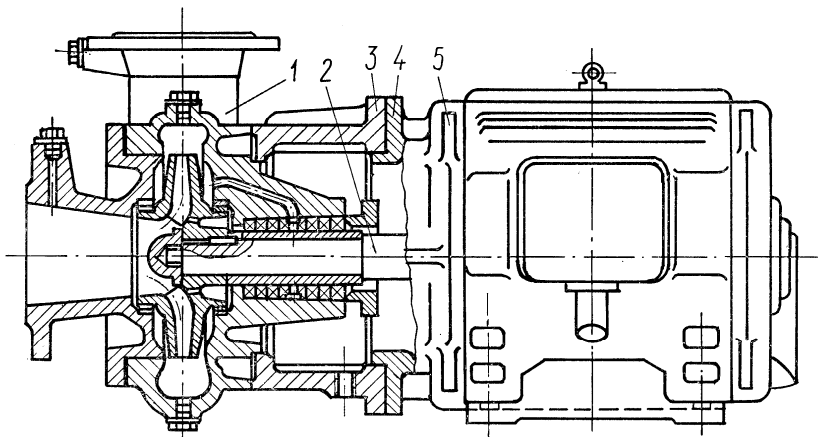


Рис. 1.21. Разрез горизонтального центробежного моноблочного насоса (тип КМ):

1 – насос; 2 – вал; 3 – фанарь; 4 – фланцевый щит; 5 – электродвигатель

**Центробежные насосы с двухсторонним входом типа Д** (рис. 1.22) имеют симметричное рабочее колесо, т. е. два колеса с односторонним входом зеркально поворачивают по отношению друг к другу и совмещают в одно колесо с общей втулкой (рис. 1.23). Такая конструкция рабочего колеса более уравновешена, т. к. с обеих сторон на него действуют одинаковые силы давления. Насосы типа Д имеют большие подачи, чем насосы с односторонним входом при одинаковых диаметрах  $D$ .

**Центробежные многоступенчатые насосы.** Чтобы получить большой напор, необходимо воду пропустить поочередно через несколько рабочих колес, каждое из которых будет отдавать жидкости энергию, увеличивая тем самым напор. На этом принципе и устроены горизонтальные многоступенчатые насосы, которые имеют либо несколько колес с односторонним входом жидкости, либо только с двухсторонним, либо имеются те и другие. Схема движения жидкости в них показана на рис. 1.24.

Раньше тип таких насосов обозначался МС и МД, а в настоящее время по по ГОСТ 10407-83 – ЦНС. Например, ЦНС 180-212, где Ц – центробежный, Н – насос, С – секционный,  $Q_n = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $H = 212 \text{ м}$ .

**Достоинство многоступенчатых насосов** – компактность конструкции, что уменьшает внешние габариты, а **недостаток** – наличие

больших осевых усилий, что вызывает необходимость в специальных устройствах, усложняющих конструкцию и эксплуатацию насосов.

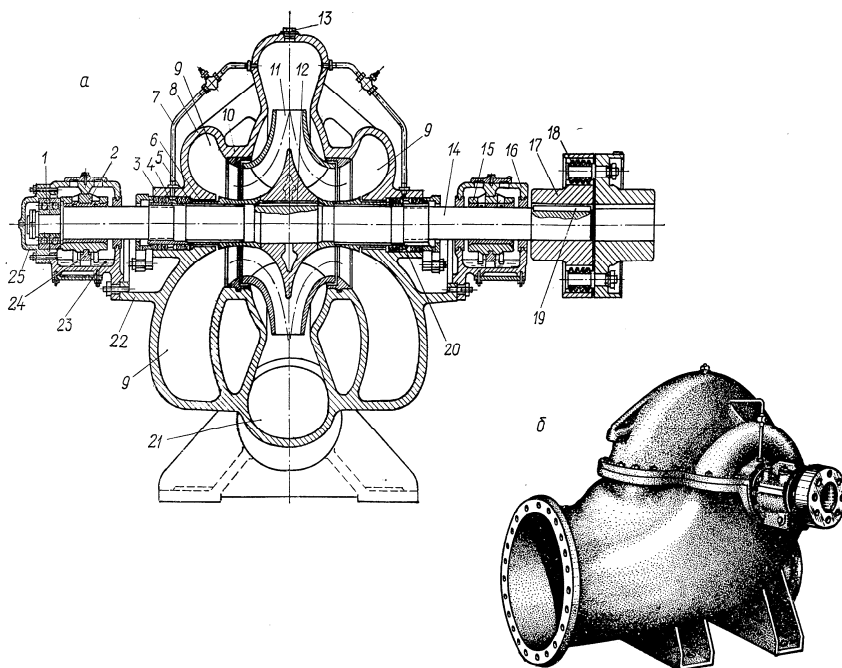


Рис. 1.22. Горизонтальный центробежный насос с двусторонним входом (тип Д):  
а – разрез; б – общий вид;

- 1 – радиально-упорный шариковый подшипник;
- 2, 15 – радиальные подшипники скольжения; 3 – корпус сальника;
- 4 – гайка специальная; 5 – грундбукса; 6 – защитно-упорная втулка;
- 7 – трубка гидравлического уплотнения; 8 – крышка корпуса насоса;
- 9 – полуспиральный подвод; 10 – защитно-уплотняющее кольцо;
- 11 – рабочее колесо; 12 – шпонка; 13 – пробка отверстия для подключения вакуум-насоса; 14 – вал; 16 – корпус подшипника; 17 – полумуфта;
- 18 – резиновые втулки; 19 – шпонка; 20 – кольцо гидроуплотнения;
- 21 – спиральный отвод; 22 – кронштейн; 23 – масляная ванна;
- 24 – подвижное кольцо; 25 – крышка подшипника



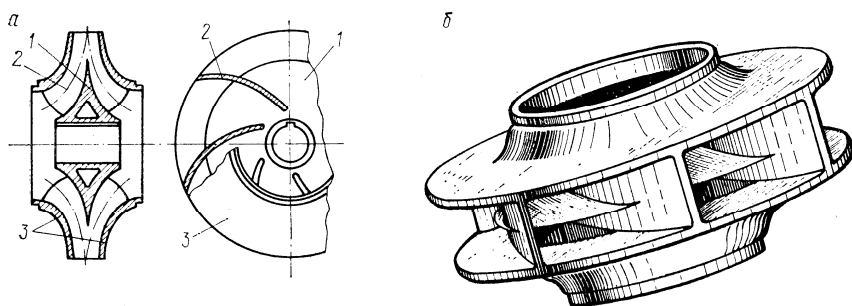


Рис. 1.23. Рабочее колесо центробежного насоса с двусторонним входом:  
*a* – разрез; *б* – общий вид;  
 1 – внутренний диск со ступицей; 2 – лопатка; 3 – внешний диск

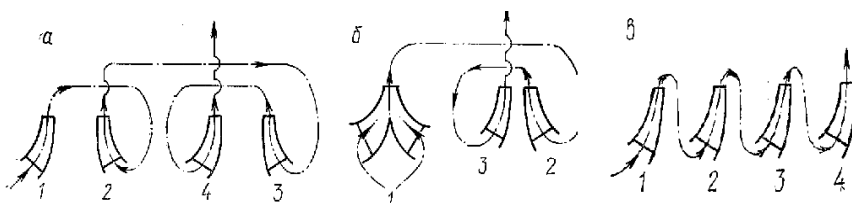


Рис. 1.24. Схема движения жидкой среды в многоступенчатых насосах  
*a* – типа М; *б* – типа МД; *в* – типа МС

**Крупные 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 °С. Их подача – от 1 до 30 м<sup>3</sup>/с, напоры – 15...110 м, КПД – до 90 %. Основные детали и узлы насосов типа В (рис. 1.25) по конструкции и назначению аналогичны консольным насосам горизонтального исполнения.

Вес вращающихся деталей воспринимается упорным подшипником (подпятником) электродвигателя, расположенного над насосом. Радиальной опорой вала 4 насоса служит подшипник скольжения 3 с лигнофолевыми (прессованная древесина, пропитанная специальными составами) вкладышами, смазываемыми водой. Вал 4 насоса соединяется с валом 6 электродвигателя жесткими муфтами через ряд секций трансмиссионного вала 5, число которых зависит от рас-

стояния между электродвигателем и насосом. Спиральный отвод (корпус) 2 имеет тавровые ребра жесткости и опирается на фундаментные плиты 1 опорными лапами 7. Эти насосы применяются для орошения, водоснабжения и в других отраслях народного хозяйства. Маркировка насосов типа В приведена в табл. 1.1.

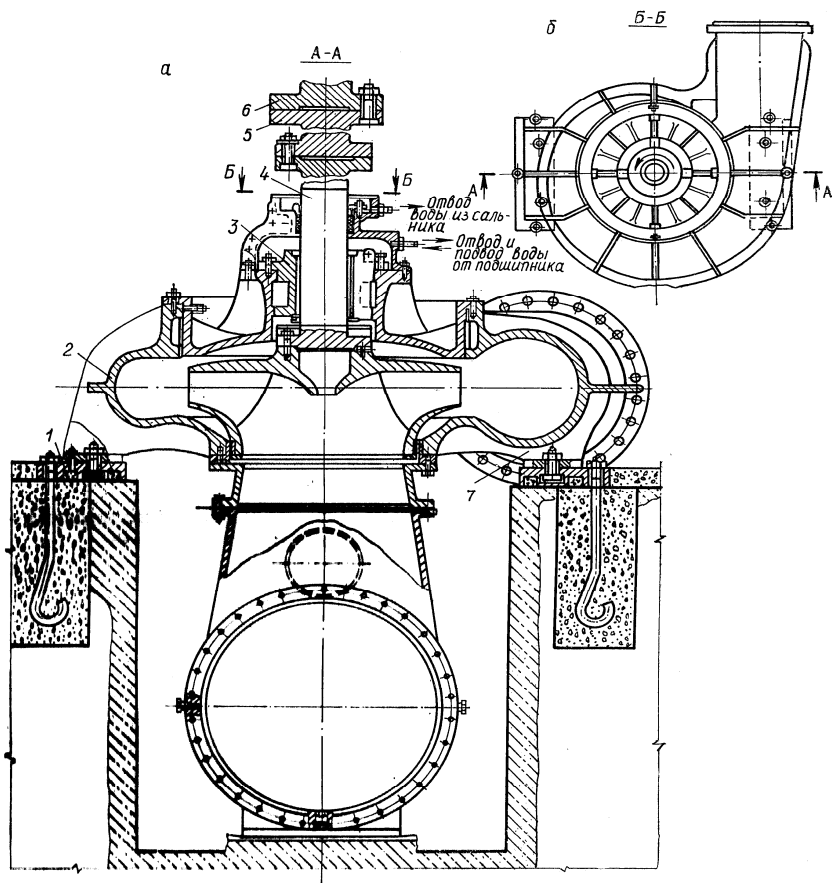


Рис. 1.25. Вертикальный центробежный насос (тип В):  
*a* – разрез; *б* – вид сверху;  
 1 – фундаментная плита; 2 – спиральный отвод (корпус);  
 3 – подшипник скольжения с лигнофолевыми вкладышами;  
 4 – вал насоса; 5 – трансмиссионный вал (вал-проставка);  
 6 – вал электродвигателя; 7 – опорные лапы

**Погружной насосный агрегат** – насосный агрегат, погружаемый под уровень жидкой среды. В настоящее время для подъема неагрессивной воды из артезианских скважин диаметром от 100 до 500 мм, содержащей до 0,01 % массы твердых механических примесей, температурой до 25 °С используют скважинные насосы с погружным электродвигателем типа ЭЦВ с подачей 3...700 м<sup>3</sup>/ч и напором 15...300 м и КПД 40...75 %, где Э – электрический (привод от наружного электродвигателя), Ц – центробежный, В – для подачи воды.

Ранее выпускали скважинные насосы с трансмиссионным валом типа А, АТН, ЦТВ, АПВ (А – артезианский, Т – с трансмиссионным валом, Н – насос) и др. Маркировка насосов типа А, ЦТВ и НА приведена в табл. 1.1. У полупогружных насосов типа А, НА и ЦТВ электродвигатель размещен над скважиной и соединяется с насосом трансмиссионным валом, длина которого зависит от глубинных скважин. Эти насосы требуют строго вертикального расположения вала трансмиссии, тщательного и трудоемкого монтажа, прямого (без искривления) ствола скважины. Их **недостатки**: нет доступа к работающему в скважине насосу; сложность монтажа и демонтажа при ремонте; быстрое изнашивание трансмиссионного вала и деталей насоса.

У насосов типа ЭЦВ насос и электродвигатель представляют собой единый моноблочный узел, который опускают в скважину ниже динамического уровня воды. Электроэнергия к двигателю с поверхности земли поступает по специальному кабелю. Рабочие колеса могут быть закрепленными на валу и свободно перемещаться вдоль него. Электродвигатель в насосном агрегате всегда расположен ниже насоса.

На рис. 1.26 приведен многоколесный скважинный насос ЭЦВ 8-25-300. Цифры в его марке обозначают следующее: 8 – диаметр скважины в дюймах (200 мм), 25 – подача, м<sup>3</sup>/ч, 300 – напор, м.

Каждая ступень насоса состоит из обоймы 4, внутри которой неподвижно закреплен направляющий аппарат 5 и помещено рабочее колесо с односторонним входом, закрепленное на валу 10 при помощи шпонки. Для предотвращения сдвига колес вдоль вала между ними установлены распорные втулки 6. Все обоймы, стянутые стяжками, составляют корпус насоса.

Вода поступает в насос через перфорированный лист 2 в центр рабочего колеса первой ступени. При его вращении она центробеж-

ной силой отбрасывается к стенкам обоймы и попадает на неподвижные лопатки направляющего аппарата, которые направляют жидкость в центр следующего рабочего колеса. Пройдя все ступени, вода, открывая обратный клапан в клапанной коробке 12, выходит в напорный трубопровод 11, по которому поднимается на поверхность земли.

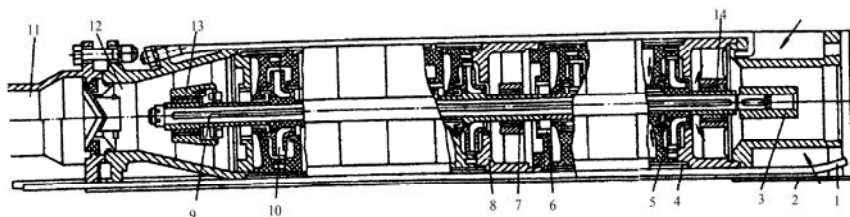


Рис. 1.26. Насос ЭЦВ 8-25-300:

- 1 – кабель; 2 – перфорированный лист; 3 – муфта; 4 – обойма;  
 5 – направляющий аппарат; 6 – втулка; 7 – промежуточный подшипник;  
 8 – средний корпус; 9 – рабочее колесо; 10 – вал; 11 – напорный трубопровод;  
 12 – клапанная коробка; 13 и 14 – верхний и нижний опорные подшипники

Для привода насоса применяется электродвигатель ПЭДВ (П – погружной, ЭД – электродвигатель, В – заполненный водой), который подсоединяется к насосу через муфту 3 и тоже погружен в скважину под уровень воды. Электроэнергия подается к двигателю по кабелю 1, а управление его работой осуществляется из пульта, расположенного на поверхности земли.

Для перекачки относительно *чистой воды* из открытых водисточников применяют **центробежный моноблочный погружной насос типа ЦМПВ** (рис. 1.27), где Ц – центробежный, М – моноблочный, П – погружной, В – для подачи воды.

Для откачки *загрязненных вод* с температурой до 35 °С (ГНОМ 53-10Т – до 45 °С; ГНОМ 40-18Т – до 60 °С) при рН = 5...10, плотности до 1250 кг/м<sup>3</sup>, содержащих до 10 % (по массе) механических примесей (песок, цемент, глина и др.) с частицами размером до 5 мм, широко используются **переносные моноблочные центробежные насосы типа ГНОМ** (рис. 1.29), где Г – для грязной воды, Н – насос, О – одноступенчатый, М – моноблочный.

Как видно из рис. 1.27 и 1.28, оба погружных моноблочных насоса представляют собой единый агрегат, состоящий из насоса

и электродвигателя, размещенных в одном корпусе, который погружается под уровень воды.

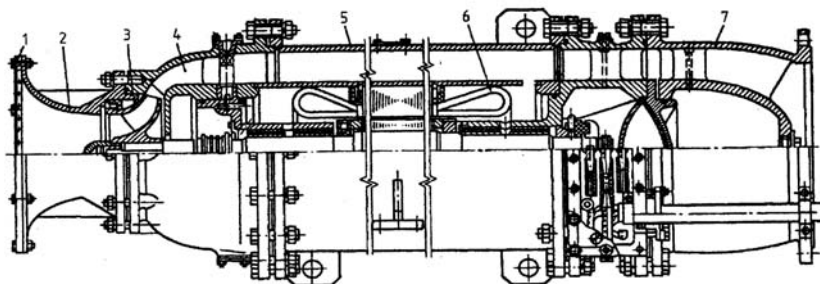


Рис. 1.27. Конструкция моноблочного насоса типа ЦМПВ:  
 1 – сетка; 2 и 7 – всасывающий и напорный патрубки; 3 – рабочее колесо;  
 4 – проточная часть корпуса 5; 6 – электродвигатель

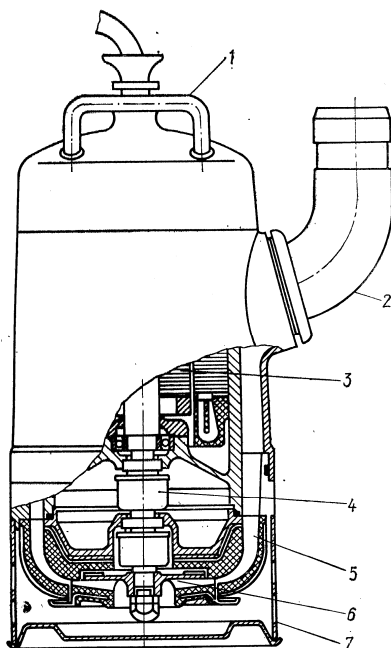


Рис. 1.28. Переносной насос (тип ГНОМ)  
 1 – ручка; 2 – нагнетательный патрубок; 3 – электродвигатель;  
 4 – торцевое уплотнение; 5 – кольцевой отвод; 6 – рабочее колесо; 7 – решетка

**Насосы типа ГНОМ широко используют** для отлива воды из котлованов, траншей при строительстве и для откачки дренажных вод при эксплуатации сооружений (из водозаборных камер, колодцев, приемков и для других целей), а в сельском хозяйстве – для орошения и осушения земель. Они имеют небольшой вес, переносятся вручную и опускаются прямо в воду. Поэтому эти насосы широко применяются и для бытовых нужд.

**Насосы, применяемые для строительных работ.**

**Насосы для перекачки загрязненных жидкостей.** Загрязненные жидкости перекачиваются центробежными насосами, имеющими конструктивные отличия от насосов, работающих на чистой воде. Так, для перекачки канализационного стока применяют насосы типа **Ф** и **СД**, для транспортировки грунтовых или песчаных гидросмесей при гидромеханизированной разработке котлованов применяются насосы типа **Гр** и **П**.

Эти насосы по принципу действия и конструкции такие же, как консольные, но имеют увеличенные размеры проточной части колеса и спирали (улитки), уменьшенное число лопастей до 2...5. В местах наиболее интенсивного износа металла от абразивного воздействия твердых частиц установлены броневые диски из специальных сортов стали или сделана футеровка из резины, устроены люки для чистки корпуса насоса и предусмотрен быстрый демонтаж частей насоса для замены изношенных деталей. Кроме того в гидравлический затвор таких насосов по специальному шлангу подается чистая вода, для подсоединения которого предусмотрено отверстие в корпусе.

*Маркируются* эти насосы также, как и консольные, но с заменой букв **К** и **КМ** на **Ф**, **П** или **Гр** (табл. 1.1).

**Растворонасосы.** Промышленность выпускает растворонасосы СО-48Б и состоящие из насоса РН-2 и РН-4, вибросита и сборного растворовода длиной 30...40 м. Имеются и другие типы.

Растворонасос состоит из насосной части и приводного механизма (рис. 1.29). К передней торцовой части цилиндра растворонасоса с помощью четырех шпилек крепится чугунная клапанная коробка, а с противоположной стороны в цилиндр входит плунжер. В месте входа плунжера в цилиндр предусмотрено сальниковое устройство, к верхней части цилиндра присоединено заливочно-предохранительное устройство. Между фланцами соединения цилиндра и клапанной коробки помещена упругая резиновая диафрагма.

ма. На верхней части клапанной коробки укреплен воздушный колпак, в нижней части которого имеется выходной патрубок для подсоединения к напорному растворопроводу. Воздушный колпак оборудован перепускным клапаном, служащим для выпуска раствора из растворопровода обратно в приемный бункер в случае необходимости понизить давление в колпаке или в растворопроводе. Плунжер приводится в возвратно-поступательное движение от электродвигателя через редуктор и шатунно-кривошипный механизм.

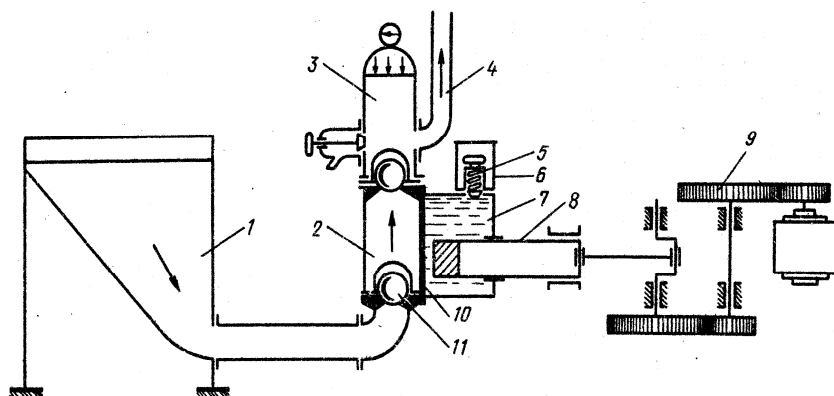


Рис. 1.29. Растворонасос типа СО:

- 1 – питатель; 2 – клапанная коробка; 3 – воздушный колпак;  
 4 – растворопровод; 5 – предохранительный клапан; 6 – заливочное устройство;  
 7 – цилиндр; 8 – плунжер; 9 – шатунно-кривошипный механизм;  
 10 – резиновая диафрагма; 11 – клапан

**Принцип работы растворонасоса** основан на том, что под воздействием плунжера при его движении в сторону диафрагмы жидкость, заполняющая полость цилиндра, заставляет диафрагму выгибаться внутрь клапанной коробки и давит на раствор, находящийся в клапанной коробке. Раствор передает давление на нагнетательный клапан, приподнимает его, выдавливается в воздушный колпак и далее в растворопровод. При обратном движении плунжера происходит всасывание раствора из питателя через всасывающее отверстие и всасывающий клапан. При образовании пробки в растворопроводе или засорении нагнетательного клапана давление в цилиндре повышается и срабатывает предохранительный клапан в заливочном

устройстве. Жидкость из цилиндра выбрасывается в заливочное устройство через отверстие предохранительного клапана.

*Растворонасосы применяют* для подачи растворов от растворных узлов к строительным площадкам и для подачи растворов к месту укладки при большом объеме штукатурных работ (насосы с подачей 2...4 м<sup>3</sup>/ч при напоре 70...150 м; дальность подачи – по горизонтали 100...160 м, по высоте 20...35 м.

**Диафрагмовый растворонасос СО-69** предназначен для транспортирования по трубам (шлангам) и укладки на место свежеприготовленной смеси строительных штукатурных, известковых и цементных растворов подвижностью 5 см и более. *Действие этого растворонасоса основано* на вытеснении раствора в нагнетательную магистраль путем последовательного изменения объемов секций кольцевой рабочей камеры при одновременном герметичном их замыкании за счет упругих самоуплотняющихся перегородок. Растворонасос отличается от обычных насосов приемной камерой, конструкция которой обеспечивает эффективность работы растворонасоса при перемещении высоковязкой жидкости, содержащей твердые частицы и абразив. Подача насоса – 1 м<sup>3</sup>/ч, частота колебаний шайбы – 116,5 мин<sup>-1</sup>.

**Бетононасосы.** Бетононасосы применяют при производстве больших объемов работ. Они позволяют подавать по трубам бетонную массу с крупными включениями (до 40 мм) к местам укладки, находящимся на значительных по высоте отметках (40...50 м) и дальних расстояниях (до 250 м) от места приготовления бетона.

Поршневые бетононасосы требуют особого внимания к подбору состава смеси (ими можно перекачивать смеси с осадкой конуса 6...10 см). Их выпускают с *гидравлическим* и *механическим приводом*. В состав бетононасосной установки входят собственно бетононасос и комплект бетонопроводов. По *типу применяемых затворов различают* бетононасосы с плоским возвратно-поступательным клапаном, вращающимся цилиндрическим клапаном (рис. 1.30) и вращающимся плоским клапаном.

Возвратно-поступательное движение поршня насоса обеспечивает двигатель через передачу с муфтой предельного момента, предупреждающей аварийную поломку бетононасоса при перегрузке. Синхронно с движением поршня работают кулисы и тяги всасывающего и нагнетательного клапанов (рис. 1.31), регулирующие поступление



и выход бетонной смеси из цилиндра. Клапаны пробкового типа цилиндрической формы (рис. 1.32) размещены в коробке.

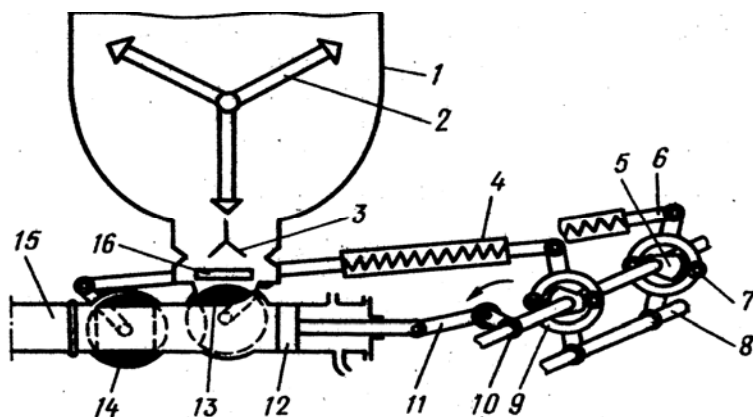


Рис. 1.30. Одноцилиндровый поршневой бетононасос с механическим приводом:  
 1 – бункер; 2 – смеситель; 3 – побудитель; 4 – тяга всасывающего клапана;  
 5 – кулачки; 6 – тяга нагнетательного клапана; 7 – ролики; 8 – ось кулис;  
 9 – кулисы; 10 – коленчатый вал; 11 – шатун; 12 – поршень;  
 13 – всасывающий клапан; 14 – нагнетательный клапан; 15 – бетоновод;  
 16 – гнездо для клиновой вставки

Входное отверстие всасывающего и выходное отверстие нагнетательного клапанов открываются и закрываются путем поворота их тягами относительно горизонтальных осей. Внутренняя поверхность клапанной коробки защищена сменной втулкой (гильзой) и особым лотком. Уплотнение между клапаном и стенкой клапанной коробки осуществляется резиновыми уплотнительными кольцами, которые вставлены в торцы обоих клапанов. Так как нагнетательный клапан изнашивается быстрее (по сравнению с всасывающим), он дополнительно защищен сменной рубашкой. Кроме резиновых уплотнительных колец в торцах обоих клапанов установлены стальные сменные кольцевые прокладки. Всасывающий клапан при износе его рабочей кромки может быть повернут на  $180^\circ$  и поставлен на место для дальнейшей работы.

*Поршень-плунжер* представляет собой полый стальной стакан со съемным металлическим наконечником, на который насажена резиновая манжета, заменяемая по мере износа. Поршень в процессе

работы не касается ни гильзы цилиндра, ни бетонной смеси, и износ его практически незначителен. Поршень и цилиндр бетононасоса имеют систему охлаждения водой трущихся частей. Охлаждающая вода одновременно служит и для удаления мельчайших частиц песка и цемента, проникающих на цилиндр и поршень.

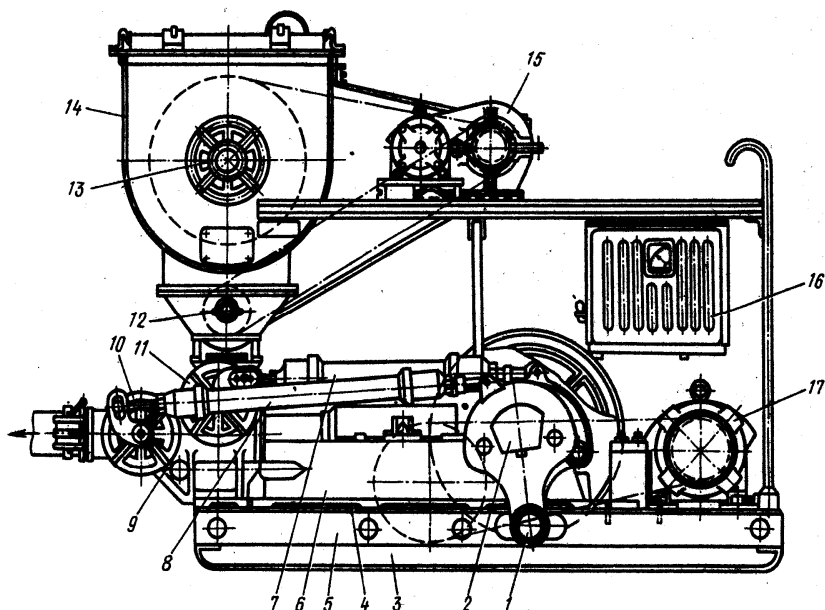


Рис. 1.31. Поршневой бетононасос СБ-9 с механическим приводом:  
 1 – вал качания кулис; 2 – коленчатый вал с кулисами; 3 – лыжи;  
 4 – станина; 5 – рама; 6 – цилиндр; 7 – тяга всасывающего клапана;  
 8 – тяга нагнетательного клапана; 9 – клапанная коробка;  
 10 – нагнетательный клапан; 11 – всасывающий клапан; 12 – побудитель;  
 13 – смеситель; 14 – приемный бункер; 15 – редуктор;  
 16 – ящик с пусковой аппаратурой; 17 – главный электродвигатель

Тяги клапанов, передающие движение всасывающему и нагнетательному клапану от кулис, выполнены полыми, чтобы в них можно было разместить пружины, которые, полностью воспринимая усилия от действия кулис, предохраняют клапаны и механизм бетононасоса от поломок. Кулисы преобразуют вращательное движение коленчатого вала в качательное и с помощью тяг принудительно закрывают и открывают оба клапана.

Бетонная смесь, поступающая в бункер, перемешивается верхним смесителем. Смеситель имеет самостоятельный двигатель, который включается в работу при остановке бетононасоса. При длительных остановках бетононасоса смесь (при угрозе ее схватывания) можно удалить через отверстие (закрытое крышкой) в нижней части бункера. В состав электрооборудования бетононасоса входят два или три электродвигателя с пускорегулирующей аппаратурой и системой защиты.

*Поршневые насосы с гидравлическим приводом* по сравнению с бетононасосами с механическим приводом обладают рядом *преимуществ*: в процессе работы на узлы и детали бетононасоса и бетоновода приходятся незначительные динамические нагрузки; обеспечивается гарантированное наибольшее рабочее давление, превышение которого исключается конструкцией насоса; обеспечивается плавное бесступенчатое регулирование подачи; снижается количество циклов на  $1 \text{ м}^3$  перекачиваемой смеси, что уменьшает износ клапанов, бетоноводов и др.

Вследствие большого рабочего давления, используемого в поршневых бетононасосах с гидравлическим приводом, длина и высота подачи ими бетонной смеси значительно больше, чем с механическим приводом. Поршневые бетононасосы с гидроприводом могут подавать смесь на высоту до 115 м и по горизонтали до 400 м.

Поршневые бетононасосы могут иметь как один, так и два рабочих цилиндра. Использование двух рабочих цилиндров снижает динамические нагрузки, обеспечивает более равномерное поступление бетонной смеси в бетонопровод и повышает производительность установки.

Для подачи бетонной смеси с осадкой конуса 6...10 см на расстояние 150 м по горизонтали и на 30 м по вертикали применяют *пневмонагнетатели*, представляющие собой металлический резервуар (рис. 1.32), на котором смонтирована арматура подачи и регулирования сжатого воздуха. В комплект оборудования входит концевой гаситель, предназначенный для гашения (снижения) динамических нагрузок (силы удара и скорости выхода бетонной смеси из бетоновода), а также для отделения воздуха от смеси и распределения ее в бетонируемую конструкцию.

В результате применения бетононасосов снижается стоимость и трудоемкость бетонных работ. Подача бетонной смеси по трубам позволяет работать в стесненных условиях, где подача каким-либо

другим способом не может быть применена, сохранить качество смеси и сократить ее потери, связанные с перегрузкой из одного транспортного средства в другое, а по сравнению с подачей ее ленточными конвейерами и кранами сокращает число обслуживающих рабочих в 2...3,5 раза, значительно повышает производительность труда и снижает сроки строительства.

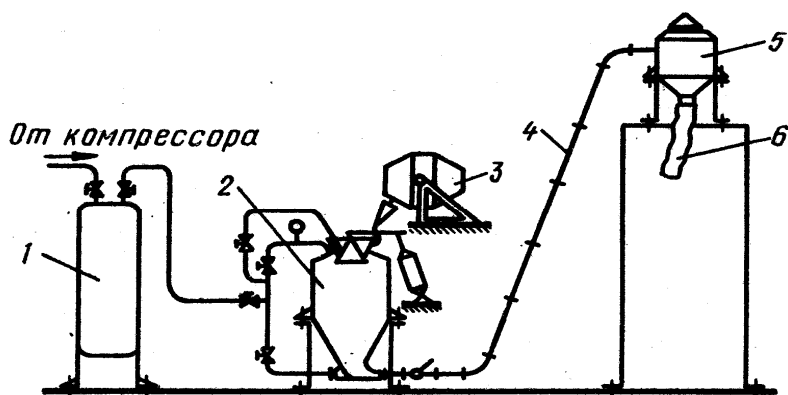


Рис. 1.32. Установка для пневматической подачи бетонной смеси:  
 1 – воздухосборник; 2 – пневмомагнетель; 3 – бетоносмеситель;  
 4 – бетонопровод; 5 – гаситель; 6 – гибкий шланг

**Винтовые пневматические насосы для цемента.** Насосостроительная промышленность выпускает винтовые пневматические насосы *семи типоразмеров* с подачей 20...200 т/ч при рабочем давлении в смесительной камере не более 0,2...0,3 МПа; дальность подачи (приведенная) – от 200 до 400 м. В условное обозначение насоса входят его тип, подача и дальность транспортирования. Например, насос НПВ 63-4 – пневматический винтовой подачи 63 т/ч и дальностью транспортирования 400 м. Подача насосов указывается для цемента плотностью 1,2...1,3 т/м<sup>3</sup>. Насосы всех типоразмеров должны обеспечивать подачу цемента на высоту до 30 м.

Винтовой пневматический насос работает по принципу питателя, в котором в смесительную камеру подается цемент и сжатый воздух для транспортирования цемента. *Рабочим органом насоса* является винтовой шнек, расположенный в броневи гильзе. При эксплуатации насоса необходимо наблюдать за зазором между поверхностью

броневой гильзы и шнеком. Зазор для насосов с внутренним диаметром броневой гильзы до 200 мм не должен превышать 2,5 % этого диаметра, а для остальных насосов зазор принимается 5 мм. Шнек и броневую гильзу изготавливают из высокопрочной стали, обеспечивающей рабочий ресурс насоса от 500 до 1200 ч.

В соответствии с требованиями санитарных норм смесительная камера должна быть герметичной. На заводе-изготовителе камеры подвергают гидравлическому испытанию под давлением 0,6 МПа. Перепад давления на элементах, подводящих сжатый воздух (микропористая перегородка, сопло и др.), не должен превышать 0,05 МПа при максимальном расходе сжатого воздуха.

### **Принцип действия, конструкция и марки осевых насосов.**

**Осевые насосы типа О и ОП.** Относятся к типу лопастных, т. к. их рабочее колесо также имеет лопасти, которые могут быть *жестко закрепленными на валу* (насосы типа О), или *иметь возможность поворачиваться* (тип ОП). Они могут иметь *горизонтальный* (тип ОГ, ОПГ) или *вертикальный* вал (ОВ, ОПВ).

В осевых насосах при взаимодействии лопастей с потоком возникает подъемная сила, за счет которой жидкая среда перемещается вдоль оси колеса насоса. На рис. 1.33 показана схема осевого насоса с вертикальным расположением вала. Жидкая среда из всасывающей трубы 1 поступает в рабочее колесо 2 и, взаимодействуя с лопастями 3, закрепленными на втулке 4, получает приращение энергии. Пройдя через спрямляющий аппарат 5 и колесо 6, она поступает в напорный трубопровод 7.

**Поворотно-лопастные насосы** по сравнению с жестколопастными имеют значительно больший диапазон изменения технических параметров при сохранении высокого КПД, так как в случае изменения подачи лопасти рабочего колеса устанавливаются под оптимальным углом атаки.

Конструкции насосов типа О и ОП нормализованы. Предусмотрена возможность использования насоса одного и того же размера в сочетании с различными лопастными рабочими колесами при разных частотах их вращения, что позволяет при одном размере осевого насоса получить разные его характеристики.

Осевые насосы выпускают для перекачивания чистой воды или других жидких сред, сходных с водой по вязкости и химической активности, температурой не более 35 °С с подачей 0,072...40,5 м<sup>3</sup>/с

при напоре 2,5...26 м. По согласованию с заказчиком допускается изготовление насосов для подачи воды более высокой температуры, агрессивной воды, а также воды с повышенным содержанием механических примесей.

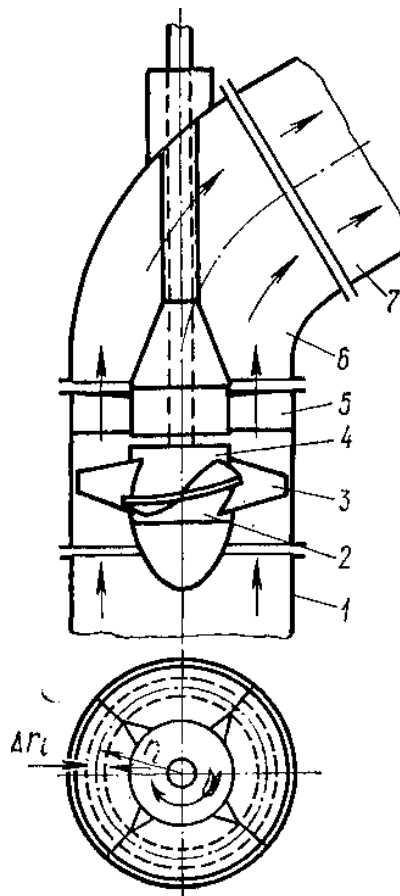


Рис. 1.33. Схема осевого насоса

Осевые насосы выпускают *семи моделей* (2, 3, 5, 6, 8, 10, И) и *восьми модификаций*: К – с камерным подводом; МК – малогабаритный с камерным подводом; МБК – моноблочный с камерным подводом; Э – с электроприводом разворота лопастей; ЭГ – с элек-

трогидроприводом разворота лопастей; КЭ – с камерным подводом и с электроприводом разворота лопастей; МЭ – малогабаритный с электроприводом разворота лопастей; МКЭ – малогабаритный с камерным подводом и с электроприводом разворота лопастей. Каждой модели соответствует определенное количество лопастей рабочего колеса. *Обозначение насоса*, например, ОПВ 11-260 ЭГ, означает: О – осевой; П – поворотной-лопастный; В – вертикальный; 11 – номер модели; 260 – диаметр рабочего колеса, см; ЭГ – с электрогидроприводом разворота лопастей.

Осевые насосы, по сравнению с центробежными, имеют ряд *преимуществ*: компактность установки, более высокие КПД, меньшую массу, отнесенную к единице подачи, легко изменяемые характеристики. Их применяют, когда требуется обеспечить значительную подачу (от 0,5 до 40 м<sup>3</sup>/с) при сравнительно малых напорах (от 2 до 20 м). В связи с этим осевые насосы широко применяют в насосных станциях польдерных систем, т. е. осушительных системах с машинным водоподъемом. *Недостатком* является малая высота всасывания (до 2 м) из-за низких кавитационных качеств. Это объясняется тем, что вследствие большой подачи скорость движения жидкой среды в проточной части насоса также большая. Поэтому, как правило, рабочие колеса осевых насосов устанавливают под нижний уровень перекачиваемой жидкой среды, т. е. «под залив» с целью создания подпора – увеличения давления на входе в колесо, чтобы не было кавитации, что ведет к удорожанию.

**Диагональные (полуосевые) насосы** (рис. 1.34) по параметрам  $Q$  и  $H$  занимают промежуточное место между центробежными и осевыми. Отличительной их особенностью является то, что поток жидкой среды в рабочем колесе проходит под углом к оси вала насоса (по диагонали). По конструкции диагональные насосы сходны с осевыми. В подавляющем большинстве они являются оптимальными для диапазона напоров 20...40 м.

Насос сам по себе не в состоянии перекачивать жидкость, так как ее нужно подвести и отвести от него, а рабочий орган должен получить энергию от какого-то *привода* (электродвигателя, турбины, гидравлического привода, пневматического привода, двигателя внутреннего сгорания и пр.), т. е. необходимо иметь всасывающий и напорный трубопроводы, а также запорную и измерительную арматуру. **Насосный агрегат** (НА) – это насос, привод (двигатель)

и устройство для передачи мощности от привода (двигателя) к насосу (*соединительная муфта*), собранные в единый узел. **Насосная установка** – это устройство, перекачивающее жидкость, т. е. создающее поток жидкой среды с помощью насоса и включающее в себя насосный агрегат, всасывающий и напорный трубопроводы, оборудованные при необходимости арматурой (задвижки, обратные клапаны, монтажные вставки и др.) и средствами измерений (вакуумметры, манометры, расходомеры и др.) (рис. 1.35).

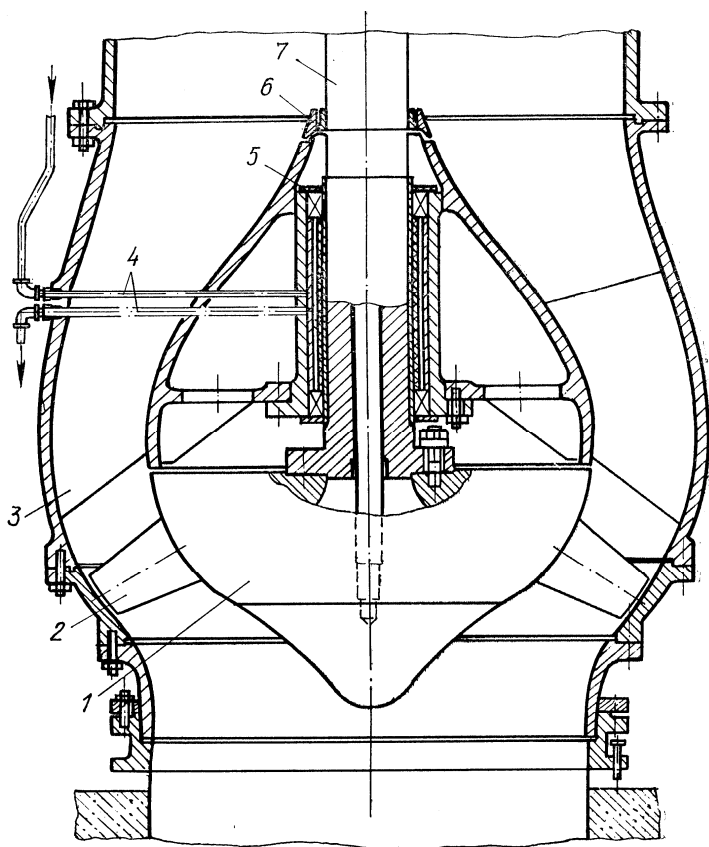


Рис. 1.34. Разрез диагонального насоса:

- 1 – втулка рабочего колеса; 2 – лопасть; 3 – выправляющий аппарат;
- 4 – трубки подвода и отвода смазочного материала;
- 5 – торцевое уплотнение; 6 – уплотняющее кольцо; 7 – вал



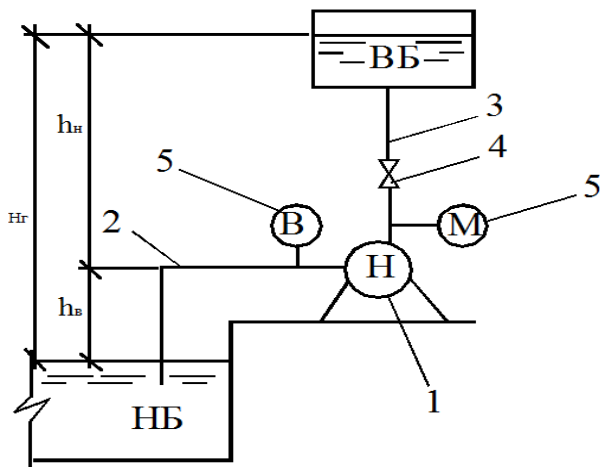


Рис. 1.35. Схема насосной установки:

- 1 – насосный агрегат; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – напорный трубопровод;  
 4 – запорная арматура (задвижка, обратный клапан и др.);  
 5 – измерительные приборы (вакуумметр, манометр, расходомер и др.)

**Насосная станция (НС)** – это комплекс гидротехнических сооружений и оборудования, обеспечивающих забор воды из источника, транспортировку и подъем ее к месту потребления.

### 1.3. Основные технические параметры насосов

Работа насосов характеризуется подачей, напором, мощностью, КПД и высотой всасывания.

**Подача** (расход, производительность)  $Q$ , (л/с, м<sup>3</sup>/с, м<sup>3</sup>/ч) – объем жидкости, истекающей из выходной зоны насоса единицу времени. Рассчитывается по формуле:

$$Q = \frac{W}{t}, \text{ м}^3/\text{с} \left( \text{л/с, м}^3/\text{ч} \right), \quad (1.1)$$

где  $W$  – объем воды, определяемый по водомеру, установленному на напорном трубопроводе, м<sup>3</sup>;

$t$  – интервал времени, в течение которого насос перекачивает этот объем воды, с.

**Полный напор насоса  $H$** , м – разница между полным напором на выходе из насоса и полным напором на входе в насос; определяет высоту подъема  $H$  или дальность перемещения жидкости (в метрах). Напор насоса при известных показаниях манометра и вакуумметра определяют по формуле:

$$H = \frac{P_{M1} + P_{B1}}{\rho g} + \frac{V_H^2 - V_B^2}{2g} + Z_2 - Z_1, \text{ м.} \quad (1.2)$$

Если скорости движения жидкости в напорном  $V_H$  и всасывающем  $V_B$  трубопроводах выразить через подачу и подсчитать постоянные коэффициенты, формула (1.2) примет вид:

$$H = \frac{P_{M1} + P_{B1}}{\rho g} + 0,0827 \cdot Q^2 \left( \frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + Z_2 - Z_1, \text{ м,} \quad (1.3)$$

где  $P_{M1}$ ,  $P_{B1}$  – давление соответственно на выходе из насоса и входе в него (показания манометра и вакуумметра), Па;

$$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3; \quad g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

$D_1$ ,  $D_2$  – внутренние диаметры трубопроводов в местах установки вакуумметра и манометра, м;

$Z_1$ ,  $Z_2$  – вертикальные отметки положения вакуумметра и манометра, отсчитываемые от произвольной плоскости сравнения до трехходового крана этих приборов, м.

**Статический (геометрический, геодезический) напор**, м – разность отметок верхнего и нижнего бьефов.

На насосной установке напор насоса можно определить по показаниям приборов, для этого необходима установка вакуумметра (моновacuумметра) на всасывающей линии и манометра (мановacuумметра) на нагнетательной. При помощи этих приборов напор определяется по-разному для различных типов насосных установок.

Например, для установки с положительными высотами всасывания и нагнетания (рис. 1.35) напор насоса равен сумме показаний манометра и вакуумметра плюс расстояние по вертикали между точками замера давлений, плюс разность высот скоростных напоров между выходом и входом насоса. Если пренебречь высотным положением приборов и разностью скоростных напоров, напор насоса

равен сумме показаний манометра и вакуумметра. Для установки с отрицательной высотой всасывания и положительной высотой нагнетания, жидкость к насосу подводится под напором; в формулу (1.2) следует подставлять значение  $P_{вн}$  со знаком минус (показание вакуумметра). Если пренебречь высотным положением приборов и разностью скоростных напоров, то напор насоса в этом случае равен разности показаний манометра и вакуумметра.

**Мощность насоса** может быть потребляемая  $N$  и полезная  $N_{п}$ .

**Полезная мощность насоса (мощность, отдаваемая насосом или выходная мощность насоса)  $N_{п}$** , (Вт, кВт) – механическая мощность, сообщаемая насосам подаваемой жидкой среде. Иначе, полезная мощность насоса  $N_{п}$  – механическая энергия, приобретенная за единицу времени жидкостью прошедшей через насос. Определяется зависимостью:

$$N_{п} = \rho g Q H / 1000 = 9,81 \cdot Q \cdot H, \text{ кВт}, \quad (1.4)$$

где  $\rho g$  – удельный вес жидкости; для воды  $\rho g = 9810 \text{ Н/м}^3$ .

**Потребляемая насосом мощность  $N$** , (Вт, кВт) – мощность, передаваемая насосу от его привода (электродвигателя, турбины, гидравлического привода, пневматического привода, двигателя внутреннего сгорания и пр.). Иначе, потребляемая насосом мощность  $N$  – энергия, подводимая к насосу от двигателя в единицу времени. Мощность, затрачиваемая насосом, необходима для создания нужного напора и преодоления всех видов потерь. Потребляемая насосом мощность определяет мощность приводного двигателя и вычисляется по формуле:

$$N = N_{п} \cdot \eta_{д}, \text{ Вт или кВт}, \quad (1.5)$$

где  $N_{д}$  – мощность, потребляемая электродвигателем, определяется по показаниям ваттметра (Вт, кВт);

$\eta_{д}$  – коэффициент полезного действия электродвигателя,  $\eta_{д} = 0,75$ .

**Коэффициент полезного действия (КПД) насоса  $\eta$**  показывает долю энергии, которую получила жидкость, пройдя через насос  $N_{п}$  при данных эксплуатационных условиях по отношению к полученной насосом  $N$ , т. е. КПД насоса – отношение мощности, отдавае-

мой насосом (полезной мощности)  $N_{\text{п}}$ , к мощности, потребляемой насосом  $N$ , т. е. подводимой извне (энергоэффективной):

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} \cdot 100 \% \quad (1.6)$$

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

#### **Дополнительные параметры насосов:**

*Геометрический напор*  $H_{\text{г}}$ , геометрическая высота всасывания  $h_{\text{в}}$ , геометрическая высота нагнетания  $h_{\text{н}}$  (рис. 1.35).

*Геометрический напор (высота подъема воды)* – расстояние по вертикали между уровнями воды в водоприемнике (верхнем бьефе) и водоисточнике (нижнем бьефе), т. е. разность их геодезических отметок. Поэтому в некоторой литературе этот напор называют *геодезическим*.

*Геометрическая высота всасывания*  $h_{\text{в}}$  – расстояние от оси насоса до уровня воды в нижнем бьефе (НБ).

*Геометрическая высота нагнетания*  $h_{\text{н}}$  – расстояние от оси насоса до уровня воды в верхнем бьефе (ВБ).

Значение высоты всасывания  $h_{\text{в}}$  может быть положительным (рис. 1.35), когда ось насоса выше уровня воды в НБ, и отрицательным, когда ось насоса ниже уровня воды в НБ, т. е. насос находится под «заливом».

Геометрическая высота нагнетания  $h_{\text{н}}$ , показанная на рис. 1.35, положительная, хотя в отдельных случаях, когда уровень воды в ВБ ниже оси насоса она может быть отрицательной.

При эксплуатации насосов необходимо знать еще один параметр.

***Вакуумметрическая высота всасывания***  $H_{\text{вак}}$ , которую показывает вакуумметр, установленный на всасывающей трубе.

$$H_{\text{вак}} = h_{\text{в}} + h_{\text{тв}} + \frac{V_{\text{в}}^2}{2g}, \text{ м}, \quad (1.7)$$

где  $h_{\text{тв}}$  – потери напора во всасывающей трубе, м;

$V_{\text{в}}$  – скорость во всасывающей трубе, м/с.

Таким образом, все типы насосов обладают вышеприведенными параметрами, по которым судят о возможности их использования для тех или иных условий эксплуатации.

#### **1.4. Отчет по лабораторной работе**

В отчете следует изложить и привести:

- 1) цель работы;
- 2) классификацию насосного оборудования;
- 3) принцип действия, конструктивные особенности различных групп насосов и маркировку;
- 4) основные технические параметры насосов.

## Лабораторная работа № 2

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

#### 2.1. Цель работы:

1. Изучение устройства, основных технических показателей и характеристик центробежного насоса;
2. Экспериментальное определение рабочих характеристик насоса.

#### 2.2. Описание лабораторной насосной установки (стенда)

Общий вид стенда показан на рис. 2.1.



Рис. 2.1. Общий вид стенда

Все устройства стенда установлены на общей раме. Пульт стенда размещен на специальном кронштейне, который крепится к верхней стенке гидробака. Ниже на трубопроводе установлен расходомер.

Основные технические характеристики стенда:

- напряжение питания: 380 В, 50 Гц;
- заправочная емкость бака: 220 дм<sup>3</sup>;
- максимальная потребляемая мощность: 3,1 кВт;
- габаритные размеры: 1,8 × 1,7 × 0,9 м;
- масса стенда: 230 кг;
- вес стенда при заправленном водой баке превышает 4000 Н (400 кгс);
- вес каждого насосного агрегата – 30 кгс;
- допустимый уровень шума при работе одного насосного агрегата: 79 дБА.

В состав стенда входят: гидробак Б; два одинаковых насосных агрегата, включающих электродвигатели М1 и М2 и насосы Н1 и Н2; соединительная и запорно-регулирующая арматура, включающая два шаровых вентиля В1 и В2, и четыре задвижки В3–В6; информационно-измерительная система.

На стенде установлены центробежные насосы консольного типа (обозначение насоса – 1К 8/18, 1 – модернизация, подача насоса на номинальном режиме 8 м<sup>3</sup>/ч, а напор – 18 м).

Для привода насосов используются асинхронные трехфазные электродвигатели типа АИР 80А2 (мощность – 1,5 кВт, частота вращения – 3000 об/мин).

Информационно-измерительная система стенда позволяет измерять:

- давления на входах насосов и давление на выходе;
- мощность на входе электродвигателей (PW1 и PW2);
- расход воды в сети.

Для измерения давлений используются микропроцессорные датчики:

- 1) на входе насоса Н2 – Дв (предназначен для измерения вакуумметрического давления);
- 2) на входе насоса Н1 – Див (предназначен для измерения избыточного и вакуумметрического давления);
- 3) на выходе обоих насосов – Ди (предназначен для измерения избыточного давления);
- 4) для контроля давления на выходе насосов, а также для тарировки датчика Ди установлен манометр МН.

Необходимо отметить, что давление на входе насоса Н1 может быть как вакуумметрическим, так и избыточным. Избыточным это

давление бывает в случае последовательного включения насосов, при котором вода с выхода насоса Н2 поступает на вход насоса Н1.

На стенде предусмотрена цифровая индикация результатов измерения давлений, расхода и мощностей, потребляемых электродвигателями. Гидравлическая принципиальная схема стенда приведена на рис. 2.2.

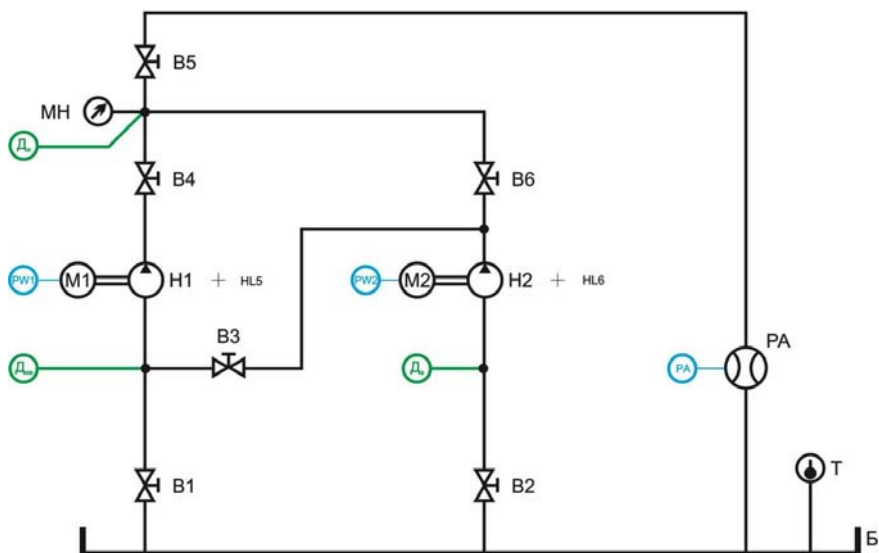


Рис. 2.2. Гидравлическая принципиальная схема стенда:  
 Б – гидробак; Н1, Н2 – насосы; М1, М2 – электродвигатели;  
 В1, В2 – шаровые вентили; В3, В4, В5, В6 – задвижки;

РW1, РW2 – мощность на входе электродвигателей;

РА – цифровой индикатор расхода в сети; МН – манометр;

Ди – датчик контроля избыточного давления на выходе обоих насосов;

Дв – датчик для измерения вакуумметрического давления на входе насоса Н2;

Див – датчик для измерения вакуумметрического  
 и избыточного давления на входе насоса Н1

Стенд позволяет определять:

- 1) рабочие и кавитационные характеристики центробежного насоса;
- 2) характеристики двух насосов при их параллельном и последовательном соединении;
- 3) наивыгоднейшие режимы работы насоса на сеть.



Вода забирается из бака и подается электронасосами в напорный трубопровод, откуда она возвращается обратно в бак. На входе в насосы установлены вакуумметры, которые измеряют возникающее разрежение в центре рабочего колеса. На выходе из насосов манометры измеряют давление, с которым нагнетается перекачиваемая жидкость. С помощью задвижки В5 на напорном трубопроводе можно изменять подачу насосов. Для измерения объемов перекачиваемой жидкости на напорном трубопроводе установлен счетчик МТК Ду-50 (50 – диаметр трубопровода, мм), оснащенный электронной платой с импульсным выходным сигналом. Принцип действия расходомера основан на измерении частоты вращения крыльчатки счетчика, прямопропорционально связанной с величиной расхода воды.

На щите контроля установлены приборы для измерения электрических параметров установки. Напряжение питания датчиков давления – 24 В (постоянный ток).

Гидравлическая схема стенда выполнена с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, в качестве которой используется вода.

Не допускается работа насосов без воды. Перед пуском насосов необходимо закрыть задвижки В4 и В6 в напорной линии насосов и открыть вентили на входе насосов В1 и В2. В связи с тем, что насосы работают с подпором, для удаления воздуха достаточно вывернуть пробки в верхней части корпусов насосов. После удаления воздуха пробки необходимо завернуть. Далее необходимо включить двигатель и дать ему возможность набрать необходимую частоту вращения. После этого необходимо открыть задвижки в напорной линии насоса до получения требуемого напора.

### **2.3. Последовательность выполнения лабораторной работы**

Объектом исследований является насос Н1 (испытаниям при необходимости может быть подвергнут и насос Н2). До включения стенда необходимо убедиться, что вентиль В1 на входе насоса Н1 и задвижки В4 на выходе насоса Н1 и В5 на общем напорном трубопроводе полностью открыты, а задвижки В3 (соединяет всасывающую линию насоса Н1 с напорной линией насоса Н2) и В6 на напорной линии насоса Н2 закрыты (для открытия задвижки маховик необходимо поворачивать против часовой стрелки).

Последовательность выполнения опыта:

1. Включить электрическое питание стенда.

2. При открытом вентиле В1 на всасывающей линии насоса Н1 и закрытой задвижке В4 на напорной линии включить в работу электродвигатель М1 (кнопка «Пуск» на пульте стенда). Во избежание нагревания жидкости работа насоса при закрытых задвижках на напорных линиях не должна продолжаться более 2...3 мин.

3. Открыть полностью задвижку В4 и В5 насоса Н1 на напорном трубопроводе, чтобы удалить воздух из насоса и трубопровода.

4. При различных степенях закрытия задвижки В5 на общем напорном трубопроводе провести 7 опытов.

В каждом опыте необходимо регистрировать:

1) мощность  $N_1$  на входе электродвигателя М1 (по цифровому индикатору РW1);

2) давление на входе насоса  $p_{в1}$  (по цифровому индикатору Див);

3) давление в напорной линии насоса  $p_n$  (по цифровому индикатору Ди);

4) расход воды в сети  $Q$  (по цифровому индикатору Расход РА).

5. Результаты измерений занести в табл. 2.1.

6. Для остановки центробежного насоса Н1 медленно закрыть задвижку В4 и задвижку В5 на напорной линии.

7. Нажатием кнопки «Стоп» на пульте стенда выключить питание электродвигателя М1.

8. Выключить электрическое питание стенда (кнопка «Сеть»).

9. По найденным значениям  $Q$ ,  $H$ ,  $N$  и построить графики зависимости  $H-Q$ ;  $N-Q$ ;  $\eta-Q$ .

Таблица 2.1

Результаты исследований по определению  
рабочих характеристик

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$N_1$ – мощность на входе М1, Вт							
$p_{в1}$ – давление на входе насоса, кПа							
$p_n$ – давление на выходе насоса, кПа							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /ч							

Вычисляемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$N_{Н1}$ – мощность насоса на входе, Вт							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /с							
$V_{в1}$ – средняя скорость на всасывании Н1, м/с							
$V_{н}$ – средняя скорость на выходе Н1, м/с							
$V_{в1}^2/(2g)$ – скоростной напор на входе Н1, м							
$V_{н}^2/(2g)$ – скоростной напор на выходе Н1, м							
$p_{в1}/(\rho g)$ – пьезометрический напор на входе Н1, м							
$p_{н}/(\rho g)$ – пьезометрический напор на выходе Н1, м							
$H$ – напор насоса (полный), м							
$N_{п}$ – полезная мощность насоса, Вт							
$\eta_{н}$ – КПД насоса							

## 2.4. Обработка результатов испытаний

*Мощность насоса (на входе)*

$$N_{Н1} = \eta_3 N_1, \text{ Вт}, \quad (2.1)$$

где  $\eta_3$  – КПД электродвигателя,  $\eta_3 = 0,82$ .

Величина средней скорости на всасывании  $V_{в1}$  и на выходе насоса  $V_{н}$  определяется из следующего выражения:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}, \text{ м/с}, \quad (2.2)$$

где  $d$  – диаметр трубопровода.

При вычислении  $V_{в1}$  принимать  $d = 5 \cdot 10^{-2}$  м (50 мм), при вычислении  $V_{н}$  принимать  $d = 4 \cdot 10^{-2}$  м (40 мм).

*Напор насоса (полный)*

$$H = (Z_{н} - Z_{в}) + \left( \frac{p_{н}}{\rho g} + \frac{p_{в1}}{\rho g} \right) + \left( \frac{V_{н}^2}{2g} - \frac{V_{в1}^2}{2g} \right), \text{ м}, \quad (2.3)$$

где  $Z_{н}, Z_{в}$  – геометрические напоры, м.

При выполнении вычислений считать, что центр всасывающего отверстия насоса расположен в плоскости сравнения. При этом  $Z_B = 0$ , а  $Z_n = 0,47$  м.

Плотность воды  $\rho$  принять равной  $1000 \text{ кг/м}^3$ .

Коэффициенты Кориолиса при скоростных напорах принять равными 1, так как практически во всех опытах режим течения турбулентный.

*Полезная мощность насоса*

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H, \text{ Вт}; \quad (2.4)$$

*КПД насоса*

$$\eta_{\text{н}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н1}}}. \quad (2.5)$$

### 2.5. Построение рабочих характеристик насоса

$$H = f(Q), N_{\text{н1}} = f(Q), \eta_{\text{н}} = f(Q)$$

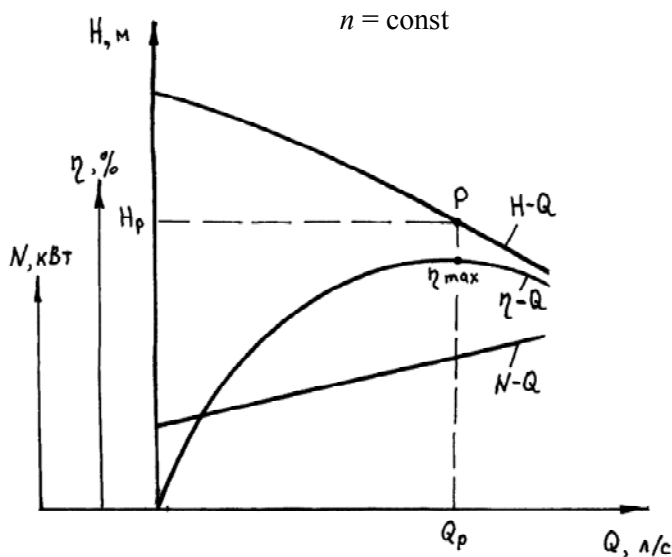


Рис. 2.3. Рабочие характеристики центробежного насоса

## 2.6. Отчет по лабораторной работе

В отчете следует изложить и привести:

- 1) цель работы;
- 2) последовательность ее проведения;
- 3) схему установки;
- 4) расчетные формулы и результаты испытаний;
- 5) графические зависимости рабочих характеристик центробежного насоса.

## Лабораторная работа № 3

### ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОМ ВКЛЮЧЕНИИ НАСОСОВ

#### 3.1. Цель работы

1. Построение суммарной расчетной напорной характеристики  $H = f(Q_1 + Q_2)$  двух центробежных насосов, работающих каждый на отдельный напорный трубопровод (рис. 3.1, а).

2. Получение опытным путем данных и построение суммарной напорной характеристики  $H = f(Q_{1+2})$  двух центробежных насосов при параллельной работе, т. е. работающих на общий напорный водовод (рис. 3.1, б).

3. Сравнение опытной напорной характеристики с расчетной.

4. Построение характеристики трубопровода  $H_{\text{тр}} = f(Q)$ .

5. Определение фактической подачи  $Q_p$  и напора  $H_p$  насосов по режимной точке работы системы «Насосы-водовод».

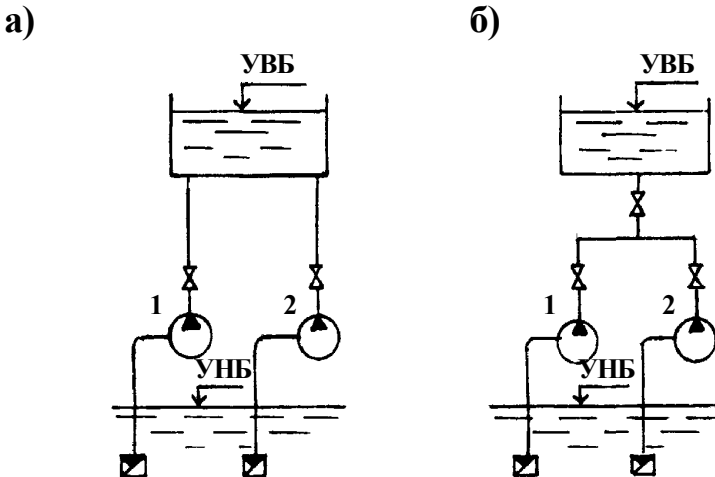


Рис. 3.1. Схема совместной работы двух центробежных насосов:

а – каждого на свой напорный трубопровод;

б – параллельная работа на общий напорный трубопровод

Объектом исследования является насосная установка с двумя включенными параллельно центробежными насосами Н1 и Н2 типа 1К8/18 (рис. 2.2). До включения стенда необходимо закрыть задвижку В3 (соединяет всасывающую линию насоса Н1 с напорной линией насоса Н2). Вентили В1 на входе насоса Н1 и В2 на входе насоса Н2, а также задвижки В4 на напорной линии насоса Н1, В5 на общем напорном трубопроводе и В6 на напорной линии насоса Н2 должны быть открыты.

При исследовании совместной работы насосов в данной работе определяются только рабочие характеристики установки.

### 3.2. Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Используя результаты испытаний центробежного насоса, полученные в лаб. раб. № 2 (характеристику  $H = f(Q_{1,2})$ ), на миллиметровой бумаге построить частные характеристики  $H - Q$  1-го и 2-го насосов (они совпадают, так как насосы одинаковые), а затем – суммарную расчетную напорную характеристику  $H = f(Q_1 + Q_2)$  двух центробежных насосов, работающих каждый на отдельный напорный трубопровод. Суммарная расчетная напорная характеристика  $H = f(Q_1 + Q_2)$  строится путем суммирования (удвоения) подач  $Q$  одного насоса при одинаковых значениях напора  $H$ .

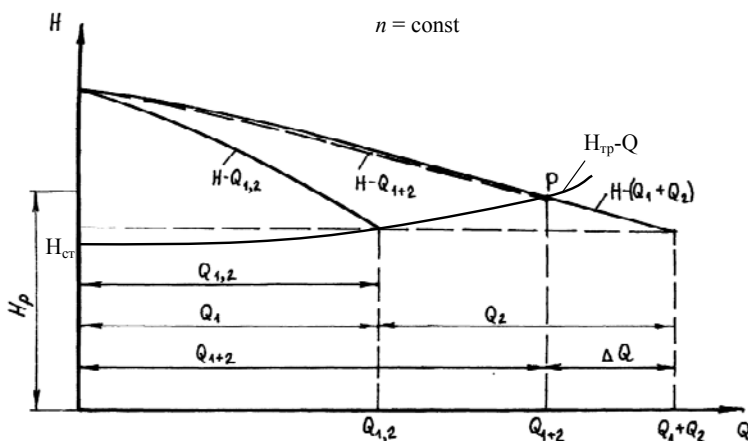


Рис. 3.2. Характеристика параллельной работы двух одинаковых центробежных насосов

2. Насосы 1 и 2 подсоединить параллельно (задвижка В3 на соединительном трубопроводе закрыта во время испытаний). При параллельной работе запуск и включение в сеть каждого насоса можно осуществлять независимо друг от друга, т. к. оба насоса отдельно подают жидкость в общий напорный трубопровод.

3. Включить электрическое питание стенда.

4. При открытом вентиле В1 на всасывающей линии насоса Н1 и закрытой задвижке В4 на напорной линии включить в работу электродвигатель М1 (кнопка «Пуск» на пульте стенда).

5. Открыть полностью задвижку В4 на напорной линии насоса Н1 и В5 на общем напорном трубопроводе, чтобы удалить воздух из насоса и трубопровода.

6. При открытом вентиле В2 на всасывающей линии насоса Н2 (задвижка закрыта В3 на соединительной линии насосов), а также закрытой задвижке В6 на напорной линии насоса Н2 включить в работу электродвигатель М2.

7. Открыть полностью задвижку В6 на напорной линии насоса Н2 для удаления воздуха из насоса и трубопровода.

8. При различных степенях закрытия задвижки В5 на общем напорном трубопроводе провести 7 опытов.

В каждом опыте необходимо регистрировать:

1) мощности  $N_1$  и  $N_2$  на входах электродвигателей М1 и М2 (по цифровым индикаторам РW1 и РW2);

2) давление в напорной линии насосов  $p_n$  (по цифровому индикатору Ди);

3) давление на входе насоса Н1  $p_{в1}$  (по цифровому индикатору Див);

4) давление на входе насоса Н2  $p_{в2}$  (по цифровому индикатору Дв);

5) расход воды в сети (по цифровому индикатору Расход РА).

9. Результаты измерений занести в табл. 3.1.

10. Для остановки насоса Н2 медленно закрыть задвижку В6 на напорной линии и нажатием кнопки «Стоп» на пульте стенда выключить питание электродвигателя М2. Закрыть вентиль В2 на всасывающей линии насоса Н2.

11. Для остановки насоса Н1 медленно закрыть задвижку В5 на общем напорном трубопроводе и задвижку В4 на напорной линии насоса и нажатием кнопки «Стоп» на пульте стенда выключить питание электродвигателя М1. Закрыть вентиль В1 на всасывающей линии насоса Н1.



12. Выключить электрическое питание стенда (кнопка «Сеть»).

Таблица 3.1

Результаты исследований совместной работы насосов  
при их параллельном включении

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$N_1$ – мощность на входе M1, Вт							
$N_2$ – мощность на входе M2, Вт							
$p_n$ – давление на выходе насосов, кПа							
$p_{в1}$ – давление на входе насоса Н1, кПа							
$p_{в2}$ – давление на входе насоса Н2, кПа							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{н.с.}$ – суммарная мощность насосов, Вт							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /с							
$V_B$ – средняя скорость на всасывании, м/с							
$V_n$ – средняя скорость в напорной линии, м/с							
$V_B^2/(2g)$ – скоростной напор на всасывании, м							
$V_n^2/(2g)$ – скоростной напор на выходе, м							
$p_n/(\rho g)$ – пьезометрический напор на выходе, м							
$H$ – суммарный напор установки, м							
$N_n$ – полезная мощность насосов, Вт							
$\eta_v$ – КПД установки							

### 3.3. Обработка результатов испытаний

*Суммарная мощность насосов*

$$N_{н.с.} = \eta_э (N_1 + N_2), \text{ Вт}, \quad (3.1)$$

где  $\eta_э$  – КПД электродвигателя,  $\eta_э = 0,82$ .

Расход в сети  $Q$  измеряется в м<sup>3</sup>/ч, его нужно определить в м<sup>3</sup>/с.

*Средняя скорость на всасывании*

$$V_B = \frac{Q}{2S_{тр}}, \text{ м/с}, \quad (3.2)$$

где  $S_{\text{тр}}$  – площадь сечения всасывающего трубопровода,  $S_{\text{тр}} = \pi d^2 / 4$ ,  
 $d = 5 \cdot 10^{-2}$  м (50 мм).

*Средняя скорость в напорной линии*

$$V_{\text{н}} = \frac{Q}{S_{\text{тр.н}}}, \text{ м/с}, \quad (3.3)$$

где  $S_{\text{тр.н}}$  – площадь сечения напорного трубопровода,  $S_{\text{тр.н}} = \pi d^2 / 4$ ,  
 $d = 4 \cdot 10^{-2}$  м (40 мм).

Из пьезометрических напоров определяется только напор на выходе. Пьезометрические напоры на входе насосов при вычислении полного напора в данной работе не учитываем, так как  $p_{\text{в1}}$  и  $p_{\text{в2}}$  мало отличаются от нуля (на всасывании существует подпор).

*Полный (суммарный) напор установки*

$$H = (Z_{\text{н}} - Z_{\text{в}}) + \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + \left( \frac{V_{\text{н}}^2}{2g} - \frac{V_{\text{в1}}^2}{2g} \right), \text{ м}. \quad (3.4)$$

При выполнении расчетов считать, что плоскость сравнения расположены так, что центры всасывающих отверстий насосов находятся в этой плоскости. При этом  $Z_{\text{в}} = 0$ , а  $Z_{\text{н}} = 0,47$  м.

*Полезная мощность насосов*

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H_{\text{с}}, \text{ Вт}. \quad (3.5)$$

*КПД установки*

$$\eta_{\text{у}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н.с}}}. \quad (3.6)$$

### 3.4. Построение рабочих характеристик насосов

1. На миллиметровой бумаге построить в том же масштабе напорную характеристику  $H = f(Q_{1+2})$ , полученную опытным путем при параллельной работе насосов.

2. На этом же графике строится характеристика трубопровода  $H_{\text{тр}} = f(Q)$  по формуле

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + S \cdot Q^2, \text{ м}, \quad (3.7)$$

где  $H_{\text{ст}}$  – статический напор (можно принять условно  $H_{\text{ст}} = 5$  м);  
 $Q$  – произвольные значения расходов воды в трубопроводе в пределах диапазона подач насосов, м<sup>3</sup>/с (принимается по табл. 3.1);  
 $S$  – сопротивление системы трубопроводов.

В общем случае сопротивление трубопровода определяется путем деления величины потерь напора на квадрат расхода, при котором они определены.

Сопротивление системы, состоящей из нескольких параллельных трубопроводов, определяется по формуле

$$S_{\text{парал}} = \frac{S_{\text{тр}}}{n^2}, \quad (3.8)$$

где  $S_{\text{тр}}$  – приведенное сопротивление трубопровода;  
 $n$  – число трубопроводов.

Сопротивление системы последовательно соединенных трубопроводов определяется как сумма сопротивлений отдельных элементов.

Сопротивление трубопроводов определяется следующим образом:  
для всасывающей линии

$$S_{\text{вс}} = \frac{h_{\text{вс}}}{Q_{\text{н}}^2}; \quad (3.9)$$

для напорной соединительной линии

$$S_{\text{н соедин}} = \frac{h_{\text{н соедин}}}{Q_{\text{н}}^2}; \quad (3.10)$$

для напорного водовода

$$S_{\text{н в}} = \frac{h_{\text{н в}}}{Q_{\text{н у max}}^2}. \quad (3.11)$$

Для данной системы трубопроводов и насосов сопротивление ее при режиме работы «Два насоса на один трубопровод» определяется по формуле

$$S = \frac{S_{\text{вс}}}{2^2} + \frac{S_{\text{н соедин}}}{2^2} + \frac{S_{\text{в н}}}{l^2}. \quad (3.12)$$

Потери напора в трубопроводе определяются по формуле

$$h = h_{\text{дл}} + h_{\text{м}}, \text{ м}, \quad (3.13)$$

где  $h_{\text{дл}}$  – потери напора по длине трубопровода, м;

$h_{\text{м}}$  – потери напора в местных сопротивлениях, м.

$$h_{\text{дл}} = S_0 \cdot l \cdot Q^2, \text{ м}, \quad (3.14)$$

где  $S_0$  – удельное сопротивление водовода,  $\text{с}^2/\text{м}^6$  (принимается по таблицам Ф. А. Шевелева и А. Ф. Шевелева в зависимости от его диаметра  $D_{\text{н в}}$ );

$l$  – длина напорного водовода, м.

*Примечание.* Потерями напора по длине всасывающего и напорного соединительного трубопроводов можно пренебречь, т. е.  $h_{\text{вс дл}} = 0$ ;  $h_{\text{н соедин дл}} = 0$  (т. к. их длины незначительны).

$$h_{\text{м}} = \sum \xi \frac{V^2}{2g}, \text{ м}, \quad (3.15)$$

где  $\xi$  – коэффициент местных сопротивлений.

Скорость движения воды соответственно во всасывающем  $V_{\text{вс}}$  и напорном соединительном  $V_{\text{н соедин}}$  трубопроводах определяется по формулам 3.2...3.3, где в качестве  $Q$  подставляют расход одного насоса в  $\text{м}^3/\text{с}$  из лаб. раб. № 2.

$$h_{\text{вс м}} = (\xi_{\text{вх}} + \xi_3 + \xi_{\text{пер.суж}}) \frac{V_{\text{вс}}^2}{2g}, \quad (3.16)$$

$$\xi_{\text{вх}} = 0,5; \quad \xi_3 = 0,05; \quad \xi_{\text{пер.суж}} = 0,1;$$

$$h_{\text{н соедин}} = (\xi_{\text{тр}} + \xi_3 + \xi_{\text{к}}) \frac{V_{\text{н соедин}}^2}{2g}, \quad (3.17)$$

$$\xi_{\text{к}} = 0,6; \quad \xi_{\text{тр}} = 1,0; \quad \xi_3 = 0,05;$$

$$h_{\text{н в}} = 1,1 \cdot S_0 \cdot l \cdot Q_{\text{н в max}}^2, \quad (3.18)$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий местные потери в напорном трубопроводе.

Определение координат для построения графической характеристики трубопровода ведется по табл. 3.2.

Таблица 3.2

Вычисление координат характеристики трубопровода

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_1 = 0$	$Q_2$	$Q_3$	$Q_4$	$Q_5$	$Q_6$	$> Q_{\text{н в max}}$
$Q^2$							
$SQ^2, \text{ м}$							
$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + SQ^2$							

3. Построить рабочие характеристики  $N_{\text{н.с}} = f(Q)$ ,  $\eta_{\text{в}} = f(Q)$ .

### 3.5. Теоретические сведения и определения

Совместная работа нескольких насосов на общий напорный трубопровод называется *параллельной работой насосов*. Необходимость в параллельной работе нескольких одинаковых или разных насосов возникает в тех случаях, когда невозможно обеспечить требуемый расход воды подачей одного насоса.

Параллельная работа двух и более центробежных насосов возможна при условии равенства развиваемого ими напора. Если один из насосов имеет напор меньше, чем другие, то он может быть подключен в совместную параллельную работу, только начиная с момента, когда развиваемые насосами напоры будут равны.

Анализ графиков (рис. 3.2) показывает, что максимальный суммарный расход двух насосов, работающих на отдельные трубопроводы, будет больше максимального расхода двух насосов, работающих параллельно. Эта разница  $\Delta Q$  определяется графически и называется дефицитностью в подаче при параллельной работе двух центробежных насосов

$$\Delta Q = (Q_1 + Q_2) - Q_{1+2}.$$

*Дефицит подачи* объясняется тем, что при увеличении суммарной подачи потери напора в трубопроводе увеличиваются в квадратичной зависимости от подачи, что и приводит к увеличению напора, необходимого для подачи данного расхода. Это, в свою очередь, смещает рабочую точку по напорной характеристике насоса вверх и влево, в результате чего уменьшается подача.

Параллельная работа насосов может быть достаточно эффективной при пологих характеристиках трубопроводов и крутых характеристиках насосов.

При работе двух разнотипных насосов на общий трубопровод (рис. 3.3) их совместная работа начнется в тот момент, когда напоры, развиваемые насосами, сравняются. Таким образом, на параллельную работу следует подключать только такие насосы, у которых развиваемые напоры близки.

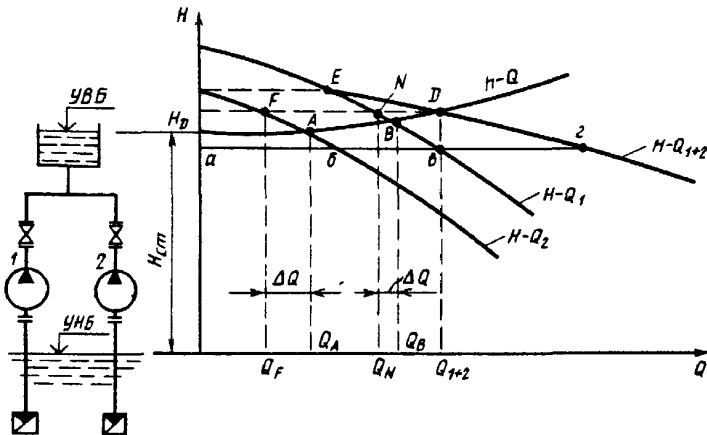


Рис. 3.3. Схема и график параллельной работы двух разнотипных насосов

Следовательно, напор, развиваемый каждым насосом, равен напору, развиваемому двумя насосами при их параллельной работе, а подача каждого насоса равна половине суммарной подачи двух насосов.

### **3.6. Отчет по лабораторной работе**

В отчете следует изложить и привести:

- 1) цель работы;
- 2) последовательность ее проведения;
- 3) результаты испытаний;
- 4) графики совместной работы насосов и трубопровода.

Необходимо определить дефицитность в подаче при параллельной работе центробежных насосов.

## Лабораторная работа № 4

### ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОМ ВКЛЮЧЕНИИ НАСОСОВ

#### 4.1. Цель работы:

1. Построение суммарной расчетной напорной характеристики  $(H_1 + H_2) = f(Q)$  двух центробежных насосов Н1 и Н2 типа 1К8/18, работающих отдельно (рис. 4.1, а).

2. Получение опытным путем данных и построение суммарной напорной характеристики  $H_{1+2} = f(Q)$  двух центробежных насосов, работающих последовательно на общий напорный трубопровод (рис. 4.1, б).

3. Сравнение опытной характеристики с расчетной.

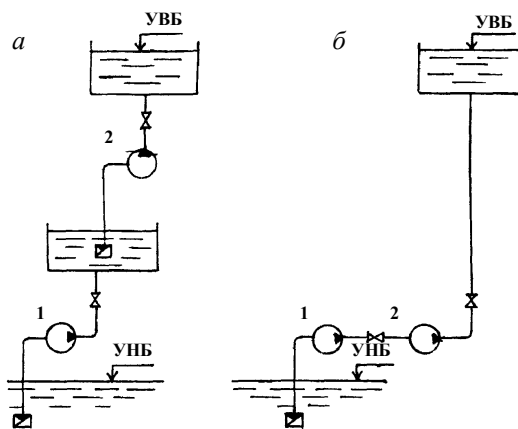


Рис. 4.1. Схема последовательной работы двух центробежных насосов:

а – каждого на свой напорный трубопровод;  
б – параллельная работа на общий напорный трубопровод

Объектом исследования является насосная установка с двумя последовательно включенными центробежными насосами Н1 и Н2 типа 1К8/18 (рис. 2.1). До включения стенда необходимо закрыть вентиль В1 на входе насоса Н1 и задвижку В6 на напорной линии



насоса Н2 (вентиль В1 закрыт, если оси рычага и трубопровода пересекаются под прямым углом. Задвижка В6 закрывается при вращении маховика по часовой стрелке). Вентиль В2 на входе насоса Н2 и задвижки В3 (соединяет напорную линию насоса Н2 с всасывающей линией насоса Н1), В4 на напорной линии насоса Н1 и В5 на общем напорном трубопроводе должны быть открыты.

При исследовании совместной работы насосов в данной работе определяются только рабочие характеристики установок.

#### 4.2. Последовательность выполнения работы:

1. По данным испытаний центробежного насоса, полученным в лаб. раб. № 2 (характеристике  $H = f(Q_{1,2})$ ), на миллиметровой бумаге построить частные характеристики  $H - Q$  1-го и 2-го насосов (они совпадают, так как насосы одинаковые), а затем – суммарную расчетную характеристику по напору  $(H_1 + H_2) = f(Q)$  двух центробежных насосов, работающих каждый на отдельный напорный трубопровод. Суммарная расчетная напорная характеристика  $(H_1 + H_2) = f(Q)$  строится путем суммирования (удвоения) напоров  $H$  одного насоса при одинаковых значениях подачи  $Q$  (рис. 4.2).

2. Включить электрическое питание стенда.

3. Запустить насос Н2 (при последовательной работе насосы могут включаться только друг за другом). При открытом вентиле В2 на всасывающей линии насоса Н2 и закрытой задвижке В3 (соединительная линия насосов) и В6 (напорный трубопровод насоса Н2), вентиле В1 (на всасывающей линии насоса Н1), а также закрытых задвижках В4 и В5 включить в работу электродвигатель М2 (кнопка «Пуск» на пульте стенда).

4. После включения насоса Н2 открыть задвижку В3 и подать воду во всасывающую магистраль насоса Н1. При этом задвижки В6 и В4 на напорных линиях 1-го и 2-го насосов, а также вентиль В1 на всасывающей линии насоса Н1 закрыты. Второй насос (Н1) включить тогда, когда в нем повысится давление, свидетельствующее о нормальной работе насоса Н2 при нулевой подаче.

5. После включения и выхода на режим при нулевой подаче насоса Н1 открыть задвижку В4 на напорной линии насоса Н1 и задвижку В5 на общем напорном трубопроводе, чтобы удалить воздух из насоса и трубопровода.

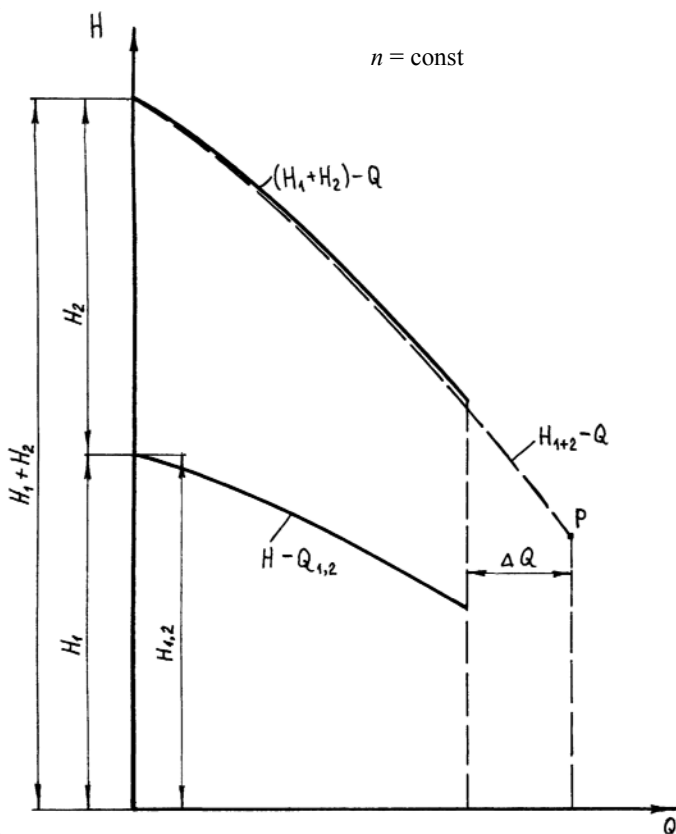


Рис. 4.2. Характеристика последовательной работы двух одинаковых центробежных насосов

6. При различных степенях закрытия задвижки В5 на общем напорном трубопроводе провести 7 опытов.

В каждом опыте необходимо регистрировать:

- 1) мощности  $N_1$  и  $N_2$  на входах электродвигателей М1 и М2 (по цифровым индикаторам РW1 и РW2);
- 2) давление в напорной линии насосов  $p_n$  (по цифровому индикатору Ди);
- 3) давление на входе насоса Н1  $p_{в1}$  (по цифровому индикатору Див);
- 4) давление на входе насоса Н2  $p_{в2}$  (по цифровому индикатору Дв);
- 5) расход воды в сети (по цифровому индикатору Расход РА).

7. Результаты измерений занести в табл. 4.1.

8. Для остановки насоса Н1 медленно закрыть задвижку В5 и В4 на напорной линии и нажатием кнопки «Стоп» на пульте стенда выключить питание электродвигателя М1.

9. Для остановки насоса Н2 медленно закрыть задвижку В3 и нажатием кнопки «Стоп» на пульте стенда выключить питание электродвигателя М2. Закрыть вентиль В2 на всасывающей линии насоса Н2.

10. Выключить электрическое питание стенда (кнопка «Сеть»).

11. На графике с суммарной расчетной характеристикой  $(H_1 + H_2) = f(Q)$  построить в том же масштабе напорную характеристику  $H_{1+2} = f(Q)$ , полученную опытным путем при последовательной работе насосов.

12. Оценить расхождение между расчетным  $H_p = H_1 + H_2$  и опытным  $H_0 = H_{1+2}$  значениями напора при соответствующих подачах  $Q_i$  по формуле

$$\varepsilon = \frac{H_p - H_0}{H_0}, \%$$

Из сравнения суммарных двух суммарных кривых видно, что опытная кривая  $H_{1+2} = f(Q)$  длиннее, т. е. насосы, соединенные последовательно, могут подать больше расход, чем при том же напорном трубопроводе, работая по отдельности.

13. Построить рабочие характеристики  $N_{н.с} = f(Q)$ ,  $\eta_y = f(Q)$ .

Таблица 4.1

Результаты исследований совместной работы насосов при их последовательном включении

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$N_1$ – мощность на входе М1, Вт							
$N_2$ – мощность на входе М2, Вт							
$p_n$ – давление на выходе насоса Н1, кПа							
$p_{в1}$ – давление на входе насоса Н1, кПа							
$p_{в2}$ – давление на входе насоса Н2, кПа							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /ч							

Вычисляемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$N_{н.с}$ – суммарная мощность насосов, Вт							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /с							
$V_{в2}$ – средняя скорость на всасывании Н2, м/с							
$V_{н}$ – средняя скорость на выходе Н1, м/с							
$V_{в2}^2/(2g)$ – скоростной напор на входе Н2, м							
$V_{н}^2/(2g)$ – скоростной напор на выходе Н1, м							
$p_{в2}/(\rho g)$ – пьезометрический напор на входе Н2, м							
$p_{н}/(\rho g)$ – пьезометрический напор на выходе Н1, м							
$H_{1+2}$ – суммарный напор установки, м							
$N_{н}$ – полезная мощность насосов, Вт							
$\eta_{\nu}$ – КПД установки							

### 4.3. Обработка результатов испытаний

Суммарная мощность насосов

$$N_{н.с} = \eta_{\nu} (N_1 + N_2), \text{ Вт}, \quad (4.1)$$

где  $\eta_{\nu}$  – КПД электродвигателя,  $\eta_{\nu} = 0,82$ .

Величина средней скорости на всасывании насоса Н2 –  $V_{в2}$  и на выходе насоса Н1 –  $V_{н}$  определяется из следующего выражения:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}, \text{ м/с}, \quad (4.2)$$

где  $d$  – диаметр трубопровода.

При вычислении  $V_{в2}$  принимать  $d = 5 \cdot 10^{-2}$  м (50 мм), при вычислении  $V_{н}$  принимать  $d = 4 \cdot 10^{-2}$  м (40 мм).

При вычислении пьезометрических напоров давление подставлять в Па, плотность воды  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

Полный (суммарный) напор установки

$$H_{1+2} = (z_{н} - z_{в2}) + \left( \frac{p_{н}}{\rho g} + \frac{p_{в2}}{\rho g} \right) + \left( \frac{v_{н}^2}{2g} - \frac{v_{в2}^2}{2g} \right), \text{ м}, \quad (4.3)$$

где  $z_{н}$ ,  $z_{в}$  – геометрические напоры, м.

При выполнении вычислений считать, что центр всасывающего отверстия насоса Н2 расположен в плоскости сравнения. При этом  $Z_{в2} = 0$ , а  $Z_{н} = 0,47$  м.

Вакуумметрическое давление  $p_{в2}$  при вычислении пьезометрического напора  $\frac{p_{в2}}{\rho g}$  следует подставлять со знаком «+», несмотря на то, что цифровой индикатор этого давления выводится со знаком «-».

Полезная мощность насосов (обоих)

$$N_{п} = \rho g Q H_{1+2}, \text{ Вт.} \quad (4.4)$$

КПД установки

$$\eta_{у} = \frac{N_{п}}{N_{н.с}}. \quad (4.5)$$

#### 4.4. Теоретические сведения

*Последовательной* называют совместную работу насосов, при которой один насос подает жидкость во всасывающий патрубок другого насоса, а последний подает ее в общий напорный трубопровод.

Последовательное включение нескольких насосов применяется в тех случаях, когда необходимо создать в сети напор, больший того, который способен обеспечить каждый из насосов в отдельности, или в тех случаях, когда один насос в состоянии подать воду в систему, но не обеспечивает заданной подачи.

Увеличение подачи объясняется тем, что удвоенный напор установки должен потратиться на преодоление также удвоенного сопротивления трубопровода, которое может возрасти только за счет увеличивающегося расхода. Однако увеличение подачи насосов влечет за собой и увеличение мощности, получаемой насосом от электродвигателя. Поэтому при выяснении степени перегрузки электродвигателя необходимо сравнить максимальное замеренное значение потребляемой насосом мощности с его максимальным паспортным значением. Если невозможна перегрузка двигателя, необходимо при последовательной работе насосов прикрыть задвижку на общем

напорном трубопроводе и, уменьшив подачу насосов, добиться таким образом затраты прежней мощности каждым насосом.

Для работы при последовательном соединении в отличие от параллельного можно использовать насосы с различными напорами, но поскольку проходящий через насосы расход одинаков, эти насосы должны иметь примерно одинаковую подачу.

#### **4.5. Отчет по лабораторной работе**

В отчете следует изложить и привести:

- 1) цель работы;
- 2) последовательность ее проведения;
- 3) результаты испытаний;
- 4) опытную и расчетную напорную характеристику насосов, работающих последовательно.

Необходимо оценить расхождение между расчетным  $H_p$  и опытным  $H_0$  значениями напора при соответствующих подачах.

## Лабораторная работа № 5

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАВИТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

#### 5.1. Цель работы

1. Убедиться на практике в существовании явления кавитации в центробежном насосе и уяснить причины ее возникновения.
2. Освоить методику кавитационных испытаний центробежного насоса.
3. Построить по результатам испытаний кавитационную характеристику насоса.

#### 5.2. Последовательность выполнения работы

1. Включить центробежный насос. При помощи задвижки на нагнетательном трубопроводе установить некоторую подачу насоса, при которой и определяется критическая высота всасывания и критический кавитационный запас.
2. Включить вакуум насос. Снять показания вакуумметра и манометра.
3. Испытания продолжить при различных значениях вакуума.
4. Все результаты измерений и вычислений занести в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Результаты исследований по определению  
кавитационных характеристик

№ опыта	$H_{\text{вак}}$		$H_{\text{ман}}$		$H, \text{ м}$	$\Delta h$	Примечание
	Па	м	Па	м			

5. По результатам вычислений построить кавитационную характеристику насоса.

Начало резкого падения кривых  $H = f(H_{\text{вак}})$  и  $H = f(\Delta h)$  определяет начало появления кавитации и дает возможность определить  $H_{\text{вак кр}}$  и  $\Delta h_{\text{кр}}$ .

### 5.3. Теоретические сведения

При проектировании насосных станций отметка расположения насосных агрегатов устанавливается в зависимости от высоты всасывания насосов.

Различают геодезическую высоту всасывания  $H_{\text{гв}}$  и допустимую вакуумметрическую высоту всасывания  $H_{\text{вак}}$ .

Геодезической высотой всасывания горизонтальных центробежных насосов называется разность отметок оси насоса и свободного уровня воды в резервуаре, из которого жидкость забирается насосом. Для того чтобы насос мог поднимать жидкость с уровня воды, расположенного ниже оси насоса, последний должен создать вакуум (разряжение) у входа в колено. Всасывание жидкости происходит за счет избытка атмосферного давления на свободной поверхности в приемном резервуаре  $p_a/\gamma$  над абсолютным давлением у входа в колесо  $p_1/\gamma$ , которое меньше атмосферного (рис. 5.1).

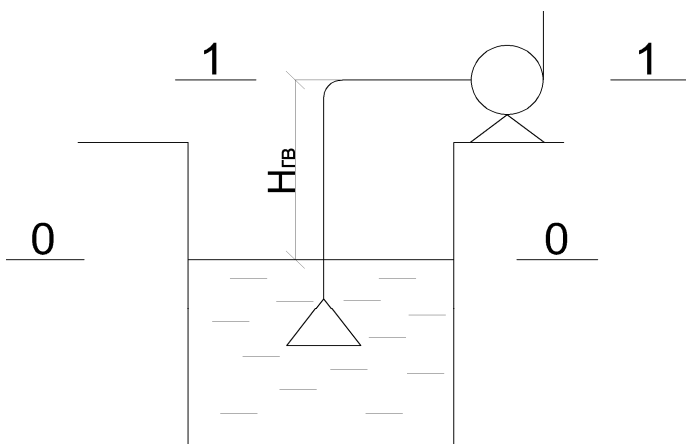


Рис. 5.1. Схема установки центробежного насоса



Разность между атмосферным давлением  $p_a/\gamma$  и давлением  $p_1/\gamma$  равна величине вакуумметрической высоты всасывания, которая отмечается вакуумметром:

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_a - p_1}{\gamma}. \quad (5.1)$$

Применив уравнение Бернулли (рис. 5.1) для двух сечений 0-0 и 1-1:

$$\frac{p_a}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + H_{\text{гв}} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{\text{вс}},$$

где  $h_{\text{вс}}$  – гидравлические потери в подводящем трубопроводе.

Учитывая выражение (5.1), получено

$$H_{\text{вак}} = H_{\text{гв}} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{\text{вс}}. \quad (5.2)$$

Пользуясь формулой (5.2), можно определить расположение оси насоса по отношению к уровню воды в источнике при допустимой вакуумметрической высоте всасывания. Высота всасывания насоса ограничивается также тем условием, что минимальное абсолютное давление, возникающее в области входа жидкости в рабочее колесо, должно превышать давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости. При несоблюдении этого условия может возникнуть явление так называемой кавитации.

**Причинами понижения давления могут быть:**

- а) низкое барометрическое давление;
- б) большая вакуумметрическая высота всасывания (больше допускаемой);
- в) высокая температура перекачиваемой жидкости.

В результате понижения давления происходит парообразование жидкости в полости рабочего колеса. Возникающее при этом явление носит общее название *кавитация*. Кавитация ограничивает высоту всасывания насоса, и высота всасывания, при которой начинается кавитация, называется критической. При кавитационных испытаниях насоса определяется вакуумметрическая высота всасывания насоса, при которой начинается кавитация.

*Кавитационной характеристикой* насоса называется зависимость напора и мощности от вакуумметрической высоты всасывания при постоянной производительности насоса. Кавитационные характеристики могут быть получены в результате испытаний насоса на специальной установке (рис. 5.2).

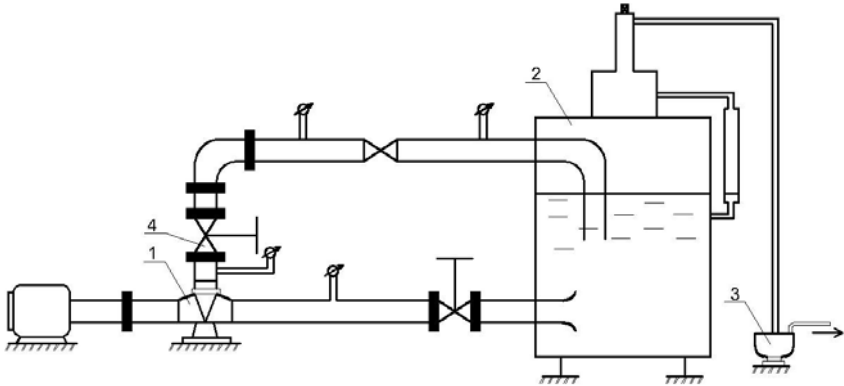


Рис. 5.2. Схема лабораторной установки:  
 1 – центробежный насос; 2 – закрытый резервуар; 3 – вакуум-насос;  
 4 – задвижка

Эта установка представляет собой замкнутую циркуляционную систему, состоящую из насоса, всасывающего и напорного трубопроводов, а также герметического резервуара, верхняя часть которого заполнена воздухом. Отсасывая воздух из резервуара вакуум-насосом, можно получить любое давление перед входом в насос. Начало резкого падения кривых напора и мощности при постоянной производительности определяет максимально допустимое значение вакуумметрической высоты, которую называют *критической вакуумметрической высотой всасывания*  $H_{\text{вак кр}}$ . Зная последнюю, можно по формуле (5.2) определить  $H_{\text{вак кр}}$ .

*Допустимая высота всасывания* для насоса определяется по формуле

$$H_{\text{доп гв}} = H_{\text{кр вак}} - \frac{V_1^2}{2g} - h_{\text{вс}}. \quad (5.3)$$

В качестве кавитационного показателя работы насоса используется также *кавитационный запас*  $\Delta h$  (*NPSH*), который указывает величину превышения абсолютной удельной энергии (полного напора) во входном патрубке насоса над напором, эквивалентным давлению насыщенного пара перекачиваемой жидкости при определенной температуре:

$$\Delta h = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} - \frac{p_{\text{пж}}}{\rho g}, \quad (5.4)$$

где  $p_{\text{пж}}$  – давление паров жидкости при определенной температуре.

#### 5.4. Отчет по лабораторной работе

В отчете следует изложить и привести:

- 1) цель работы;
- 2) последовательность ее проведения;
- 3) результаты испытаний;
- 4) кавитационную характеристику насоса.

## Лабораторная работа № 6

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГИДРОЭЛЕВАТОРА

#### 6.1. Цель работы

1. Ознакомление с работой гидроэлеватора и определение его коэффициента полезного действия

#### 6.2. Экспериментальная часть

Объектом исследований является гидроэлеватор (рис. 6.1).

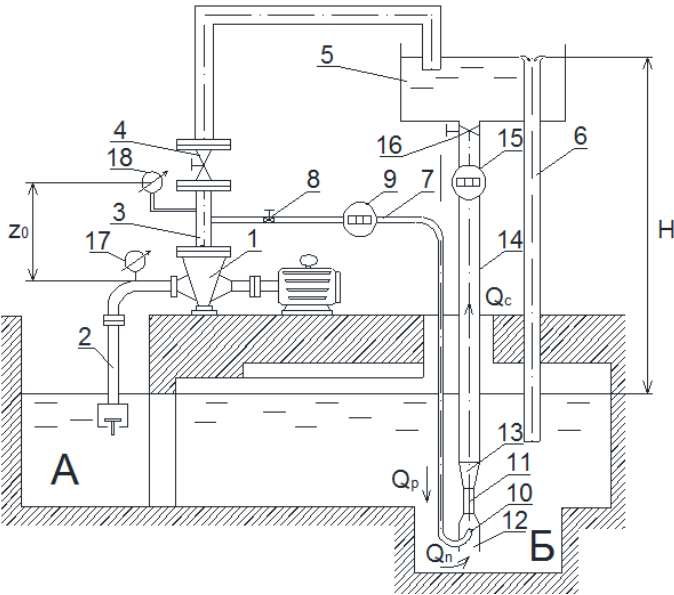


Рис. 6.1. Схема экспериментальной установки испытания гидроэлеватора:

- 1 – центробежный насос; 2 – всасывающая линия насоса;
- 3 – нагнетательная линия насоса; 4 – задвижка; 5 – напорный бак;
- 6 – холостой сброс; 7 – напорная труба; 8 – вентиль; 9 – водомер;
- 10 – сопло; 11 – смесительная камера; 12 – всасывающий патрубок;
- 13 – диффузор; 14 – отводящая труба; 15 – водомер; 16 – вентиль;
- 17 – вакуумметр; 18 – манометр

Гидроэлеватор смонтирован в приемке Б водооборотного бассейна А (рис. 6.1.) и работает следующим образом. Рабочая жидкость с расходом  $Q_p$  подается центробежным насосом 1 в сопло 10 гидроэлеватора по напорной трубе 7. Струя истекает из сопла с большой скоростью  $V_p$ , которая зависит от напора, создаваемого центробежным насосом, и площади отверстия сопла. Струя поступает в смесительную камеру 11, давление на входе в нее падает ниже гидростатического и создается разрежение во всасывающем патрубке 12 гидроэлеватора. Из приемки Б в гидроэлеватор начинает поступать жидкость. В смесительной камере 11 происходит смешение 2-х потоков – рабочего и перекачиваемого – и передача части кинетической энергии от первого потока ко второму. В результате этого давление вдоль камеры смешения 11 непрерывно увеличивается, и кинетическая энергия суммарного потока частично переходит в энергию давления жидкости. Гидроэлеватор по отводящей трубе 14 подает в напорный бак 5 суммарный расход  $Q_c$ , равный

$$Q_c = Q_p + Q_n, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6.1)$$

где  $Q_n$  – полезный расход, откачиваемый из приемки Б.

Потребляемая мощность  $N$  гидроэлеватором определяется работой центробежного насоса, подающего рабочую жидкость в сопло

$$N = \frac{\rho g H_n Q_p}{\eta_d}, \text{ Вт}, \quad (6.2)$$

где  $\rho_p$  – плотность рабочей жидкости;

$H_n$  – напор центробежного насоса;

$\eta_d$  – КПД электродвигателя.

Напор  $H_n$  центробежного насоса определяют по формуле

$$H_n = h_{\text{вак}} + h_{\text{ман}} + Z_0, \text{ м}, \quad (6.3)$$

где  $h_{\text{вак}}$  – показания вакуумметра на всасывающей линии насоса;

$h_{\text{ман}}$  – показания манометра;

$Z_0$  – вертикальное расстояние между точкой подключения вакуумметра и центром манометра.

Полезная мощность гидроэлеватора на подъем жидкости из приемка Б в бак 5 в количестве  $Q_{\text{п}}$  равна

$$N_{\text{п}} = \rho g H Q_{\text{п}}, \text{ Вт}, \quad (6.4)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости, забираемой из приемка Б;

$H$  – геометрический напор гидроэлеватора, определяемый как разность отметок в водооборотном бассейне и напорном баке.

Коэффициент полезного действия гидроэлеватора определяется как отношение полезной мощности  $N_{\text{п}}$  к потребляемой  $N$ :

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N}. \quad (6.5)$$

### 6.3. Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Включить центробежный насос 1 и заполнить из водооборотного бассейна напорный бак 5.

2. Полностью закрыть задвижку 4 и открытием вентиля 8 включить в работу гидроэлеватор. Степенью открытия вентиля регулировать расход  $Q_{\text{р}}$  рабочей жидкости, а тем самым и расход  $Q_{\text{о}}$  откачиваемой жидкости из приемка Б. Работа проводится при нескольких различных расходах.

3. Для каждого опыта снять показания вакуумметра 17 и манометра 18.

Расходы воды в напорной и отводящей трубах определить объемным методом по водосчетчикам 9 и 15. Засечь время секундомером (не менее 45 с) между двумя показаниями  $V_1$  и  $V_2$  каждого из водосчетчиков. Объем прошедшей через водосчетчик воды определить как разность его показаний.

### 6.4. Обработка результатов испытаний

1. По показаниям вакуумметра  $h_{\text{вак}}$  и манометра  $h_{\text{ман}}$  с помощью формулы (6.3) подсчитать напор  $H$  центробежного насоса.

2. Определить расход рабочей жидкости  $Q_{\text{р}}$  как разность показаний водосчетчика 9 на напорной трубе, деленную на время замера.

3. Суммарный расход  $Q_c$ , подаваемый гидроэлеватором в напорный бак определить как разность показаний водосчетчика 15, деленную на время замера. Полезный расход  $Q_{п}$  жидкости, откачиваемой из приемка, определить из формулы (6.1)

$$Q_{п} = Q_c - Q_p.$$

По результатам измерений для каждого опыта с помощью формул (6.2), (6.4) и (6.5) подсчитать КПД гидроэлеватора и построить график зависимости  $\eta = f(Q_c)$ .

Все экспериментальные данные и результаты расчетов вносятся в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Результаты измерений по определению рабочих характеристик гидроэлеватора

№	Показания вакуумметра $h$ вак, м	Показания манометра $h$ ман, м	Напор центробежного насоса $H_{п}$ , м	$Z_0$ , м	$W1$ , л	$W2$ , л	$t$ , с	$Q_p$ , л/с	$Q_c$ , л/с	$Q_{пс}$ , л/с	$N$ , Вт	$N_{пс}$ , Вт	$\eta$ , %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

### 6.5. Теоретические сведения и определения

Гидроэлеваторы относятся к динамическим насосам трения (струйным насосам), в которых поток перекачиваемой жидкости перемещается благодаря механическому воздействию на него другого (рабочего) потока.

Гидроэлеваторы служат для удаления осадка из приемков камер речных водозаборных сооружений, для подъема гидросмеси к грунтовым насосам земснарядов, для удаления сточных вод и осадков из отстойников.

Основные их *достоинства* – простота конструкции, отсутствие движущихся частей, небольшие размеры и высокая надежность; недостатки – низкий КПД (20...35 %) и необходимость подвода воды к соплу под высоким давлением.



## Лабораторная работа № 7

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОДАЧИ И НАПОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

#### 7.1. Цель работы

1. Составить эскиз рабочего колеса, сняв основные его размеры.
2. Построить планы скоростей при выходе из колеса.
3. Определить теоретическую подачу  $Q$  и напор  $H$  по заданной частоте вращения  $n$ .
4. Определить марку насоса.

Размеры рабочего колеса снимаются при помощи штангенциркуля, измерителя, линейки, а углы направления лопастей – транспортиром. Обмер проводится в нескольких местах и берется среднее из полученных размеров. Результаты помещаются в табл. 7.1, а на их основании вычерчивается в М 1:2 эскиз рабочего колеса (рис. 7.1).

Таблица 7.1

Результаты обмера рабочего колеса центробежного насоса

$D_1$ , м	$D_2$ , м	$b_1$ , м	$b_2$ , м	$\delta_1$ , м	$\delta_2$ , м	$\beta_{1\text{лоп}}$ , град	$\beta_{2\text{лоп}}$ , град	$Z_{\text{лоп}}$ , число лопастей	$n$ , об/мин

Согласно рис. 7.1:  $D_0$  – диаметр входного отверстия колеса;  
–  $D_1$  и  $D_2$  – диаметры колеса на входе в каналы и на выходе из них;  
–  $b_1$  и  $b_2$  – ширина каналов (расстояние между дисками колеса) на входе и выходе;  
–  $\delta_1$  и  $\delta_2$  – толщина лопастей на входе и выходе;  
–  $\beta_{1\text{лоп}}$  и  $\beta_{2\text{лоп}}$  – углы направления лопастей на входе и выходе;  
–  $\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы между относительными скоростями  $w$  и продолжениями окружных скоростей  $u$  на входе и выходе;  
–  $n$  – частота вращения рабочего колеса.

Если жидкость поступает в насос без предварительной закрутки потока, то абсолютная скорость  $v_1$  потока при входе на лопасти

направлена по радиусу и равна  $c_1$  – ее радиальной составляющей:  
 $v_1 = c_1 = v_0$  (рис. 7.2).

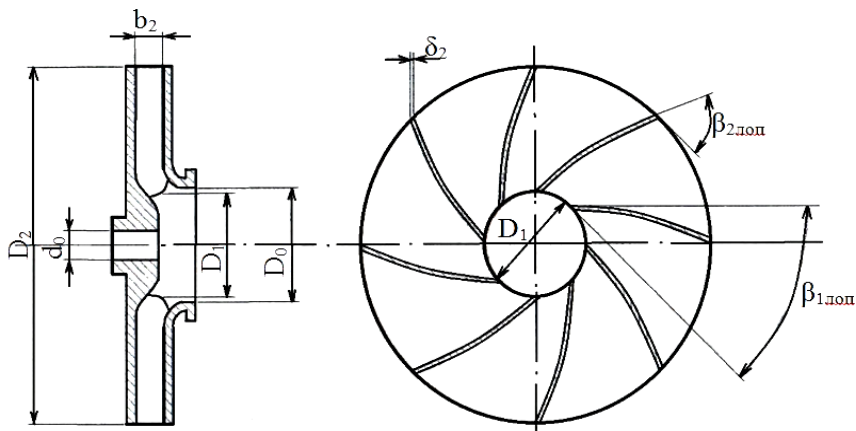


Рис. 7.1. Эскиз рабочего колеса

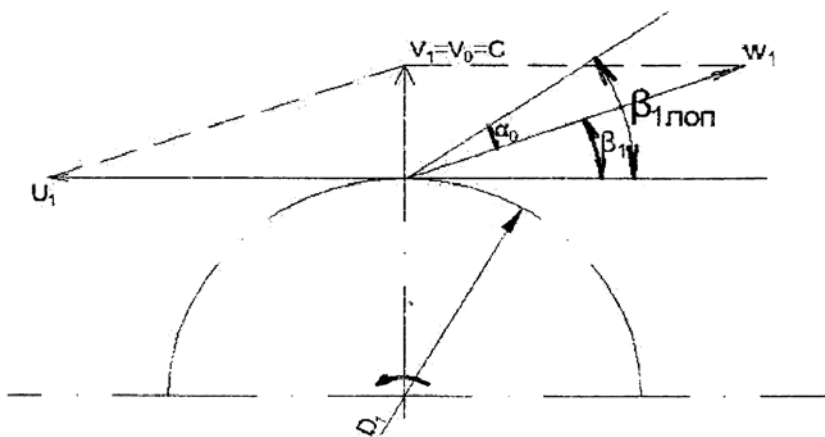


Рис. 7.2. План скоростей потока при входе в рабочее колесо

Угол  $\beta_1$  называется углом входа потока на лопасти. Его величину можно определить по формуле

$$\beta_1 = \arctg(v_1 / u_1).$$

Угол  $\alpha_0 = \beta_{1\text{лоп}} - \beta_1$  называется углом атаки (рис. 7.2).

В случае радиального входа расход жидкости, протекающей через рабочее колесо насоса, равен

$$Q_k = b_1 (\pi D_1 - Z_{\text{лоп}} \frac{\delta_1}{\sin \beta_1}) c_1. \quad (7.1)$$

Согласно плану скоростей (рис. 7.2)

$$c_1 = u_1 \operatorname{tg} \beta_1, \quad (7.2)$$

где можно приближенно принять  $\beta_1 \approx \beta_{1\text{лоп}}$ .

Средняя окружная скорость входных кромок лопастей

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \text{ м/с.} \quad (7.3)$$

Подставив в (7.1) выражения (7.2) и (7.3), определяется расход жидкости  $Q_k$ , приближенно приняв  $\beta_1 \approx \beta_{1\text{лоп}}$ .

При выходе из рабочего колеса поток имеет окружную составляющую абсолютной скорости

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}, \text{ м/с.}$$

Радиальную составляющую абсолютной скорости потока на выходе можно найти по формуле

$$c_2 = \frac{Q_k}{F_2},$$

где  $F_2$  – площадь потока жидкости, выходящего из колеса:

$$F_2 = b_2 (\pi D_2 - \frac{\delta_2 Z_{\text{лоп}}}{\sin \beta_{2\text{лоп}}}), \text{ м}^2,$$

где  $b_2$  – расстояние между дисками колеса на диаметре  $D_2$ , м;

$Z_{\text{лоп}}$  – число лопастей рабочего колеса;

$\delta_2$  – толщина лопасти при выходе из колеса, м.

Так как направление относительной скорости соответствует углу  $\beta_{2\text{лоп}}$ , то ее величину можно найти из параллелограмма скоростей, который строится по известным векторам  $\bar{u}_2$  и  $\bar{c}_2$  (рис. 7.3). Из этого же параллелограмма определяется и вектор абсолютной скорости  $\bar{v}_2$ .

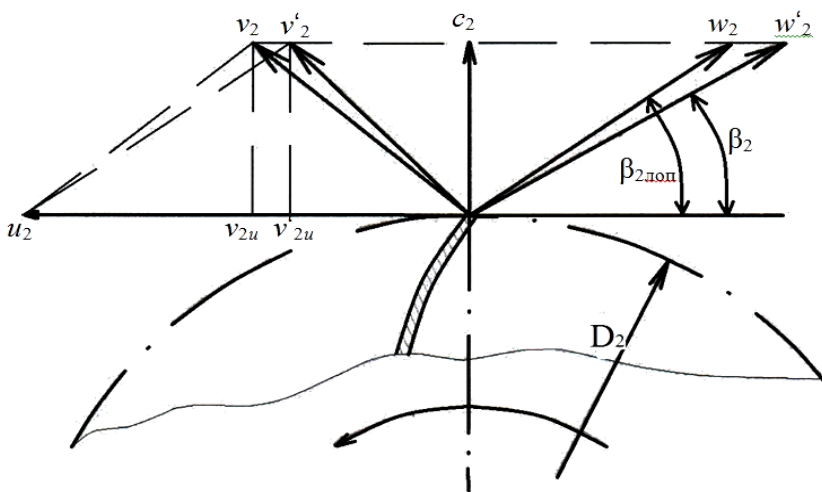


Рис. 7.3. План скоростей потока при выходе из рабочего колеса

Проекция скорости  $v_2$  на направление окружной скорости  $u_2$  называется окружной составляющей абсолютной скорости потока  $v_{2u}$ .

Из теории насосов известно, что относительная скорость  $w_2$  отклоняется от направления лопастей колеса, в результате чего окружная составляющая  $v_{2u}$  становится меньше, чем это следует из построенного плана скоростей. Действительное значение скорости  $v'_{2u}$  можно найти по формуле

$$v'_{2u} = \frac{v_{2u}}{1 + p}, \text{ м/с,}$$

где  $p$  – коэффициент, который можно определить по формуле Рычагова:

$$p = \frac{1,2(1 + \sin \beta_{2\text{лоп}})}{Z_{\text{лоп}} \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}.$$

Теоретический напор определяется по формуле Эйлера:

$$H_{\text{т}} = v'_{2u} \frac{u_2}{g}, \text{ м.}$$

Действительный расчетный напор насоса

$$H_{\text{р}} = H_{\text{т}} \eta_{\text{г}},$$

где  $\eta_{\text{г}}$  – гидравлический КПД насоса;  $\eta_{\text{г}} = 0,90 \dots 0,95$ .

Производительность насоса  $Q$  с учетом утечек и перетеканий в нем

$$Q = Q_{\text{к}} \eta_0,$$

где  $\eta_0$  – объемный КПД насоса; у современных насосов  $\eta_0 = 0,95 \dots 0,98$ .

Расчетная часовая подача насоса

$$Q_{\text{р}} = 3600Q, \text{ м}^3/\text{ч.}$$

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чебаевский, В. Ф. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок : учебное пособие для вузов по специальностям природообустройства / В. Ф. Чебаевский, К. П. Вишнеvский, Н. Н. Накладов; ред. Н. М. Щербакова. – М. : Колос, 2000. – 376 с.

2. Чебаевский, В. Ф. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок : учебное пособие / В. Ф. Чебаевский [и др.]; под ред. В. Ф. Чебаевского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Колос, 1982. – 320 с.

3. Чебаевский, В. Ф. Насосы и насосные станции : учебник / В. Ф. Чебаевский [и др.]. – М. : Агропромиздат, 1989. – 416 с.

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

5. Кривченко, Г. И. Гидравлические машины. Турбины и насосы : учебник для вузов / Г. И. Кривченко. – 2-е изд., перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.

6. Турк, В. И. Насосы и насосные станции : учебник для вузов / В. И. Турк, А. В. Минаев, В. Я. Карелин. – М. : Стройиздат, 1977. – 297 с.

7. Новодережкин, Р. А. Насосные станции систем технического водоснабжения тепловых и атомных электростанций / Р. А. Новодережкин. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 264 с.

8. Рычагов, В. В. Насосы и насосные станции : учебник / В. В. Рычагов, М. М. Флоринский. – 4-е изд. – М. : Колос, 1975. – 416 с.

9. Карасев, Б. В. Насосные и воздуходувные станции : учебник для вузов / Б. В. Карасев. – Минск: Вышэйшая школа, 1990. – 326 с.

10. Богославчик, П. М. Гидротехнические сооружения комплексных гидроузлов : учебное пособие / П. М. Богославчик [и др.]; под ред. Г. Г. Круглова. – Минск : БНТУ, 2006. – 585 с.

11. Насосные станции систем водоснабжения. Правила проектирования: ТКП 45-4.01-200-2010 (02250) / Министерство строительства и архитектуры Республики Беларусь. – Минск, 2010. – 88 с.

12. Руководство по выполнению лабораторных работ на стенде. НТЦ-11.60 «Исследование гидравлических характеристик насосного оборудования с МПСО». – Могилев : Частное производственное унитарное предприятие «НТП «Центр» Республика Беларусь. – 18 с.

13. Линкевич, Н. Н. Методическое пособие к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Насосные станции» для студ. спец. Т.19.04.00 – «Водохозяйственное строительство». – Минск : БГПА, 2001 – 32 с.

14. Насосы жидкостные и установки. Основные термины, определения, количественные величины, буквенные обозначения и единицы измерения. Часть 1. Жидкостные насосы: ГОСТ ISO 17769-1-2014. Введ. в действие 01.09.2015. – М. : Стандартиформ, 2015 – 69 с.

15. Насосы жидкостные и установки. Основные термины, определения, количественные величины, буквенные обозначения и единицы измерения. Часть 2. Насосные системы (ISO 17769-2:2012, IDT). Введ. в действие 01.12.2016. – М. : Стандартиформ, 2016 – 15 с.

16. Насосы динамические. Методы испытаний: введ. в действие 01.06.2008. ГОСТ 6134-2007 (ISO 9906:1999). – М. : Стандартиформ, 2008 – 100 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Введение</b> .....	3
<b>Лабораторная работа № 1.</b> Изучение классификации насосного оборудования, основных показателей и конструктивных особенностей.....	4
<b>Лабораторная работа № 2.</b> Определение рабочих характеристик центробежного насоса .....	54
<b>Лабораторная работа № 3.</b> Исследование характеристик насосной установки при параллельном включении насосов.....	62
<b>Лабораторная работа № 4.</b> Исследование характеристик насосной установки при последовательном включении насосов.....	72
<b>Лабораторная работа № 5.</b> Определение кавитационных характеристик центробежного насоса .....	79
<b>Лабораторная работа № 6.</b> Определение коэффициента полезного действия гидроэлеватора .....	84
<b>Лабораторная работа № 7.</b> Определение теоретических параметров подачи и напора центробежного насоса .....	89
<b>Список литературы</b> .....	94



Учебное издание

**ИВАШЕЧКИН** Владимир Васильевич  
**ЛИНКЕВИЧ** Николай Николаевич  
**НЕМЕРОВЕЦ** Ольга Владимировна и др.

## **НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ**

Пособие

для обучающихся по специальностям  
1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство»,  
1-70 07 01 «Строительство тепловых и атомных электростанций»

Редактор *А. Д. Спичёнок*  
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 19.04.2022. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 5,64. Уч.-изд. л. 4,41. Тираж 100. Заказ 714.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.