МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Е.Е. Щуцкая, Е.Г. Цурикова, А.Б. Родионова

НАСОСЫ.
НАСОСНЫЕ И ВОЗДУХОДУВНЫЕ СТАНЦИИ

Учебное пособие

Ростов-на-Дону
ДГТУ
2021

УДК 628.12
Щ98

Рецензент
кандидат технических наук, доцент *Д.В. Кашарин*
(Южно-Российский государственный политехнический университет,
г. Новочеркасск)

Щуцкая, Елена Евгеньевна.
Щ98 Насосы. Насосные и воздуходувные станции : учебное пособие / Е.Е. Щуцкая, Е.Г. Цурикова, А.Б. Родионова ; Донской государственный технический университет. – Ростов-на-Дону : ДГТУ, 2021. – 140 с.

ISBN 978-5-7890-1967-2

Представлены классификация, принципы работы и область применения насосных агрегатов. Отражены теоретические показатели работы центробежных насосов. Рассмотрена работа насосной станции второго подъема и насосной станции канализации.

Способствует усвоению лекционного и практического материала по таким дисциплинам, как «Насосы», «Насосы и насосные станции», «Насосные и воздуходувные станции», «Гидротехнические сооружения», «Гидравлика и теплотехника», «Механика жидкости и газа», знание которых является основой для большинства прикладных дисциплин.

Предназначено для обучающихся по направлению подготовки 08.03.01 Строительство, профилей: Промышленное и гражданское строительство, Проектирование зданий, Экспертиза и управление недвижимостью, Теплогазоснабжение и вентиляция, Водоснабжение и водоотведение, Гидротехническое строительство. Может быть полезно обучающимся других направлений подготовки.

УДК 628.12

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Донского государственного технического университета

© Щуцкая Е.Е., Цурикова Е.Г.,
Родионова А.Б., 2021
© Донской государственный
технический университет, 2021

ISBN 978-5-7890-1967-2

Введение

Дисциплина «Насосы. Насосные и воздуходувные станции» является одной из основных дисциплин направления подготовки «Строительство», профилей «Водоснабжение и водоотведение», «Гидротехническое строительство», «Гидромелиорация». Знания, полученные при ее изучении, необходимы для работы инженера в области строительства различных объектов. Проектирование, строительство и эксплуатация любых объектов предполагает необходимость рационального выбора насосно-силового оборудования. Этот выбор определяет эффективную и экономичную работу всего строительного объекта. Рациональный подбор насосов – это определение рабочей зоны, обуславливающей оптимальный режим насоса, при котором он работает с максимальным КПД и минимально возможными тратами электроэнергии. Для грамотного подбора насосно-силового оборудования необходимо знать свойства насосов и уметь пользоваться его характеристиками. Настоящее пособие позволяет овладеть этими знаниями и умениями. Пособие помогает бакалаврам, магистрам и специалистам овладеть основными навыками, необходимыми для работы инженера, используя знания, полученные во время учебы.

1. НАСОСЫ

1.1. Основные понятия. Классификация насосов

Гидравлическими машинами называются машины, которые:

– сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насос);

– получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочему органу для полезного использования (гидравлический двигатель-турбина);

– сжимают и перемещают газообразные жидкости (газы) (компрессор).

Насосы являются одной из самых распространенных разновидностей машин. Их применяют для различных целей, начиная от водоснабжения населения и предприятий и кончая подачей топлива в ракетные двигатели.

Насосы классифицируются по принципу работы и конструкции рабочих органов (рис. 1). Они делятся на две основные группы: объемные и динамические.

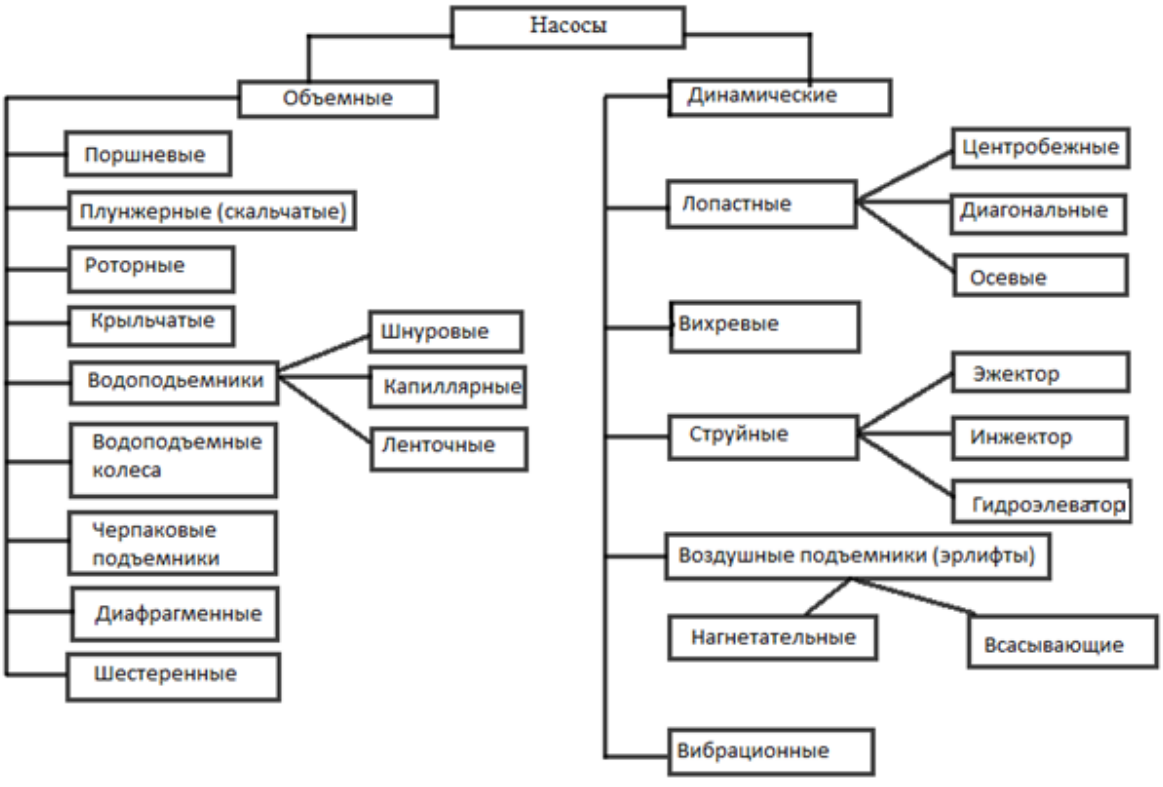


Рис. 1. Общая классификация насосов

Насосы служат для перемещения жидкостей. Механическая энергия насоса преобразуется в механическую энергию жидкости. Таким образом, насосы поднимают жидкость на определенную высоту, подают ее на необходимое расстояние или заставляют циркулировать в замкнутой системе.

1.2. Динамические насосы

Динамические насосы функционируют следующим образом: энергия воды (перекачиваемой через рабочую камеру агрегата) из кинетической преобразуется в потенциальную. В результате, при уменьшающейся скорости растёт давление – этот процесс и называется динамикой. Остальные тонкости работы зависят от конструктивных особенностей оборудования.

1.2.1. Лопастные насосы

Лопастными называют динамические насосы, в которых жидкость перемещается путем обтекания лопастей (рис. 2). Их отличительной особенностью является вращающееся в неподвижном корпусе рабочее колесо, снабженное лопатками (рис. 3). В зависимости от формы рабочего колеса и условий протекания через него жидкости, лопастные насосы делят на центробежные, осевые и диагональные.

В центробежных насосах поток движется перпендикулярно оси вращения.

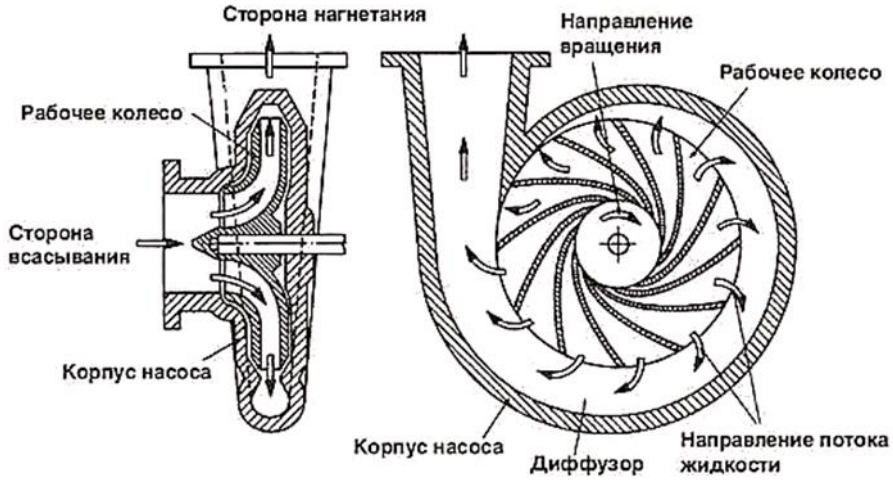


Рис. 2. Лопастной насос в разрезе

В осевых насосах поток жидкости движется параллельно оси вращения (рис. 4).

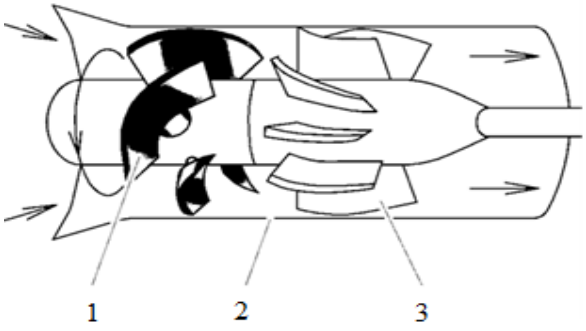


Рис. 3. Схема лопасти насоса:
1 – рабочее колесо с лопатками;
2 – цилиндрический корпус;
3 – направляющий аппарат

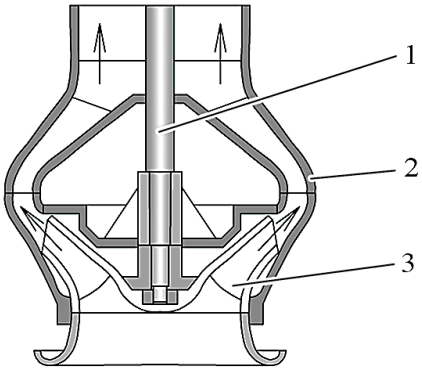


Рис. 4. Движение жидкости:
1 – вал; *2* – корпус;
3 – рабочее колесо

В диагональных насосах поток движется наклонно к оси вращения под произвольным углом.

1.2.2. Насосы трения

Насосы трения – динамические насосы, в которых жидкая среда перемещается под воздействием сил трения.

Вихревые насосы. В вихревом насосе колесо с лопастями вращается внутри цилиндрического корпуса, при этом расстояние от торца лопатки до стенки минимально (рис. 5).

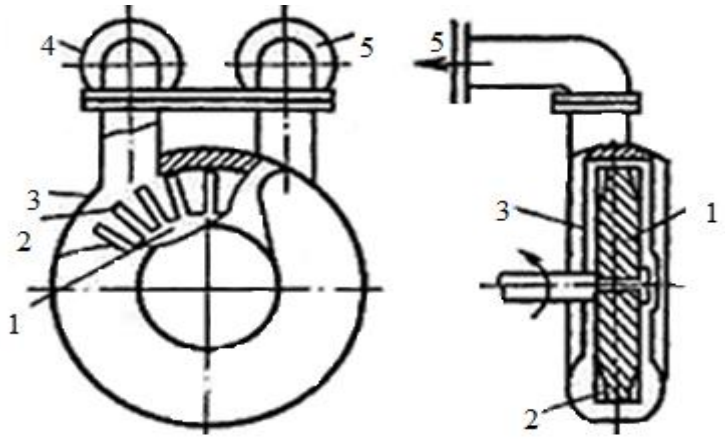


Рис. 5. Вихревой насос:
1 – рабочее колесо; *2* – лопатка; *3* – корпус;
4 – всасывающий патрубок; *5* – напорный патрубок

Принцип действия вихревого насоса заключается в том, что вода всасывается во входное отверстие и закручивается в вихрь благодаря крыльчатке. При небольших энергозатратах мощность потока увеличивается в разы, и жидкость с большим давлением выбрасывается из выходного патрубка.

Струйные насосы. Относятся к типу динамических насосов, использующих в своей работе энергию рабочих органов, силы трения или внешние силовые поля (рис. 6). Для увеличения кинетической энергии перемещаемого потока струйный насос использует энергию постороннего потока жидкости, пара или газа. Струйные насосы классифицируются в зависимости от вида рабочего вещества: если в качестве рабочего вещества используется газ (сжатый воздух или какой-либо другой газ), струйный насос называют эжектором; если рабочим веществом является пар, насос называют инжектором; если используется горячая вода – элеватором, если холодная вода – гидроэлеватором.

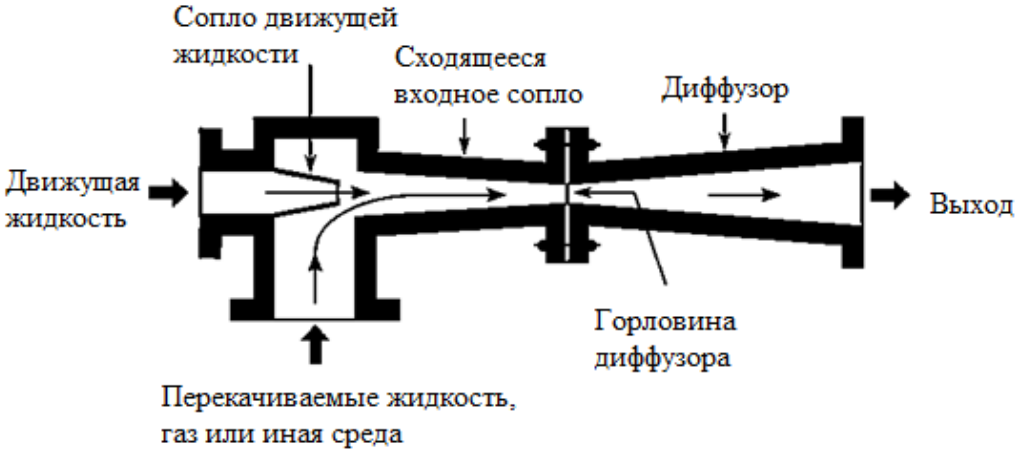


Рис. 6. Схема струйного насоса

Эрлифты. Представляют собой динамические насосы, предназначенные для подачи жидкости из колодцев при помощи сжатого воздуха (рис. 7). Принцип работы эрлифта основан на использовании разности средней плотности воды и воздушно-водяной эмульсии. В зависимости от конструктивного исполнения и принципа действия эрлифты делятся на два основных типа. Нагнетательные эрлифты, в которых подающая труба опускается под уровень расположения воды, используют сжатый воздух, поступающий от компрессора в трубу.

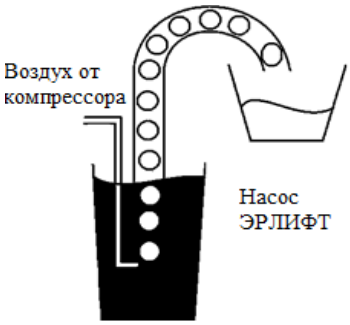


Рис. 7. Эрлифт

Во всасывающих эрлифтах подающая труба также опускается под уровень расположения воды, но вода в них не выталкивается через подающую трубу, а всасывается в нее сверху. Чтобы обеспечить протекание такого процесса, в подающей трубе создают разрежение воздуха, для чего нужен специальный вакуум-насос.

Вибрационные насосы. Это погружные насосы, поднимающие воду при помощи возвратно-поступательных движений поршня внутри насосной части (рис. 8).

Внутреннее пространство корпуса вибрационного насоса разделено на три отсека: в первом находится силовой элемент *1*, в среднем – нагнетающая камера *3*, а в третьем – всасывающая камера *4*. Основу силового элемента составляет электромагнит П-образной формы, залитый специальным составом эпоксидной смолы, которая не допускает соприкосновения электропроводящего элемента с водой и надежно крепит электромагнит в корпусе. Всасывающая камера оснащается обратными клапанами *8*, шляпки которых перекрывают входящие отверстия в момент движения поршня *10* в сторону клапанов, предотвращая обратный сброс воды, а при удалении поршня от клапанов они открываются, в результате чего происходит заполнение всасывающей камеры новой партией воды. Вибратор *2* является второй составляющей электромагнита. С одной стороны, на нем закреплен резиновый амортизатор *5*, а с другой – шток *7*, на котором посредством гайки *9* фиксируется основная деталь конструкции – поршень. Между ним и вибратором располагаются шайбы *6*, влияющие на величину хода поршня. Вода из насоса выходит под давлением по специальным каналам *11*.

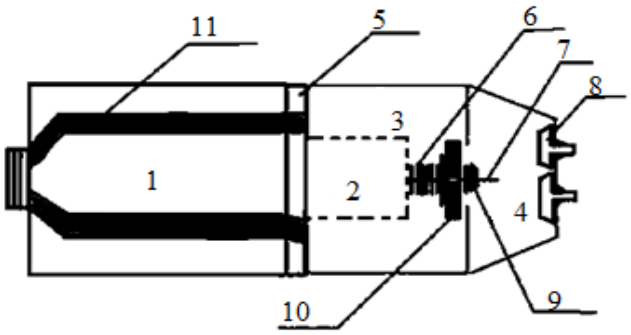


Рис. 8. Вибрационный насос

1.3. Объемные насосы

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

Поршневые насосы. Принцип работы поршневого насоса: за счет поступательного движения поршня создаётся разрежение в полости под ним, туда засасывается жидкость из подводящего (всасывающего) трубопровода (рис. 9). При обратном движении поршня на всасывающем трубопроводе закрывается клапан, предотвращающий протечку жидкости обратно, и открывается клапан на нагнетательном трубопроводе, который был закрыт при всасывании. Туда вытесняется жидкость, которая находилась под поршнем, и процесс повторяется.

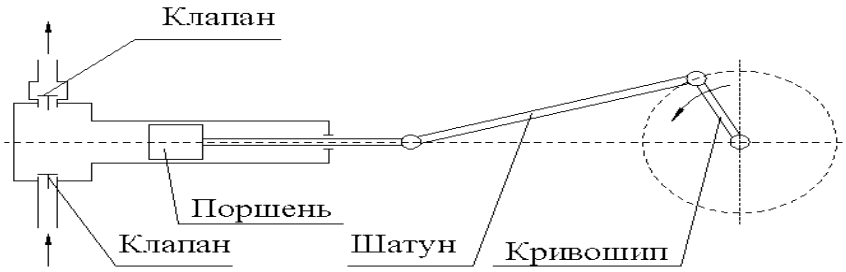


Рис. 9. Схема работы поршневого насоса

Плунжерные насосы. Принцип работы плунжерного насоса (рис. 10) тот же, что и в поршневых насосах. Отличие этих насосов друг от друга заключается в нагнетающем элементе. В поршневых насосах работает поршень. В плунжерных – плунжер. Плунжер идет вправо (всасывание) подымается впускной клапан, закрывается выпускной. Вода заполняет камеру. Плунжер идет влево (нагнетание) – запирается впускной клапан, поднимается выпускной. Вода устремляется по назначению.

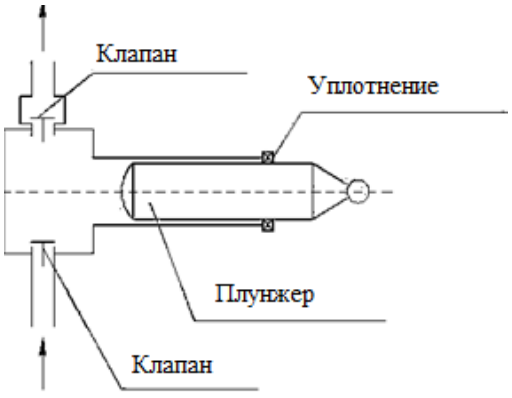


Рис. 10. Схема плунжерного насоса

Роторные насосы. Это объемные насосы, в которых вытеснение жидкости производится из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательного и возвратно-поступательного движений рабочих органов – вытеснителей (рис. 11).

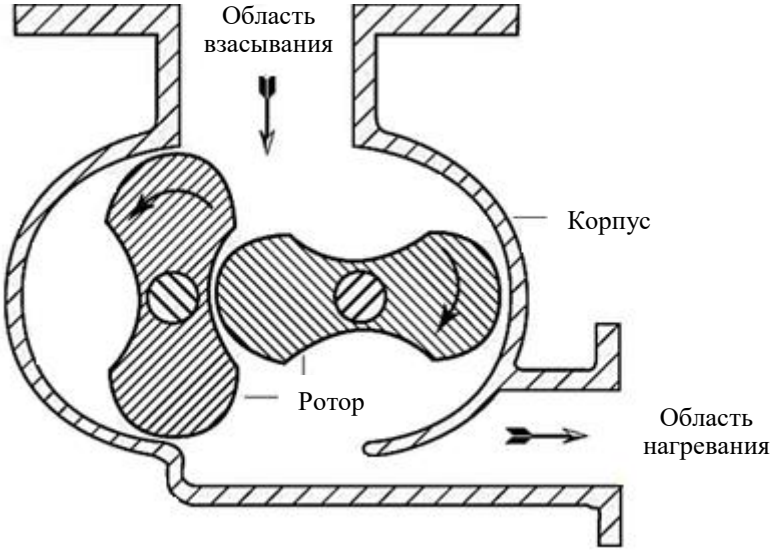


Рис. 11. Схема роторного насоса

Роторные насосы работают по следующему принципу: перекачиваемая жидкость сначала поступает во внутреннюю камеру устройства, из которой она выталкивается вращательными и поступательными движениями, совершаемыми рабочим органом – ротором. Части ротора наряду с внутренними стенками рабочей камеры формируют замкнутое пространство, в которое и попадает жидкость. При уменьшении объема такого пространства, что происходит при движении ротора, жидкость по законам физики выталкивается.

Шестеренные насосы. Это роторные насосы с рабочим органом в виде двух шестерён (рис. 12). Принцип работы такой же, как и у роторного насоса.

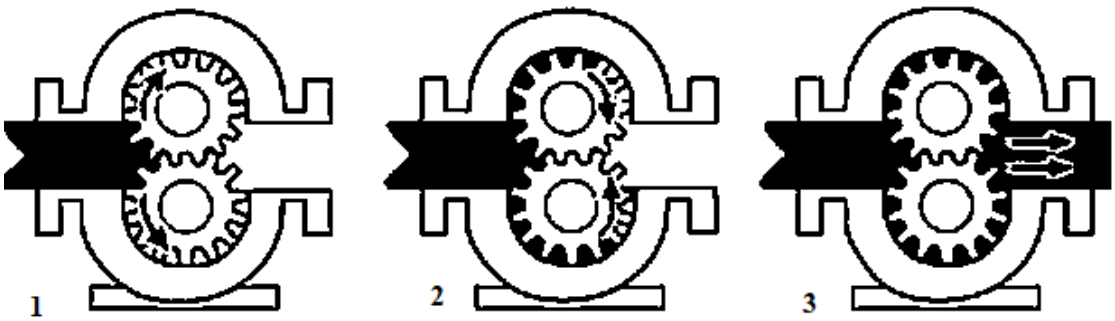


Рис. 12. Схема работы шестерен роторного насоса

Крыльчатые насосы. Предназначены для работы с ручным приводом и применяются для перекачивания жидкости при малом давлении. Крыльчатый насос (рис. 13) представляет собой разновидность объемных насосов. Крыло *1* снабжено двумя клапанами *2* и качается в кожухе *3*. Качание происходит с помощью выведенной наружу ручки *4*. Под крылом расположена неподвижная перегородка *5* с парой клапанов *6*, разделяющая кожух на две рабочие полости А и Б. При движении крыла в одну из этих полостей жидкость засасывается, а из другой в то же время выталкивается.

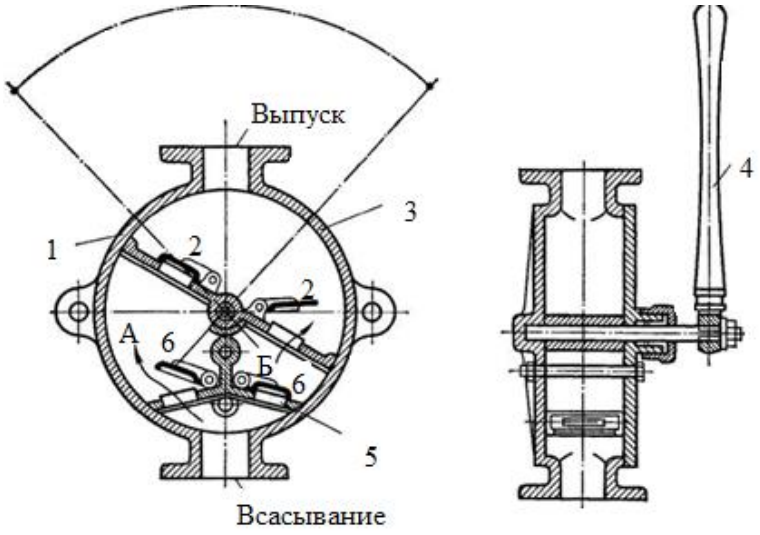


Рис. 13. Крыльчатый насос

Водоподъемники. Это сооружения, служащие для подъема и передвижения воды из нижележащего расположения в вышележащее (рис. 14). Иногда их называют безнапорные водоподъемники, они подразделяются на ленточные, шнуровые, водочерпальные (черпаковые). Ленточные и шнуровые водоподъемники относятся к капиллярным водоподъемным механизмам, принцип их работы основан на использовании сил молекулярного притяжения, которые возникают в слое воды, поднимаемом лентой-шнуром. Работа ленточного и шнурового водоподъемника основана на выносе тонкого слоя воды, удерживающегося на поверхности движущейся ленты или шнура благодаря силам сцепления. При вращении ведущего блока лента-шнур перемещается и, проходя через толщу воды в колодце, захватывает с собой частицы воды. При выносе воды наверх в момент перехода через ведущий блок эти частицы под действием центробежных сил отбрасываются в кожух, из которого по сливному патрубку стекают в резервуар.

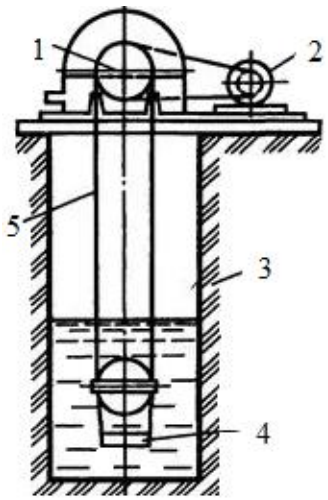


Рис. 14. Конструкция водоприемника:
1 – ведущий шкив; *2* – электродвигатель;
3 – шахтный колодец; *4* – блоковое натяжное
устройство; *5* – лента – водоподъемная ветвь

Водоподъемное колесо. Это машина, представляющая собой колесо, по окружности которого прикреплены черпаки (рис. 15). Нижний край колеса опущен в воду, и при вращении колеса вокруг оси черпаки зачерпывают воду из водоема, а в верхней точке колеса вода выливается из черпаков в специальный приемный лоток.

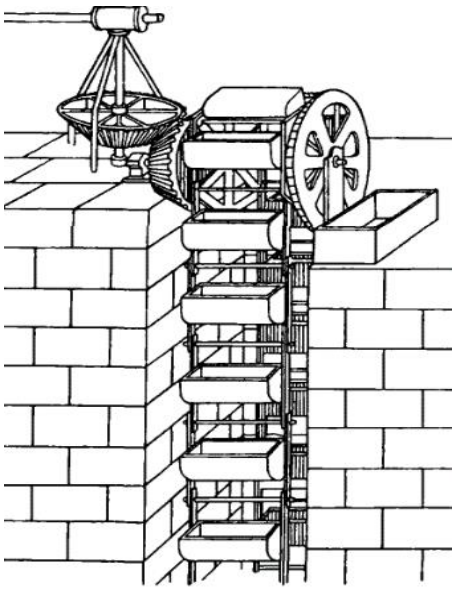


Рис. 15. Работа водоподъемного колеса

Диафрагменные (мембранные) насосы. Рабочим органом насоса этого типа является диафрагма (мембрана) – гибкая пластина из резины или металлического сплава. Диафрагма установлена между двумя ёмкостями: первая служит для втягивания и выталкивания откачиваемой жидкости, вторая – для среды, вызывающей колебания диафрагмы.

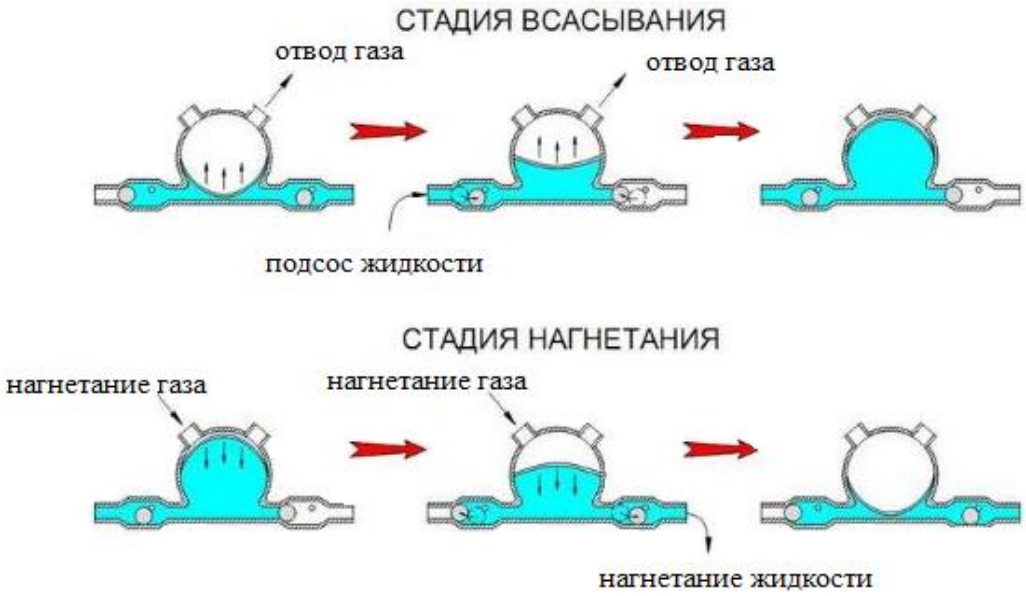


Рис. 16. Работа мембранного насоса

Принцип действия такого насоса прост (рис. 16). При откачивании рабочей среды из полости колебания диафрагма втягивается, тем самым затягивая жидкость в ёмкость для перекачивания, после чего давление в рабочей полости повышается, диафрагма опускается, выталкивая выкачиваемую жидкость в отводящий патрубок. Ввиду того что входной и выходной патрубки снабжаются обратными клапанами, перемещение жидкости происходит только в одном направлении. В качестве рабочей среды для диафрагмы используется либо жидкость, либо воздух.

1.4. Решение задач. Расчет параметров насосов

Задача 1. Плунжерный насос одинарного действия обеспечивает расход перекачиваемой среды Q = 1 м^3/ч. Диаметр плунжера составляет D = 10 см, а длинна хода S = 24 см. Частота вращения рабочего вала составляет n = 40 об/мин. Требуется найти объемный коэффициент полезного действия насоса (рис. 17).

Решение:

Площадь поперечного сечения плунжера:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}1^2}{4} = 0{,}00785 \text{ м}^2.$$

Выразим коэффициент полезного действия из формулы расхода плунжерного насоса: $\eta_V = \frac{Q}{F \cdot S \cdot n} = \frac{1}{0{,}00785 \cdot 0{,}24 \cdot 40} \cdot \frac{60}{3600} = 0{,}88.$

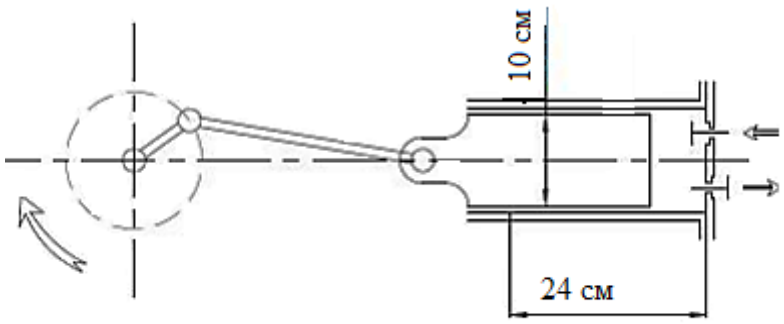


Рис. 17. Плунжерный насос

Задача 2. Двухпоршневой насос двойного действия создает напор H = 160 м при перекачивании масла с плотностью ρ = 920 кг/м^3. Диаметр поршня составляет D = 8 см, диаметр штока d = 1 см, а длинна хода поршня S = 16 см. Частота вращения рабочего вала составляет n = 85 об/мин. Необходимо рассчитать необходимую мощность электродвигателя (КПД насоса и электродвигателя принять η = 0,95, а установочный коэффициент λ = 1,1) (рис. 18).

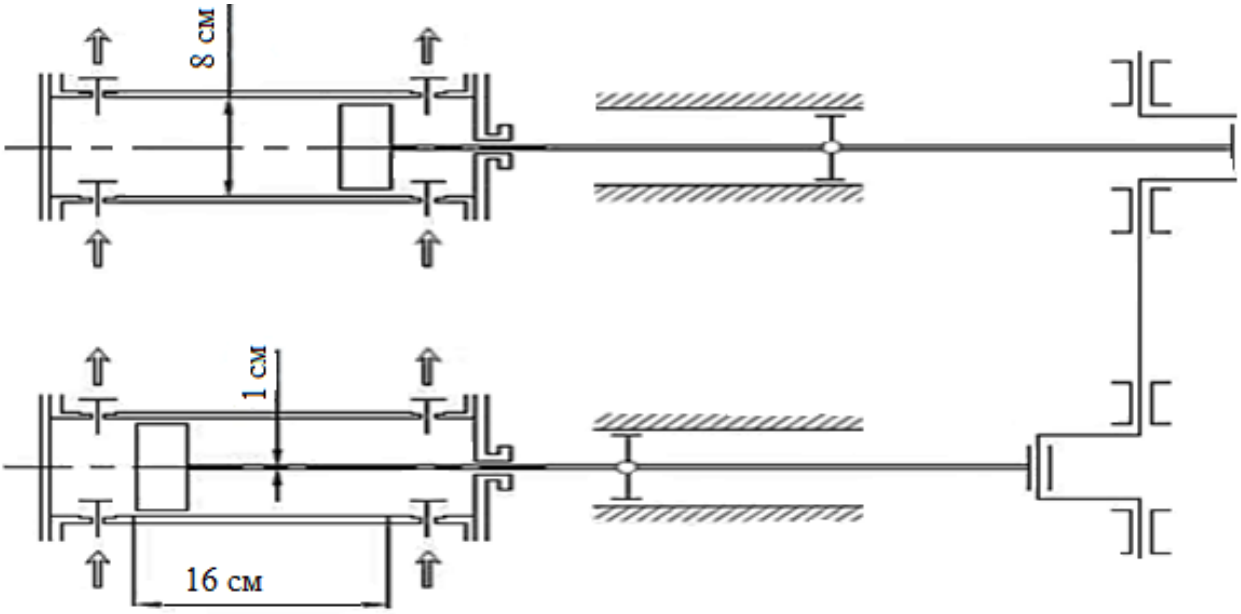


Рис. 18. Двухпоршневой насос

Решение:

Площади поперечного сечения поршня и штока:

$$F = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}08^2}{4} = 0{,}005 \text{ м}^2 \quad \text{и} \quad f = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}01^2}{4} = 0{,}00008 \text{ м}^2.$$

Производительность насоса находится по формуле:

$$Q = \eta \cdot (2F - f) \cdot S \cdot n = 0{,}95\ (2 \cdot 0{,}005 - 0{,}00008) \cdot 0{,}16 \cdot 85 \cdot 60 = 7{,}69 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Далее находим полезную мощность насоса:

$$N_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 920 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}0021 \cdot 160 = 3{,}085 \text{ кВт}.$$

С учетом КПД и установочного коэффициента получаем итоговую установочную мощность:

$$N_{\text{уст}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta\ \eta_{\text{п}}} \cdot \lambda = 3{,}085/(0{,}95 \cdot 0{,}95) \cdot 1{,}1 = 3{,}39 \text{ кВт}.$$

Задача 3. Трехпоршневой насос перекачивает жидкость с плотностью $\rho = 1080$ кг/м^3 из открытой емкости в сосуд под давлением $p_1 = 1{,}6$ бар с расходом $Q = 2{,}2$ м^3/ч. Геометрическая высота подъема жидкости составляет $H_{\text{геом}} = 3{,}2$ м. Полезная мощность, расходуемая на перекачивание жидкости, составляет $N_{\text{полез}} = 200$ Вт. Необходимо найти величину потери напора.

Решение:

Найдем создаваемый насосом напор из формулы полезной мощности:

$$H = \frac{N_{\text{полез}}}{\rho \cdot g \cdot Q} = \frac{200}{1080 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}00061} = 30{,}95 \text{ м}.$$

Подставим найденное значение напора в формулу напора, выраженную через разность давлений, и найдем искомую величину:

$$h_{\text{п}} = H - (p_1 - p_1)/(\rho \cdot g) - H_{\text{геом}} =$$
$$= 30{,}95 - ((1{,}6 - 1) \cdot 100000)/(1080 \cdot 9{,}81) - 3{,}2 = 22{,}09 \text{ м}.$$

Задача 4. Реальная производительность винтового насоса составляет $Q = 1{,}6$ м^3/ч. Геометрические характеристики насоса: эксцентриситет $e = 2$ см; диаметр ротора $D = 7$ см; шаг винтовой поверхности ротора $T = 14$ см. Частота вращения ротора составляет $n = 15$ об/мин. Необходимо определить объемный коэффициент полезного действия насоса η_V.

Решение:

Выразим искомую величину из формулы производительности винтового насоса:

$$\eta_V = Q/(4 \cdot e \cdot D \cdot T \cdot n) = 1{,}6 / (4 \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}07 \cdot 0{,}14 \cdot 15) \cdot 60/3600 = 0{,}85.$$

Задача 5. Необходимо рассчитать напор H, расход Q и полезную мощность N центробежного насоса, перекачивающего жидкость (маловязкая) с плотностью 1020 кг/м^3 из резервуара с избыточным давлением $p_1 = 1{,}2$ бар в резервуар с избыточным давлением $p_2 = 2{,}5$ бар по заданному трубопроводу с диаметром трубы $d_э = 20$ см (рис. 19).

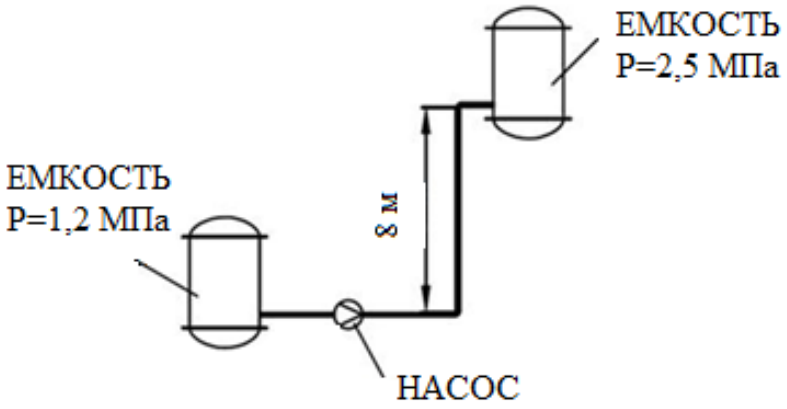


Рис. 19. Схема к задаче 5

Общая длинна трубопровода (суммарно с эквивалентной длинной местных сопротивлений) составляет L = 78 м (принять коэффициент трения равным λ = 0,032). Разность высот резервуаров составляет $H_г$ = 8 м.

Решение:

Для маловязких сред выбираем оптимальную скорость движения в трубопроводе равной υ = 2 м/с. Рассчитаем расход жидкости через заданный трубопровод:

$$Q = (\pi \cdot d^2) / 4 \cdot \upsilon = (3{,}14 \cdot 0{,}2^2) / 4 \cdot 2 = 0{,}0628 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скоростной напор в трубе:

$$\upsilon^2/(2 \cdot g) = 2^2/ (2 \cdot 9{,}81) = 0{,}204 \text{ м}.$$

При соответствующем скоростном напоре потери на трение по длине составят:

$$h_{дл} = (\lambda \cdot L)/d_э \cdot [\upsilon^2/(2g)] = (0{,}032 \cdot 78)/0{,}2 \cdot 0{,}204 = 2{,}55 \text{ м}.$$

Общий напор составит:

$$H = (p_2 - p_1)/(\rho \cdot g) + H_г + h_{дл} =$$

$$= ((2{,}5 - 1{,}2) \cdot 100000)/(1020 \cdot 9{,}81) + 8 + 2{,}55 = 23{,}54 \text{ м}.$$

Остается определить полезную мощность:

$$N_{полез} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 1020 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}0628 \cdot 23{,}54 = 14792 \text{ Вт}.$$

Задача 6. Целесообразна ли перекачка воды центробежным насосом с производительностью Q = 50 м³/ч по трубопроводу 150 × 4,5 мм?

Решение:

Рассчитаем скорость потока воды в трубопроводе:

$$Q = (\pi \cdot d^2)/4 \cdot \upsilon,$$

$$\upsilon = (4 \cdot Q)/(\pi \cdot d^2) = (4 \cdot 50)/(3{,}14 \cdot 0{,}141^2) \cdot 1/3600 = 0{,}89 \text{ м/с}.$$

Для воды скорость потока в нагнетательном трубопроводе составляет υ =1,5 – 3 м/с. Получившееся значение скорости потока не попадает в данный интервал, из чего можно сделать вывод, что применение данного центробежного насоса нецелесообразно.

Задача 7. Определить коэффициент подачи шестеренчатого насоса. Геометрические характеристики насоса: площадь поперечного сечения пространства между зубьями шестерни f = 92 мм^2; число зубьев z = 10; длина зуба шестерни b = 38 мм. Частота вращения n = 280 об/мин. Реальная подача шестеренчатого насоса составляет $Q_{\text{реал}} = 1{,}8$ м^3/ч.

Решение:

Теоретическая производительность насоса:

$$Q = 2 \cdot f \cdot z \cdot n \cdot b = 2 \cdot 0{,}000092 \cdot 10 \cdot 0{,}038 \cdot 280 \cdot 60 = 1{,}18 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Коэффициент подачи (КПД, объемный коэффициент полезного действия), соответственно, равен:

$$\eta_V = 1{,}18/1{,}8 \cdot 3600 = 0{,}65.$$

Задача 8. Центробежный насос, имеющий КПД $\eta_{\text{н}} = 0{,}78$, перекачивает жидкость плотностью ρ = 1030 кг/м³ с расходом Q = 132 м³/ч. Создаваемый в трубопроводе напор равен H = 17,2 м. Насос приводится в действие электродвигателем с мощностью $N_{\text{дв.уст}} = 9{,}5$ кВт и КПД двигателя $\eta_{\text{дв}} = 0{,}95$. Необходимо определить, удовлетворяет ли данный насос требованиям по пусковому моменту.

Решение:

Пусковой момент иногда называют еще моментом трогания, или начальным моментом. При выборе электродвигателя важно убедиться, что пусковой момент окажется больше статического момента планируемой проектной нагрузки на валу. При этом подразумевается, что напряжение и частота питающего напряжения приближены к номиналу.

Рассчитаем полезную мощность, идущую непосредственно на перекачивание среды:

$$N_{\text{полез}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 1030 \cdot 9{,}81 \cdot 132/3600 \cdot 17{,}2 = 6372 \text{ Вт}.$$

Учтем коэффициенты полезного действия насоса и электродвигателя и определим полную требуемую мощность электродвигателя:

$$N_{\text{треб}} = N_{\text{полез}}/(\eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{дв}}) = 6372/(0{,}78 \cdot 0{,}95) = 8599 \text{ Вт}.$$

Поскольку нам известна установочная мощность двигателя, определим коэффициент запаса мощности электродвигателя:

$$\beta = N_{\text{дв.уст}} / N_{\text{треб}} = 9500/8599 = 1{,}105.$$

Для двигателей с мощностью от 5 до 50 кВт рекомендуется выбирать пусковой запас мощности от 1,2 до 1,15. Полученное нами значение не попадает в данный интервал, из чего можно сделать вывод, что при эксплуатации данного насоса при заданных условиях могут возникнуть проблемы в момент его пуска.

Задача 9. Центробежный насос перекачивает жидкость плотностью $\rho = 1130$ кг/м³ из открытого резервуара в реактор с рабочим давлением $p = 1{,}5$ бар с расходом $Q = 5{,}6$ м³/ч. Геометрическая разница высот составляет $H_г = 12$ м, причем реактор расположен ниже резервуара. Потери напора на трение в трубах и местные сопротивления составляют $h_{тр} = 32{,}6$ м. Требуется определить полезную мощность насоса (рис. 20).

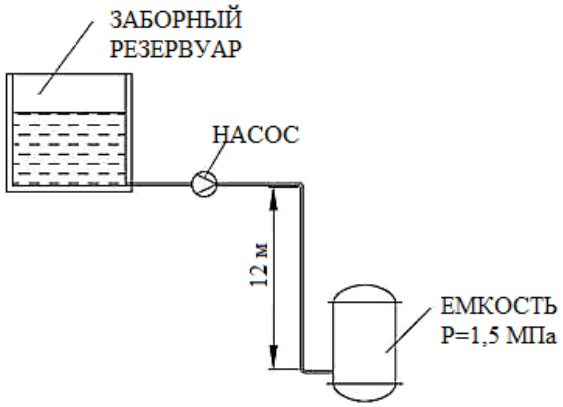


Рис. 20. Схема к задаче 9

Решение:

Рассчитаем напор, создаваемый насосом в трубопроводе:

$$H = (p_2 - p_1)/(\rho \cdot g) - H_г + h_{тр} =$$

$$= ((1{,}5 - 1) \cdot 100000)/(1130 \cdot 9{,}81) - 12 + 32{,}6 = 25{,}11 \text{ м}.$$

Полезная мощность насоса может быть найдена по формуле:

$$N_{\text{полез}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 1130 \cdot 9{,}81 \cdot 5{,}6/3600 \cdot 25{,}11 = 433 \text{ Вт}.$$

Задача 10. Определить предельное повышение расхода центробежного насоса, перекачивающего воду (плотность принять равной $\rho = 1000$ кг/м³) из открытого резервуара в другой открытый резервуар с расходом $Q = 15$ м³/ч. Геометрическая высота подъема жидкости

составляет $H_г$ = 5 м. Вода перекачивается по трубам d = 40 × 5 мм. Мощность электродвигателя $N_{дв}$ =1 кВт. Общий КПД установки принять равным $\eta_{уст} = 0{,}83$. Общие потери напора на трение в трубах и в местных сопротивлениях составляют $h_{тр} = 9{,}7$ м (рис. 21).

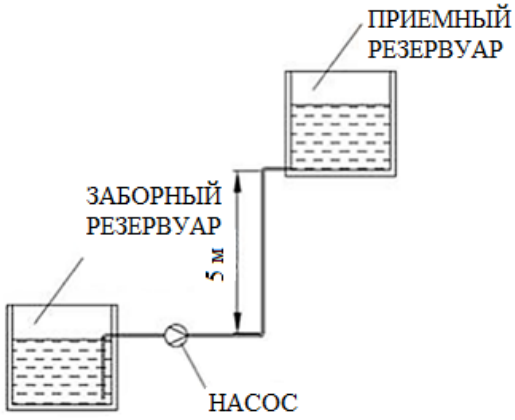


Рис. 21. Схема к задаче 10

Решение:

Определим максимальное значение расхода, соответствующее максимально возможной полезной мощности, развиваемой насосом. Для этого предварительно определим несколько промежуточных параметров.

Рассчитаем напор, необходимый для перекачивания воды:

$$H = (p_2 - p_1)/(\rho \cdot g) + H_г + h_{тр} =$$

$$= ((1 - 1) \cdot 100000)/(1000 \cdot 9{,}81) + 5 + 9{,}7 = 24{,}9 \text{ м}.$$

Полезная мощность, развиваемая насосом:

$$N_{полез} = N_{дв}/\eta_{уст} = 1000/0{,}83 = 1204{,}8 \text{ Вт}.$$

Значение максимального расхода найдем из формулы:

$$N_{полез} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H.$$

Найдем искомую величину:

$$Q_{макс} = N_{полез}/(\rho \cdot g \cdot H) = 1204{,}8/(1000 \cdot 9{,}81 \cdot 14{,}7) = 0{,}0049 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По заданию Q = 15 м³/ч = 0,0042 м³/с.

Известно, что расход воды может быть увеличен максимально в 1,254 раза без нарушения требований эксплуатации насоса:

$$Q_{макс}/Q = 0{,}0049/0{,}0042 = 1{,}17.$$

Вывод: предельный расход центробежного насоса при описанных условиях может быть не больше $Q_{макс}$= 0,0049 м³/с = 17,64 м³/ч.

2. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАСОСОВ

Насосы, или в общем случае нагнетатели – машины, служащие для преобразования механической энергии двигателя в энергию перекачиваемых жидкостей (или газов).

Область применения нагнетателей – насосов:

а) системы внутреннего и внешнего водоснабжения поселков, городов и предприятий;

б) системы канализации;

в) системы теплоснабжения, газоснабжения, вентиляции и др.;

г) гидротехника – подъем и перемещение жидкостей, намывка платин;

д) энергетика – охлаждение, гидрозолоудаление;

е) промышленность – перекачка различного рода жидкостей, пульп, часто химически активных, гидродобыча и т. д.;

ж) строительство – подача растворов, гидротранспорт, откачка воды;

з) сельское хозяйство – орошение, дождевание.

Принцип работы любого вида насосов основан на том, что механическая энергия насоса преобразуется в механическую энергию жидкости. Удельная механическая энергия жидкости $N_{\text{мех}}$ выражается трехчленом Бернулли:

$$N_{\text{мех}} = Z + p/\gamma + \alpha\upsilon^2/2g,$$

где Z – удельная энергия положения, p/γ – удельная энергия давления, $\alpha\,\upsilon^2/2g$ – удельная энергия скорости.

Различные типы насосов увеличивают полную энергию жидкости обычно за счет одного из слагаемых этого уравнения.

Основными параметрами насосов любого типа являются производительность (подача), напор, мощность, КПД и допустимая высота всасывания (для лопастных насосов).

Подача (производительность – объемные или весовые количества жидкости или газа) характеризуется объемом жидкости, подаваемой насосом в напорный трубопровод в единицу времени, и измеряется обычно в $м^3$/ч, л/ч, $м^3$/сут, $м^3$/мин (для газов), обозначается Q.

Напор H (p – давление), развиваемый нагнетателями внутри перемещаемой жидкости (газа), представляет собой приращение удельной энергии жидкости на участке от входа в насос до выхода из него. Выраженный в метрах напор насоса определяет высоту подъема 1 кг перекачиваемой жидкости за счет энергии, сообщаемой ей насосом. Измеряется в метрах водяного столба (м вод. ст.), миллиметрах ртутного столба (мм рт. ст.),технических атмосферах (атм.), кгс/см^2, Па. Напор обозначается H = 98067 Па = 1 атм. = = 1 кгс/см^2 = 10 м вод. ст. = 735,6 мм рт. ст. = 0,98 бар. Мощность – отношение работы, затраченной насосом на перемещение жидкой среды к промежутку времени, в течение которого она совершена, измеряется в кВт, л. с., кгс·м/с и обозначается N:

$$N = \gamma \cdot Q \cdot H / (\eta \cdot K),$$

где K = 1 при N в кгс·м/с; K = 75 при N в л. с.; K = 102 при N в кВт;

η – общий коэффициент полезного действия (КПД) нагнетателя, представляющий собой отношение полезно используемой энергии жидкой среды к суммарному количеству энергии, переданной этой среде; измеряется в процентах или долях единицы, колеблется от 0,15 до 0,95 или 15–93 %:

$\eta = N_{полез} / N$; $N_{пол} = \rho g Q H$ /K; $\eta = \eta_{мех}\eta_{гидр}\eta_{объемн}$.

Допустимая высота всасывания, или кавитационная высота (для лопастных насосов) – это разрежение на всасывании насоса до образования кавитации. Ее определяет высота (глубина), с которой насос способен поднимать жидкость на всасывании. Измеряется в метрах, обозначается Δh. Для воды этот параметр составляет не больше 8 м.

Характеристика насоса – графическая зависимость основных технических показателей от давления (для объемных насосов) или от подачи (для динамических), при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос.

Рабочая часть характеристики (рабочая зона) – зона, в пределах которой рекомендуется эксплуатация насоса.

Нагнетатели разделяют по двум принципам:

1) для перемещения капельных жидкостей применяются нагнетатели, называемые насосами;

2) для перемещения газообразных жидкостей нагнетатели подразделяются на:

а) при давлении $p \leq 1{,}5$ мм вод. ст. – вентиляторы,

б) при давлении $p = 1{,}5 \div 30$ мм вод. ст. – воздуховоды,

в) при давлении $p > 30$ мм вод. ст. – компрессоры.

Область применения каждого вида гидравлических машин зависит от их конструкции.

Центробежный лопастной насос – подача жидкости происходит за счет центробежной силы, возникающей при быстром вращении колеса с лопатками. Область применения: $Q = 1{,}1 \div 1300$ м^3/ч; $\eta = 0{,}4 \div 0{,}9$; $H \leq 700$ м.

Осевой лопастный насос (пропеллерный) – перемещает жидкость (газ) вдоль оси вращения за счет колеса пропеллерного типа. Область применения: $Q \leq 0{,}25 \div 45$ м^3/с ; $H = 0{,}9$ и выше.

Диагональный насос – поток жидкости, проходящий через рабочее колесо, направлен не радиально, как у центробежных насосов, и не параллельно оси, как у осевых, а наклонно, как бы по диагонали прямоугольника, составленного из радиального и осевого направлений. Область его применения: занимает промежуточное положение между центробежными и осевыми.

Вихревой лопастный насос – перемещает жидкость при помощи вертушки с лопастями, без использования центробежной силы. Область применения: $Q = 1 \div 40$ м^3/ч; $\eta = 0{,}25 \div 0{,}5$; $H = 15 \div 90$ м.

Струйный насос, работающий по принципу смещения потока перекачиваемой жидкости со струей жидкости, пара или газа, обладает большим запасом кинематической энергии.

Водоструйный насос (гидроэлеватор). Рабочая и перекачиваемая среда – вода; $\eta = 0{,}6 \div 0{,}7$. Область применения: водоотлив из траншей (скважин).

Воздушный подъемник (эрлифт) – для подачи (подъема) жидкости используется энергия сжатого воздуха. Область применения: откачка воды из скважин, траншей.

Шнековый насос – вал с навитой на него спиралью. Область применения:

Q – до 5 м^3/с (15÷5000 л/с); $\eta = 0{,}7 \div 0{,}75$; H – до 6÷7 м.

Поршневой насос – перемещает жидкость при помощи поршня или скалки, движущихся возвратно-поступательно. Область применения: $Q \leq 200$ м^3/ч; $\eta = 0{,}9 \div 0{,}99$; Н – до 2000 м.

Плунжерный насос – отличается от поршневых конструкцией вытесняющего тела. Вместо поршня плунжер.

Диафрагменный насос – отличается от поршневых конструкцией вытесняющего тела. Вместо поршня гибкая диафрагма (мембрана) из кожи, прорезиненной ткани или синтетического материала. Область применения: $Q = 1 \div 150$ м^3/ч, Н – до 2000 м.

Винтовой насос – имеет винты специального профиля, линия зацепления между которыми обеспечивает полную герметизацию области нагнетания от области всасывания.

Шестеренный насос – рабочим органом насоса являются две шестерни: ведущая и ведомая; $\eta = 0{,}7 \div 0{,}9$. Обладают реверсивностью, способны изменять направление потока в трубопроводах, присоединенных к насосу.

3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Центробежные насосы являются самыми распространённым насосами в мире.

Основные детали центробежных насосов

К основным деталям центробежных насосов относятся: рабочие колеса, всасывающий подвод, вал и корпус насоса, сальники и подшипники.

Назначение рабочего колеса – передача жидкости энергии, подаваемой от вала двигателя к валу насоса. Рабочие колеса бывают с односторонним и двусторонним входом воды, состоят из двух дисков и лопаток, расположенных между дисками. Рабочее колесо отливается целиком вместе с лопатками. У центробежных насосов в рабочих колесах обычно бывает 6–8 лопаток. При перекачке загрязненной жидкости число лопаток уменьшается до 2–4, размеры проточной части колеса определяются гидравлическим расчетом. Форма колеса должна быть удобной для отливки и механической обработки. Материал

колеса выбирают с учетом возможности его коррозии под действием воды: чугун, углеродистая сталь, марганцовистая сталь, керамика, бронза, пластмасса.

Всасывающий подвод бывает конструктивно трех типов:

а) осевой конический (лучший по гидравлике);

б) подвод в виде колена плавного очертания;

в) полуспиральный подвод (применяется для уменьшения габаритов насоса в осевом направлении.

Отвод по конструкции имеет целью уменьшить скоростной напор выхода жидкости из рабочего колеса с наименьшими гидравлическими потерями для преобразования кинетической энергии в потенциальную энергию давления.

Для этого применяют:

а) спиральный отвод;

б) направляющий аппарат;

в) кольцевой отвод.

Вал насоса изготавливается из стали, кованой или нержавеющей (для коррозионных жидкостей). Колеса закрепляются на валу посредством шпонок и установочных гаек.

Сальники устанавливаются между корпусом и валом насоса со стороны всасывания (чтобы не пропускали воздуха) и со стороны нагнетания (чтобы не пропускали воды). Сальник со стороны всасывания снабжается гидрозатвором. Для сальников центробежных насосов применяют мягкую набивку – хлопчатую бумагу или асбестовый шнур, пропитанный салом и парафином.

Подшипники у менее крупных насосов – шариковые или роликовые с кольцевой смазкой, у более крупных – скользящие, с вкладышами, залитыми баббитом.

Материал корпуса – чугун или углеродистая сталь. Насосы спирального типа имеют горизонтальный разъем корпуса. В многоколесных насосах турбинного типа корпус состоит из отдельных секций, стянутых болтами. Для присоединения приборов (вакуумметра, манометра), для заливки водой, выпуска воздуха и воды в корпусе устраиваются отверстия или ставятся соответствующие краны. Колесо примыкает к валу втулкой. Между колесом и корпусом оставляют зазор величиной не более 0,25 мм, вставляя в них бронзовые или

чугунные уплотнительные кольца, а также делая зазор угловой или зубчатый, что увеличивает гидравлическое сопротивления при утечке.

Достоинства и недостатки центробежных насосов

Достоинства:

а) простота и компактность конструкции, малый вес и габариты;

б) простота соединения с электродвигателями и паровыми трубами;

в) удобство эксплуатации (монтаж и демонтаж);

г) быстрый пуск и простота регулирования;

д) плавная подача воды;

е) небольшая стоимость;

ж) надежность и долговечность;

з) возможность перекачки загрязненных жидкостей.

Недостатки:

а) необходимость заливки;

б) ограниченность применения для малых производительностей.

3.1. Схема и принцип действия центробежных насосов

Принцип действия: создание разряжения по оси колеса путем отбрасывания (под влиянием центробежной силы) лопатками жидкости в нагнетательный трубопровод. Центробежный насос может начать работу только после заливки (заполнения) его водой.

Классификация центробежных насосов

1. По числу колес: одноколесные и многоколесные.

2. По напору: низконапорные $H = 10$ м; средненапорные $H = 10 \div 70$ м; высоконапорные $H > 70$ м.

3. По способу подвода воды к колесу: с односторонним подводом воды; с двухсторонним подводом воды (двухстороннее всасывание).

4. По расположению вала: горизонтальные и вертикальные.

5. По способу разъема корпуса: с вертикальным и горизонтальным разъемом корпуса.

6. По способу отвода воды из рабочего колеса в камеру: спиральные и турбинные (с направляющим аппаратом).

7. По способу привода: приводные, соединяемые непосредственно с двигателем.

8. По роду перекачиваемой жидкости: водопроводные, канализационные, теплофикационные, кислотные, землесосы и др.

Арматура центробежных насосов

1. Приемные клапаны (сетки) и приемная воронка на всасывающей линии. Приемный клапан состоит из сетки и обратного клапана, который предотвращает вытекание жидкости, заливаемой в насос и во всасывающий трубопровод. Изготавливаются приемные клапаны с максимальным диаметром D_g = 400 мм для насосов с максимальным диаметром всасывающего патрубка $D_{вс}$ = 250 мм.

2. Задвижка на всасывающем трубопроводе. Она устанавливается только тогда, когда насос соединен со всасывающими трубопроводами других насосов или если насос находится под заливом.

3. Вакуумметр – устанавливается на всасывающем патрубке насоса.

4. Кран для выпуска воздуха – устанавливается в верхней части корпуса насоса.

5. Обратный клапан на напорном трубопроводе.

6. Задвижка на напорном трубопроводе предназначена для пуска насоса, его остановки и регулирования производительности и напора насоса.

7. Манометр – устанавливается на напорном патрубке насоса.

8. Устройство для заливки насоса (трубка с вентилем от напорного трубопровода или от вакуум-насоса).

9. Водомер – устанавливается на напорном трубопроводе.

10. Предохранительный клапан – устанавливается на напорном трубопроводе и служит для защиты насоса и трубопровода от действия повышенного давления, возникающего при гидравлическом ударе.

11. Водомер и предохранительный клапан обычно устанавливаются для группы насосов.

3.2. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

В центробежных насосах жидкость подводится к лопаткам рабочего колеса вдоль оси вала (рис. 22). При входе на лопатки происходит отклонение струй от осевого направления к радиальному.

Жидкость на лопатки поступает с абсолютной скоростью c_1, а на внешней окружности рабочего колеса скорость ее достигает величины c_2. Частицы жидкости между лопатками рабочего колеса совершают сложное движение. Во-первых, они участвуют во вращении с окружной переносной скоростью u, во-вторых, перемещаются вдоль лопаток с относительной скоростью w.

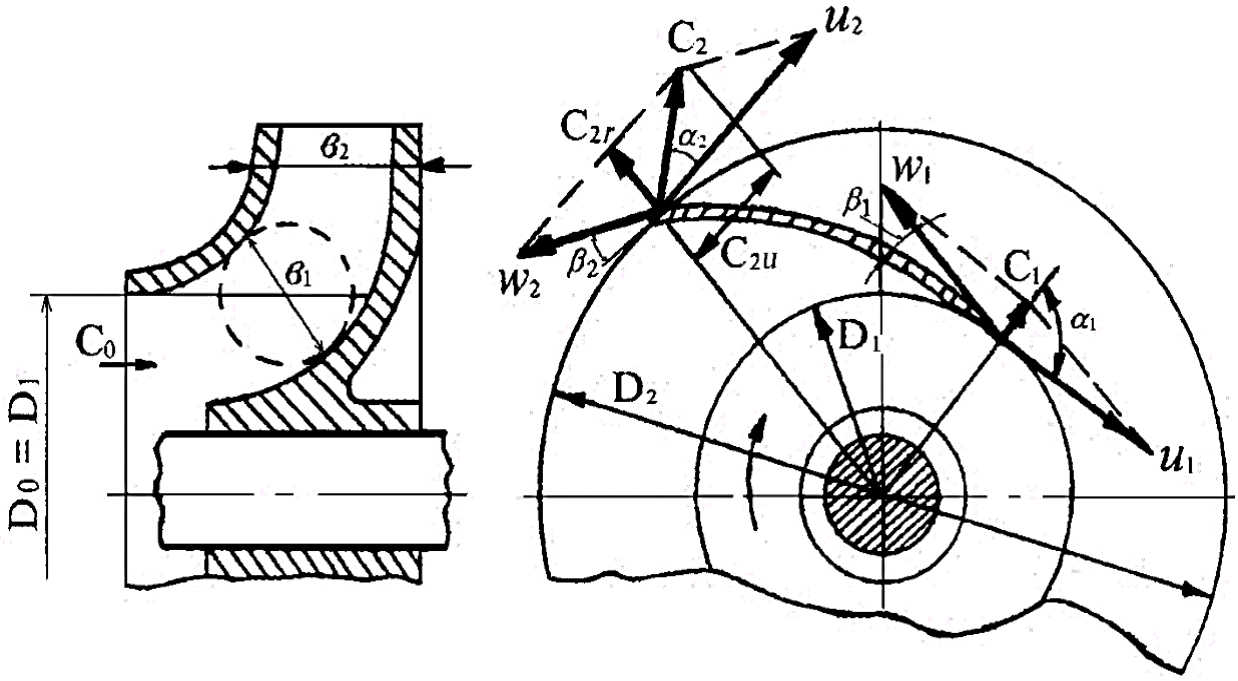


Рис. 22. Движение жидкости в рабочем колесе

Суммарное направление движения частицы жидкости определяется сложением векторов-скоростей w и u, в результате чего получили абсолютную скорость c – геометрическую сумму первых двух векторов: c = u + w.

При движении жидкости в рабочем колесе рассмотрим два момента: момент входа жидкости в рабочее колесо (с индексом 1) и момент выхода из колеса (с индексом 2).

При этом будем иметь следующие показатели:

w – относительная скорость;

u – окружная скорость;

c – абсолютная скорость;

c_r – радиальная составляющая абсолютной скорости, $c_r = c \cdot \sin\alpha$;

c_u – окружная составляющая абсолютной скорости, $c_u = c \cdot \cos\alpha$;

α – угол между направлениями абсолютной и окружной скоростей;

β – угол между направлениями относительной скорости w и в обратном направлении окружной скорости u;

r – индекс, обозначающий «радиальная»;

u – индекс, обозначающий «окружная».

Величина окружной скорости на выходе из колеса:

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

где n – число оборотов в мин;

$$c_2 = \frac{Q_т}{\omega} = \frac{Q_т}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \varphi_2}, \text{ м/с},$$

где $Q_т$ – теоретический расход жидкости, м/с; ω – живое сечение потока на выходе из колеса, м^2; b_2 – ширина рабочего колеса на выходе; φ_2 – коэффициент стеснения потока лопатками на выходе, φ_2= 0,9÷0,95.

3.3. Основное уравнение центробежного насоса

Основное уравнение центробежного насоса дает возможность определить теоретический напор.

При выводе уравнения принимают следующие допущения:

а) работа, совершаемая насосом, происходит без гидравлических потерь;

б) колесо имеет бесконечное множество лопаток.

Эти допущения позволяют считать поток в колесе состоящим из элементарных струек, форма которых соответствует форме межлопастного канала.

Мощность, развиваемая насосом при подъеме воды без потерь:

$$N = \rho \cdot g \cdot Q_т \cdot H_т,$$

где $H_т$ – полный напор, развиваемый колесом, определяемый из уравнения Бернулли:

$$H_т = \frac{p_2 - p_2}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g},$$

где $\frac{p_2 - p_2}{\rho \cdot g}$ – пьезометрический напор; $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g}$ – скоростной напор.

Баланс энергии на 1 кг жидкости, проходящей через колесо:

$$\frac{p_2 - p_2}{\rho \cdot g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g},$$

где $\frac{p_2 - p_2}{\rho \cdot g}$ – потенциальная энергия; $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g}$ – кинетическая энергия.

Подставляем одно уравнение в другое, получим:

$$H_т = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g}.$$

Подставляем выражения, полученные из треугольников скоростей:

$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1$ и $w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2$.

После сокращения получим:

$$H_т = \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1}{g}.$$

Это уравнение впервые было выведено Эйлером (1707–1783). Оно связывает теоретический напор насоса со скоростями движения жидкости, которые зависят от подачи насоса, угловой скорости вращения рабочего колеса, а также от его геометрических характеристик.

3.4. Действительный напор насоса

Напором называется прирост удельной энергии жидкости (энергия 1 кг) на пути от входа до выхода из насоса, выраженный в метрах столба перекачиваемой жидкости:

$$H_д = \eta_г H_т = \eta_г \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1}{g},$$

где $\eta_г$ – гидравлический коэффициент полезного действия.

Во избежание потерь насос проектируют так, чтобы $\alpha_1 = 90^o$, тогда $H_д = \eta_г \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2}{g}$, это уравнение центробежного насоса.

Распределение скоростей в каналах рабочего колеса:

$$H_д = k\, \eta_г \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2}{g},$$

где k = 0,75÷0,9 – коэффициент, определяемый опытным путем для каждого насоса в зависимости от числа и формы лопаток; $\eta_г$ – гидравлический КПД насоса (0,9÷0,95).

На практике пользуются следующей зависимостью:

$$\mathrm{H_д} = k\, D_2^2 \cdot n^2,$$

где n – частота вращения вала насоса в об/мин.

Действительный напор $\mathrm{H_д}$, создаваемый насосом, это его реальный напор, который можно определить с помощью манометров или пьезометров, установленных до и после насоса.

Рассмотрим работу насосной установки с центробежным насосом (рис. 23).

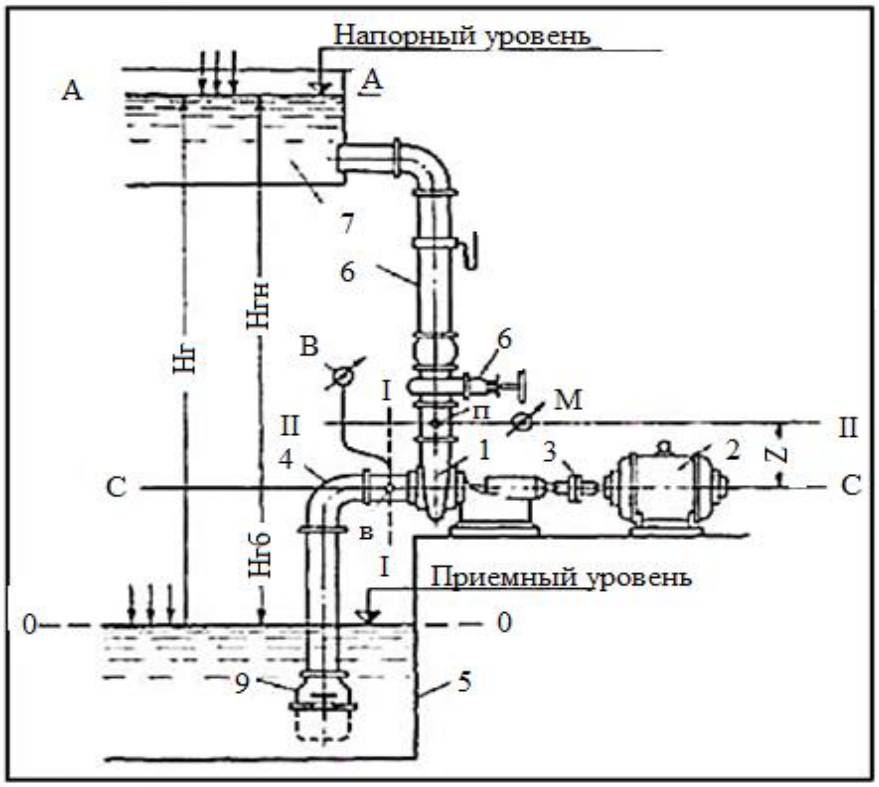


Рис. 23. Схема оборудования насосной установки с центробежным насосом:
1 – насос; *2* – двигатель; *3* – муфта; *4* – всасывающий трубопровод;
5 – приемный резервуар; *6* – напорный трубопровод;
7 – напорный резервуар; *8* – задвижка; *9* – обратный клапан

Примем за плоскость сравнения плоскость О – О. Напишем уравнение приращения удельной энергии или полезной удельной работы:

$$E_2 - E_1 = \frac{\mathrm{p}}{\rho} = (\mathrm{z_2} - \mathrm{z_1})\,\mathrm{g} + \frac{\mathrm{p_2} - \mathrm{p_1}}{\rho} + \frac{\upsilon_2^2 - \upsilon_1^2}{2},$$

где $\mathrm{z_2} - \mathrm{z_1} = \mathrm{z}$; z – расстояние между цапфами манометра и вакуумметра.

Давление, развиваемое насосом:

$$p = (z_2 - z_1)\rho g + p_2 - p_1 + \frac{\upsilon_2^2 - \upsilon_1^2}{2}\rho.$$

Так как $H = \frac{P}{\rho g}$, то $H = (z_2 - z_1)g + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{\upsilon_2^2 - \upsilon_1^2}{2g}$, м.

Сумма первых двух членов называется манометрическим напором:

$$(z_2 - z_1) \cdot g + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} = H_{ман}, \text{ тогда } H = H_{ман} + \frac{\upsilon_2^2 - \upsilon_1^2}{2g}.$$

В действующих насосных установках манометрический напор:

$$H_{ман} = H_м + H_в \pm z,$$

где $H_м$ – показание манометра, м; $H_в$ – показание вакуумметра, м; z – расстояние между цапфами манометра и вакуумметра.

Тогда полный напор насосной установки определяется выражением:

$$H_п = H_м + H_в \pm z + \frac{\upsilon_2^2 - \upsilon_1^2}{2g}, \text{ м.}$$

Полный напор насоса (полная высота подъема жидкости насосом) равен сумме показаний манометра и вакуумметра, устанавливаемых на напорном и всасывающем патрубках, плюс разность скоростных напоров в напорном и всасывающем патрубках.

3.5. Различные случаи присоединения манометра и вакуумметра к центробежному насосу

Для проектируемой установки насоса полный напор определяется формулой

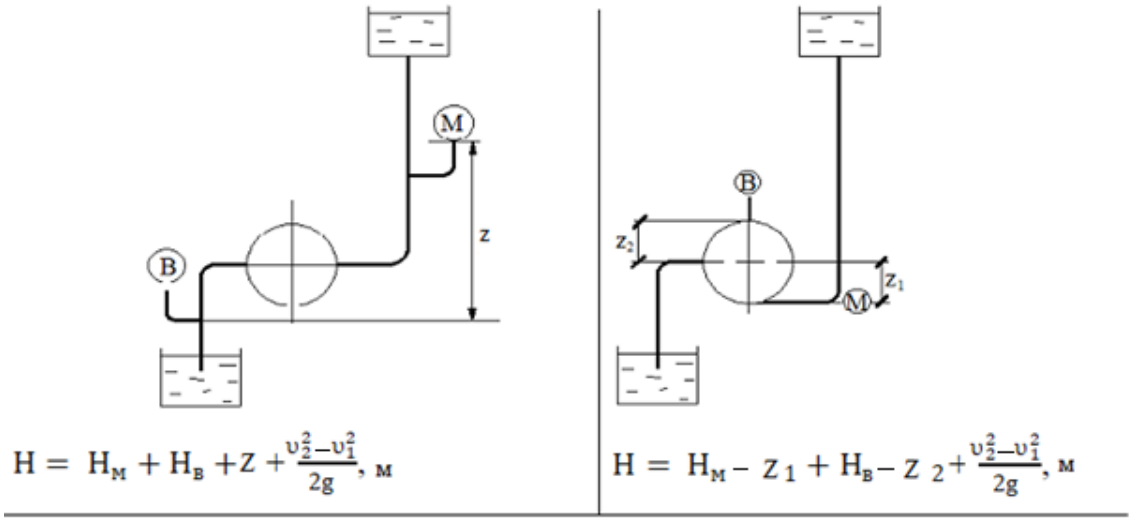
$$H = H_{г.в.} + H_{г.н.} + h_{п.в.} + h_{п.н.м.} = H_г + \sum h,$$

где $H_{г.в.}$ – геодезическая высота всасывания; $H_{г.н.}$ – геодезическая высота нагнетания; $h_{п.в.}, h_{п.н.м.}$ – сумма потерь напора (по длине и местных) на всасывающей и нагнетательной линиях, $H = H_{г.в.} + H_{г.н.}$, $\sum h = h_{п.в.} + h_{п.н.м.}$

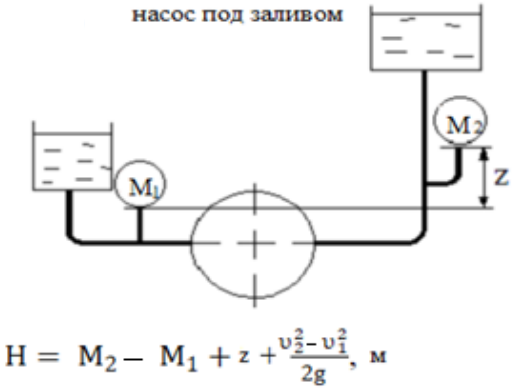
Вывод: уравнение полного напора для проектируемого насоса, с учетом высот устанавливаемых манометра и вакуумметра (рис. 24), будет иметь вид:

$$H = H_м + H_в + \frac{\upsilon_2^2 - \upsilon_1^2}{2g}, \text{ м,}$$

$$\text{или } H = H_{г.н.} + H_{г.в.} + h_{п.в.} + h_{п.н.м.} = H_г + \sum h, \text{ м.}$$



а) *б*)



в)

Рис. 24. Случаи установки центробежного насоса

3.6. Теоретическая производительность центробежного насоса

Основой для определения подачи центробежного насоса может служить известное уравнение расхода жидкости:

$$Q = F\upsilon, \frac{м^3}{с},$$

где F – площадь живого сечения потока, $м^2$; υ – средняя скорость жидкости, нормальная этому сечению.

Тогда:

$$Q_т = (\pi \cdot D_2 - z \cdot \delta_2) \cdot b_2 \cdot c_{m2},$$

где D_2 – наружный диаметр колеса; z – количество лопаток; δ_2 – толщина лопатки по окружности диаметром D_2; b_2 – ширина колеса на внешнем диаметре; c_{m2} – скорость выхода жидкости из колеса в меридиональном направлении.

Исследование профиля лопаток рабочего колеса

Форму лопаток (лопастей) рабочего колеса насоса можно характеризовать углом β_2, с которым лопатка подходит к выходному сечению (рис. 25). Это угол между касательной к лопасти и продолжением (отрицательным направлением) переносной скорости – на выходе из рабочего колеса. Определим, как форма лопастей, и следовательно, угол β_2, влияет на теоретический напор H_T, создаваемый насосом:

$$H_T = H_{ст} + H_{дин},$$

где H_T – теоретический напор; $H_{дин}$ – динамический напор; $H_{ст}$ – статичный напор;

$$H_{дин} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} H_{ст} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} H_т = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}.$$

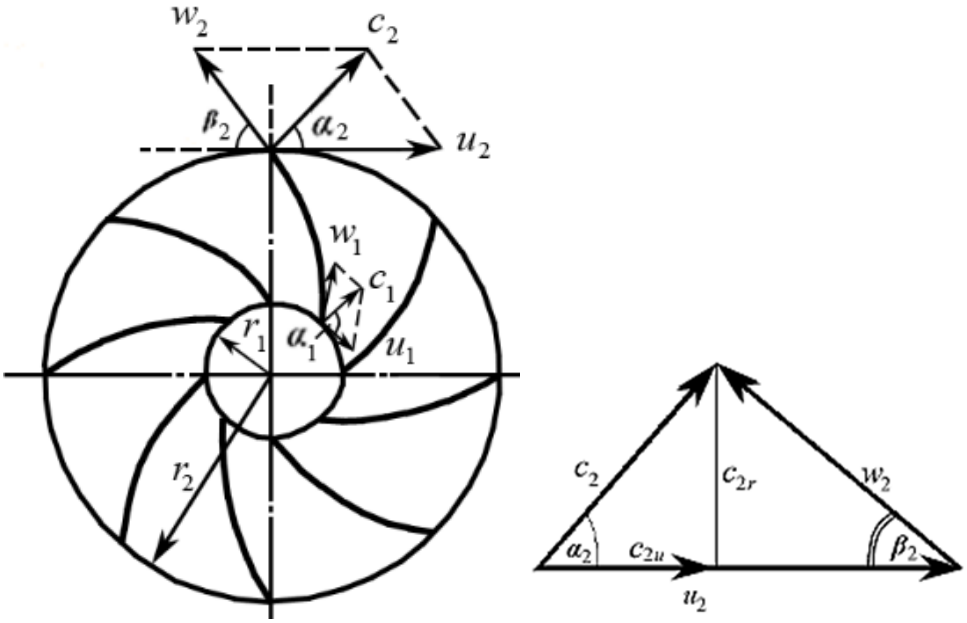


Рис. 25. Скоростная характеристика:
u – окружная скорость, направлена по окружности;
w – относительная скорость, направлена по касательной к лопатке;
c – абсолютная скорость, геометрическая сумма скоростей u и w;
c_{2r} – радиальная составляющая абсолютной скорости потока жидкости, направленная по радиусу от оси вращения;
c_{2u} – касательная составляющая скорости, направленная по касательной к окружности, которую описывает при вращении конец лопасти

Рассмотрим формулу для теоретического напора в предположении, что угол входа лопасти в колесо составляет 90°. Преобразуем ее так, чтобы в нее входил угол β_2.

Индекс 2 означает, что мы рассматриваем сечение на выходе из колеса. Из рис. 25 видно, что $\mathrm{tg}\beta_2 = \frac{c_{2r}}{u_2 - u_{2u}}$ $c_{2u} = u_2 - c_{2r} \cdot \mathrm{ctg}\beta_2$,

$$\mathrm{H_т} = \frac{\mathrm{u_2^2}}{\mathrm{g}} - \frac{u_2\, c_{2r} \cdot \mathrm{ctg}\beta_2}{\mathrm{g}}.$$

Исследуя эту зависимость, рассмотрим три типа лопастей колеса центробежного насоса (рис. 26): загнутые назад (*а*), радиальные (*б*) и загнутые вперед (*в*).

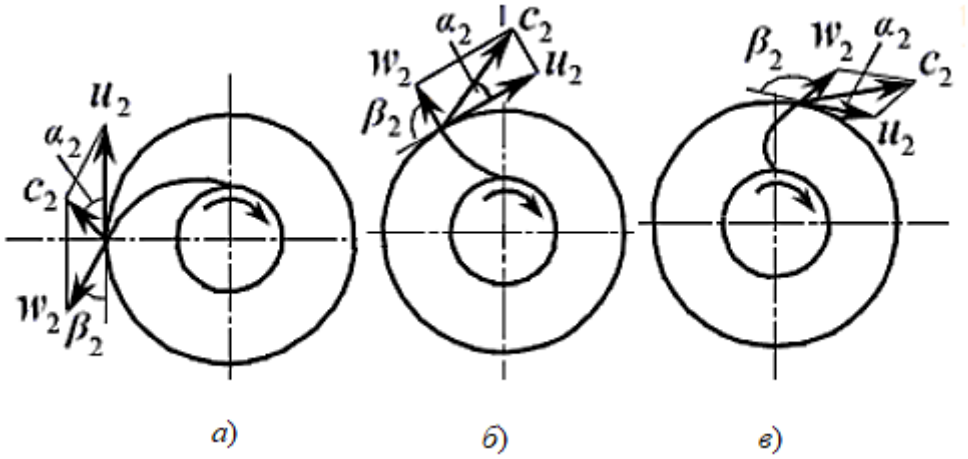


Рис. 26. Типы лопастей

В случае, если лопасти загнуты назад (рис. 26, *а*), $\beta_2 < 90^\circ$, $\mathrm{ctg}\beta_2 > 0$, тогда $\mathrm{H_т} < \frac{u_2^2}{\mathrm{g}}$.

Для радиальных лопастей, у которых касательная к выходной кромке направлена по радиусу (подходят к выходу под углом 90°) (рис. 26, *б*), $\beta_2 = 90^\circ$, $\mathrm{ctg}\beta_2 = 0$, и, следовательно, $\mathrm{H_т} = \frac{u_2^2}{\mathrm{g}}$.

Если лопасти загнуты вперед (рис. 26, *в*), $\beta_2 > 90^\circ$, $\mathrm{ctg}\beta_2 < 0$, тогда $\mathrm{H_т} > \frac{u_2^2}{\mathrm{g}}$.

В результате видим, что при лопастях, загнутых вперед, возникает наибольший напор. Однако именно при таком типе лопастей появляются наибольшие завихрения и, следовательно, наибольшие гидравлические потери.

В современных насосах лопасти делают слегка загнутыми назад для уменьшения гидравлических потерь и повышения КПД. При этом более высокий напор получают благодаря большей интенсивности работы двигателя.

3.7. Высота всасывания центробежных насосов

Движение жидкости по всасывающему трубопроводу и подвод ее к рабочему колесу осуществляются за счет разности давления над свободной поверхностью жидкости (в приемном резервуаре) и абсолютного давления в потоке, у входа в колесо. Однако давление в этой области не является постоянным, оно определяется расположением насоса по отношению к уровню свободной поверхности и другими факторами. Для определения зависимости всех этих параметров необходимо учитывать различные схемы установки центробежного насоса (рис. 27).

Высота всасывания насоса относится к числу параметров, имеющих чрезвычайно важное практическое значение при проектировании насосных станций. Следует различать вакуумметрическую и геометрическую высоту. Эти понятия взаимосвязаны.

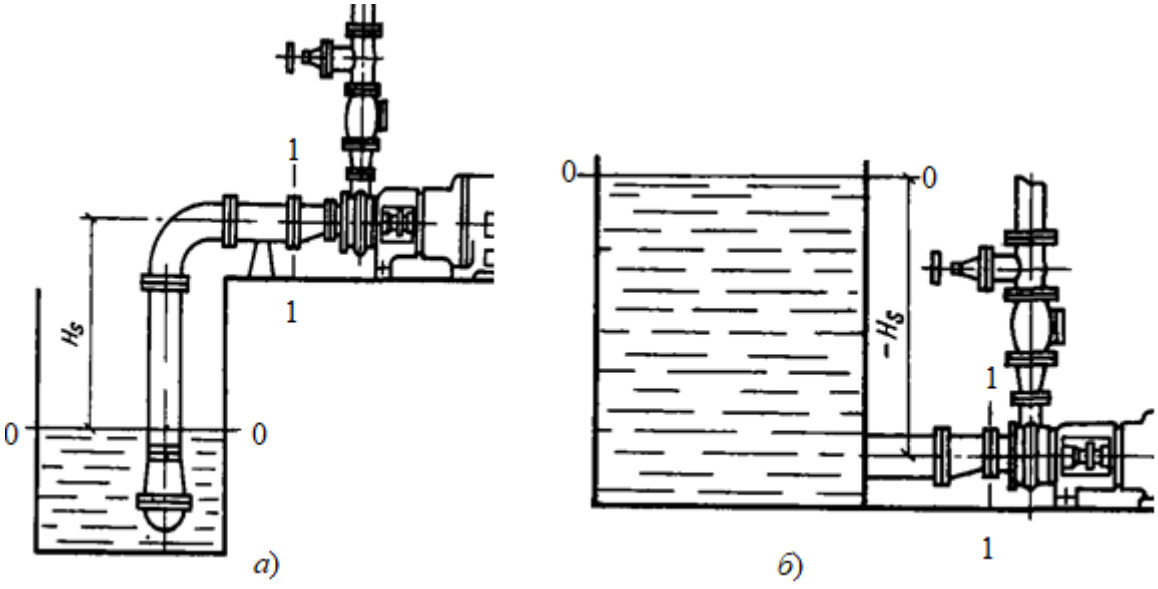


Рис. 27. Схемы установки центробежного насоса:
а – уровень свободной поверхности жидкости
в открытом резервуаре расположен ниже оси рабочего колеса;
б – уровень свободной поверхности жидкости
в открытом резервуаре расположен выше оси рабочего колеса;
в – забор воды из закрытого резервуара; H_s – разность отметок оси рабочего колеса насоса и свободной поверхности жидкости в резервуаре, которую называют геодезической высотой подъема или всасывания
(начало)

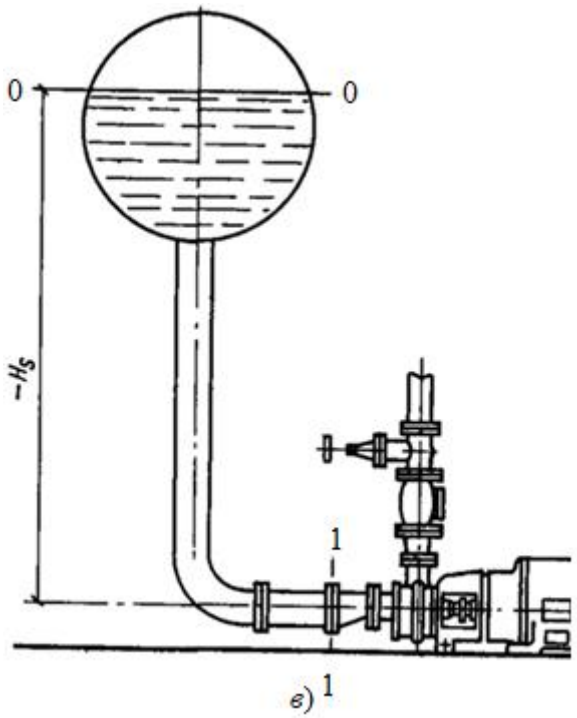


Рис. 27. Окончание

Вакуумметрическая высота всасывания $\mathrm{H_{вак}}$ – это степень разряжения на входе в насос. Она зависит от атмосферного давления, температуры, удельного веса жидкости, конструктивных особенностей насоса.

По схеме (рис. 27, *а*) геодезическая высота всасывания определяется из уравнения Бернулли:

$$0 + \frac{\mathrm{P_a}}{\rho \mathrm{g}} + \frac{V_0^2}{2g} = \mathrm{H_s} + \frac{\mathrm{P_г}}{\rho \mathrm{g}} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{\text{п.в.}};$$

ввиду ничтожной малости υ_0 пренебрегаем величиной $\frac{\upsilon_0^2}{2g}$:

$$\mathrm{H}_s = \frac{p_{\text{ат}} - p_{\text{вс}}}{\rho \cdot \mathrm{g}} - \frac{\upsilon_{\text{вс}}^2}{2 \cdot \mathrm{g}} - h_{\text{вс}},$$

где $h_{\text{вс}}$ – потери напора во всасывающем трубопроводе.

Вакуумметрическая высота: $\mathrm{H_{вак}} = \frac{p_{\text{ат}} - p_{\text{вс}}}{\rho \cdot \mathrm{g}}$.

Зависимость между геодезической высотой всасывания и вакуумметрической определяется следующим образом:

$$\mathrm{H_{вак}} = \mathrm{H}_s + \frac{\upsilon_{\text{вс}}^2}{2 \cdot \mathrm{g}} + h_{\text{вс}}.$$

Единственное отличие расчета по второй схеме (рис. 27, *б*) заключается в том, что величина геодезической высоты всасывания

будет иметь отрицательное значение. В этом случае зависимость между высотами имеет следующий вид: $\mathrm{H}_{\text{вак}} = \frac{\upsilon_{\text{вс}}^2}{2 \cdot \mathrm{g}} + h_{\text{вс}} - \mathrm{H}_s$.

Отрицательное значение геодезической высоты всасывания обычно называют подпором. При достаточном подпоре давление на входе в насос может устанавливаться больше атмосферного на всех режимах его работы.

Принципиальное отличие схемы при откачке жидкости из замкнутого резервуара (рис. 27, *в*) от предыдущей заключается в том, что вакуумметрическая высота всасывания в этом случае равна:

$$\mathrm{H}_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{ат}} + p_{\text{изб}} + p_1}{\rho \cdot g},$$

где $p_{\text{изб}}$ – избыточное давление, которое в зависимости от технологического назначения насосной установки, конструктивных особенностей ее исполнения и режима работы может быть положительным, отрицательным или даже знакопеременным.

Геодезическая высота всасывания определяет глубину заложения фундамента машинного здания насосной станции. Значение геодезической высоты всасывания неодинаково для насосов различных типов. Даже для одного и того же насоса оно не остается постоянным в процессе его эксплуатации. В обычных условиях максимальная геодезическая высота всасывания для центробежных насосов составляет не более 5–7 м, для некоторых насосов – до 8 м.

С увеличением подачи насоса Q во всасывающей линии растет скоростной напор и потери. Поэтому уменьшается максимально допустимая геодезическая высота всасывания.

Наиболее часто встречающиеся при эксплуатации насосов проблемы связаны с условиями всасывания на входе в гидросистему, и почти всегда они бывают вызваны слишком низким гидростатическим давлением (подпором) на входе насоса. Причина этого либо в выборе насоса с неоптимальными для данных условий эксплуатации параметрами, либо в ошибках, допущенных при проектировании гидросистемы.

Заводы, выпускающие насосы, в каталогах (и паспортах) указывают величину допустимой высоты всасывания $\mathrm{H}_{\text{вак}}^{\text{кат}}$ (допустимая высота всасывания из каталога), определенной по натурным испытани-

ям и приведенной к атмосферному давлению 1 кг/см^2 и температуре 20 °С. В случае установки насосов в местности, где атмосферное давление отличается от нормального, следует вводить поправку в каталожную величину допустимой вакуумметрической высоты всасывания по формуле

$$H_{вак} = H_{вак}^{кат} - 10 + H_A,$$

где H_A – атмосферное давление в местности, где устанавливается насос, выраженное в мм рт. ст. (принимается по табл. 1).

Таблица 1

Атмосферное давление в зависимости от высоты над уровнем моря

Высота над уровнем моря, м	–600	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	2000
Атмосферное давление H_A, мм рт. ст.	11,3	10,3	10,2	10,1	10	9,8	9,7	9,6	9,5	9,4	9,3	9,2	8,6	8,4

Высота всасывания зависит также и от температуры жидкости. Чем выше температура воды, тем меньше высота всасывания. Поэтому для перекачки жидкости с температурой более 20 °С к величине $H_{вак}^{кат}$ следует вводить поправку, равную разности $0{,}24 - h_t$, где 0,24 м вод. ст. – давление насыщенного пара при t = 20 °С; h_t – давление насыщенного пара при данной температуре жидкости (принимается по табл. 2).

Таблица 2

Давление насыщенного пара в зависимости от температуры

t, °С	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
h_t, м вод. ст.	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,33

Общее изменение величины $H_{вак}$ определяется по формуле:

$$H_{вак}^{доп} = H_{вак}^{кат} - 10 + H_A + 0{,}24 - h_t.$$

Во всех случаях высота всасывания должна удовлетворять условию, о том что минимальное абсолютное давление p_{min} у входа жидкости в рабочее колесо должно превышать давление насыщенного пара перекачивания жидкости h_t:

$$0 + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} = H_s + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{п.в.}; \quad p_{min} = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_a}{\rho g} - H_s - h_{п.в.}$$

и в то же время

$$p_{min} = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = h_t + \Delta h,$$

где Δh – величина, называемая кавитационным запасом.

Имеем:

$$\frac{P_a}{\rho g} - H_s - h_{вс} = h_t + \Delta h, \text{ откуда}$$

$$H_s = \frac{P_a}{\rho g} - h_{вс} - h_t - \Delta h = \frac{P_a}{\rho g} - h_{вс} - h_t - \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C_{кр}}\right)^{4/3} \cdot 10,$$

где $C_{кр} = f(ns)$ – коэффициент, зависящий от удельной быстроходности насоса.

3.8. Кавитация

Когда у жидкости на входе в рабочее колесо абсолютное давление становится меньше давления насыщенного пара данной жидкости при ее рабочей температуре, возникает явление кавитации (холодное кипение жидкости), она закипает. Явление парообразования в холодной жидкости, продолжающееся до полного срыва работы насоса, называется кавитацией. При этом наблюдается целый комплекс явлений, главные из которых перечислены ниже.

1. Выделение пара и растворенных газов из жидкости в тех местах, где давление жидкости равно или меньше давления насыщенных ее паров.

2. Местное повышение скорости движения жидкости в местах скопления пузырьков пара и беспорядочное движение жидкости.

3. Конденсация пузырьков, увлеченных потоком в область повышенного давления. Движение жидкости к центру пузырьков с большой скоростью увеличения давления, столкновение струек, гидравлические удары (местные) – уколы. Следствием всего перечисленного становится разрушение поверхности лопаток на выходе из рабочего колеса (кавитационная эрозия).

4. Химическое разрушение металла в зоне кавитации кислородом воздуха, который выделяется из жидкости в месте пониженного давления (коррозия).

Характерные признаки кавитации: шум, вибрация насоса, потрескивание.

Причины возникновения кавитации:

а) низкое барометрическое давление на входе во всасывающую трубу;

б) высота всасывания больше допустимой;

в) высокая температура жидкости;

г) большие потери напора во всасывающей трубе.

Кавитация уменьшает КПД, напор и производительность насоса при одновременном механическом повреждении деталей (лопастей и дисков). Наиболее подвержены кавитации чугун и углеродистая сталь, наиболее устойчивы нержавеющая сталь и бронза.

Меры защиты деталей насосов от кавитации:

1. Наплавка поверхности твердым сплавом.
2. Металлизация поверхности в холодном состоянии.
3. Местная поверхностная закалка.
4. Тщательная обработка поверхности.
5. Покрытие основного металла тонкими пластинками нержавеющей стали.
6. Снижение высоты подъема воды.
7. Впуск небольшого количества воздуха во всасывающую трубу.

Кавитационные особенности насосов определяются по кавитационным характеристикам N, Q, n, $\eta = f(H_{вак})$.

3.9. Коэффициент полезного действия и мощности насоса

Общий КПД насоса определяется формулой: $\eta = \eta_0 + \eta_г + \eta_м$.

Объемный КПД насоса: $\eta_0 = \frac{Q}{Q_1} = \frac{Q}{Q+q} \approx 0{,}95 \div 0{,}98$,

где Q – расход воды на выходе из насоса; Q_1 – расход воды на входе в насос; q – потери за счет перетекания части жидкости из области высокого в область пониженного давления (во всасывающую часть насоса) и за счет утечек жидкости через сальники.

Гидравлический КПД насоса $\eta_г$ определяется величиной гидравлических потерь – потерь энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при движении жидкости от входа в насос до выхода из него, т. е. во всасывающем аппарате, рабочем колесе и нагнетательном патрубке:

$$\eta_г = \frac{H}{H+h_г} = \frac{H}{H_т} \approx 0{,}9 \div 0{,}95,$$

где $h_г$ – потери на гидравлические сопротивления внутри насоса.

Механические потери складываются из потерь на трение в подшипниках, сальниках, разгрузочных дисках рабочего колеса, а также потерь на трение наружной поверхности рабочего колеса о жидкость.

Механический КПД насоса:

$$\eta_м = \frac{N-N_{мех.пот}}{N} \approx 0{,}9 \div 0{,}97,$$

где N – мощность на валу насоса; $N_{мех.пот}$ – мощность, затрачиваемая на механические потери.

Общий КПД насоса $\eta = \eta_0 + \eta_г + \eta_м \approx 0{,}6 \div 0{,}92$ характеризует степень совершенства конструкции насоса, а также качество изготовления насоса.

Если вал насоса соединен с валом двигателя при помощи муфты, то установочную (расчетную) мощность двигателя определяют по формуле

$$N_{дв} = К_{дв} N = К_{дв} \gamma \frac{QH}{102\eta}, \text{ кВт},$$

где $К_{дв}$ – коэффициент запаса мощности двигателя, учитывающий случайные непредвиденные нагрузки двигателя.

Величину коэффициента запаса принимают:

– при мощности N до 20 кВт – 1,25;

– при мощности N от 20 до 50 кВт – 1,2;

– при мощности N от 50 до 300 кВт – 1,15;

– при мощности N более 300 кВт – 1,1.

Если вал насоса соединен с валом двигателя редуктором или ременной передачей, то мощность двигателя определяется выражением

$$N_{дв} = К_{дв} \frac{N}{\eta_{пер}},$$

где $\eta_{пер}$ – КПД передачи.

3.10. Коэффициент полезного действия и мощность центрального насоса

Характеристики центробежных насосов

Графические зависимости между двумя переменными (основными показателями насосов – Q и H) при постоянном третьем показателе (числе оборотов рабочего колеса - n) называют характеристиками центробежных насосов. Обычно рассматривают следующие характеристики: Q – H; Q – N; Q – η; Q – $H_{вак}$, где Q принята независимой переменной, а остальные показатели – зависимыми функциями.

Теоретическая характеристика центробежного насоса

Зависимость между производительностью Q и напором H при постоянном числе оборотов n, выраженная графически, называется характеристикой Q – H (рис. 28). Теоретическое определение характеристики Q – H производят с использованием основного уравнения центробежного насоса:

$$H_т = \frac{U_2 V_2 - \cos\alpha_2}{g} = \frac{U_2 V_{2u}}{g}.$$

Величина U_2 – постоянная, так как n – постоянная. Будем считать независимой переменной величину $Q_т$ и посмотрим, как будет изменяться величина $H_т$ с изменением $Q_т$.

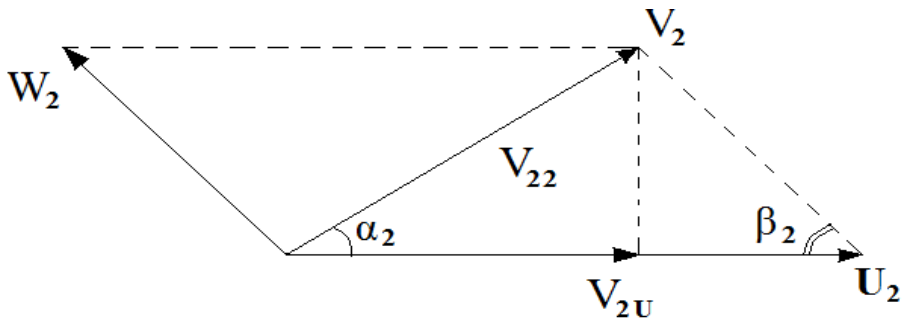


Рис. 28. Характеристика Q – H

Получим:

$$V_{2u} = U_2 - V_{22} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

где $V_{22} = \frac{Q_т}{\pi D_2 b_2}$.

Если учесть стеснение площади выхода лопатками рабочего колеса, введя коэффициент φ_2, то тогда $V_{2u} = U_2 - \frac{Q_т \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2 \varphi_2}$ и $H_т = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2 \varphi_2} Q_т$.

При $Q_т = 0$ начальная ордината зависимости $Q_т - H_т$ будет равна $H_т = \frac{U_2^2}{g}$. Для упрощения анализа обозначим в уравнении $H_т$ величину $\frac{U_2^2}{g}$ через А, а $\frac{U_2 ctg\,\beta_2}{\pi D_2 b_2 \varphi_2 g}$ – через В и получим: $H_т = A - BQ_т$.

Как видно из формулы, графическая зависимость $Q_т - H_т$ изображается семейством прямых, исходящих из одной точки с ординатой $H_т = \frac{U_2^2}{g}$, но с различными углами наклона к осям в зависимости от значения угла β_2 (рис. 29).

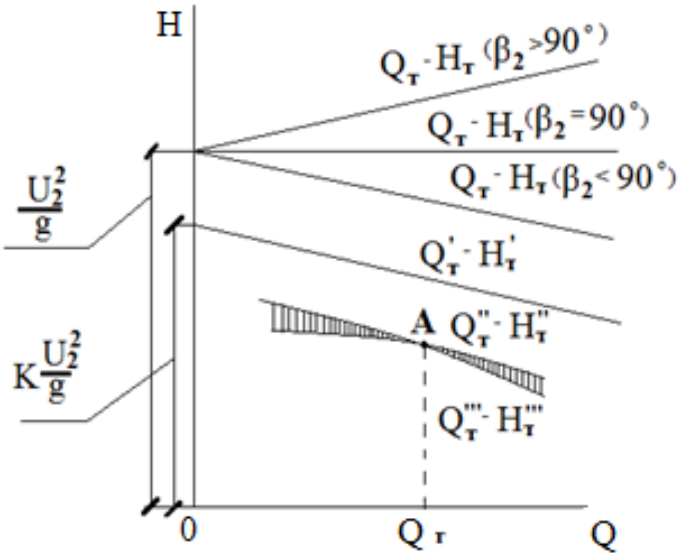


Рис. 29. Графическая зависимость $Q_т - H_т$

Проанализируем влияние угла β_2 на теоретическую характеристику насоса:

1) $\beta_2 < 90^o$, $ctg\,\beta_2 > 0$. Прямая теоретического напора направлена наклонно вниз, такое положение наблюдается при отогнутых назад лопатках;

2) $\beta_2 = 90^o$, $ctg\,\beta_2 = 0$. Прямая теоретического напора направлена параллельно оси, с начальной ординатой $H_т = \frac{U_2^2}{g}$, такое положение наблюдается при радиальном расположении рабочих лопаток на выходе из колеса;

3) $\beta_2 > 90^o$, $ctg\,\beta_2 < 0$. Прямая направлена вверх.

Для получения расчетной характеристики насоса необходимо учесть допущения, принятые при выводе основного уравнения, когда были приняты идеальная жидкость и бесконечное число лопаток.

Поэтому: а) если принять конечное число лопаток, то кривая $Q_т$ – $H_т$ переместится ниже и займет положение $Q'_Т - H'_Т$, а ее начальная ордината уже будет равна $К\frac{U_2^2}{g}$; б) следует учесть, что потери напора в насосе складываются из потерь напора на трение, потерь в местных сопротивлениях и потерь напора на удар при выходе на лопатки колеса и направляющего аппарата. Эти виды потерь связаны с изменением расхода $Q_т$ и ориентировочно могут изменяться пропорционально квадрату расхода (при турбулентном режиме).

Потери напора на трение и местные сопротивления учитываются параболическим загибом вниз линии $Q_т$ – $H_т$ с вершиной в начале координат и в конечном счете характеризуются линией $Q''_Т - H''_Т$.

Потери напора на удар теоретически имеют место лишь при отключение величины расхода от расчетной ($Q_{т.а.}$), на которую произведен гидравлический расчет насоса. Учет потерь напора на удар характеризуется кривой $Q'''_Т - H'''_Т$. Кривая $Q'''_Т - H'''_Т$ является рабочей характеристикой насоса. Однако она еще не учитывает утечки жидкости через зазоры, а принятые допущения и поправки не дают возможности точно установить её характер.

Поэтому практически кривая Q – H находится опытным путем, на основании испытания насоса на специальной установке.

Рабочая характеристика центробежного насоса (рис. 30)

При испытании:

1) определяют Q, H, N и η;

2) выявляют графическую зависимость H, N и η = $f(a)$.

Ход построения характеристики:

Регулируя степень открытия задвижки напорной линии, получают различные производительности и соответствующие им напоры данного числа оборотов. Точно так же фиксируются для различных значений Q величины N и η. Величина η для каждой точки кривой определяется сопоставлением величины $N = \frac{\gamma QH}{102}$, кВт, и N, измеряемой приборами или определяемой расчетом $\eta = \frac{N_п}{N}$.

Полученные кривые Q – H, Q – N, Q – η называются рабочими характеристиками насоса.

Точка А характеристики Q – H, отвечающая максимальному значению η, называется рабочей точкой (рис. 31), так как она соответствует оптимальному режиму работы насоса. При закрытой задвижке на напорной линии напор равен H_0, а мощность $N_0 \approx 30\ \%\ N_A$.

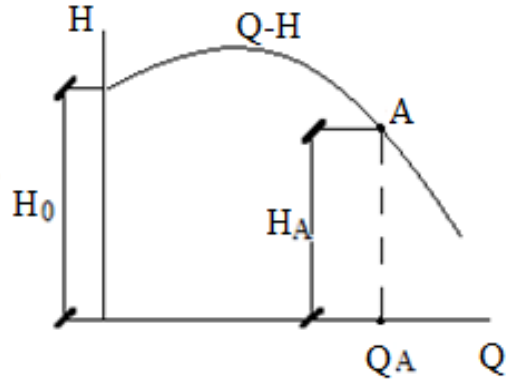


Рис. 30. Рабочие характеристики насоса

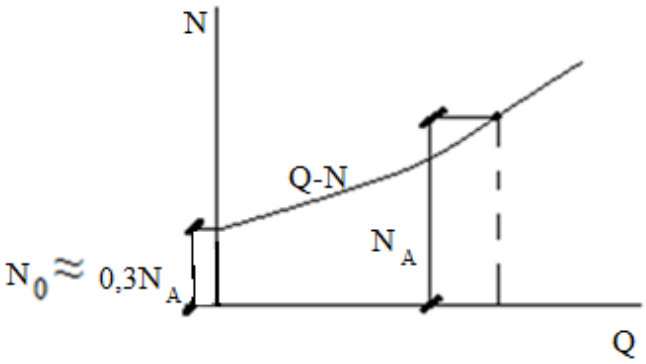


Рис. 31. Определение рабочей точки

Вся эта мощность расходуется на механические потери в подшипниках и сальниках и на нагревание жидкости в корпусе насоса. Формы характеристики Q – H центробежных насосов могут быть весьма разнообразными: пологими, крутопадающими, возрастающими. Крутизну характеристики определяют соотношением $К_р = \frac{H_0 - H_A}{H_A} \cdot 100\ \%$, где H_0 – напор насоса при работе с закрытой задвижкой; H_A – напор при максимальном значении КПД.

Пологой считают характеристику, имеющую крутизну 8÷12 %, крутопадающей – 25÷30 %. Пологие характеристики насосов позволяют применять их там, где имеет место значительное колебание расходов при относительно постоянном напоре.

Применение насосов с крутопадающей характеристикой целесообразно в случае значительного колебания напора, при относительно постоянном расходе, например, на насосных станциях I подъёма, при колебании уровня воды в реке.

Работа насосов, имеющих непрерывно снижающиеся характеристики, протекает устойчиво во всех точках кривой. Возрастающие характеристики (рис. 32) с максимумом имеют неустойчивый начальный участок $H_0 - H_A$, этот входящий участок необходимо делать как можно меньшим. Работа насоса на этом участке характеристики неустойчива, сопровождается сильным шумом (рис. 33).

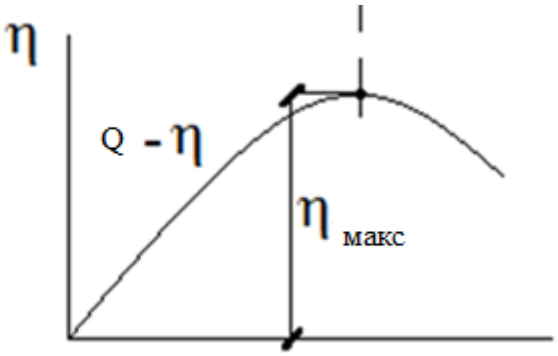


Рис. 32. Возрастающая характеристика

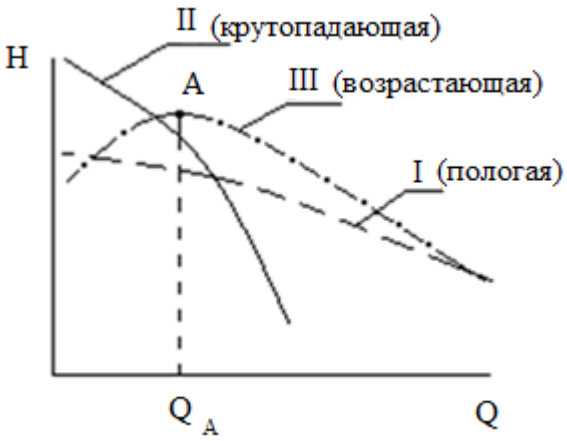


Рис. 33. Характеристика, имеющая неустойчивый участок

Работа насосов с характеристикой, имеющей неустойчивый участок, допускается только с расходами, превышающими расход Q_A. Стенд для испытания центробежных насосов предусматривает питание насосов по оборотной схеме.

Для построения характеристик Q – H; Q – N и Q – η при постоянном η требуется не менее 20 испытаний насоса.

Замеры при испытаниях

Напор по формуле $H_м + H_в + z + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$ определяется с использованием показаний манометра и вакуумметра (рис. 34).

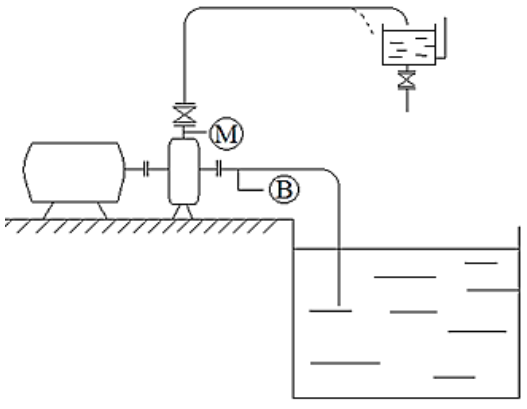


Рис. 34. Насосная установка

Расход определяется по мерному баку (при расходе менее 20 л/с) или калиброванными приборами, установленными на напорном трубопроводе.

Мощность определяется динамометром (крутильным) или балансирным электродвигателем по показаниям ваттметра, амперметра и вольтметра. Мощность, получаемая агрегатом от сети: $N_0 = \frac{\sqrt{3}\,V \cdot A \cdot \cos\varphi}{1000}$, кВт.

Величину $\cos\varphi$ определяют по характеристике двигателя $\cos\varphi - N_o$.

Для определения мощности на валу N ($N = N_0 \cdot \eta_{дв}$) $\eta_{дв}$ берется по характеристике двигателя в зависимости от нагрузки:

$$\frac{N}{N_0} = \eta_{дв};\ \frac{N_п}{N} = \eta;\ \frac{N_п}{N_0} = \eta_{уст};\quad N_п = N_\eta;\quad \frac{N_\eta}{N_0} = \eta_{уст};\quad \eta_{дв} \cdot \eta = \eta_{уст}.$$

Число оборотов определяют тахометром.

Насосы подвергаются трем видам испытаний: нормальным, обкаточным, кавитационным.

Кавитационные испытания насоса

Наряду с построением рабочих характеристик насоса производят его кавитационные испытания. Их проводят на специальном замкнутом стенде (рис. 35) при постоянных Q и n с целью получения допустимого значения вакуума на входе в центробежный насос $H_{вак}^{доп}$. Испытания производят для нескольких значений расхода Q и таким образом получают характеристику насоса Q – $H_{вак}^{доп}$, четвертую по счету, которая вместе с характеристиками Q – H, Q – N и Q – η полностью характеризует работу насоса (рис. 36).

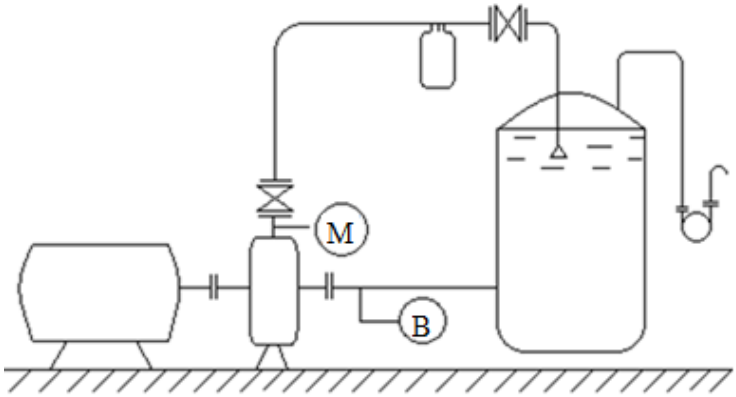


Рис. 35. Кавитационные испытания насоса

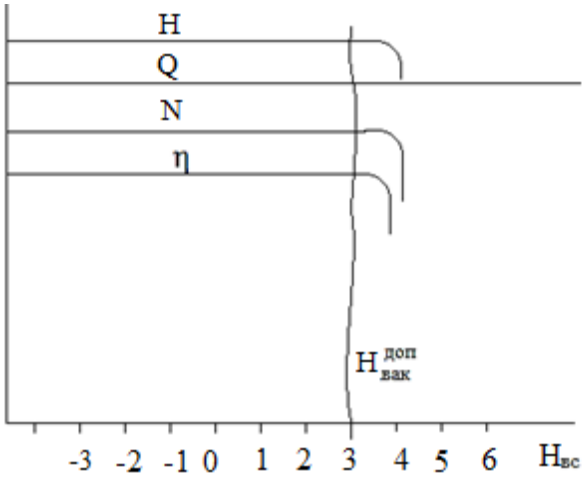


Рис. 36. Построение рабочих характеристик

3.11. Характеристика трубопровода. Неустойчивая работа насосов

Характеристика трубопровода

Полный напор насоса: $H = H_{г.н.} + H_{г.в.} + h_{п.в.} + h_{п.м.} = H_г + \sum h$, м;

$$\sum h = f(D, l, Q); \sum h = SQ^2; \; H = H_г + SQ^2.$$

Характеристика водовода определяет зависимость между расходом жидкости и преодолеваемым напором (рис. 37).

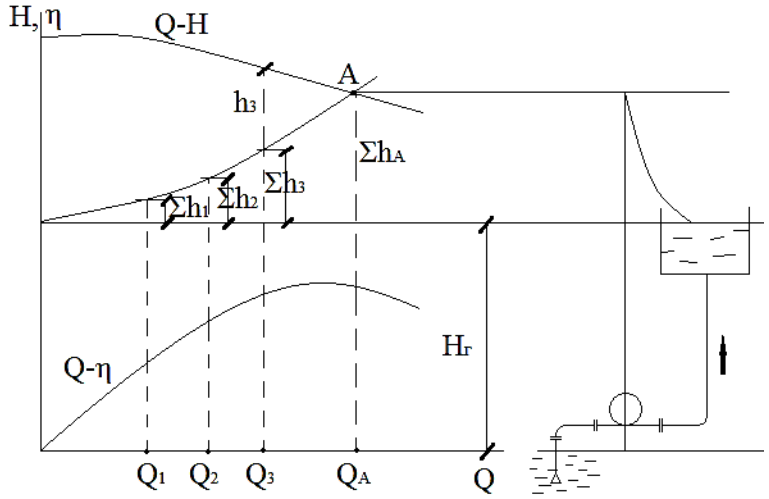


Рис. 37. Характеристика водовода

На совмещенном графике имеются, с одной стороны, располагаемый напор и соответствующие ему производительности (характеристика насоса), а с другой – потребные напоры с соответствующими им расходами. Точка пересечения этих характеристик соответствует рабочему режиму насоса в системе трубопроводов. При подборе насоса необходимо, чтобы:

– заданные режимы работы лежали в области наивыгоднейших значений КПД насоса;

– высота всасывания насоса не превышала предела, установленного для данной конструкции.

Точка А определяет все данные, характеризующие рабочий режим насоса: производительность Q_A, напор H_A, высоту всасывания $H_{вс}$, мощность на валу насоса N_A, КПД – η_A. Большую производительность, чем Q_A, насос, подающий воду в данный трубопровод, развить не может. Для подачи $Q_З < Q_A$ необходимо прикрыть задвиж-

ку на напорной линии, создав дополнительное сопротивление $h_з$. При этом полный напор насоса: $H_з = H_г + \sum h_з + h_з$. Соответствующим образом изменится и КПД насоса.

Неустойчивая работа насоса

Работа насоса устойчива при $H_г \leq H_г''$, что соответствует уровню в напорном резервуаре$a_2 - b_2$.

Если производительность насоса станет меньше величины Q_B (в связи с увеличением геометрической высоты подъема), то работа насоса будет неустойчивой (рис. 38), так как характеристика трубопровода $A_{II} - E_{II}$ пересекается с характеристикой Q – H в двух точках. Насос будет еще работать, хоть и неустойчиво, до тех пор, пока точка B не переместится влево до точки A, что соответствует предельному режиму работы насоса $Q_{пред}$. При этом подача воды насосом прекратится совсем и рабочая точка насоса переместится в точку A_{II}. Насос снова возобновит работу лишь при понижении уровня в напорном резервуаре до положения $a_1 - b_1$.

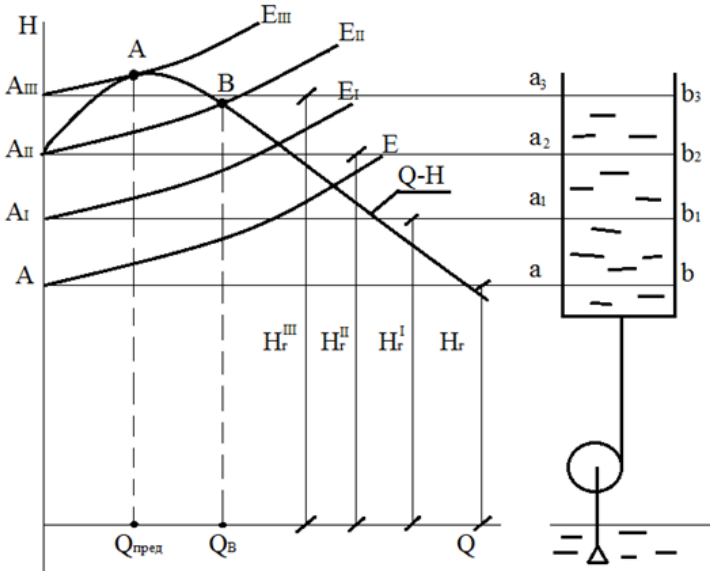


Рис. 38. Неустойчивая работа насоса

Неустойчивая работа насоса, выражающаяся во внезапном изменении производительности, сопровождается гидравлическими ударами. Чтобы избежать неустойчивой работы насоса, следует подбирать насосы без западающей левой ветви характеристики Q – H.

Зависимость основных показателей работы центробежного насоса от числа оборотов рабочего колеса

При обобщении опытных данных и подборе насосов пользуются теорией подобия. Изменение числа оборотов рабочего колеса центробежного насоса влечет за собой изменение напора, производительности и мощности, потребляемой насосом. При этом в одном и том же насосе режим его работы остается подобным прежнему, вследствие подобия треугольников скоростей на входе и выходе (рис. 39). Из подобия параллелограммов следует:

$$\frac{U_2}{U_2'} = \frac{V_2}{V_2'} = \frac{w_2}{w_2'} = \frac{V_{22}}{V_{22}'}; \frac{U_2}{U_2'} = \frac{\pi D_2 n}{60} \cdot \frac{60}{\pi D_2 n_1} = \frac{n}{n_1}; \frac{Q}{Q_1} = \frac{\pi D_2 b_2 V_{22}}{\pi D_2 b_2 V_{22}} = \frac{n}{n_1}; \frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}.$$

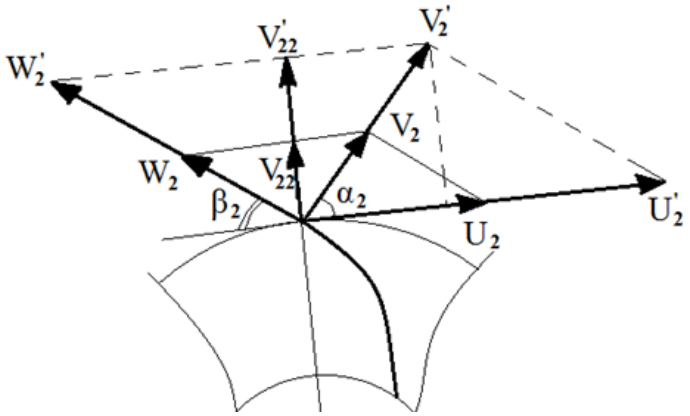


Рис. 39. Треугольник скоростей на входе и выходе

Напор, развиваемый насосом, согласно основному уравнению центробежного насоса, определяется по формуле: $H = \eta_г K \frac{U_2 V_2 \cos \alpha_2}{g}$. Соотношение напоров при изменении числа оборотов с n до n_1:

$$\frac{H}{H_2} = \frac{U_2 V_2 \cos\alpha_2}{U_2 V_2 \cos\alpha_2} = \frac{U_2}{U_2'} \cdot \frac{V_2}{V_2'} = \frac{n^2}{n_1^2}; \frac{H}{H_2} = \frac{n^2}{n_2^2}; \frac{H}{H_1} = \frac{n^2}{n_1^2}.$$

Так как мощность насоса пропорциональна произведению расхода на напор, то при η = const можно написать:

$$\frac{N}{N_1} = \frac{\gamma Q H}{\gamma Q_1 H_1} = \frac{n}{n_1} \cdot \frac{n^2}{n_1^2}; \frac{N}{N_1} = \frac{n^3}{n_1^3}.$$

Пользуясь полученными соотношениями, можно пересчитать рабочую характеристику насоса на другое число оборотов. Из закона пропорциональности следует:

$$\frac{H}{H_1} = \frac{Q^2}{Q_1^2}; \frac{H}{Q^2} = \frac{H_1}{Q_1^2} = K_1 = \text{const} \quad \text{и} \quad \frac{N}{N_1} = \frac{Q^3}{Q_1^3}; \frac{N}{Q^3} = \frac{N_1}{Q_1^3} = K_2 = \text{const}.$$

Из вышеприведенных равенств получим уравнение кривых.

Кривые параболы: $\begin{cases} H = K_1 Q^2 \\ N = K_2 Q^3 \end{cases}$.

Способ построения характеристик $Q_1 - H_1$ по известной характеристике Q – H заключается в использовании отношений $Q_1 = Q\left(\frac{n_1}{n}\right)$; $H_1 = H\left(\frac{n_1^2}{n^2}\right)$ и нахождении точки A_1 по этим величинам (рис. 40).

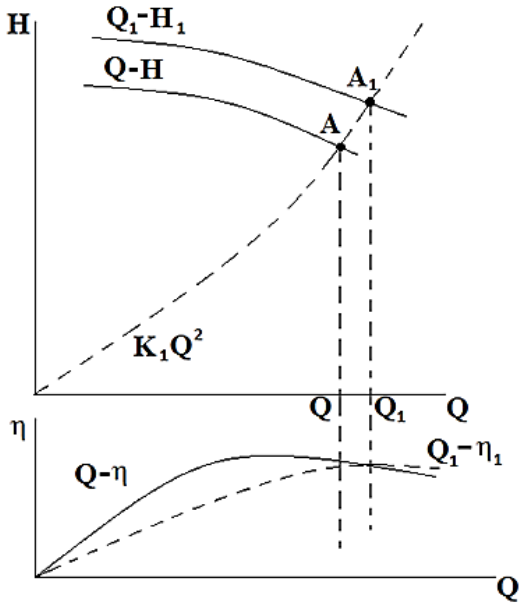


Рис. 40. Построение характеристик насоса

Аналогичным образом может быть построена характеристика $Q_1 - N_1$ по известной характеристике Q – N, с использованием отношений:

$$Q_1 = Q\left(\frac{n_1}{n}\right); \quad N_1 = N\left(\frac{n_1^3}{n^3}\right).$$

При построении характеристик работы насоса Q – H, Q – N при различном числе оборотов было принято, что КПД насоса не меняется. Поэтому кривая Q – η при n_1 оборотах несколько сместится от своего прежнего положения (вправо – при $n_1 > n$ и влево – при $n_1 < n$). При изменении числа оборотов с n на n_1 допустимая вакуумметрическая высота всасывания, соответственно, будет $H_{вак}^{доп1} = H_{вак}^{доп}\frac{n_1^2}{n^2}$.

3.12. Коэффициент быстроходности и гидравлическая классификация насосов

Коэффициент быстроходности

Центробежные и пропеллерные насосы изготавливаются в настоящее время с большим диапазоном производительностей и напоров.

Для сравнения, классификация и подбор различных типов колес центробежных и пропеллерных насосов, выполненные для различных напоров и производительностей, пользуются коэффициентом быстроходности n_s (удельным числом оборотов), объединяя различные группы колес по принципу их геометрического и кинематического подобия (подобие режимов).

Геометрическое подобие колес предполагает пропорциональность всех размеров проточной части. Кинематическое подобие предполагает одинаковое направление величин скоростей в сходственных точках потоков.

Коэффициентом быстроходности или удельным числом оборотов n_s называется число оборотов эталонного колеса, которое во всех деталях геометрически подобно рассматриваемому колесу насоса и при подаче жидкости Q = 75 л/с обеспечивает напор H = 1 м.

Коэффициент быстроходности n_s можно определить, воспользовавшись законом пропорциональности для подобных колес или переменном числе оборотов и различных диаметрах. По основному уравнению центробежного насоса:

$$H = k\eta_г \frac{U_2 V_{2u}}{q};\ U = \frac{\pi\, Dn}{60},\ м/с.$$

Напор пропорционален произведению двух скоростей, каждая из них пропорциональна произведению n·D. Следовательно, для двух подобных рабочих колес центробежных насосов с разными числами оборотов (n и n_1) и диаметрами (D и D_1) можно написать: $\frac{H}{H_1} = (\frac{n}{n_1})^2(\frac{D}{D_2})^2$ или H изменяется пропорционально $(n{\cdot}D)^2$.

Производительность насоса пропорциональна произведению скорости на площадь выходного сечения колеса, т. е. $Q = C_{22}F = = C_{22}\pi D_2\, b\varphi$.

Из закона геометрического подобия колес:

$$\frac{D}{D_1} = \frac{в}{в_1}.$$

Значит, площадь выходного сечения пропорциональна D^2. Радиальная составляющая абсолютной скорости C_{22} пропорциональна произведению n·D. Отсюда

$$\frac{Q}{Q_1} = (\frac{n}{n_1})(\frac{D}{D_1})^3.$$

Производительность Q изменяется пропорционально $n{\cdot}D^3$. Мощность N изменяется пропорционально Q – H. Подставляя вместо Q и H пропорциональные им величины, имеем:

$$\frac{N}{N_1} = (\frac{n}{n_1})^3(\frac{D}{D_1})^5.$$

Мощность N пропорциональна $n^3 \cdot D^5$.

Применим полученные соотношения к данному колесу и геометрически подобному ему с удельным числом оборотов n_s и диаметром D_s, получим:

$$\frac{1}{H} = \frac{n_s^2}{n^2}\frac{D_s^2}{D^2};\ \frac{0{,}075}{Q} = \frac{n_s}{n}\frac{D_s^3}{D^3}.$$

Исключая из этих двух уравнений величину $\frac{D_s}{D}$:

$$\frac{D_3}{D} = \frac{n}{n_s}\frac{1}{\sqrt{H}};\ \frac{0{,}075}{Q} = \frac{n_s}{n}\frac{n^3}{n_s^3}\frac{1}{H^{\frac{3}{2}}}$$

и решая их, получим:

$$n_s = 3{,}65\frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}},\ \text{об/мин},$$

где Q = 8 м^3/с; H = 8 м.

Для насосов с двухсторонним входом жидкости в колесо в последней формуле вместо Q следует принимать $\frac{Q}{2}$.

Из формулы для n_s видно, что чем больше Q и меньше H, тем больше n_s.

Коэффициент быстроходности n_s характеризует тип рабочего колеса и соотношение его основных размеров.

Понятие о коэффициенте быстроходности позволяет:

а) составить гидравлическую классификацию насосов;

б) сопоставить различные типы рабочих колес;

в) проводить изучение больших насосов по малым моделям.

Изменение характеристики насоса при обточке колес

Область применения центробежного насоса можно расширить путем обточки его рабочего колеса (рис. 41). При уменьшении наружного диаметра рабочего колеса окружная скорость уменьшается, значит, уменьшается и напор.

У насосов, имеющих направляющие аппараты или уплотнение на выходе из лопастного колеса, срезают только лопатки.

В насосах спирального типа обтачивают на меньший диаметр как лопатки, так и диск колеса.

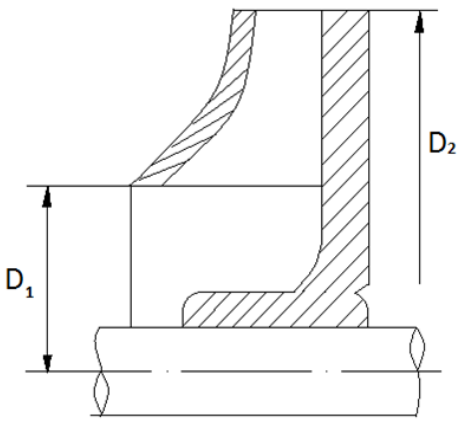


Рис. 41. Обточка колеса

Для пересчета производительности и напора насоса при обточенных колесах пользуются соотношениями, полученными из закона пропорциональности:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D}{D_1}; \qquad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^2; \qquad \frac{N}{N_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^3,$$

где Q, H и D – для насоса с необычным колесом; Q_1, H_1 и D_1 – для насоса с обточенным колесом.

При обточке колеса КПД насоса изменяется в незначительных пределах.

На основании опытных данных установлены следующие границы обточки лопастных колес в зависимости от коэффициента быстроходности n_s (рис. 42):

$60 < n_s > 120$ – допустима обточка колеса до 20 %,

$120 < n_s > 200$ – допустима обточка колеса до 20–15 %,

$200 < n_s > 300$ – допустима обточка колеса до 7–10 %.

Обточка колес больше, чем на 20 %, не допускается.

Для определения требуемой степени обточки рабочего колеса насоса необходимо сначала построить кривую пропорциональности по формуле

$$Q = \frac{Q_p}{\sqrt{H_п}}\sqrt{H} = a\sqrt{H},$$

где Q и H – соответственно, абсциссы и ординаты точек кривой пропорциональности; Q_p и $H_п$ – расчетный расход одного насоса и полная высота подъема воды, т. е. абсцисса и ордината искомой рабочей точки насоса.

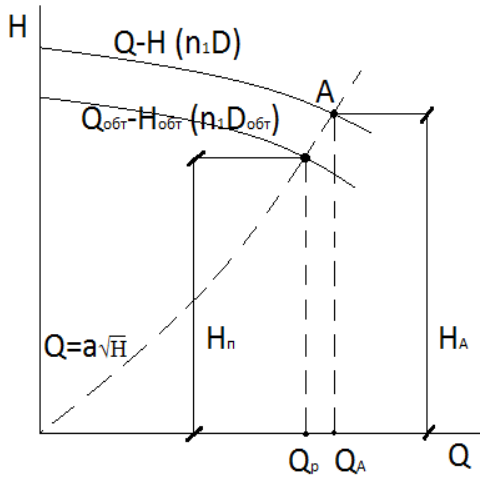


Рис. 42. Определение степени обточки

Задаваясь величиной H в количестве 6–10 значений, меньших и больших $H_п$, определяют соответствующие значение Q и строят кривую пропорциональности $Q = a\sqrt{H}$. Пересечение кривой пропорциональности с характеристикой насоса Q – H, при нормальном диаметре рабочего колеса D, даст точку A с координатами Q_a и H_a.

По абсциссе Q_a и определяется требуемый диаметр рабочего колеса:

$$D_{обт} = D\frac{Q_p}{Q_A}.$$

Путем обточки и изменения числа оборотов в допустимых пределах можно расширить область применения насоса и согласовать его работу с сетью. Часть этой области для допустимых значений КПД образует рабочее поле насоса, которое иногда приводится на графических характеристиках насосов.

3.13. Параллельная и последовательная работа насосов

Параллельная работа насосов с одинаковыми характеристиками

Совместная работа нескольких насосов на один общий водовод или несколько связанных между собой напорных водоводов называется параллельной работой.

Суммарная характеристика Q – H(I + II) при параллельной работе насосов с одинаковыми характеристиками (рис. 43) строится путем удвоения абсцисс (расходов): при одинаковых ординатах (напорах). ab = bc; de = ef; gh = hk. Точка 1 – рабочая точка, характеризующая режим работы (Q, H, N) двух параллельно работающих насосов, с одинаковыми характеристиками на данный водовод. Здесь $Q_I = Q_{II} > \frac{Q_{I+II}}{2}$; $Q_{I+II} < 2Q$.

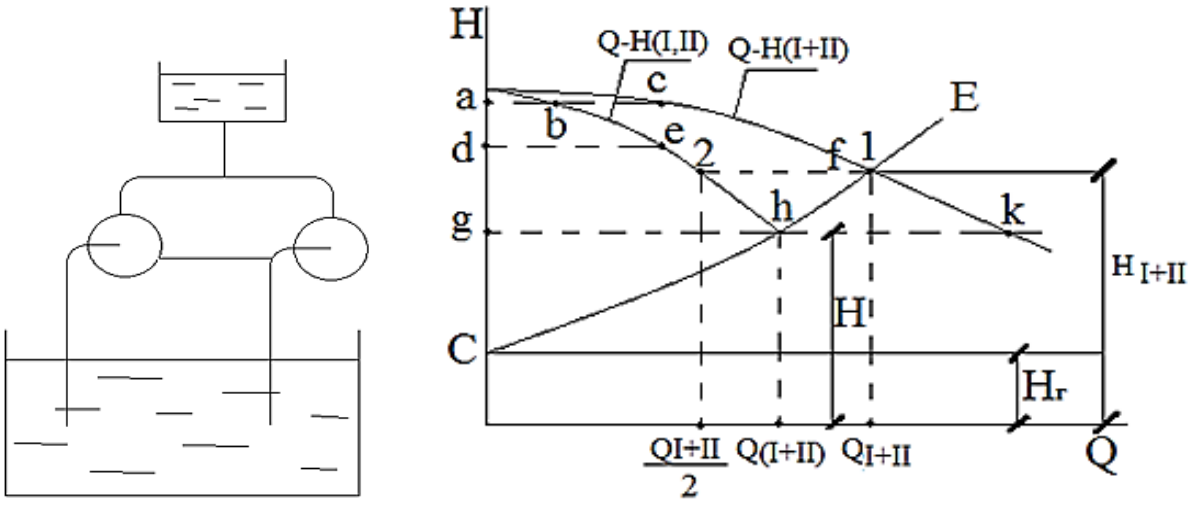


Рис. 43. Суммарная характеристика параллельной работы насосов

При параллельной работе трех насосов построение характеристики совместной работы осуществляется аналогично предыдущей. Уменьшение производительности каждого насоса при их параллельной работе объясняется увеличением потерь напора в водоводе с увеличением суммарной производительности.

Степень уменьшения производительности зависит от крутизны характеристики Q – H насоса и от величины гидравлических потерь в водоводе, т. е. от крутизны его характеристики. Параллельное включение насосов достаточно эффективно при пологих характеристиках трубопровода.

Параллельная работа насосов с разными характеристиками (рис. 44)

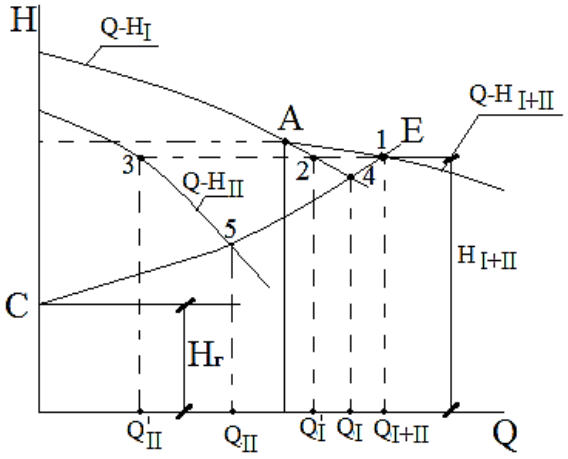


Рис. 44. Разные характеристики при параллельной работе насосов:
$Q – H_I$ – рабочая характеристика насоса I;
$Q – H_{II}$ – рабочая характеристика насоса II

Насос II может начать параллельную работу с насосом I лишь от точки А. От этой точки и строят кривую совместной работы $Q – H_{(I+II)}$ обычным путем, совмещая (складывая) абсциссы кривых:

$$Q\text{-}H_{(I+II)} = Q'_I + Q'_{II};$$

$$Q'_I < Q_I;\ Q'_{II} < Q_{II},\ \text{поэтому}\ Q_{(I+II)} < Q_I + Q_{II}.$$

Параллельная работа насосов, установленных на разных насосных станциях (рис. 45)

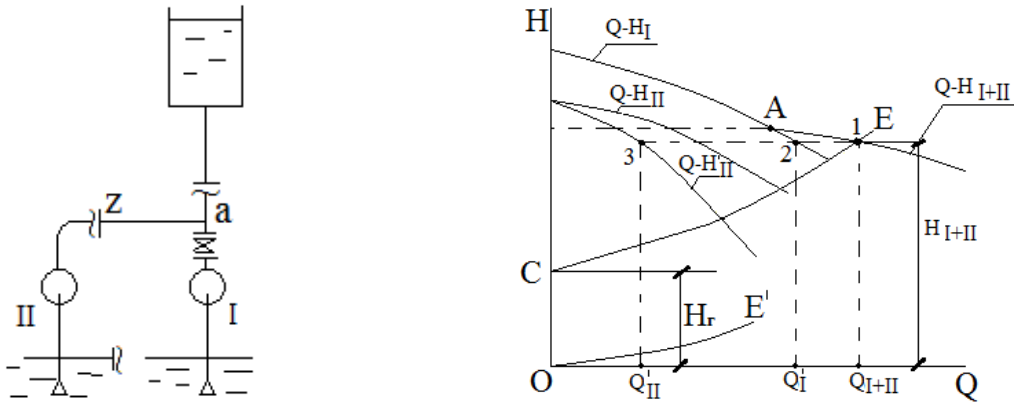


Рис. 45. Параллельная работа насосов

Кривая Q – H'_{II} откорректирована по ординатам кривой O – E′ (кривой трубопровода z) до точки а.

Параллельная работа трех одинаковых насосов на два водовода (рис. 46)

Построение рабочей характеристики двух водоводов C – E′осуществляется аналогично построению суммарной рабочей характеристики работы двух насосов – путем сложения абсцисс при одинаковых ординатах.

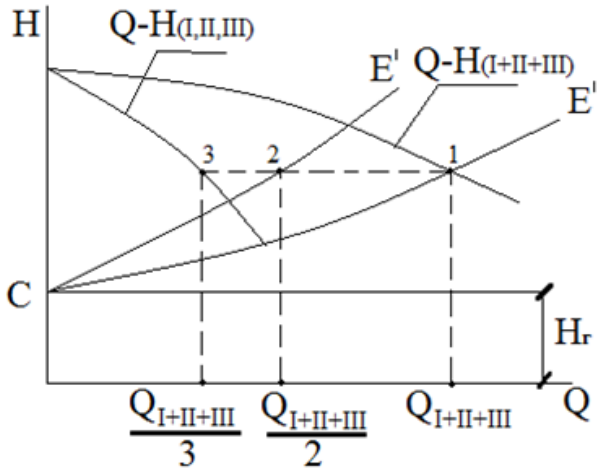


Рис. 46. Суммарная характеристика трех насосов:

$Q_{(I+II+III)}$ – суммарная подача насосной станцией на два водовода;

$\frac{Q_{(I+II+III)}}{2}$ – подача по одному водоводу;

$\frac{Q_{(I+II+III)}}{3}$ – производительность каждого насоса при их совместной работе

Последовательная работа насосов

Последовательной называют совместную работу насосов, когда один насос подает жидкость во всасывающий патрубок другого, который подает ее далее в напорную систему (рис. 47). Последовательную работу насосов применяют тогда, когда напор, развиваемый одним насосом, недостаточен для подъема жидкости на заданную высоту или в тех случаях, когда последовательное включение насосов позволяет обеспечить подачу расчетного расхода в систему трубопроводов (рис. 48). Для построения суммарной характеристики последовательно работающих насосов необходимо сложить ординаты характеристик Q – H этих насосов при одних и тех же абсциссах (подачах), так как напор, развиваемый последовательно работающими насосами, равен сумме напоров, развиваемых каждым из этих насосов.

В случае последовательной работы двух насосов с одинаковыми характеристиками ординаты при одинаковых абсциссах удваиваются.

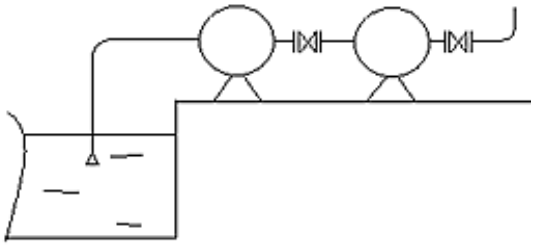


Рис. 47. Последовательная работа насосов

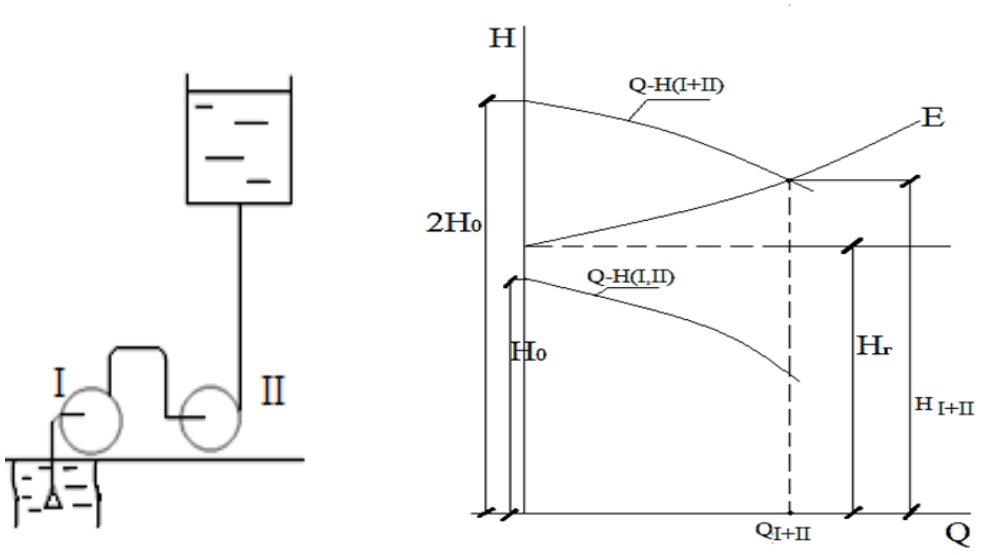


Рис. 48. Последовательная работа одинаковых насосов в случае Нг > H_0

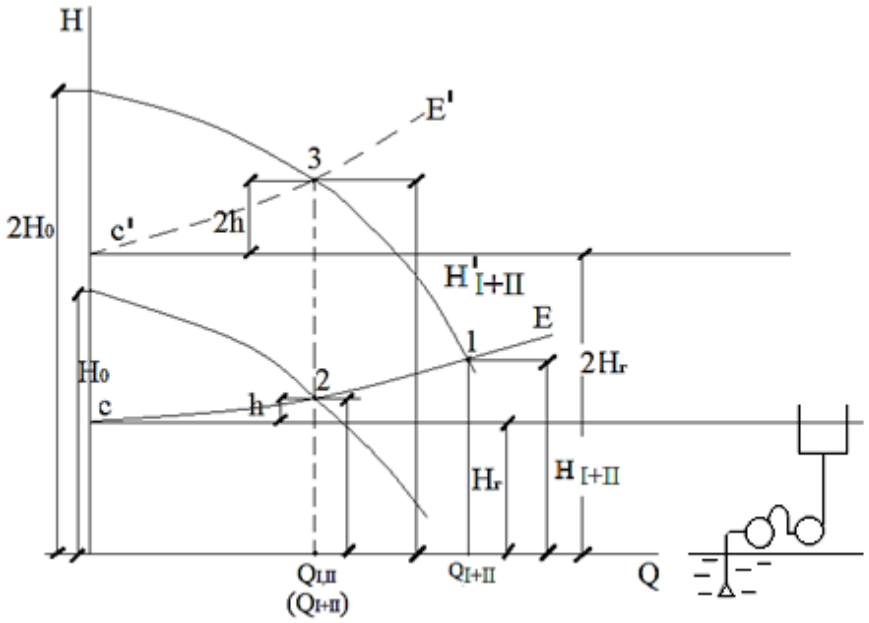


Рис. 49. Последовательная работа двух одинаковых насосов в случае Нг < H_0

При заданных характеристиках работы одного трубопровода CE и геодезической высоте подъема $H_г$ режим работы одного насоса определится точкой *2*, а двух последовательно соединенных – точкой *1* (рис. 49). Если удвоить $H_г$, и следовательно, h, то режим работы двух последовательно соединенных насосов определится точкой *3*, т. е. при подаче расхода Q_T оба насоса будут подавать это количество воды на высоту $H'_{I+II} = 2H'_{I,II}$ (рис. 50).

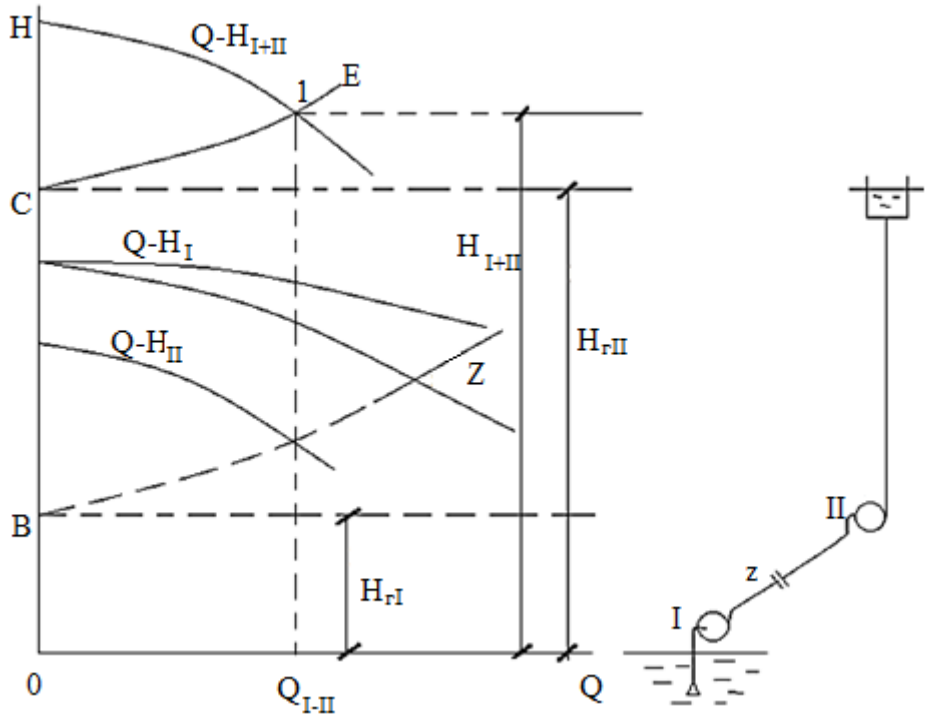


Рис. 50. Последовательная работа двух разных насосов, установленных на разных станциях:
BZ – характеристика трубопровода на участке I – II;
Q – H'_I – характеристика насоса I, откорректированная по ординатам кривой BZ;
Q – H_{I+II} – суммарная характеристика последовательной работы двух насосов; полученная сложением ординат характеристик $Q - H'_I$ и $Q - H'_{II}$ при одинаковых абсциссах; CE – характеристика водовода при низком горизонте воды

3.14. Конструкции центробежных насосов

Центробежные водопроводные насосы с горизонтальным валом по конструктивным особенностям делятся на:

1. Одноколесные консольные насосы с односторонним подводом воды.

Марка К (консольные) – ГОСТ 22247-76Е.

Маркировки: 4К-8 (где 4 – диаметр насосного патрубка в дюймах; К – консольный; 8 – $n_з/10$); К 45/55 (3К-6).

Всасывающий патрубок – горизонтальный; напорный патрубок – горизонтальный или вертикальный.

Корпус, рабочие колеса, уплотнительные кольца – чугун, вал – сталь, подшипники – шариковые. Соединение с двигателем – непосредственное (муфта) или ременной передачей.

Характеристики:

$$H_{вак}^{доп} = 4 \div 5{,}5 \text{ м; } Q = 8 \div 290 \text{ м}^3/\text{с; } H = 10 \div 90 \text{ м;}$$
$$\eta = 50 \div 84 \text{ %; } n_з = 60 \div 250.$$

Марка КМ (моноблок насоса): рабочее колесо насажено на вал двигателя, а корпус насоса закреплен на фланце электродвигателя.

2. Одноколесные насосы с двусторонним подводом воды.

Марка D или HD – ГОСТ 10272-87.

Разъем корпуса – в горизонтальной плоскости, вдоль вала, это облегчает ремонт, осмотр и замену деталей.

Корпус и уплотнительные кольца – чугун, вал – сталь, подшипники – шариковые, сальники – с гидроуплотнителем.

Эти насосы широко распространены в системе централизованного водоснабжения.

Характеристики:

$$H_{вак}^{доп} \geq 5{,}0 \text{ м; } Q = 200 \div 12500 \text{ м}^3/\text{с; } H = 19 \div 125 \text{ м;}$$
$$\eta = 70 \div 88 \text{ %; } n_з = 60 \div 190.$$

3. Многоколесные насосы преимущественно с односторонним подводом воды, секционного или спирального типов (многоступенчатые).

Многоступенчатые центробежные насосы развивают большие напоры при относительно небольших подачах. Бывают секционного (с направляющими аппаратами) и спирального типов центробежных насосов.

В секционном насосе жидкость поступает последовательно из одного колеса в другое через направляющие аппараты, которые имеются в каждой секции. Корпус такого насоса состоит из секций

и двух крышек, соединенных стяжными болтами. Осевое давление воспринимается гидравлической пятой. Материал основных деталей – чугун, вал – сталь.

Марка ЦНС 100 – ГОСТ 10407-88. Расход Q = 8÷3850 м^3/с; Н = 44÷1480 м (нормальная группа).

Марка ЦНС 60-100 – ГОСТ 10407-83. Напор Н = 600÷1900 м (высоконапорная группа).

Недостатки секционных насосов:

1) большие осевые усилия; η = 67…80 %;

2) низкий КПД (0,6÷0,75);

3) сложность изготовления, сборки и разборки.

В многоступенчатых насосах спирального типа колеса располагаются попарно симметрично, а жидкость поступает из одного колеса в другое по перетечным каналам или трубам (рис. 51).

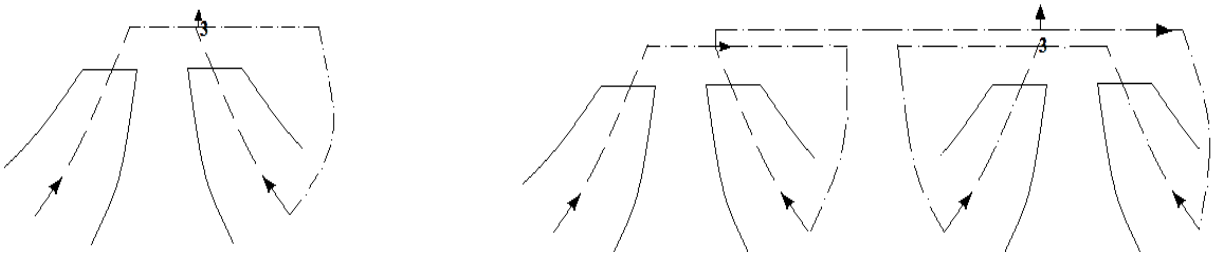


Рис. 51. Движение жидкости в многоступенчатом насосе

Осевое давление частично компенсируется симметричным расположением колес, частично – упорными или радиально-упорными подшипниками. Разъем корпуса – горизонтальный. Многоступенчатые насосы спирального типа конструктивно более совершенны и обладают более высоким КПД (0,75÷0,78), проще в сборке и разборке.

Маркировка ЦН: Q =175÷1300 м^3/с; Н = 90÷250 м.

Центробежные водопроводные насосы с вертикальным валом

По конструктивным особенностям делятся на:

1. Насосы для заглубленных насосных станций.

Одноколесные насосы с рабочим колесом одностороннего входа имеют разъем в горизонтальной плоскости. Соединение с двигателем осуществляется вертикальным промежуточным валом с опорой на направляющие подшипники через каждые 1,5 – 2,5 м. Осевое усилие воспринимается тягой электрического двигателя.

Маркировки: от 28В-12 до 72В-22, 10000В-4/63, где В – вертикальный диаметр насосного патрубка, 12 и 22 – $n_3/10Q$ = 1,0÷35 м^3/с; η = 87÷89 %; Н = 22÷110 м.

2. Артезианские (полупогруженные) центробежные насосы для откачки воды из скважины.

Отличаются тем, что двигатель расположен на поверхности земли над скважиной, а насос погружен ниже динамического уровня воды. Вал, соединяющий двигатель с насосом, проходит в водоподъемной трубе.

Основные узлы:

а) погружной насос одно- или многоколесный, с колесами одностороннего входа и с направляющими аппаратами;

б) электродвигатель с опорным узлом;

в) трансмиссионный вал и водоподъемная труба.

Основные недостатки такого расположения двигателя:

– необходимость устройства длинного трансмиссионного вала;

– сложность и трудоемкость монтажа и демонтажа агрегата;

– невозможность установки в искривленных скважинах;

– большие металлоемкость и вес.

Маркировки: А – 20А-18·1, 20А-18·3 и 24А-18·1, где А – артезианский, 20 и 24 – диаметр скважины в дюймах, 18 – $n_3/10$, 1 и 3 – число колес.

Погружение от поверхности земли – от 5 до 80 м. Вес – до 20 т.

Характеристика:

Q = 600÷1200 м^3/с; η = 68÷72 %; Н = 28÷85 м.

3. Артезианский турбинный насос.

Марки АТН-8; АТН-14, где 8 и 14 – наименьший диаметр скважины в дюймах.

Погружение от поверхности земли – до 100 м.

Характеристика:

Q = 30÷200 м^3/с; η = 62÷65 %; Н = 30÷100 м.

Погружные центробежные насосы для откачки воды из скважин отличаются тем, что двигатель и насос, соединенные вместе, располагаются ниже динамического уровня воды в скважине. Основные

узлы: погружной насос, погружной электродвигатель, напорный трубопровод с напорным коленом и блок управления (станция) электродвигателем. Насосы многоколесные с рабочими колесами одностороннего входа и направляющими аппаратами, имеют двигатели мокростаторные или экранизированные (чаще – первые). Важная деталь – опорный подшипник, располагаемый в нижней части агрегата.

Преимущества многоколесных насосов:

– отсутствие длинного трансмиссионного вала (ГОСТ 10428-89Е);

– возможность установки в искривленных скважинах;

– простота монтажа и демонтажа;

– возможность установки непосредственно в колодце без устройства надземного павильона.

Недостатки многоколесных насосов: высокое требование к качеству воды (мутность – не более 100 мг/л).

Маркировка: ЭВЦ – ГОСТ 10428-79. Применяется при диаметре скважин – не менее 100 мм.

Погружение от поверхности земли – до 200 м; $\eta = 35 \div 77$ %; $H = 12 \div 680$ м.

Канализационные центробежные насосы

Канализационные насосы (фекальные) предназначены для перекачки сточных вод, илов, жидкостей, загрязненных механическими примесями, находящимися во взвешенном состоянии.

Конструктивные особенности:

а) большие размеры проходных каналов и малое число лопаток (не более 4);

б) наличие ревизионных люков на корпусе и всасывающих патрубках для осмотра и чистки насосов без их разборки.

Канализационные насосы выпускаются с горизонтальным или с вертикальным валом.

Маркировки:

а) с горизонтальным валом: $Q = 16 \div 2400$ м^3/с; $\eta = 45 \div 80$ %; $H = 8 \div 103$ м;

б) с вертикальным валом ФВ: $Q =$ до 800 м^3/ч; $\eta = 66 \div 85$ %; $H = 18 \div 48$ м.

Насосы для химически агрессивных жидкостей

В технике водоснабжения и канализации применяются насосы типа Х (химический консольный на отдельной стойке). Для перекачивания агрессивных жидкостей промышленность выпускает также многоступенчатые насосы типа МСК (характеристики: Q = до 460 $м^3/с$; Н = до 95 м), а также насосы типа ХД в химически стойком исполнении с Q = до 700 $м^3/с$; Н = до 95 м.

Детали проточной части этих насосов выполнены из коррозионностойких материалов (нержавеющих сталей, титана, пластмассы) или покрываются резиной, эмалью, синтетическими смолами.

3.15. Регулирование центробежных насосов и способы их заливки

Искусственное изменение характеристики трубопровода или насоса для обеспечения заданных величин производительности или напора насоса называется регулированием.

Изменение характеристики трубопровода достигается дросселированием задвижкой, изменением числа оборотов насоса.

Необходимость регулирования центробежного насоса возникает при колебании величины потребления воды в течение времени.

Регулирование насоса задвижкой (рис. 52)

Достоинства: простота, нет необходимости применять какие-либо дополнительные элементы оборудования или устройства.

Сущность: прикрывая задвижку на напорной линии, вводят дополнительное сопротивление и этим меняют производительность от максимальной (при полностью открытой задвижке) до 0.

При дроссельном регулировании КПД насосной установки уменьшается, так как не весь напор, создаваемый насосом, полезно используется в сети. Теряемая мощность:

$$\Delta N = \frac{\gamma Q_B h_з}{102\,\eta_B},\ кВт;\quad N_A = \frac{\gamma Q_A H_A}{102\eta_A},\ кВт.$$

Для точки В (на характеристике Q – Н) полезная мощность определяется величинами Q_B и H_D: $N_П = \frac{\gamma Q_B\, H_D}{102}$ кВт.

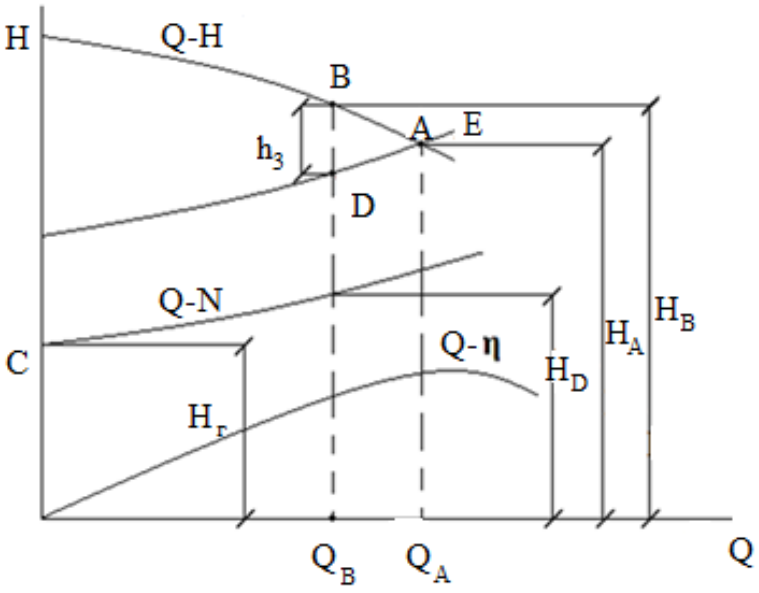


Рис. 52. Регулирование насоса задвижкой

Необходимая мощность на валу насоса: $N = \frac{\gamma Q_B H_B}{102\eta_B}$, кВт, а мощность, затрачиваемая насосной установкой: $N_{в.уст.} = \frac{\gamma Q_A H_B}{102\eta_B\eta_{дв}}$, кВт.

КПД насосной установки: $\frac{N_П}{N_{в.уст.}} = \frac{\gamma Q_B H_D 102}{102\,\gamma Q_B H_B}\eta_B\,\eta_{дв} = \frac{H_D}{H_B}\eta_B\eta_{дв}$, кВт.

Очевидно, что дроссельное регулирование экономически невыгодно. Кроме регулирования задвижкой иногда применяют регулирование впуском воздуха во всасывающую трубу насоса или перепуском части воды во всасывающую линию насоса.

Регулирование изменением числа оборотов (рис. 53)

Такое регулирование является более экономичным. Способы регулирования числа оборотов:

а) изменение числа оборотов ротора двигателя (применимо только для двигателей постоянного тока паровых турбин и двигателей внутреннего сгорания);

б) уплотнение гидромуфтами или магнитными муфтами;

в) переключение обмотки на различное число пар полюсов.

Для электродвигателей переменного тока возможны способы «а» и «б». Способ «в» может быть осуществлен лишь при наличии на статоре двигателя обмотки, которую можно во время работы переключать на различные схемы (ступенчатое регулирование).

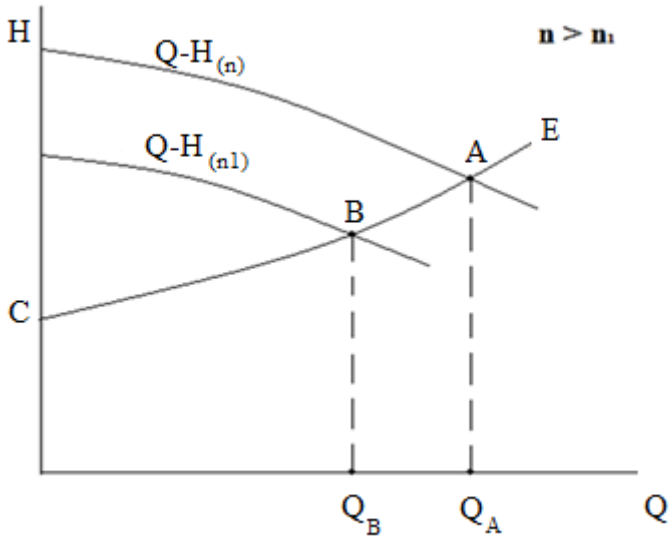


Рис. 53. Регулирование изменением числа оборотов

Гидромуфты и электромагнитные муфты:

1) магнитные муфты скольжения ЭМС от 75 до 250 кВт;

2) асинхронно-вентильный каскад (АВК), изменение ЭДС 250–2000 В;

3) частотный привод (тиристоры) ЭКТС от 75 до 250 кВт;

4) вентильный двигатель (двигатель постоянного тока) более 1600 кВт.

При установке насоса выше уровня воды в приемном резервуаре необходима заливка насоса при пуске его в работу (рис. 54).

Заливка насоса производится следующими способами.

1. Заливка насоса из напорного трубопровода. При этом следует устанавливать на всасывающем трубопроводе насоса приемный клапан с сеткой. Суммарное сечение отверстий в клапане должно быть в 2 раза больше сечения всасывающего трубопровода. Заливку насоса следует производить перед каждым его пуском.

2. Отсасывание воздуха при помощи эжектора (рис. 55).

Эжектор присоединяется к самой верхней части корпуса насоса. Перед пуском эжектора задвижка на напорном трубопроводе насоса плотно закрывается. Заливка насоса при помощи эжектора возможна лишь при значительном давлении в напорном трубопроводе. Рабочая вода для эжектора берется из напорного трубопровода, в случае малых и средних насосов. На насосных станциях с крупными центро-

бежными насосами устанавливают вихревой или центробежно-вихревой насос, которым вода забирается из источника водоснабжения и подается к эжектору, установленному у насосов.

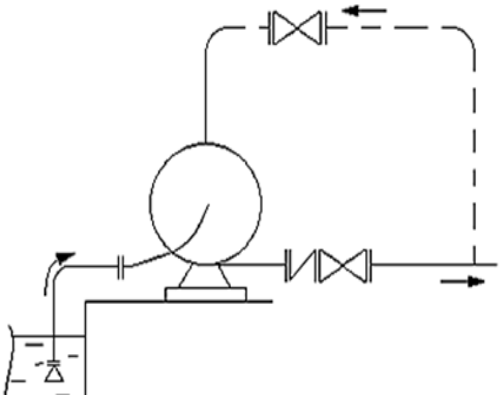


Рис. 54. Схема заливки центробежного насоса

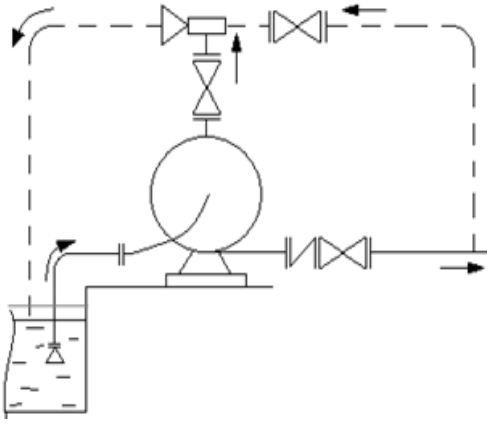


Рис. 55. Отсасывание воздуха при помощи эжектора

3. Отсасывание воздуха при помощи вакуум-насоса (рис. 56). На насосных станциях с крупными насосами для создания вакуума широко применяют вакуум-насосы. Перед пуском вакуум-насос должен быть залит водой. Для нормальной работы вакуум-насоса необходимо постоянное циркулирование воды через него с целью поддержания постоянного объема водяного кольца и для отвода тепла. Поэтому отсасывающая линия насоса соединяется с бачками водопроводом. Объем циркулирующей воды принимается в зависимости от производительности вакуум-насоса в пределах 0,2–0,7 м^3/мин, температура воды в насосе не должна превышать 90–50 ºС.

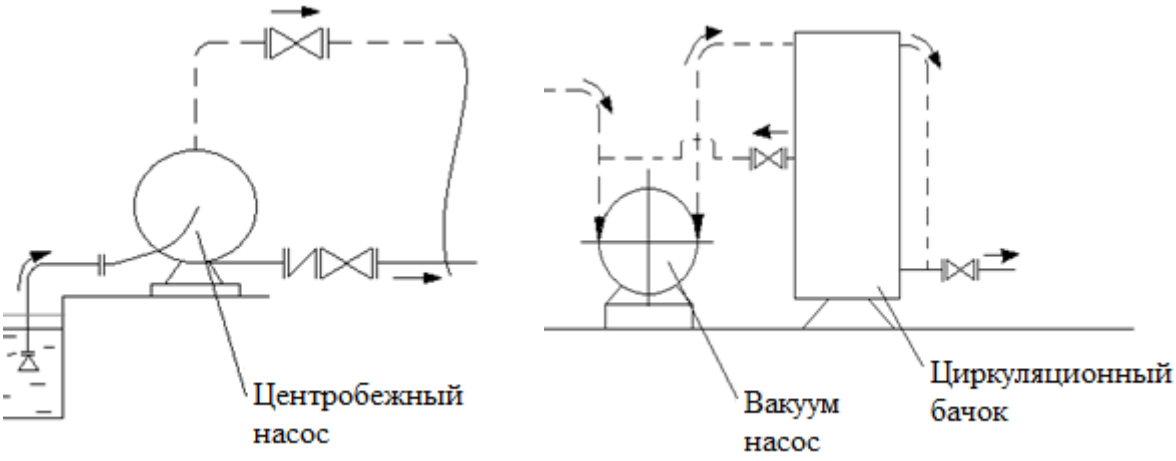


Рис. 56. Отсасывание воздуха при помощи вакуум-насоса

Производительность вакуум-насоса практически определяется исходя из времени, необходимого для создания расчетного разряжения, и из объема воздуха во всасывающем трубопроводе по формуле

$$Q_В = \frac{(W_{ТР}+W_Н)H_1}{(H_Т - H_{Г.В.})T} \cdot К, \text{ м}^3/\text{мин},$$

где $Q_В$ – производительность вакуум насоса, м^3/мин; $W_{ТР}$ – объем воздуха во всасывающем трубопроводе, м^3; $W_Н$ – объем воздуха в корпусе центробежного насоса, м^3; $H_Т$ – высота столба воды (барометрическое давление), м; $H_{Г.В.}$ – геометрическая высота всасывания насоса, м; Т – время, требуемое для создания расчетного разряжения; принимается не более 2 мин для пожарных насосов и до 3–5 минут – для насосов другого назначения; К – коэффициент запаса на возможность проникновения некоторого количества воздуха через неплотности и сальники; принимается в зависимости от длины всасывающего трубопровода равным 1,05 – 0,15.

Обычно устанавливают 2 вакуум-насоса с одним циркуляционным бачком: один – рабочий, один – резервный. Вакуум-насосы применяются для работы на совершенно чистой воде. При загрязненной воде следует использовать эжекторы.

Марки вакуум-насосов:

КВН – непосредственное соединение с электродвигателем:

$$Q = 0{,}4 \div 0{,}8 \text{ м}^3/\text{мин}; \; H_{вак} = 7–8 \text{ м};$$

РМК: $Q = 1{,}5 \div 27$ м^3/мин; $H_{вак} = 7{,}5–8$ м; $H_{нап} = 1$-2 атм. (воздуходувки);

ВВН: $Q = 1{,}5 \div 50$ м^3/мин; $H_{вак} = 7–8$ м.

3.16. Пуск и остановка центробежных насосов и уход за ними

Пуск центробежных насосов и уход за ними

Порядок пуска:

а) открыть кран у манометра и пустить двигатель;

б) после развития полного числа оборотов открыть кран на вакуумметре;

в) пустить воду к сальникам и подшипникам, если это требуется;

г) открыть напорную задвижку.

Порядок остановки:

а) медленно закрыть напорную задвижку;

б) закрыть кран на вакуумметре;

в) выключить двигатель;

г) закрыть кран на манометре и прекратить доступ воды на заливку сальников и охлаждение подшипников.

Пуск насоса при открытой задвижке на напорной линии значительно упрощает схему автоматизации и практически возможен при наличии обратного клапана и средств для гашения гидравлического удара.

Уход за насосом во время работы:

а) температура подшипников не должна превышать температуру помещения более чем на 40÷50 ºС;

б) следить за уровнем масла в подшипниках и своевременно (через 1000 ч) его менять;

в) регулировать утечку воды через сальники;

г) соблюдать правила техники безопасности.

Основные неполадки в работе насоса:

а) отказ от работы после пуска;

б) уменьшение производительности в процессе работы;

в) уменьшение напора в процессе работы;

г) перезагрузка двигателя;

д) вибрация и шум (неправильная установка агрегата или ослабление креплений, кавитация).

Основные причины неполадок:

а) неплотность всасывающей линии;

б) механические повреждения деталей насоса;

в) увеличение сопротивления в напорной или всасывающей линиях;

г) уменьшение или увеличение числа оборотов двигателя;

д) скопление воздуха в корпусе насоса;

е) просачивание воздуха во всасывающую линию или в корпус насоса через сальники.

3.17. Осевое давление и способы его разгрузки

Осевое давление возникает в рабочем колесе при отсутствии симметрии, при одностороннем всасывании (рис. 57).

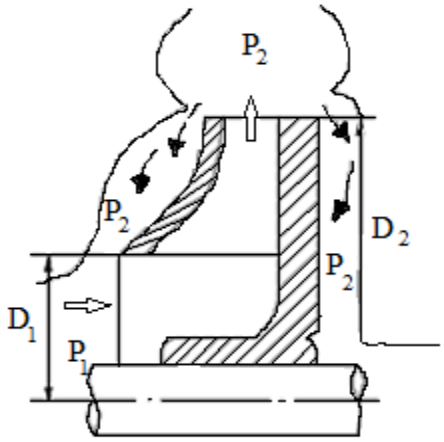


Рис. 57. Распределение давления

Давление со стороны нагнетательного патрубка:

$$P_н = P_2 \frac{\pi(D_2^2 - d^2)}{4},$$

$$P_в = P_1 \frac{\pi(D_1^2 - d^2)}{4} + P_2 \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4}; \; P = P_н - P_в = P_1 - P_2 \frac{\pi(D_1^2 - d^2)}{4}.$$

Так как $P_2 > P_1$, то итоговое давление P положительно, т. е. имеется избыточное давление, действующее справа налево – осевое давление.

Для уравновешивания осевого давления:

а) в одноколесных насосах:

– устраивают отверстия в задней стенке рабочего колеса напротив всасывающего патрубка и уплотнения над ним;

– соединяют специальным патрубком пространство позади колеса со всасывающим патрубком;

– в небольших насосах силу осевого давления передают на упорный подшипник;

б) в многоколесных насосах:

– устраивают гидравлическую разгрузочную пяту или шайбу, закрепленную на валу насоса за последней его ступенью;

– располагают симметрично рабочие колеса на валу и подводят воду к ним перепускными трубопроводами или каналами, сделанными в корпусе.

В насосах с двусторонним входом сила осевого сдвига отсутствует.

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ВТОРОГО ПОДЪЕМА

4.1. График водопотребления и режим работы насосной станции

Насосная станция второго подъема подает воду из резервуаров чистой воды, расположенных после очистных сооружений водопровода, в разводящую сеть города.

Потребление воды на хозяйственно-питьевые, производственные нужды, на полив зеленых насаждений и мойку дорожных покрытий осуществляется неравномерно по часам суток. Характер водопотребления в течение суток зависит от климатических условий; степени благоустройства зданий; режима жизни, трудовой деятельности жителей и их числа; количества промышленных предприятий и их производительности; характера выпускаемой ими продукции и многих других факторов. В действующих системах водоснабжения график водопотребления устанавливается путем обработки экспериментальных данных, а для вновь проектируемых систем принимается по аналогии с уже действующими. Основным расчетным параметром системы водоснабжения в этом случае является максимальный суточный расход ($Q_{сут.макс}$).

Наибольший часовой расход воды $Q_{ч.макс}$ в сутки наибольшего водопотребления называется расчетным и определяется по формуле

$$Q_{ч,\ мас} = К_{ч.макс}\frac{Q_{сут.макс}}{24},\ м^3/сут,$$

где $Q_{сут.макс}$ – максимальный суточный расход, $м^3$/сут, определяется согласно заданию на проектирование; $К_{ч.макс}$ – коэффициент часовой неравномерности.

Если известны значения минимального суточного расхода $Q_{сут.мин}$ и коэффициента его часовой неравномерности $К_{ч.мин}$, то аналогично можно определить значение минимального часового расхода $Q_{ч.мин}$. Между тем для выбора наиболее экономичного режима работы насосной станции необходимо представлять дифференцированную картину динамики отбора воды водопотребителями из водопроводной сети по часам суток.

В табл. 3 приводятся варианты суточного потребления воды на хозяйственно-питьевые нужды по часам суток для различных значений коэффициента часовой неравномерности.

Для малых городов или потребителей (при максимальном водопотреблении до 10–15 тыс. м^3/сут) можно с некоторым приближением принять график водопотребления, соответствующий значениям коэффициента от 1,5 и выше; для средних (при максимальном водопотреблении от 10–15 тыс. до 50–70 тыс. м^3/сут) – 1,30–1,45; для крупных (при максимальном водопотреблении свыше 50–70 тыс. м^3/сут – 1,15–1,25. По этому графику можно определить максимальный часовой расход воды в сутки наибольшего водопотребления, который принимается расчетным для водопроводной сети города.

Таблица 3

Режим водопотребления по часам суток

Часы суток	Часовой расход в % от максимально суточного при $К_{ч.макс}$										
	1,15	*1,20*	*1,25*	*1,30*	*1,35*	*1,40*	*1,45*	*1,50*	*1,60*	*1,70*	*1,80*
0 – 1	3,60	3,50	3,35	3,20	3,00	2,50	2,00	1,50	1,25	1,00	0,40
1 – 2	3,60	3,45	3,25	3,25	3,20	2,65	2,10	1,50	1,25	1,00	0,90
2 – 3	3,60	3,45	3,30	2,90	2,50	2,20	1,85	1,50	1,25	1,00	0,90
3 – 4	3,60	3,40	3,20	2,90	2,60	2,25	1,90	1,50	1,25	1,00	1,00
4 – 5	3,60	3,40	3,25	3,30	3,50	3,20	2,85	2,50	1,25	2,00	2,35
5 - 6	3,70	3.55	3,40	3,75	4,10	3,90	3,70	3,50	3,25	3,00	3,85
6 – 7	4,10	4,00	3,85	4,15	4,50	4,50	4,50	4,50	4,75	5,00	5,20
7 – 8	4,30	4,40	4,45	4,65	4,90	5,10	5,30	5,50	6,00	6,50	6,20
8 – 9	4,80	5,00	5,20	5,05	4,90	5,35	5,80	6,35	6,70	6,50	5,50
9 – 10	4,70	4,80	5,05	5,40	5,60	5,85	6,05	6,25	5,85	5,50	4,85
10 – 11	4,60	4,70	4,85	4,85	4,90	5,35	5,85	6,25	5,40	4,50	5,00
11 – 12	4,50	4,55	4,60	4,65	4,70	5,25	5,70	6,25	5,85	5,50	6,50
12 – 13	4,50	4,55	4,60	4,50	4,40	4,60	4,80	5,00	5,85	7,00	7,50
13 – 14	4,40	4,55	4,55	4,30	4,10	4,40	4,70	5,00	5,85	7,00	6,70
14 –15	4,50	4,60	4,75	4,40	4,10	4,60	5,05	5,50	5,50	5,50	5,35
15 – 16	4,50	4,60	4,70	4,55	4,40	4,60	5,30	6,00	5,45	4,50	4,65
16 – 17	4,50	4,60	4,65	4,50	4,30	4,90	5,40	6,00	5,50	5,00	4,50
17 – 18	4,20	4,30	4,35	4,25	4,10	4,60	5,05	5,50	6,50	6,50	5,50
18 – 19	4,30	4,25	4.40	4,45	4.50	4,70	4,85	5,00	5,75	6,50	6,30
19 – 20	4,20	4,25	4,30	4,40	4,50	4,50	4,50	4,50	4,75	5,00	5,85
20 – 21	4,20	4,25	4,30	4,40	4,50	4,40	4,20	4,00	4,45	4,50	5,00
21 – 22	4,10	4,15	4,20	4,50	4,80	4,20	3,60	3,00	3,10	3,00	3,00
22 – 23	4,00	3,90	3,75	4,20	4,60	3,70	2,85	2,00	2,00	2,00	2,00
23 – 24	3,90	3,80	3,70	3,50	3,30	2,70	2,10	1,50	1,25	1,00	1,00
Итого	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Режим работы насосной станции второго подъема следует назначать в зависимости от принятого графика водопотребления и наличия в составе сети регулирующих ёмкостей: водонапорных башен; резервуаров, расположенных на отметках, обеспечивающих требуемый напор воды у потребителей.

Резервуар водонапорной башни аккумулирует воду в часы, когда производительность насосной станции превышает водопотребление, и подает воду в распределительную сеть в часы, когда водопотребление превышает подачу воды насосной станцией.

Наиболее благоприятным режимом работы насосной станции является ее равномерная работа в течение суток, позволяющая применить минимальное число рабочих агрегатов и обеспечить их эксплуатацию в области оптимальных КПД. Однако в этих условиях требуется большой объем резервуара водонапорной башни, что связано со значительными капитальными вложениями. В связи с этим равномерная работа насосной станции в течение суток с часовой производительностью 4,17 % от $Q_{СУТ}$ целесообразна лишь для небольших населенных пунктов или для объектов с относительно равномерным водопотреблением.

При планировке и рельефе населенного пункта, благоприятных для расположения наземных резервуаров, обеспечивающих необходимый напор воды у потребителей, равномерная работа насосной станции второго подъема может оказаться целесообразной и для относительно крупных объектов.

С целью уменьшения емкости резервуара водонапорной башни применяют ступенчатую работу насосов, при которой одна группа насосов работает в течение суток равномерно, а другие вступают в работу в часы наибольших расходов.

В процессе определения режима работы и количества рабочих насосов необходимо учитывать влияние параллельного включения насосов на подачу. Производительность каждого из насосов при параллельной работе нескольких насосов будет меньше производительности этого же насоса, если он будет работать один на данную систему трубопроводов. Величина снижения расхода при параллельной работе центробежных насосов зависит от формы кривой Q – H, характеристики насоса и характеристики системы, от количества од-

новременно работающих насосов и колеблется в значительных пределах – приблизительно от 10 до 30–40 %. Поэтому подбор насосов следует производить при одновременной работе наибольшего числа параллельно работающих насосов.

Для принятого графика водопотребления задают режим работы насосной станции таким образом, чтобы он как можно точнее соответствовал графику водопотребления, а число изменений режима работы не превышало 3–4 в сутки. В зависимости от принятого значения коэффициента неравномерности $К_{ч.макс}$ рекомендуются следующие варианты режима работы насосной станции:

1. При $К_{ч.макс}$ менее 1,4 – с 23 до 6 часов работают 2 насоса с общей подачей 3,35–3,36 % от $Q_{сут.макс}$, с 6 до 23 часов работают 3 насоса с общей подачей 4,5 % от $Q_{сут.\ макс}$.
2. При $К_{ч.макс}$ менее 1,4 – с 23 до 5 часов работают 2 насоса с общей подачей 3,0 % от $Q_{сут.макс}$, с 5 до 23 часов работают 3 насоса с общей подачей 4,55 % от $Q_{сут.\ макс}$.
3. При $К_{ч.макс}$ менее 1,4 – с 0 до 8 часов работают 2 насоса с общей подачей 3,30 % от $Q_{сут.макс}$, с 8 до 24 часов работают 3 насоса с общей подачей 4,6 % от $Q_{сут.\ макс}$.
4. При $К_{ч.макс}$ более 1,3 – с 0 до 4 часов работает 1 насос с подачей 2,5 % от $Q_{сут.макс}$, с 4 до 24 часов работают 2 насоса с общей подачей 4,5 % от $Q_{сут.\ макс}$.

Принятые графики водопотребления и режим работы насосов по часам суток целесообразно совмещать в табл. 4. Анализ табл. 4 позволяет определить производительность насосной станции второго подъема ($Q_{НС}$), которая будет равна максимальному проценту подачи воды насосной станцией (гр. 3), умноженному на $Q_{сут.макс}$ и деленному на 100 м^3/ч).

При заполнении табл. 4 цифры граф 4 и 5 находят путем вычитания из больших значений чисел граф 2 и 3 меньших и записывают в соответствующую графу (4 или 5). По этой же таблице можно определить регулирующую емкость резервуара водонапорной башни. Предположив, что в конце самого длинного периода расхода воды из резервуара (гр. 5) в нем ничего не остается, против этого часа в графе 6 ставят 0, а затем записывают в графе 6 нарастающим итогом баланс

воды в резервуаре, последовательно суммируя часовые поступления и вычитая часовые расходы из резервуара. Величина наибольшего часового наличия воды в резервуаре (гр. 6) и будет регулирующей емкостью его в процентах от максимального суточного водопотребления.

Таблица 4

Водопотребление и режим работы насосов

Часовые промежутки	Расход воды в % от $Q_{СУТ.МАКС}$	Подача воды насосами в % от $Q_{СУТ.МАКС}$	Поступление в резервуар (гр. 3 – гр. 2)	Расход из резервуара (гр. 2 – гр. 3)	Остаток в резервуаре
1	2	3	4	5	6
0 – 1 1 – 2 . . . 23 – 24					
Итого	100	100			

Анализ режимов водопотребления и работы насосов можно произвести графически, путем построения по данным граф 2 и 3 табл. 4 ступенчатого или интегрального графиков (рис. 58, 59).

При использовании ступенчатого графика (см. рис. 58) регулирующая емкость определяется наибольшей из отдельных площадей, образуемых линией работы насосов и линией водопотребления *1* (например, при равномерной работе насосов – заштрихованная область от 23 до 5 ч, равная приблизительно 7 %).

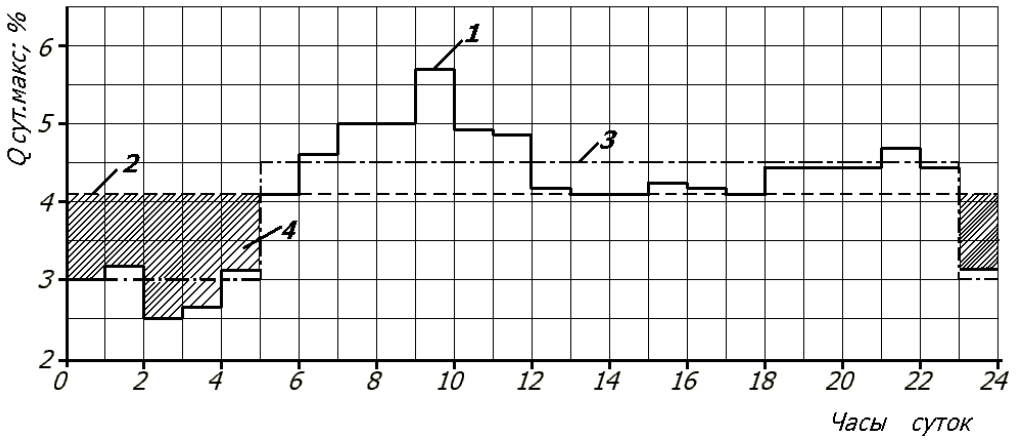


Рис. 58. Совмещенный график ступенчатого водопотребления и работы насосов:
1 – водопотребление; *2*, *3* – подача насосов, соответственно, равномерная и ступенчатая; *4* – регулирующая емкость

Для определения режима работы насосов и вместимости бака водонапорной башни удобнее пользоваться интегральным графиком. Ординаты интегральных графиков дают суммарное количество воды, поданной с начала суток до каждого рассматриваемого часа. На рис. 59 приведен интегральный график водопотребления (линия *1*), совмещенный с интегральным графиком подачи воды насосной станцией второго подъема при равномерном (линия *2*) и ступенчатом (линия *3*) режимах, соответствующих расчету по табл. 3.

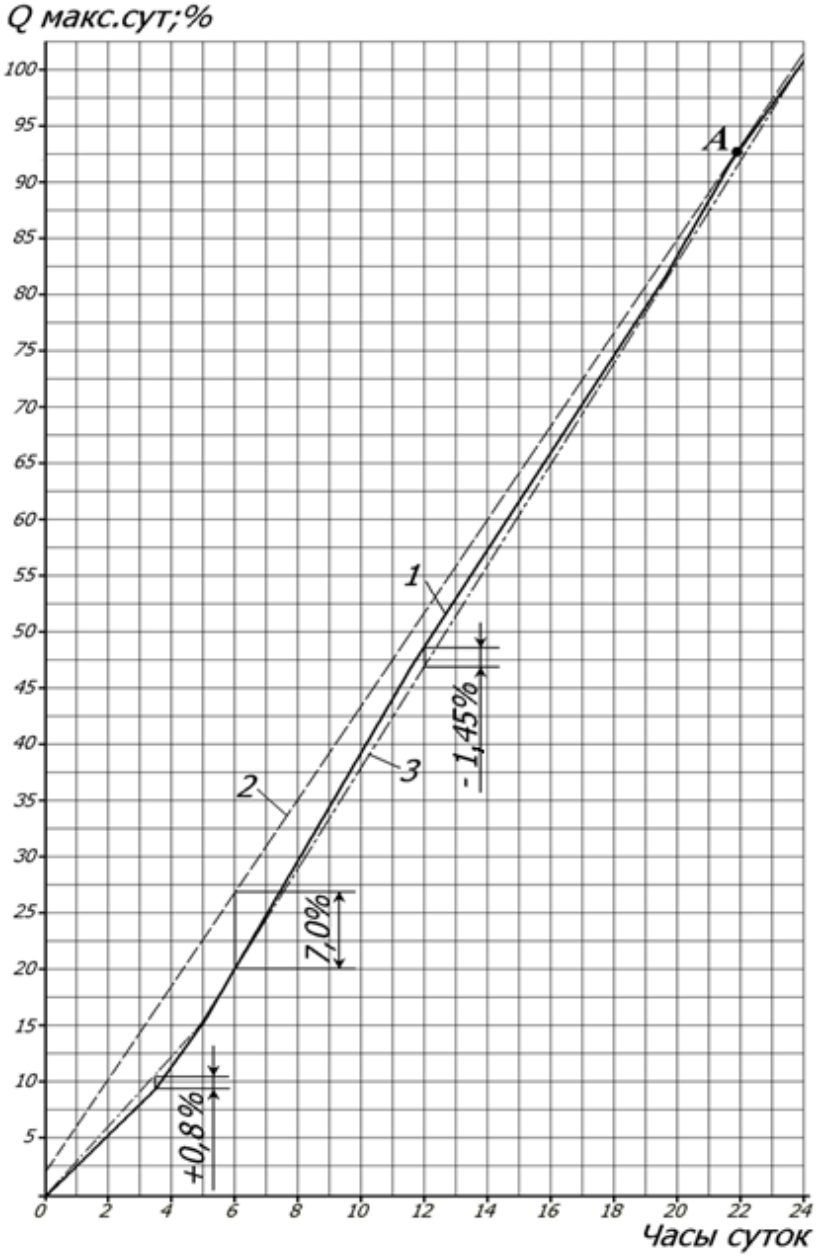


Рис. 59. Интегральный график:
1 – водопотребление; *2*, *3* – соответственно, равномерная и ступенчатая подачи

Тангенс угла наклона интегральной кривой с оси абсцисс характеризует интенсивность расходования воды и подачи воды за соответствующий промежуток времени.

Подача воды насосами представлена ломаной линией, точки излома которой соответствуют моментам времени изменения подачи воды насосной станцией, т. е. моментам пуска и остановки отдельных насосных агрегатов. Требуемую аккумулирующую емкость определяют по интегральному графику как сумму абсолютных величин максимальных отрицательной и положительной разностей ординат кривых подачи и водопотребления. Например, при ступенчатой работе насосов вместимость бака составит $0{,}8 + |-1{,}45| = 2{,}25$ %. Если кривую подачи (линию *2*) сдвинуть влево вдоль оси абсцисс таким образом, чтобы она стала касательной к наиболее выпуклой части кривой потребления (точка А), то разности ординат линий *1* и *2* будут одного знака, а максимальная разность ординат даст расчетную величину регулирующей емкости.

Анализ режимов работы насосных станций показывает, что при ступенчатой работе насосов происходит снижение требуемой полной высоты подъема воды, что ведет к уменьшению высоты бака. Как видно из приведенного примера, при ступенчатой работе насосов вместимость бака водонапорной башни может быть значительно (почти в 3 раза) меньше, чем при равномерной работе, но зато увеличивается площадь насосной станции вследствие установки большего числа насосов. В ряде случаев увеличивается и диаметр водоводов, так как при ступенчатой работе они должны быть рассчитаны на пропуск большего количества воды, чем при равномерной.

При определении общего объема резервуара водонапорной башни следует учитывать, что, кроме регулирующей емкости, резервуар должен еще содержать противопожарный запас воды. Таким образом, общий объем резервуара:

$$W_Р = W_{РЕГ} + W_{ПОЖ}, \text{ м}^3,$$

где $W_Р$ – общий объем резервуара, м^3; $W_{РЕГ}$ – регулирующий объем резервуара, м^3; $W_{ПОЖ}$ – противопожарный запас, м^3.

Пожарный объем в баках водонапорных башен должен быть рассчитан на десятиминутную продолжительность тушения одного наружного и одного внутреннего пожара при одновременном наибольшем расходе на другие нужды, т. е.

$$W_{пож}\ \frac{q_{пож}+q^{*}_{пож}}{1000}\cdot 60\cdot 10,\ м^3,$$

где $q_{пож}$ – расход на тушение одного наружного пожара, л/с, принимается по заданию; $q^{*}_{пож}$ – расход на тушение одного внутреннего пожара, ориентировочно можно принять 5 л/с.

При отсутствии в составе водопроводной сети водонапорной башни, что характерно для средних и крупных городов, режим работы насосной станции второго подъема максимально приближают к графику водопотребления, принимая его ступенчатым.

При установлении режима работы насосной станции второго подъема на сеть без башни для обеспечения подачи необходимого количества воды потребителям необходимо, чтобы каждый час суток производительность рабочих насосов была равна или несколько превышала водопотребление. Непрерывное изменение водопотребления и соответствующее изменение потерь напора и давлений в сети будут вызывать также непрерывные изменения подачи воды насосами, обусловленные свойством саморегулирования центробежных насосов, связанным с особенностями их характеристики Q – H.

Превышение подачи над потреблением воды вызовет за счет саморегулирования увеличение напора в сети и приведет к некоторому перерасходу электроэнергии. Однако при удачном выборе режима работы насосов может оказаться, что такое решение экономически выгоднее варианта с водонапорной башней.

4.2. Определение количества, материала и диаметра всасывающих и напорных трубопроводов

Количество всасывающих линий должно быть не менее двух. При выключении одной линии остальные должны быть рассчитаны на пропуск полного расчетного расхода.

Трубопроводы в насосной станции, а также всасывающие линии за пределами насосной станции выполняются из стальных труб на сварке. Диаметры труб внутри насосной станции и всасывающих линий за пределами насосной станции желательно принимать в зависимости от рекомендуемых значений скорости движения воды в трубопроводах (табл. 5).

Таблица 5

Скорость движения воды в трубопроводах

Диаметр труб, мм	Скорость в трубопроводе, м/с	
	всасывающем	напорном
До 250	0,6…1,0	0,8…2,0
250…800	0,8…1,5	1,0…3,0
Более 800	1,2…2,0	1,5…4,0

Количество напорных водоводов за пределами насосной станции (не менее двух) принимают согласно заданию на проектирование. Напорные водоводы изготавливаются из железобетонных, чугунных, асбестоцементных, пластмассовых или стальных труб. При выборе материала труб следует учитывать величины потребных напоров, агрессивность грунтов и транспортируемой воды, условия эксплуатации трубопроводов и экономические факторы.

Диаметры напорных трубопроводов (водоводов) определяют по расчетному расходу насосной станции ($Q_{НС}$, л/с), приходящемуся на один водовод, исходя из величины экономической скорости.

4.3. Определение полной высоты подъема

Определение полной высоты подъема насосов второго подъема может быть произведено лишь после полного расчета сети и определения высоты водонапорной башни. Напор на станции должен быть достаточным для обеспечения требуемого свободного напора в обслуживаемом насосной станцией пункте или на промышленном предприятии, с учетом потерь напора в сети и рельефа местности.

При проектировании насосных станций второго подъема может быть несколько вариантов взаимного расположения насосной станции, башни и сети. Для каждого из вариантов определение полной высоты подъема воды имеет свои особенности. Ниже рассмотрены наиболее часто встречающиеся варианты.

Работа насосной станции на сеть без водонапорной башни

В этом случае насосная станция второго подъема должна обеспечить подачу необходимого количества воды с необходимым напором в диктующую точку сети. Диктующая точка – это наиболее неблагоприятная точка в сети, определяющая необходимый напор насосной

станции второго подъема. Как правило, диктующая точка наиболее удалена от насосной станции или расположена на наиболее высокой отметке местности. Если в диктующей точке насосной станцией обеспечивается необходимый свободный напор, то во всех других точках сети величина действительного свободного напора будет превышать необходимое его значение (рис. 60).

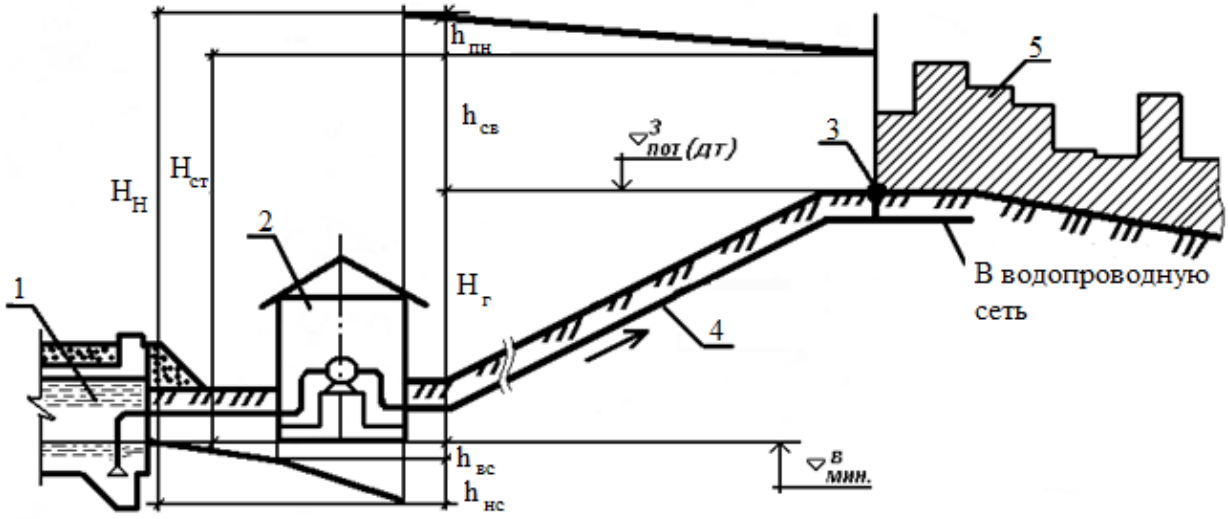


Рис. 60. Схема подачи воды насосной станцией второго подъема в сеть без водонапорной башни:
1 – резервуар чистой воды; *2* – насосная станция; *3* – диктующая точка сети; *4* – водоводы; *5* – потребители воды

Полная высота подъема насосов в этом случае:

$$H_Н = H_Г + h_{ВС} + h_{НС} + h_{ПН} + h_{СВ}, \text{ м},$$

где $H_Г$ – геометрическая высота подъема, определяемая как разность заданных отметок поверхности земли в диктующей точке $\nabla^З_{дт}$ и минимального уровня воды в резервуаре чистой воды $\nabla^В_{мин}$:

$$H_Г = \nabla^З_{дт} - \nabla^В_{мин}, \text{ м},$$

где $h_{ВС}$ – потери напора во всасывающей линии при удаленном расположении насосной станции от резервуара чистой воды (РЧВ), принимаемые в пределах 0,5…1,0 м; при совмещенном или малом удалении насосной станции от РЧВ $h_{ВС}$ отдельно не учитываются и эти потери включаются в величи-

ну $h_{НС}$; $h_{НС}$ – сумма потерь напора во внутренних коммуникациях насосной станции, принимаемая равной 3...5 м; $h_{СВ}$ – свободный напор на уровне поверхности земли в диктующей точке, величина которого зависит от характера объекта водопотребления и приводится в задании на проектирование; $h_{ПН}$ – сумма потерь напора в наружном напорном водоводе и сети.

В зависимости от места расположения диктующей точки (в начале, в конце или в промежуточном месте сети) и насосной станции второго подъема (далеко от сети или вблизи нее) величина $h_{ПН}$ может быть определена следующим образом:

а) при расположении насосной станции на значительном удалении от сети и диктующей точки в начале сети

$$h_{ПН} = h_{ВОД},$$

где $h_{ВОД}$ – сумма потерь напора в наружном водоводе от насосной станции до диктующей точки;

б) при расположении насосной станции на значительном удалении от сети и диктующей точки в конце или в промежуточном месте сети

$$h_{ПН} = h_{ВОД} + h_{СЕТИ},$$

где $h_{СЕТИ}$ – сумма потерь напора сети от её начала до диктующей точки;

в) при расположении насосной станции вблизи сети и диктующей точки в начале сети $h_{ПН} = 0$;

г) при расположении насосной станции вблизи сети и диктующей точки в конце или в промежуточном месте сети $h_{ПН} = h_{СЕТИ}$.

С целью максимального сокращения расчетов в курсовом проекте, не связанных непосредственно с проектированием насосной станции, обычно предусматривается (если не заданы дополнительные требования) случай, когда необходимо определять величину $h_{ВОД}$.

Сумма потерь напора в наружном водоводе определяется по таблицам для гидравлического расчета трубопроводов. Для приближенных расчетов местные сопротивления длинных трубопроводов принимаем равными 10 % потерь на трение. Таким образом, сумма потерь напора составит:

$$h_{ВОД} = 1{,}1 \cdot i \cdot \ell \text{ , м},$$

где i – гидравлический уклон, м/км, обычно определяемый по таблицам для гидравлического расчета трубопроводов под редак-

цией Ф.А. Шевелёва как 1000i; ℓ – длина водовода, км; 1,1 – коэффициент, учитывающий потери напора в местных сопротивлениях.

Потери напора определяются по максимальному часовому расходу насосной станции, отнесенному к одному напорному водоводу.

При необходимости рассмотрения других случаев потери напора в сети ($h_{СЕТИ}$) принимаются по заданию.

Анализируя рис. 60 и формулу

$$H_Н = H_Г + h_{ВС} + h_{НС} + h_{ПН} + h_{СВ}, м,$$

можно делать вывод, что статический напор $H_{СТ}$ является суммой следующих слагаемых:

$$H_{СТ} = H_Г + h_{ВС}, м,$$

где обозначения аналогичны тем, что приведены в ранее приведенной формуле.

Работа насосной станции при расположении водонапорной башни в начале сети

Высотная схема работы насосной станции при работе её на водонапорную башню, расположенную в начале сети, приведена на рис. 61. Характерным для такой системы является то, что высота башни, а следовательно и полная высота подъема воды насосами зависит от потерь напора в сети при максимальном водоразборе. Поскольку данным проектом расчет водопроводной сети не предусматривается, высота башни $H_Б$ принимается по заданию на проектирование.

В этом случае полная высота подъема воды насосной станцией второго подъема:

$$H_Н = H_Г + H_Р + H_Б + h_{ВС} + h_{НС} + h_{ПН}, м,$$

где $H_Р$ и $H_Б$ – высота, соответственно, резервуара и ствола водонапорной башни, м.

В этом случае, определяя напор насосной станции по вышеприведенной формуле, высоту резервуара водонапорной башни $H_Р$ принимают в зависимости от его емкости и рекомендуемого соотношения

$$\frac{H_р}{Д_р} = 0{,}5 \ldots 1{,}2,$$

где $Д_Р$ – диаметр резервуара,

а также учитывая, что величина $h_{ПН}$ равна потерям напора в напорных водоводах, определяемых по формуле: $h_{ВОД} = 1{,}1 \cdot i \cdot \ell$, м.

Тогда геометрическая высота подъема воды $H_Г$ определяется как разность отметок поверхности земли у башни $\nabla_б^З$ и минимального уровня воды в резервуаре чистой воды $\nabla_{мин}^В$. Статический напор при такой схеме подачи воды насосной станцией является суммой следующих слагаемых (рис. 61):

$$H_{СТ} = H_Г + h_{ВС} + H_Б + H_Р, \text{ м.}$$

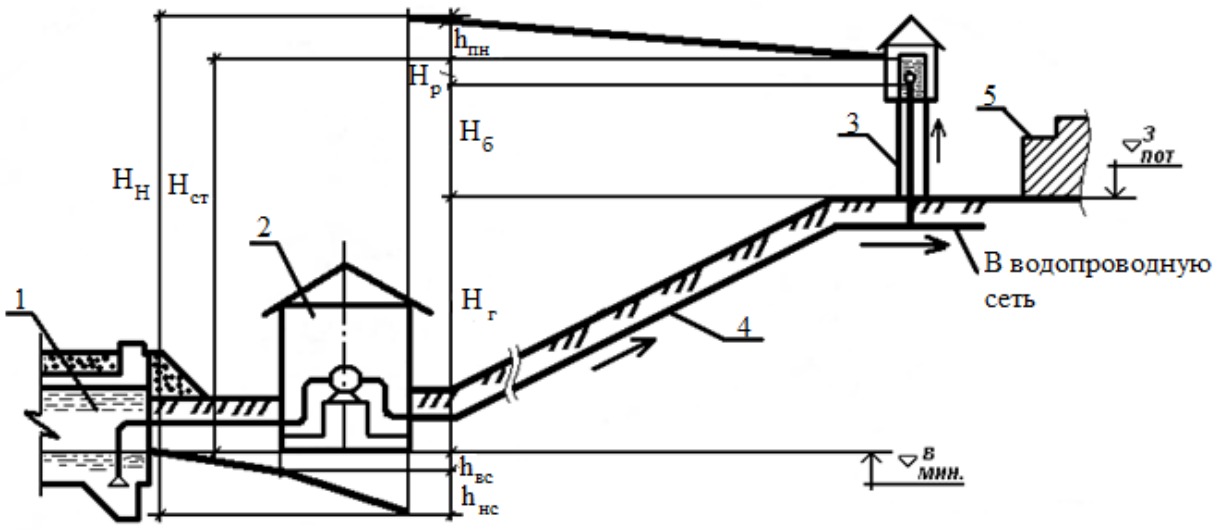


Рис. 61. Схема подачи воды насосной станцией второго подъема в сеть при водонапорной башне в начале сети:
1 – резервуар чистой воды; *2* – насосная станция; *3* – водонапорная башня; *4* – водоводы; *5* – потребители воды

Работа насосной станции при расположении водонапорной башни в конце сети (с контррезервуаром)

Высотная схема работы насосной станции при работе её на водонапорную башню, расположенную в конце сети, приведена на рис. 62.

При определении полной высоты подъема воды насосами надо исходить из следующих случаев работы насосной станции:

а) часы максимального водопотребления, когда часть воды подаётся насосной станцией, а другая часть поступает в сеть из водонапорной башни;

б) часы малого водопотребления, когда вода, подаваемая насосами, поступает в основном транзитом в башню.

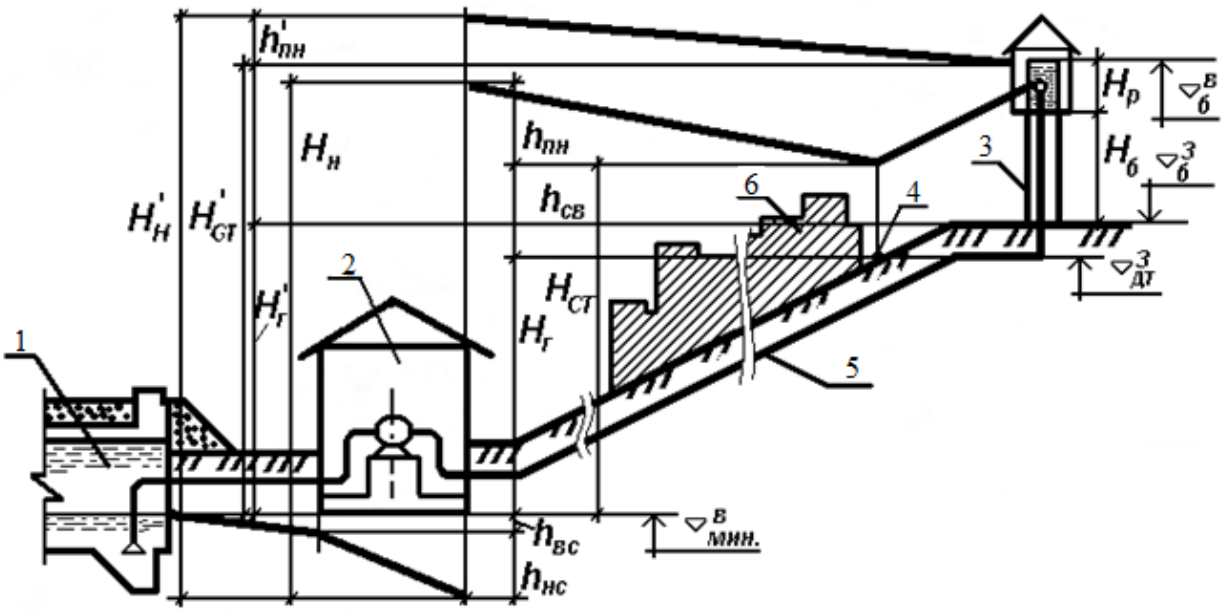


Рис. 62. Схема подачи воды насосной станцией второго подъема в сеть при водонапорной башне в конце сети:
1 – резервуар чистой воды; *2* насосная станция;
3 – водонапорная башня; *4* – диктующая точка сети;
5 – водоводы и сеть; *6* – потребители воды

Для обоих случаев обычно требуются различные напоры насосов. При максимальном водопотреблении (случай (а)) определение полной высоты подъёма насосов Н производится аналогично, как и при работе насосной станции на сеть без водонапорной башни. При этом учитывают, что в качестве диктующей точки принимается точка схода, тогда свободный напор в ней $h_{СВ}$ и потери напора в водопроводной сети принимаются по заданию.

При минимальном водопотреблении (случай (б)) напор насосов определяется из условия подачи воды в башню. Полная высота подъёма при этом определится по формуле (см. рис. 62):

$$H'_н = H'_г + H_Р + H_Б + h_{ВС} + h_{НС} + h'_{ПН}, \text{ м},$$

где $H'_н$, $H'_г$, $h'_{ПН}$ – при минимальном водопотреблении, соответственно, напор насосной станции, геометрическая высота подъёма воды, сумма потерь напора в наружном напорном водоводе и сети (определяется аналогично, как и при работе насосной станции без водонапорной башни), м.

В этом случае, определяя напор насосной станции по вышеприведенной формуле, высоту резервуара водонапорной башни $H_Р$ принимают в зависимости от его емкости и рекомендуемого соотношения.

Статический напор при этом определится как

$$H'_{ст} = H'_{г} + h_{вс} + H_{Б} + H_{Р}.$$

Напор насосов следует принимать равным наибольшему из полученных в двух рассмотренных случаях. Статический напор принимается аналогично предыдущим ситуациям.

4.4. Подбор насосов и двигателей

Выбор насосов

По установленному ранее режиму работы насосной станции и её производительности $Q_{НС}$, количеству рабочих насосов $N_Н$ и потребному напору $H_Н$ (полной высоте подъема воды) при случаях работы системы водопотребления без пожара и при пожаре, по сводным графикам полей насосов соответствующего типа либо по паспортам насосов выбирают тип и марку рабочих насосов. В этом случае подача одного насоса $Q_Н$, соответствующая расчетной (требуемой) производительности насосной станции $Q_{НС}$, определяется как

$$Q_Н = \frac{Q_{НС}}{N_Н}. \qquad (1)$$

Для станций малой производительности наибольшее применение находят насосы с горизонтальным валом типа «К», а для станций средней и большей производительности – типа «Д». Широкая номенклатура насосов этих типов, выпускаемая отечественной промышленностью, позволяет выбрать агрегат, наилучшим образом отвечающий условиям эксплуатации.

Рабочие зоны каждого типоразмера насосов представлены на сводных графиках в виде криволинейных параллелограммов. Верхняя криволинейная линия каждого поля – характеристика насоса с наибольшим, а нижняя, соответственно, с наименьшим заводским диаметром рабочего колеса. Рабочая зона в заводских паспортах на характеристике Q – H ограничена волнистыми линиями. При этом режимная точка насоса должна находиться в пределах рекомендуемой рабочей зоны насоса и располагаться не выше кривой Q – H.

Для выбранного насоса выписывают его марку, габаритные размеры, число оборотов и массу насоса. Каталожные характеристики насосов снимают на миллиметровку, кальку или ксерокопируют и вкладывают в пояснительную записку. При этом целесообразно применять насосы одного типа и марки, а также насосы, имеющие максимальное КПД в режимной точке.

Резервные насосы выбираются той же марки, что и рабочие, а их количество принимается согласно каталогам.

Напор (каталожный) подобранного насоса должен быть равен расчетному $H_Н$ или превосходить его не более чем на 1,5…2,0 м. Если это условие не выполняется, то требуется либо корректировка числа оборотов двигателя, либо обточка рабочего колеса насоса.

Обточка рабочего колеса

Расчет необходимой степени обточки рабочего колеса начинают с определения коэффициента быстроходности:

$$n_S = \frac{3{,}65n\sqrt{Q_{ОПТ}}}{H_{ОПТ}^{3/4}},$$

где n – частота вращения, мин$^{-1}$; $Q_{ОПТ}$ и $H_{ОПТ}$ – значения, соответственно, подачи, м^3/с, и напора, м, соответствующие максимальному значению КПД выбранного насоса при нормальном диаметре рабочего колеса.

При использовании одноколесных насосов с двухсторонним входом в рабочее колесо (марки «Д») под корнем вместо $Q_{ОПТ}$ подставляется $\frac{Q_{опт}}{2}$. После этого строят кривую пропорциональности (рис. 63) с использованием формулы:

– для насосов с $n_S < 150$ – $H = kQ^2$;

– для насосов с $n_S > 150$ – $H = kQ$.

Коэффициенты пропорциональности находят по формулам:

– для насосов с $n_S < 150$ – $k = \frac{H_н}{(Q_н)^2}$;

– для насосов с $n_S > 150$ – $k = \frac{H_н}{Q_н}$.

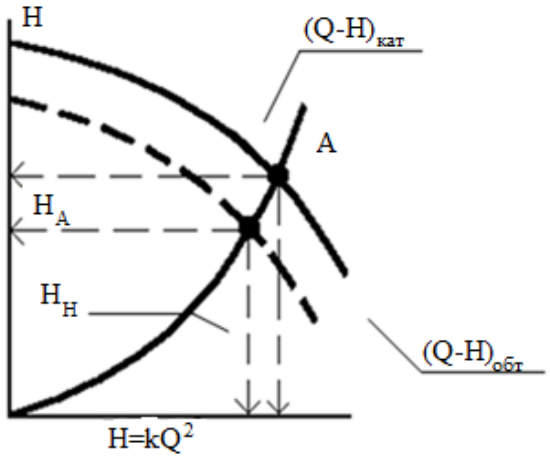


Рис. 63. Пример построения кривой пропорциональности
и характеристики Q – H обточенного колеса

Задаваясь величиной Q в количестве 6…10 значений, меньших и больших Q_H, определяют соответствующие значения H и по ним строят кривую пропорциональности $H = kQ^2$ или $H = kQ$. В ряду принятых величин Q должна быть и величина Q_H, которую располагают во второй половине ряда значений.

Пересечение кривой пропорциональности с каталожной характеристикой Q – H выбранного насоса с нормальным диаметром рабочего колеса даст точку A с координатами Q_A и H_A. По абсциссе Q_A определяют требуемый диаметр рабочего колеса: $Д_{ОБТ} = Д\frac{Q_H}{Q_A}$. Получив величину $Д_{ОБТ}$, определяют степень обточки $= К = \frac{Д - Д_{ОБТ}}{Д}\ 100\ \%$ и сравнивают с допустимой. Возможны следующие пределы обточки колёс в зависимости от коэффициента быстроходности:

– для колес с $60 < n_S < 120$ – не более 15…20 %;

– для колес с $120 < n_S < 200$ – не более 11…15 %;

– для колес с $200 < n_S < 300$ – не более 7…11 %.

Если степень обточки находится в пределах рекомендуемых значений, то по известным значениям Q, H, N, η, взятым из каталога при нормальном диаметре рабочего колеса Д, определяют величины:

– для насосов с $n_S < 150$:

$$Q_{ОБТ} = \frac{Д_{ОБТ}}{Д}Q;\ H_{ОБТ} = \left(\frac{Д_{ОБТ}}{Д}\right)^2 \cdot H;\ N_{ОБТ} = \left(\frac{Д_{ОБТ}}{Д}\right)^3 \cdot N;\ \eta_{ОБТ} = 1 - (1-\eta)\left(\frac{Д}{Д_{ОБТ}}\right)^{0,45};$$

– для насосов с $n_S > 150$:

$$Q_{ОБТ} = \left(\frac{Д_{ОБТ}}{Д}\right)^2 \cdot Q; \qquad H_{ОБТ} = \left(\frac{Д_{ОБТ}}{Д}\right)^2 \cdot H; \qquad N_{ОБТ} = \left(\frac{Д_{ОБТ}}{Д}\right)^4 \cdot N.$$

По полученным данным строят кривые Q – $H_{ОБТ}$; Q – $N_{ОБТ}$; Q – $\eta_{ОБТ}$, которые используют в дальнейшем анализе совместной работы насосов и водоводов.

Выбор электродвигателей

Для определения мощности двигателя вычисляют сначала мощность на валу насоса $N = \frac{9{,}81 Q_Н \cdot H_Н}{\eta}$, кВт,

где $Q_Н$ и $H_Н$ – соответственно, подача и напор одного насоса, $м^3/с$ и м;

η – коэффициент полезного действия насоса, соответствующий величине расчетной производительности.

Если вал насоса соединен с валом двигателя при помощи муфты, то установленную (расчетную) мощность двигателя определяют по формуле:

$$N_{ДВ} = К_{ДВ} \cdot N \text{, кВт,}$$

где $К_{ДВ}$ – коэффициент запаса мощности двигателя, принимаемый в зависимости от мощности насоса:

Мощность на валу насоса N, кВт	< 20	20 – 50	50 – 300	> 300
Коэффициент запаса мощности $К_{ДВ}$	1,25	1,20	1,15	1,10

В качестве электродвигателей рекомендуется при мощностях до 250 кВт, а в отдельных случаях и при большей мощности, применять к установке асинхронные электродвигатели трехфазного тока с короткозамкнутым ротором.

При больших мощностях в качестве привода используют синхронные электродвигатели, а также асинхронные с фазным ротором, регулируемые по схеме асинхронного каскада. Выбор марок двигателей и их конструктивных и эксплуатационных параметров осуществляется с использованием каталогов или каталогов насосов, в которых приводятся соответствующие параметры двигателей. При этом необходимо, чтобы мощность выбранного двигателя была не меньше определённой по приведенной выше формуле.

4.5. Анализ совместной работы насосов и водоводов

Общие положения

При подборе центробежных насосов на заданный расход необходимо, чтобы полная высота подъема воды $H_Н$ как можно точнее соответствовала напору, развиваемому насосами.

В связи с ограниченным количеством типов центробежных насосов такого соответствия часто достичь без дополнительных мероприятий не удаётся.

Близкое соответствие напора насосов полной высоте подъема воды при заданном расходе может быть достигнуто одним из следующих мероприятий:

– изменением характеристики насоса путем изменения числа оборотов или обточки рабочего колеса;

– изменением диаметра водоводов.

В водопроводных насосных станциях чаще всего имеет место установка нескольких рабочих насосов 2 – 4, а число напорных водоводов также принимается не менее двух. Для точного расчета систем перекачки воды с параллельно работающими насосами и трубопроводами используется анализ совместной работы насосов и трубопроводов с одновременным уточнением потерь напора внутри насосной станции.

Цель этого анализа – определить возможные режимы работы различного количества насосов на один или несколько водоводов, а также необходимость обточки рабочего колеса «каталожного насоса». Для этого на одном графике строят характеристику одного насоса, параллельной работы нескольких рабочих насосов, одного водовода, параллельной работы нескольких водоводов путем сложения абсцисс при одинаковых ординатах.

При расчетах систем с параллельно работающими насосами (в один или несколько водоводов и на сеть) необходимо учитывать, что потери напора в коммуникациях станции (от всасывающей воронки до выхода из станции) зависят от числа включенных насосов. Это означает, что расчетный график, построенный для подачи нескольких насосов в общий напорный трубопровод, не может быть использован для определения рабочей точки в случае работы другого (меньшего) числа насосов в тот же трубопровод. Особенно это важно для станций со ступенчатым режимом работы насосов.

Для упрощения расчета сложных систем рекомендуется применять метод «исправления» характеристик насосов, вычитая из характеристики насоса потери напора во внутренних коммуникациях станции.

Характеристика напорного водовода в этом случае строится без учета потерь напора внутри насосной станции (только из расчета потерь напора в наружном водоводе). При таком построении один график совместной работы действителен для любого числа насосов при подаче в любое число напорных водоводов. На рис. 64 приведен пример такого построения для случая параллельной работы трех насосов на два водовода.

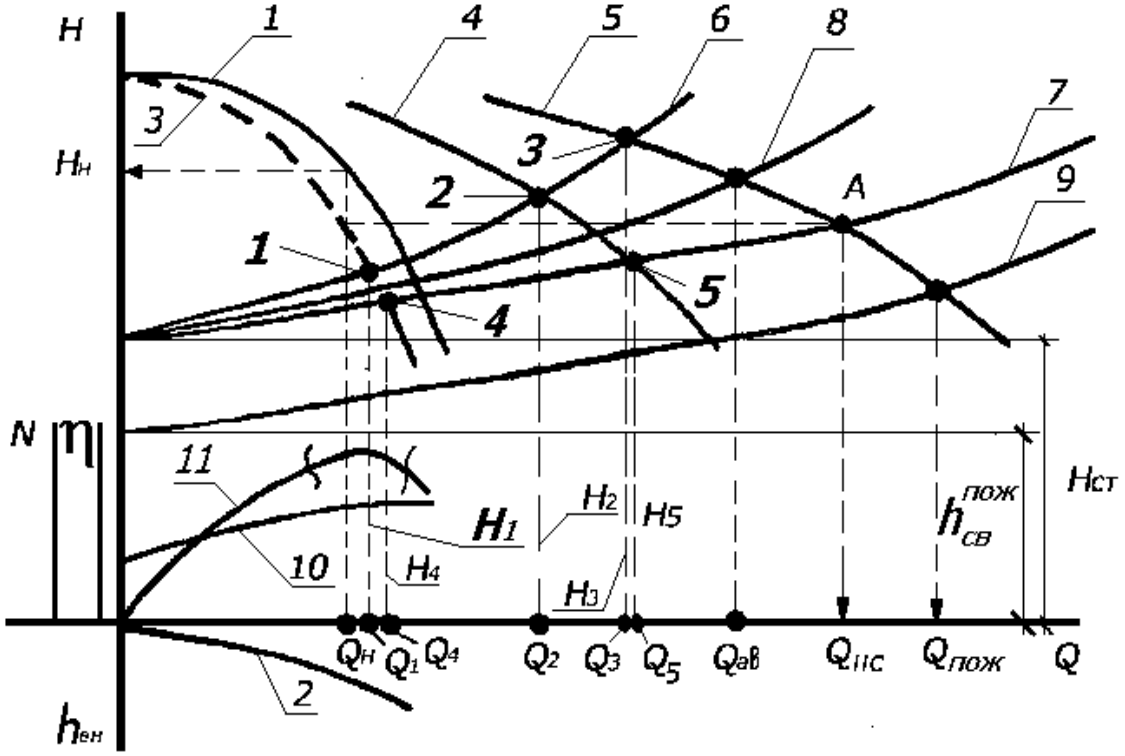


Рис. 64. Пример построения графика совместной работы трех насосов на два водовода:

1 – характеристика Q – H одного насоса (каталожная либо обточенного колеса); *2* – характеристика Q – $h_{НС}$ потерь напора внутри насосной станции; *3* – «исправленная» характеристика Q – $H_{ИСПР}$ одного насоса; *4* – характеристика Q – H_{1+2} двух насосов; *5* – характеристика Q – H_{1+2+3} трех насосов; *6* – характеристика одного водовода Q – $h_{ВОД}$; *7* – характеристика двух водоводов $(Q - h_{ВОД})_{1+2}$; *8* – характеристика $(Q - h_{ВОД})_{1+2}$ при аварии; *9* – характеристика $(Q - h_{ВОД})_{1+2}$ водоводов при пожаре; *10* – характеристика Q – N; *11* – характеристика Q – η; 1…5 – режимные точки (табл. 6)

Порядок выполнения работ

Построение совместных характеристик насосов при параллельной работе в систему водоводов проводят в следующем порядке:

1. Из каталога графические характеристики Q – H и Q – η переносятся в систему координат Q – H (рис. 64, кривая *1*). В случае произведенной обточки рабочего колеса переносятся характеристики Q – $H_{ОБТ}$ и Q – $\eta_{ОБТ}$ обточенного колеса.

2. Строится кривая потерь напора во всасывающих трубопроводах и во внутренних коммуникациях насосной станции Q – $h_{НС}$ (см. рис. 64). Для этого определяется гидравлическое сопротивление насосной станции:

$$S_{нс} = \frac{h_{нс}}{(Q_{Н})^2},$$

где $h_{НС}$ – принятые ранее при определении $H_Н$ значения потерь напора во внутренних коммуникациях насосной станции, м;

$Q_Н$ – расчетная производительность одного насоса, $м^3/с$.

Определив $S_{НС}$ и задаваясь 5…6 значениями Q в пределах характеристики насоса, определяют величину потерь напора: $h_{нс} = S_{нс} \cdot Q^2$. Результаты заносят в табл. 6 и используют для построения графика Q – $h_{НС}$ (см. рис. 64, кривая *2*).

Таблица 6

Расчетные данные для построения характеристики Q – $h_{НС}$ и Q – $H_{ИСПР}$

Расход Q, $м^3/с$	Расход Q^2, $м^3/с$	Потери напора $h_{нс} = s_{нс} \cdot Q^2$, м	Напор насоса (по каталогу) H, м	«Исправленный» напор H – $h_{НС}$, м
Q_1				
Q_2				
…				
$Q_Н$				
…				

3. Строят «исправленную» характеристику Q – H одного насоса. Для этого при принятых значениях Q из соответствующих им значений H вычитают $h_{ВН}$. Полученные данные заносят в табл. 7 и используют для построения «исправленной» характеристики Q – H (см. рис. 64, кривая *3*).

4. Строится характеристика Q – H параллельной работы двух и т. д. насосов (см. рис. 64, кривые *4*, *5*). Для ее построения необходимо

найти принадлежащие ей точки. На рис. 65 представлен пример построения суммарной характеристики Q – H_{1+2} двух параллельно работающих насосов с одинаковыми характеристиками Q – $H_{1,2}$, поэтому для ее построения удваивается отрезок «ab» = «bc». Подобным же образом находятся и все другие принадлежащие ей точки (на рис. 65, *а* не показаны).

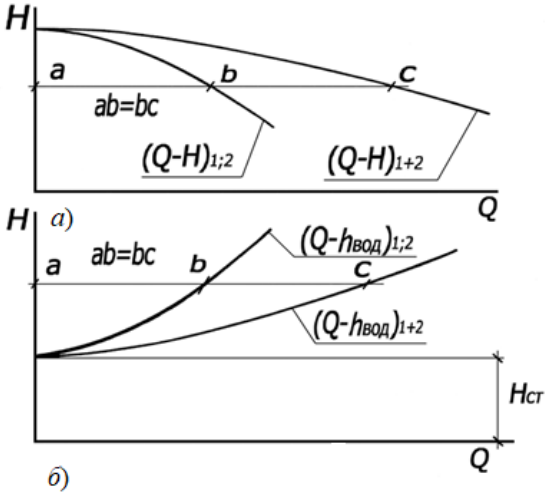


Рис. 65. Схемы построения характеристики Q – H
параллельной работы двух насосов и водоводов:
а – насосы с одинаковыми характеристиками;
б – водоводы одинакового диаметра и материала

5. Строится напорная характеристика одного водовода Q – $h_{ВОД}$ (см. рис. 64, кривая 6). Для этого, задаваясь значениями Q, в зависимости от взаимного расположения насосной станции, регулирующих ёмкостей и водопотребителя, определяют величину потерь напора в водоводе $h_{ВОД}$ или суммарные потери в водоводе и сети $h_{ПН}$ для ранее назначенного диаметра водовода, суммируют их со значениями статического напора $H_{СТ}$. Результаты вычислений заносят в табл. 7 и используют для построения графика $(Q - h_{ВОД})_1$ (см. рис. 64, кривая *6*).

Таблица 7

Расчетные данные для построения характеристики $(Q - h_{ВОД})$

Расход Q, л/с	Гидравлический уклон 1000i, м	Потери напора в водоводе $h_{ВОД} = 1{,}1 \cdot i \cdot \ell$, м	$H_{СТ} + h_{ВОД}$, м
Q_1			
Q_2			
…			
$Q_{нс}$			
…			

6. Строится характеристика Q – $h_{ВОД}$ параллельной работы одного, двух и т. д. водоводов (см. рис. 64, кривая *7*). Построение кривой $(Q - h_{ВОД})_{1+2}$ однотипных водоводов (см. рис. 65, *б*) производится аналогично построению характеристики параллельной работы одинаковых насосов (рис. 65, *а*). В результате получаются точки пересечения характеристик водоводов с характеристиками параллельно работающих насосов (например, А) (см. рис. 64). Эти точки называются режимными. Точка А – точка пересечения характеристики параллельной работы всех рабочих насосов $Q - H_{1+2+3}$; кривая с суммарной характеристикой работы всех водоводов $(Q - h_{ВОД})_{1+2}$ является режимной точкой работы насосной станции. При правильном выборе насосов и построении графика их совместной работы с водоводами координаты этой точки совпадают с полученными ранее значениями $Q_{НС}$ и $H_{Н}$ (см. рис. 65).

Данные из графиков совместной работы насосов и водоводов (см. рис. 65) переносят в табл. 8, и они служат для дальнейшего анализа различных вариантов совместной работы насосов и водоводов. При одинаковом количестве рабочих насосов и водоводов анализ совместной работы можно производить, сравнивая кривые Q – H одного насоса и одного водовода.

Таблица 8

Пример анализа работы насосов и водоводов
в случае работы трех рабочих насосов на два водовода (см. рис. 65)

Число работающих насосов, шт.	Подача работающих насосов, $м^3/с$ (л/с)	Напор работающих насосов, м	КПД насосов, %
При работе на один водовод:			
1	Q_1	H_1	η_1
2	Q_2	H_2	η_2
3	Q_3	H_3	η_3
При работе на два водовода:			
1	Q_4	H_4	η_4
2	Q_5	H_5	η_5
3	$Q_{НС}$	$H_{Н}$	$\eta_{Н}$

Совместная работа насосов и водоводов при аварии

При аварии насосная станция должна обеспечивать подачу не менее 70 % расчетного расхода на хозяйственно-питьевые нужды и по аварийному графику – на производственные нужды. В случае от-

ключения одного из водоводов на ремонт значительно возрастают потери напора в работающих водоводах. Для увеличения пропускной способности водоводов и снижения потерь напора в них устраивают перемычки (рис. 66). В этом случае водоводы работают в одну линию только на участках между перемычками.

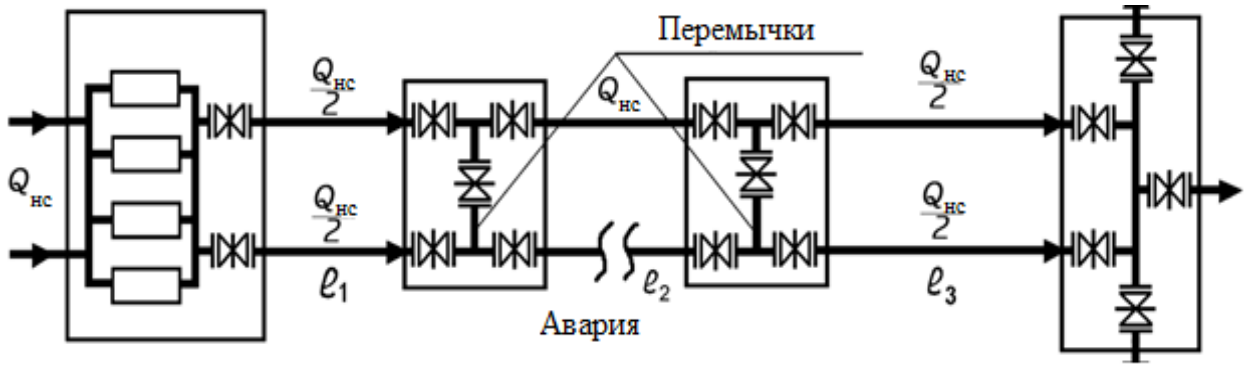


Рис. 66. Пример схемы установки перемычек на водоводах

Для построения характеристики Q – $h_{ВОД}$ водоводов при аварии задаются 5…6 значениями расхода Q, включая величину $Q_{НС}$, и определяют потери напора в водоводах (на примере двух перемычек на двух напорных водоводах):

$$h_{ВОД} = 1{,}1[i_1 \cdot (\ell_1 + \ell_3) + i_2 \ell_2], \qquad (2)$$

где i_1 и i_2 – гидравлический уклон при расходе, соответственно, $\frac{Q_{НС}}{2}$ и $Q_{НС}$; ℓ_1, ℓ_2, ℓ_3 – длины участков между перемычками.

Полученные данные заносятся в табл. 9. Построение характеристики Q – $h_{ВОД}$ при аварии на водоводах производится аналогично, как и при построении характеристики Q – $h_{ВОД}$ при нормальной работе станции.

Таблица 9

Потери напора в водоводах при аварии
на примере устройства двух перемычек

Расход Q, л/с	$\frac{Q_i}{2}$	Гидравлический уклон, м		$H_{СТ} + h_{ВОД}$, м
		$1000i_1$	$1000i_2$	
Q_1				
Q_2				
…				
$Q_{НС}$				

Количество перемычек назначается исходя из расстояния между ними (обычно не более 1…3 км). Если при принятом количестве перемычек не обеспечивается пропуск 70 % расхода воды на хозяйственно-питьевые нужды и работу предприятий, то число перемычек следует увеличить.

Совместная работа насосов при пожаре

Насосная станция второго подъёма должна обеспечивать подачу полного расчетного расхода воды на тушение пожара при наибольшем часовом расходе воды на другие нужды.

Поэтому при пожаре расчетная производительность станции складывается из максимального секундного хозяйственного или производственного расхода (по заданию – $q_{ч.макс}$, л/с) и расчетного секундного расхода воды на тушение пожара:

$$q_{пож} = q_{ч.макс} + q'_{пож}\ , \text{л/с};\ q_{пож} = q'_{пож} \cdot n, \text{л/с},$$

где $q_{ч.макс}$ – максимальный секундный расход в час наибольшего водопотребления, л/с; $q'_{пож}$ – расход на тушение одного наружного пожара, л/с, принимается по заданию; n – количество одновременных пожаров, принимаемое по заданию.

По способу тушения пожара различают водопроводы высокого и низкого давления. В водопроводах высокого давления при пожаре свободный напор должен обеспечивать пожарный гидрант, создавая высоту компактной струи не менее 10 м при полном расходе воды на пожаротушение и расположении пожарного ствола на уровне наивысшей точки самого высокого здания.

В водопроводах низкого давления напор для получения пожарных струй создается передвижными пожарными насосами, подвозимыми пожарной командой к месту пожара и забирающими воду из водопроводной сети через гидранты. При этом свободный напор в сети на уровне земли у места пожара должен быть не менее 10 м.

В населенных местах обычно применяются системы низкого давления. При этом свободный напор в точке пожара ($h_{св}^{пож}$ = 10 м), как правило, меньше величины свободного хозяйственного напора $h_{СВ}$ в этой точке. В то же время при пропуске по сети и водоводам максимального хозяйственного и пожарного расходов потери напора в трубах по сравнению с работой сети без пожара возрастут.

Режим работы насосной станции при пожаротушении следует устанавливать по графику совместной работы насосов и трубопроводов. Характеристика трубопроводов строится путем определения требуемых напоров по приведенным выше формулам.

Для систем с расположением башни в конце сети (с контррезервуаром) их приближенно можно построить параллельным смещением графика характериститики водоводов при подаче хозяйственно-питьевого расхода к диктующей точке на величину

$$\Delta H = H_{ст}^{пож} - H_{СТ}.$$

При расположении башни в начале сети, в зависимости от того, что будет больше – понижение пьезометрической отметки в точке пожара или увеличение при пожаре потерь напора в сети на участке от этой точки до башни, может получиться различное соотношение пьезометрических отметок у башни, т. е. пьезометрическая линия может пойти выше или ниже уровня воды в баке.

В первом случае башня должна быть выключена из работы, во втором – она может работать и во время пожара, но будет быстро опорожнена. Таким образом, при расчете систем низкого давления питание от башни при пожаре учитывать не следует.

Напор, который должны развивать насосы при пожаре, может быть при системе низкого давления больше или меньше напора насосов при работе в обычное время или равен ему и определяется по вышеприведенным формулам. При этом статический напор при пожаре $H_{ст}^{пож}$ рассчитывается по этим же формулам, но с учетом минимального свободного напора при пожаре. Например, при пожаре величина $H_{СТ}$ при работе насосной станции с расположением водонапорной башни в начале сети, определяемая как $H_{СТ} = H_Г + h_{пн} + H_Б + H_Р$, заменяется на

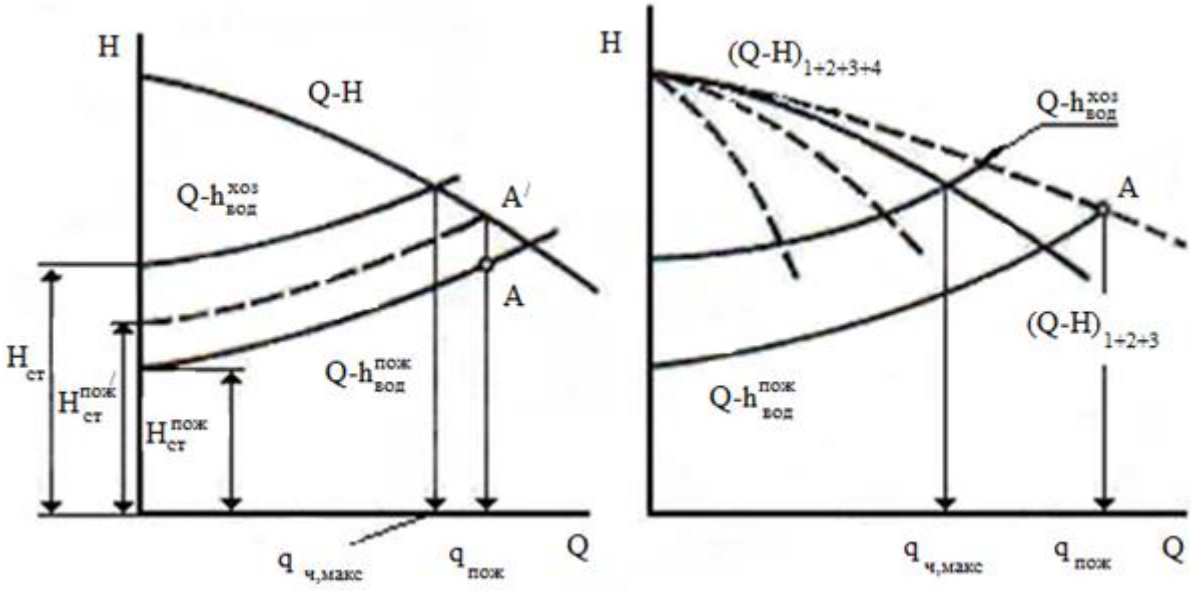
$$H_{ст}^{пож} = H_г + h_{пн} + h_{св}^{пож} = H_г + h_{пн} + 10\,м.$$

Возможны три варианта режимов работы насосной станции при подаче воды на пожаротушение:

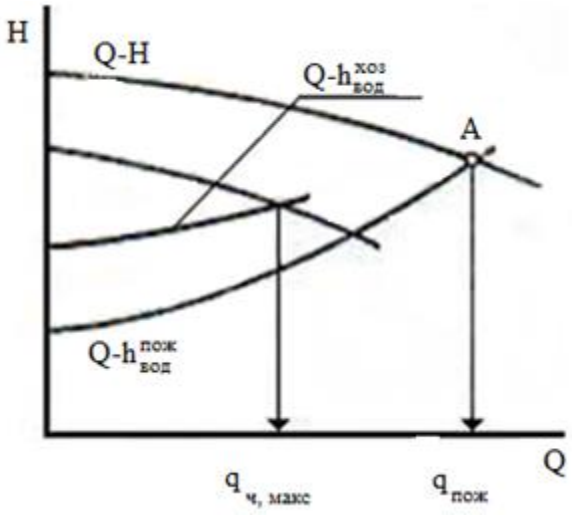
1. Необходимый расход подается основными рабочими насосами за счет снижения напоров в сети (рис. 67, *а*). Снижение статического напора в диктующей точке сети при пожаре ΔH определяют параллельным переносом характеристики трубопроводов.

2. Расход $Q_{нс}^{пож}$ подается включением дополнительных одного-двух насосов того же типоразмера, что и хозяйственно-питьевые (рис. 67, *б*). При этом, соответственно, увеличивается число насосов в насосной станции. Число резервных насосов принимается в соответствии с нормами.

3. Если необходимый напор для пожаротушения больше развиваемого хозяйственно-питьевыми насосами и невозможно решить задачу включением дополнительных насосов, следует устанавливать пожарные насосы требуемого напора $H^{пож}$ с суммарной подачей $Q_{нс}^{пож}$ (рис. 67, *в*). При работе пожарных насосов хозяйственно-питьевые отключают. Для группы пожарных насосов предусматривают один резервный.



а) б)



в)

Рис. 67. Характеристики работы насосной станции при тушении пожара:
а – основными рабочими насосами;
б – основными и дополнительными насосами;
в – специальными противопожарными насосами;
$H_{ст}^{пож'}$ – статический напор при работе основных насосов при пожаре

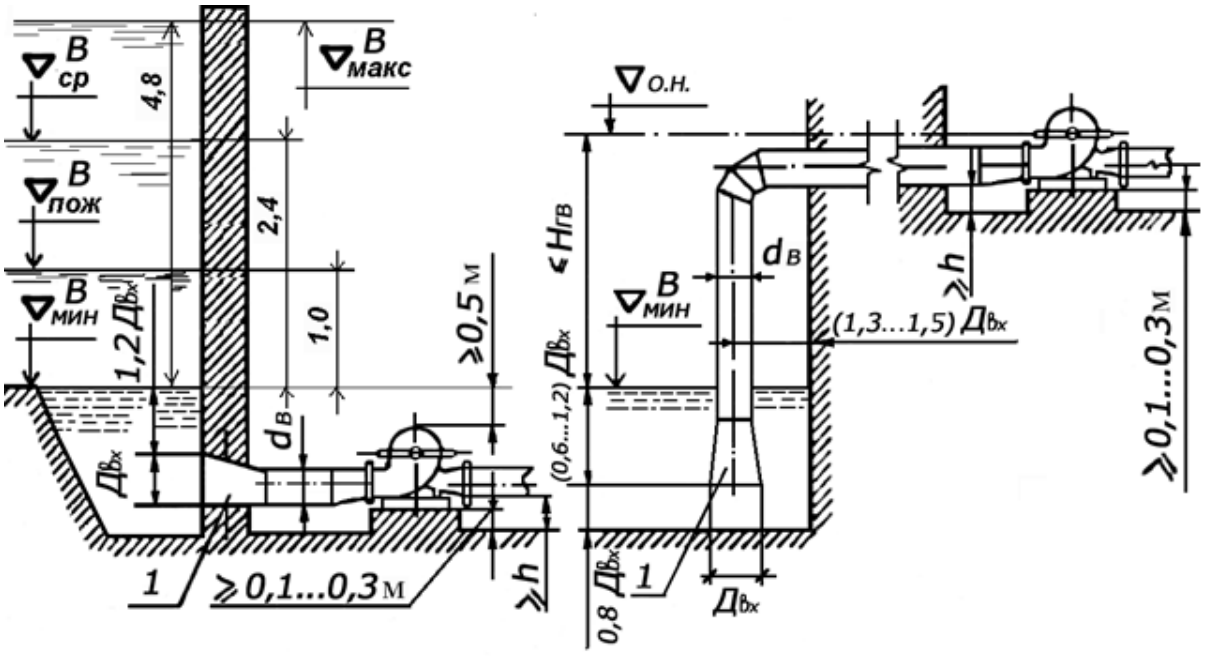
На основании изложенного, после определения режима насосной станции второго подъёма при пожаре (количество, производительность и полная высота подъёма пожарных насосов) необходимо откорректировать подбор насосов и, следовательно, совместный график работы насосов и водоводов как при нормальной работе насосной станции, так и при аварии на водоводах и пожаре (см. рис. 67).

4.6. Размещение оборудования насосной станции

Определение отметки оси насосов

Отметка оси насоса определяется в зависимости от принятой схемы расположения: под заливом или с положительной высотой всасывания. В станциях первой категории, а также в насосных станциях второго подъема, как правило, насосы устанавливаются под залив, при этом отметка оси насоса определяется конструктивно (рис. 68).

На рис. 68 показаны примеры ориентировочных определений отметок оси насосов для различных случаев их установки, если заданы конкретные отметки уровней воды в резервуаре чистой воды (РЧВ).



а) *б*)

Рис. 68. Расположение насосов:
а – под залив; *б* – с положительной высотой всасывания;
h – расстояние до пола, принимается по табл. 10;
1 – приемная воронка

Установка насосов под залив облегчает их пуск и упрощает схему автоматизации насосной станции. У насосов, установленных под залив, верх корпуса должен быть расположен не менее чем на 0,3–0,5 м ниже расчетного уровня в резервуарах чистой воды: для объединённой хозяйственно-пожарной или пожарной группы насосов – ниже уровня пожарного запаса, для хозяйственно-питьевой группы – ниже среднего уровня воды в резервуарах.

Последнее вызвано тем, что нет смысла включать дополнительные насосы и увеличивать подачу насосной станции, когда в РВЧ запас воды на исходе. Если данные о расчетных уровнях и хранении пожарного запаса отсутствуют, уровень хранения пожарного запаса принимают на 1,0 м выше минимально уровня воды в резервуаре, а средний уровень – на 2,4 м выше минимального, при этом все вышеуказанные параметры определяются в задании на проектирование.

При установке насоса с использованием вакуумметрической высоты всасывания отметка оси насоса:

$$\nabla_{\text{о.н}} \le \nabla^{\text{В}}_{\text{мин}} + \text{Н}_{\text{гв}}, \text{ м},$$

где $\text{Н}_{\text{ГВ}}$ – геометрическая высота всасывания, м (см. рис. 68),

$$\text{Н}_{\text{гв}} = \text{Н}^{\text{доп}}_{\text{вак}} - \left(\text{h}_{\text{пв}} + \frac{\upsilon^2}{2\text{g}}\right), \text{ м},$$

где $\text{Н}^{\text{доп}}_{\text{вак}}$ – допустимая вакуумметрическая высота всасывания, принимаемая по характеристике насоса, м; $\text{h}_{\text{ПВ}}$ – максимальные потери напора во всасывающей линии (включая коммуникации внутри насосной станции) от приемной воронки до всасывающего патрубка насоса; υ – скорость во всасывающем патрубке насоса, м/с.

Известно, что удельная энергия потока при входе в насос, отнесённая к его оси, должна быть достаточной для обеспечения скоростей и ускорений в потоке при входе в насос и преодоления сопротивлений без падения давления на входе до величины, ведущей к образованию кавитации. В связи с этим, решающее значение приобретает не абсолютная величина удельной энергии потока, а превышение ее над энергией, соответствующей давлению насыщенных паров

перекачиваемой жидкости. Это превышение называют кавитационным запасом Δh, которое определяется по формуле

$$\Delta h = H_а - H_{вак}^{доп}, \text{ м},$$

где $H_а$ – атмосферное давление при температуре воды 20 °С, м вод. ст. в местности, где сооружается насосная станция.

При температуре воды выше 20 °С из величины $H_{вак}^{доп}$ вычитают давление насыщенного водяного пара.

Учитывая вышеизложенное, в настоящее время для кавитационной характеристики насосов широко используют именно величину Δh, а не $H_{вак}^{доп}$.

Тогда геометрическая высота всасывания определится так:

$$H_{гв} = H_а - \Delta h^{доп} - \left(h_{пв} + \frac{\upsilon^2}{2g} \right), \text{ м},$$

где $\Delta h^{доп}$ – допустимое значение кавитационного запаса, принимаемое по каталожной кавитационной характеристике насоса, м.

Компоновка оборудования и трубопроводов

Расположение насосов и трубопроводов в насосной станции должно отвечать следующим основным требованиям:

– примененный тип насосов должен обеспечить оптимальную компоновку машинного зала и наименьшую его стоимость;

– выбранное число и тип насосов должны обеспечивать перспективное увеличение производительности насосной станции без значительных дополнительных капитальных вложений (например, путем замены насосных агрегатов на более мощные);

– надежность действия;

– удобство, простота и безопасность обслуживания;

– минимальная протяженность трубопроводов и простота их узлов.

Компоновку агрегатов, трубопроводов и другого оборудования рекомендуется проводить в следующей последовательности:

1. Определяют размеры фундамента под агрегат и выбирают схему расположения насосных агрегатов в машинном зале (рис. 69 и 70).

2. Компонуют всасывающие и напорные трубопроводы в машинном зале.

3. Выполняют гидравлический расчет трубопроводов, подбирают арматуру и фасонные части. Тип и размеры арматуры принимаются по справочной литературе. Уточняют потери напора во внутренних коммуникациях насосной станции.

4. Вычерчивают аксонометрическую схему трубопроводов и арматуры внутри машинного зала насосной станции с указанием длины и диаметров трубопроводов.

5. Подбирают вспомогательное насосное и другое технологическое оборудование.

6. Выбирают электрическое оборудование насосной станции.

7. Определяют габариты машинного зала и вспомогательных помещений.

8. Составляют спецификацию оборудования, трубопроводов, арматуры и фасонных частей.

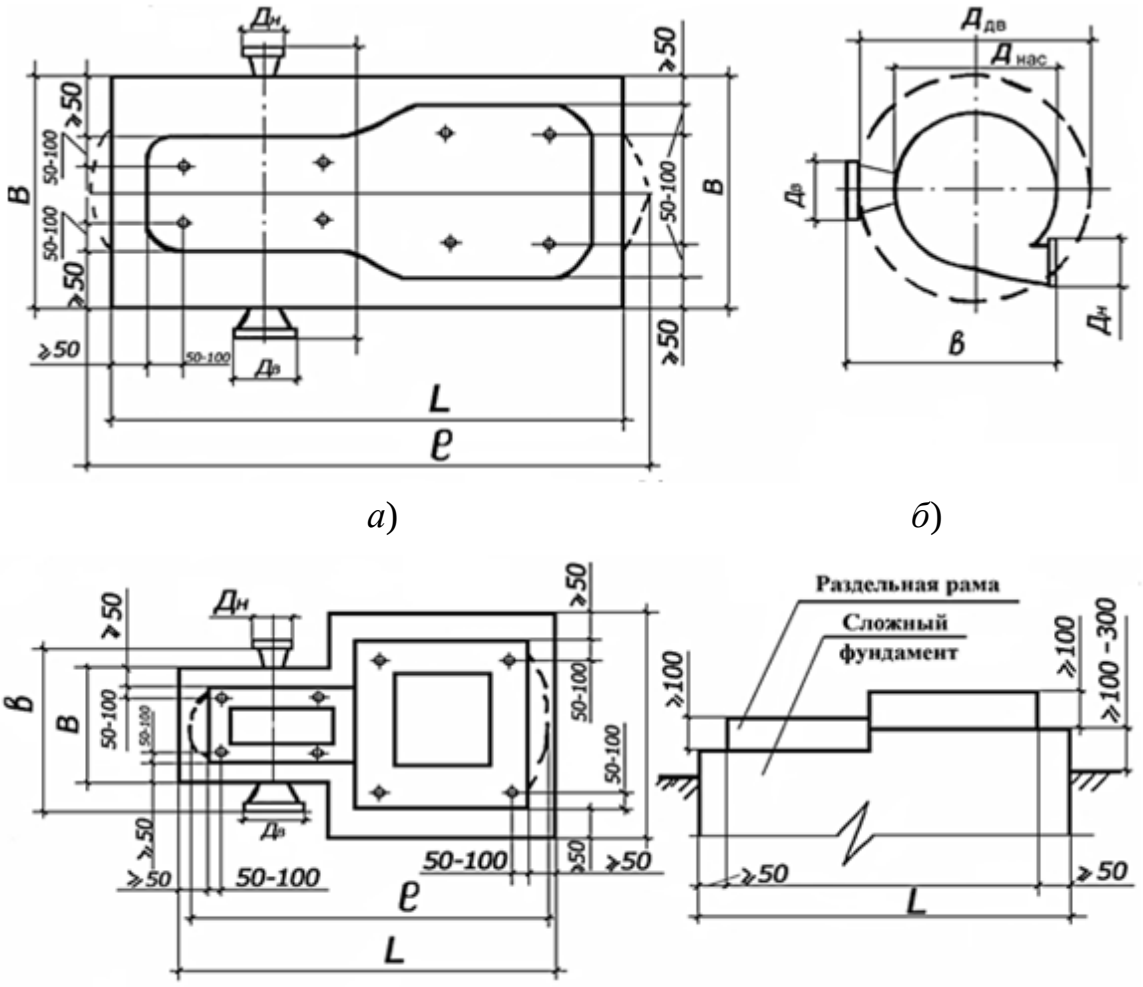
Рама и фундамент под насосный агрегат

Горизонтальные насосы типа «К» и небольшие насосы типа «Д» монтируют с электродвигателями на общей чугунной плите заводского изготовления. Более мощные насосы монтируют на общей или раздельной раме из прокатной стали. Высота рамы принимается не менее 100 мм. Расстояние от края рамы до оси посадочных отверстий – 50…100 мм; до края фундамента – не менее 50…150 мм.

При компоновке вычерчивают фронтальную проекцию насоса и электродвигателя и определяют минимальные размеры фундамента. В плане форма фундамента может быть простой и сложной (см. рис. 69). Высота фундаментов над полом машинного зала принимается не менее 0,1…0,3 м (см. рис. 69 и 70). В заглубленных и полузаглубленных насосных станциях для защиты от возможного затопления при аварии электродвигатели насосов располагаются на высоте не менее 0,5 м от пола. После определения высоты фундамента над полом определяют отметку пола машинного зала.

В наземных и полузаглубленных насосных станциях при низких горизонтах подземных вод глубина заложения фундамента должна быть не менее 0,5…0,7 м.

В обоих случаях масса фундамента должна быть не менее чем в 4 раза больше массы насосного агрегата (насос плюс электродвигатель).



а) *б*) *в*)

Рис. 69. Монтажные пятна насосов:
а, *в* – фундаменты под горизонтальный насос, соответственно, простой и сложный; *б* – фундамент под вертикальный насос; B, L – размеры фундамента; *в*, *ℓ* – размеры выступающих частей; $Д_{НАС}$, $Д_{ДВ}$ – размеры, соответственно, насоса и электродвигателя; $Д_В$, $Д_Н$ – диаметры, соответственно, всасывающего и напорного патрубков

Выбор схемы расположения фундаментов агрегатов

В водопроводных насосных станциях насосные агрегаты в основном располагаются параллельно и перпендикулярно продольной оси здания либо в шахматном порядке, что позволяет уменьшить ширину машинного зала. Последнее характерно для заглубленных насосных станций.

Если понижение уровня грунтовых вод допускает строительство насосной станции в открытом котловане, то её удобней проектиро-

вать прямоугольной в плане. Тогда при большом количестве агрегатов (более 4–5) целесообразно двухрядное размещение агрегатов или их размещение в шахматном порядке.

На рис. 70 показаны некоторые варианты размещения агрегатов в машинном зале. На схеме пунктирной линией обозначен приямок резервуара чистой воды.

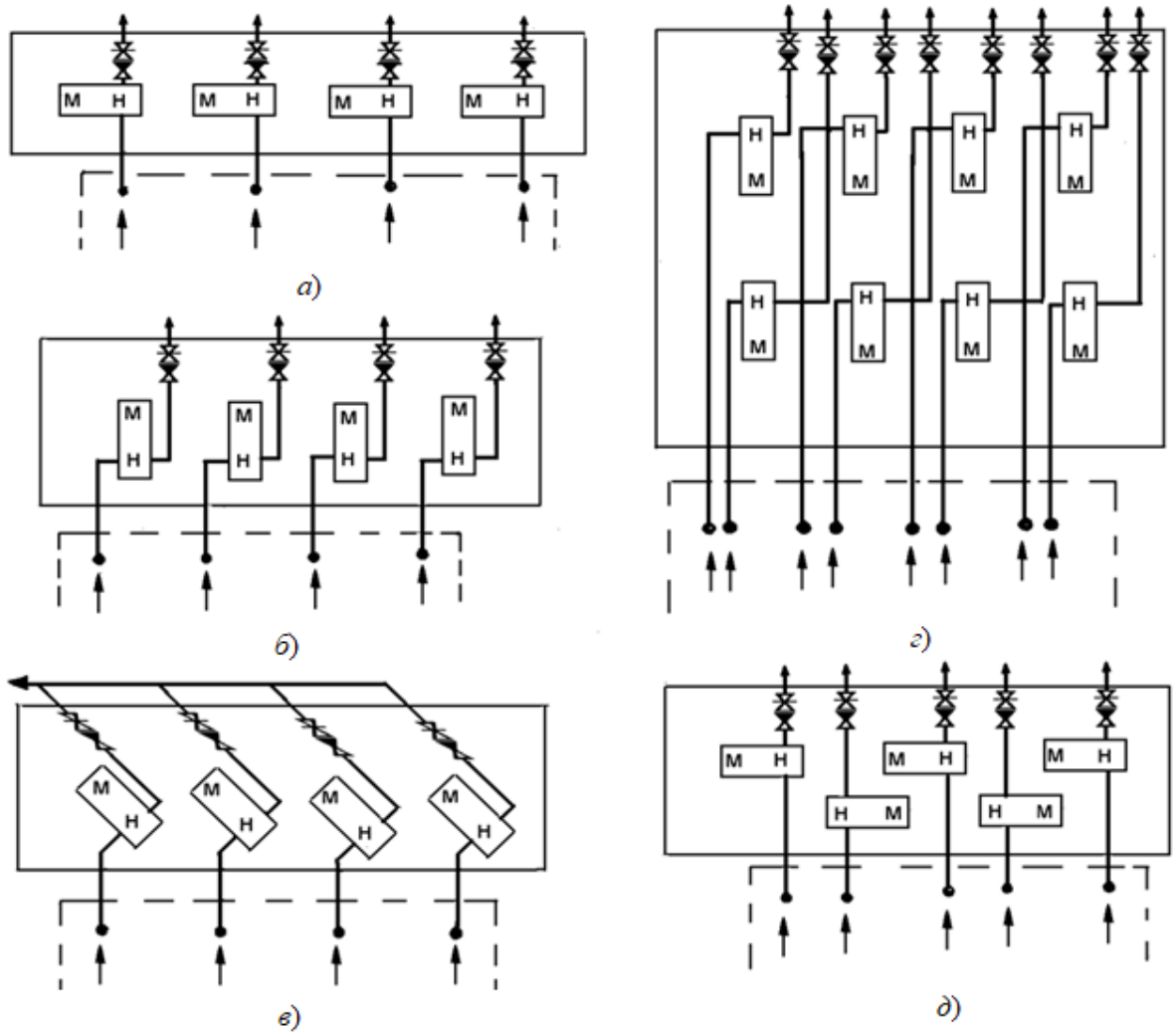


Рис. 70. Схемы расположения агрегатов с горизонтальными центробежными насосами в случае установки насосов не под залив:
Н – насос; М – электродвигатель

Необходимо отметить, что приведенные на рис. 70 схемы применяются в большинстве случаев, когда насосная станция располагается относительно недалеко от РЧВ. В этом случае для обеспечения надежности и удобства эксплуатации целесообразно оборудовать каждый насос собственной всасывающей линией. То же касается насосных станций, расположенных на значительном расстоянии от РЧВ.

В их машинном зале располагается общий для всех насосов трубопровод, от которого может отходить меньшее число всасывающих линий, но не менее двух. Обычно в таких насосных станциях внутри машинного зала устраивается и общий напорный коллектор.

Управление работой насосных агрегатов в этом случае осуществляется путем установки запорно-регулирующей арматуры.

Расстояние между фундаментами насосных агрегатов, а также между агрегатами и стенами зданий должно назначаться с учетом требований. Ширину проходов между выступающими частями насосов, трубопроводов и двигателей (рис. 71) следует принимать не менее: a – между агрегатами, 1 м; b – между агрегатами и стеной, 0,7 м; c – между неподвижными частями оборудования и трубопроводами, 0,7 м; n, m – соответственно, длина насоса и электродвигателя (рис. 71, *в*).

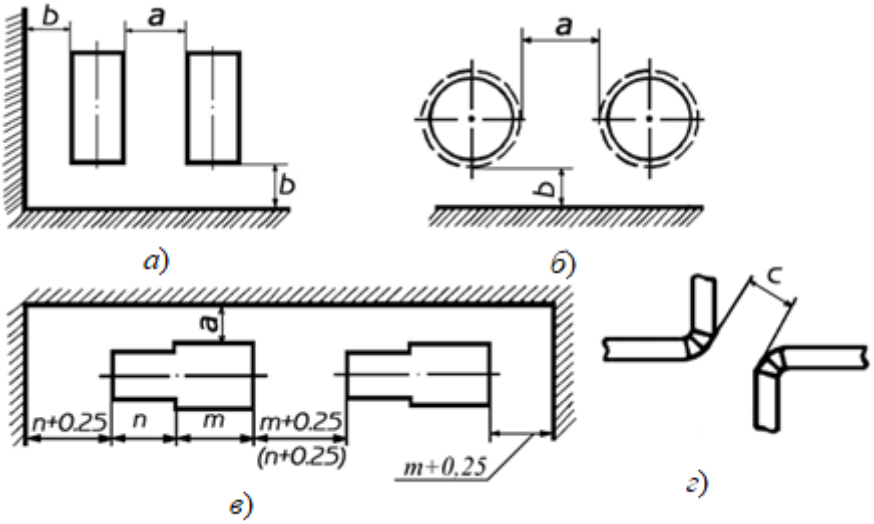


Рис. 71. Схема определения ширины проходов в машинном зале:
а – с горизонтальными насосами; *б* – с вертикальными насосами;
в – с учетом демонтажа ротора электродвигателя;
г – между трубопроводами

У насосов с торцевым разъемом и у большинства электродвигателей вал с рабочим колесом или вал с якорем электродвигателя при разборке выдвигается наружу по направлению оси агрегата. Длина вала приблизительно равна длине насоса или электродвигателя, соответственно. Для больших насосов, ремонт которых производится без демонтажа насоса или электродвигателя, расстояние между агрегатами и стенкой должно приниматься на 0,25 м больше длины вала насоса или электродвигателя.

Всасывающие и напорные трубопроводы

Трубопроводы внутри насосной станции применяются стальные на сварке, фланцы на трубах привариваются только для присоединения арматуры и насосов. Количество и диаметр трубопроводов выбирается согласно указаниям.

При этом, как правило, диаметр этих трубопроводов больше диаметров патрубков насосов. Для их соединения используются переходы эксцентрические (всасывающий трубопровод) и конические (напорный трубопровод). Размеры переходов выбираются по справочной литературе.

Для борьбы с кавитацией необходимо избегать попадания воздуха во всасывающий трубопровод, образования воздушных мешков и обеспечивать минимальные потери в самом трубопроводе и во всасывающей воронке.

Бесперебойная работа насоса и минимум гидравлических потерь во всасывающей линии обеспечиваются также правильным расположением всасывающих труб в приямке РЧВ насосной станции. Расстояние от входного сечения всасывающей трубы до дна и стен камеры или приямка следует принимать таким образом, чтобы скорости подхода воды к приемной воронке были не больше скорости течения во входном сечении. Получающиеся при этом размеры показаны на рис. 68.

Для уменьшения местных потерь при входе потока во всасывающую трубу диаметр входного сечения $Д_{ВХ}$ увеличивают по сравнению с диаметром трубы $d_В$. Обычно принимают $Д_{ВХ} = (1{,}25–1{,}5)d_В$. При центральном угле конусности входной части 8–16° длина её составляет $(3{,}5–7{,}0)(Д_{ВХ} – d_В)$. Приемные клапаны из-за значительных гидравлических сопротивлений, создаваемых ими, устанавливают лишь на небольших и, как правило, временных насосных установках, имеющих диаметр всасывающей трубы не более 300 мм.

При наличии в приямке РЧВ двух и более всасывающих труб расстояние между ними должно быть не менее $(1{,}5–2{,}0)Д_{ВХ}$. Взаимное расположение труб при этом должно исключать возможность влияния работающих насосов друг на друга.

Всасывающие трубы должны быть как можно меньшей длины и иметь наименьшее число фасонных частей (колен, отводов, тройников и др.), а также непрерывный подъем к насосам с уклоном не менее 0,005 для предотвращения образования воздушных мешков (рис. 72).

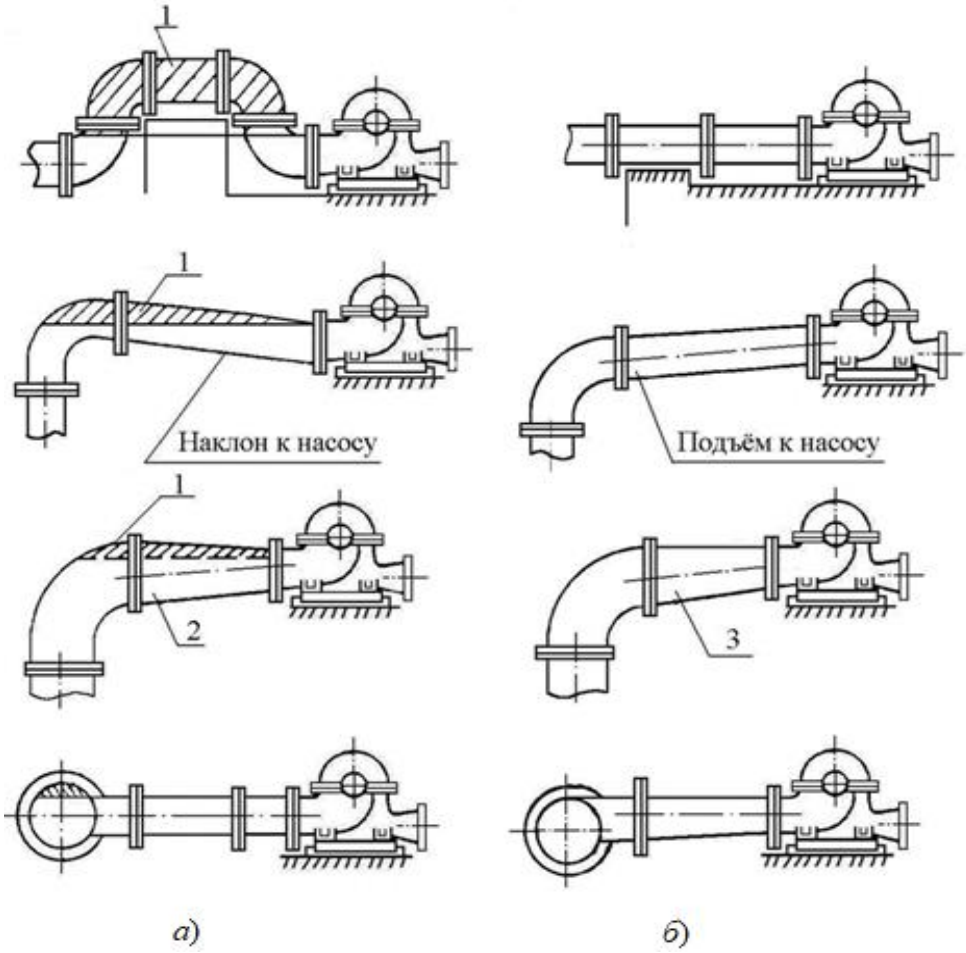
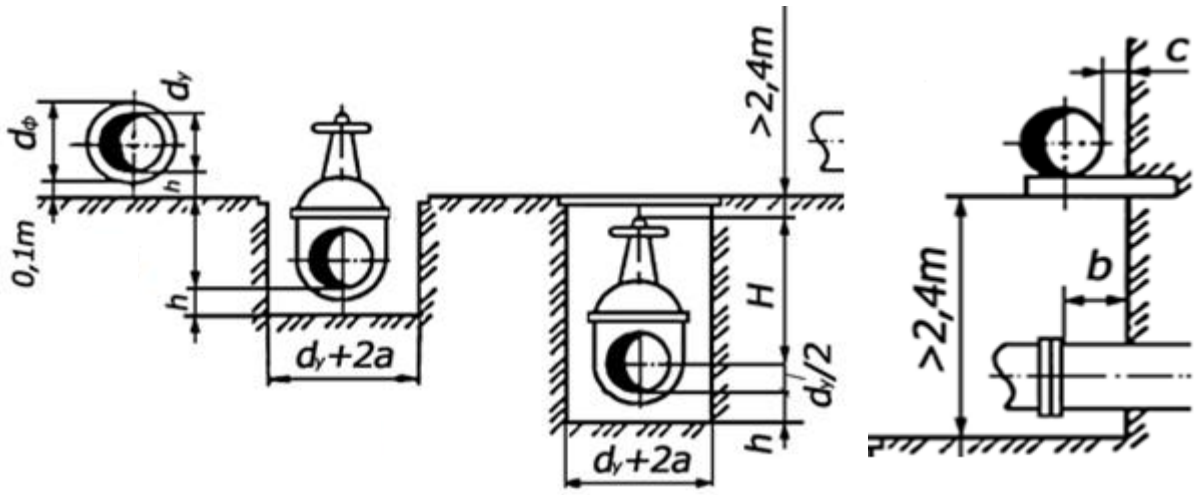


Рис. 72. Прокладка всасывающих трубопроводов:
а – неправильная; *в* – правильная; *1* – воздушный мешок;
2, 3 – прямой и эксцентричный переходы соответственно

Трубопроводы внутри насосной станции могут располагаться над поверхностью пола с устройством мостиков над трубопроводами; в мелких каналах, когда маховик задвижки возвышается над полом; в глубоких каналах; на кронштейнах у стен машинного зала; в подвалах (рис. 73).

Размеры каналов и минимальное удаление труб от стен и пола назначаются из условия возможности монтажа и обслуживания арматуры по табл. 10. Трубопроводы могут размещаться комбинированно: часть – над полом; часть – в каналах и т. п. В заглубленных станциях всасывающие и напорные трубопроводы, как правило, располагаются

над полом с мостиками обслуживания над ними. В незаглубленных насосных станциях целесообразна прокладка труб в каналах, размеры которых следует принимать в соответствии с рекомендациями справочной литературы, а также рис. 73 и табл. 10. Под трубопроводами и арматурой в насосной станции следует предусматривать специальные опоры из бетона. Фасонные части на трубопроводах внутри насосной станции стальные, вес и размер их определяют по справочной литературе.



а) *б*) *в*) *г*)

Рис. 73. Способы размещения трубопроводов в машинном зале:
а – над полом; *б* – в мелких каналах; *в* – в глубоких каналах;
г – на стенах; $d_ф$ – диаметр флянца

Таблица 10

Рекомендуемые размеры к размещению трубопроводов в машинном зале (см. рис. 68, 73)

Размер, мм	$d_У \le 400$	При наличии арматуры		При отсутствии арматуры	
		$d_У = 450…600$	$d_У > 600$	$d_У = 450…600$	$d_У > 600$
a	300	500	700	400	400
b	300	500	500	500	500
h	250	300	350	250	250
c	250	350	500	350	350
H	400	600	600	600	600

Напорная линия каждого насоса, как правило, оборудуется обратным клапаном и задвижкой. Установка обратного клапана предусматривается между насосом и задвижкой. На всасывающих линиях задвижки устанавливаются у насосов, расположенных под заливом, или при присоединении насосов к общей всасывающей линии.

Напорные, всасывающие трубопроводы и арматуру необходимо компоновать таким образом, чтобы была возможность отключения работы одного из насосов от общей системы без прекращения работы станции и подачи воды каждым насосом в любой напорный трубопровод.

На насосных станциях первой и второй категорий при ремонте любой задвижки или затвора, обратного клапана или трубопровода должно обеспечиваться 70 % расчетной подачи воды на хозяйственно-питьевые нужды и по аварийному графику – на производственные.

На станции третьей категории ремонт арматуры допускается производить при полном прекращении подачи, а ремонт трубопроводов (кроме станций с одним водоводом) – при снижении расхода до 70 % расчетного.

Выбор количества и мест установки запорной арматуры рассмотрим на примере насосной станции первой категории надежности с двумя рабочими и двумя резервными насосами, всасывающим и отводящим коллектором (рис. 74).

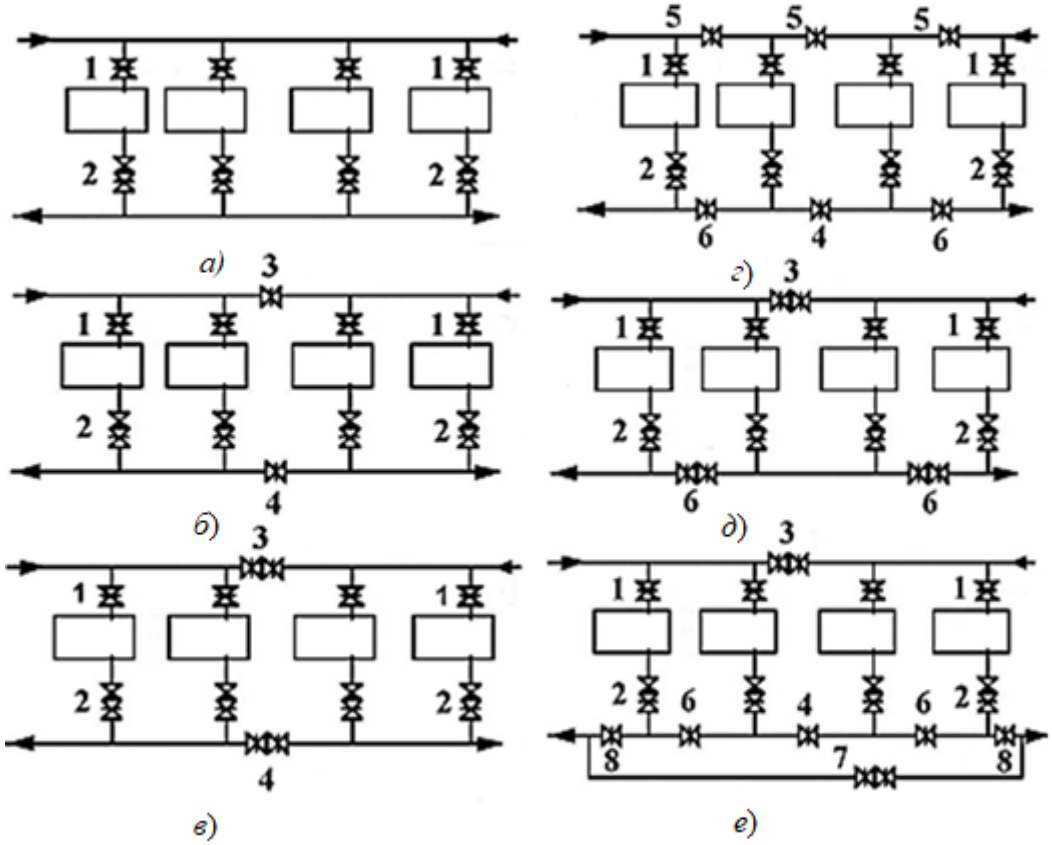


Рис. 74. Схемы к определению числа и мест установки запорной арматуры в насосной станции

На рис. 74, *а* показана установка только обязательной для каждого агрегата запорной арматуры. Задвижки *2* используются как запорно-регулирующая арматура, так как с их помощью регулируют подачу насосов. Очевидно, что ремонт любой из задвижек или любого водовода возможен только при остановке всей насосной станции.

Установка задвижек *3* и *4* (рис. 74, *б*) позволяет ремонтировать любую из задвижек *1* или *2*, выводя в резерв два соответствующих насоса и по одной всасывающей и напорной линии. Однако ремонт задвижек *3* и *4* возможен только при остановке всей станции.

Сдвоенные задвижки на коллекторах (рис. 74, *в*) позволяют ремонтировать любую из линий и любую задвижку при выведении в резерв двух соответствующих насосов.

Каждый из двух всасывающих водоводов рассчитывается на пропуск 100 % расчетного расхода. Если работа двух насосов на один водовод не обеспечивает подачу 70 % расчетного расхода, то, расставив задвижки по схеме (рис. 74, *г*), можно увеличить подачу, подключив третий (резервный насос).

Недостатком схемы (рис. 74, *г*) является необходимость отключения двух насосов при ремонте задвижки *6*. Этот недостаток устраняется установкой спаренной задвижки *6* (рис. 74, *д*) (при этом можно убрать задвижку *4*) или установкой задвижек на выходе *8* и устройством обводной линии со спаренными задвижками *7* (рис. 74, *е*). Приведенные схемы не исчерпывают все возможные варианты расстановки запорной арматуры в машинном зале. Как правило, повышение степени обеспеченности подачи воды насосной станцией достигается установкой дополнительного числа запорной арматуры.

Рассмотренные схемы внутристанционных коммуникаций напорных трубопроводов с большим количеством задвижек требуют значительного увеличения размеров здания насосной станции и, следовательно, приводят к удорожанию его строительной стоимости.

Для наземных насосных станций более приемлемыми являются способы прокладки трубопроводов над полом или в каналах (рис. 75, *а*, *б*).

Для частично заглублённых насосных станций более приемлемым является: расположение всасывающих и напорных коллекторов один над другим (рис. 75, *г*) или их размещение в отдельном поме-

щении, примыкающем к насосной станции; вынос запорной арматуры в отдельные камеры переключений, устраиваемые так же, как колодцы на водопроводной сети.

Высота рабочей части камер определяется высотой установленных в них задвижек и в любом случае должна быть не менее 1,5 м. Высоту засыпки от верха покрытия камеры до поверхности земли следует принимать не менее 0,5 м.

Существенного уменьшения размеров здания в заглубленных насосных станциях добиваются размещением арматуры насоса на вертикальном участке напорного трубопровода (рис. 75, *в*).

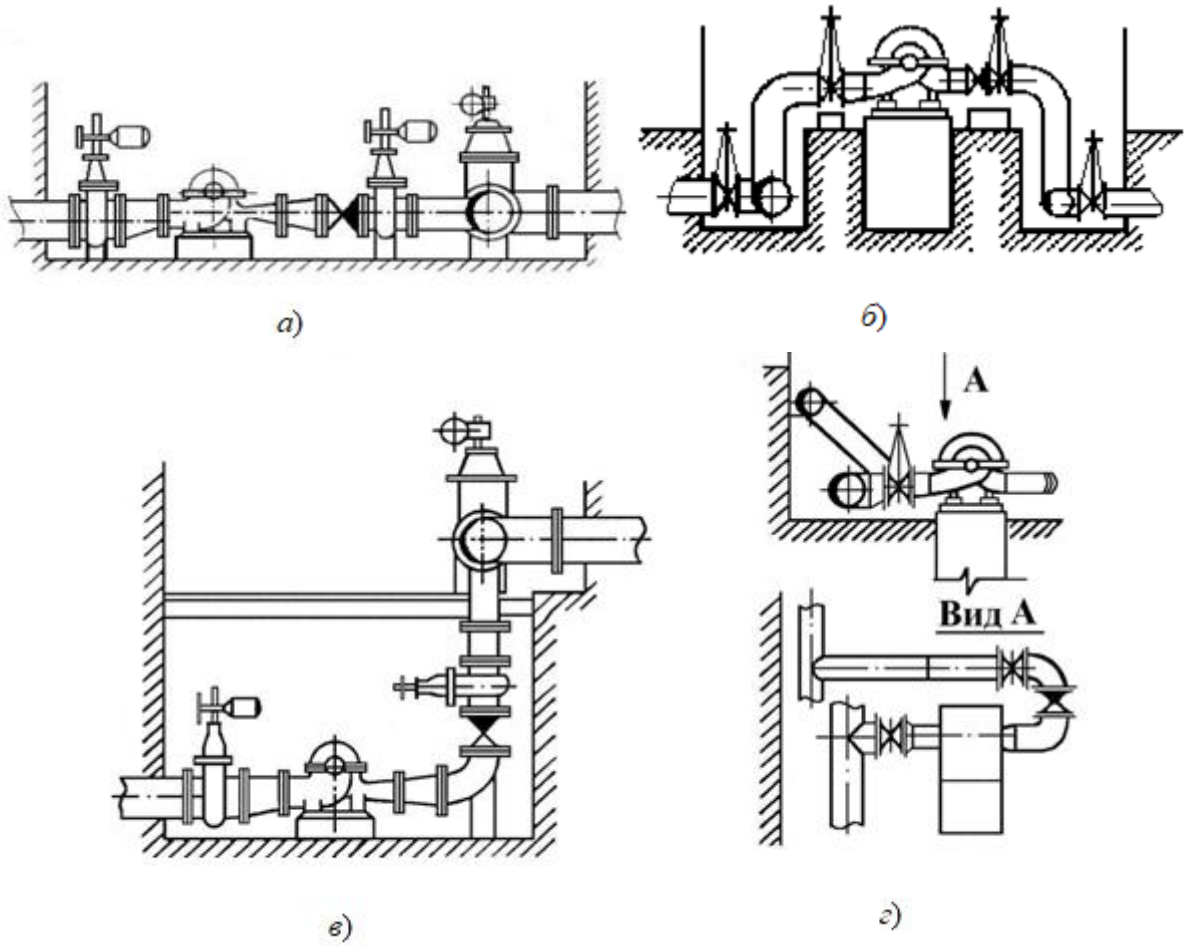


Рис. 75. Схемы размещения внутристанционных трубопроводов:
а – над полом; *б* – в каналах; *в* – с вертикальными стояками; *г* – на стене

В качестве запорной арматуры в основном применяют задвижки и поворотные затворы. Задвижки и затворы подбирают по диаметру условного прохода и давлению. Необходимо отметить, что при раз-

личных комбинациях включения насосов на отдельных участках трубопроводов может меняться направление течения. Дисковые затворы в таких условиях работают плохо, хотя они более компактны, чем задвижки.

Задвижки диаметром более 400 мм, а также задвижки всех диаметров при дистанционном или автоматическом управлении устанавливают с электрическим или гидравлическим приводом. Тип, размеры и вес задвижек, дисковых затворов, обратных клапанов и другой арматуры выбирают по справочной литературе.

Напорные водоводы выводят из насосной станции ниже глубины промерзания, считая от верха трубы. С трубами внутри заглубленных насосных станций они соединяются вертикальными стояками. Стояки должны не мешать передвижению подъемно-транспортного оборудования. При заглублении насосной станции до 5 м возможен вывод труб без устройства стояков. За пределами станции такие выпуски соединяются с водоводами участками трубопровода с углом наклона до 30°.

4.7. Подбор вспомогательного оборудования насосной станции

Подбор осуществляется следующим образом:

1. Подбирают вакуум-насосы, в случае если насосные агрегаты установлены не под залив. Выбирают дренажные насосы и насосы аварийного осушения и грязеудаления. Кратко описывают (с подбором насосов) систему технического водоснабжения.

2. Выбирают подъёмно-транспортное оборудование.

3. Проектируют электрическую часть насосной станции: определяют мощность понизительных трансформаторов; выбирают число и размеры камер трансформаторов, составляют схему электрических соединений.

4. Составляют спецификацию оборудования, трубопроводов, фасонных частей и арматуры.

Рекомендации по выбору и расчету вспомогательного оборудования, а также основные их технические характеристики приведены в справочной литературе.

4.8. Разработка строительной части здания насосной станции

В этом разделе приводят расчет и краткое описание строительной части здания насосной станции по следующей схеме:

1. Общая композиция здания (в том числе и бытовых помещений). Здесь следует дать перечень и размеры помещений здания насосной станции с кратким изложением их назначения и перечислением размещаемого в них оборудования.

2. Конструктивная схема здания. Здесь необходимо охарактеризовать конструкцию и форму заглубленной и надземной частей здания, метод производства работ, основные размеры в плане и по высоте, обосновать их.

3. Описание строительных конструкций и примененных строительных материалов. Здесь кратко описывают конструкции здания, устройство фундаментов, стен, полов, перекрытий, примененные материалы.

Рекомендации для выполнения этого раздела проекта приведены в справочной литературе.

Контрольно-измерительное оборудование и автоматика

В этом разделе перечисляются принятые к установке контрольно-измерительные приборы и их назначение. Приводится перечень процессов, подлежащих автоматизации, и кратко перечисляются основные элементы автоматизированной схемы управления насосами. Рекомендации для выполнения этого раздела проекта приведены в справочной литературе.

Спецификация оборудования, трубопроводов и фасонных частей

Спецификация составляется для предварительного заказа на заводах оборудования, для удобства чтения чертежей при строительстве станции, монтаже оборудования и его эксплуатации. Составляется спецификация одновременно с выбором оборудования, трубопроводов и арматуры (табл. 11).

Таблица 11

Спецификация

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Масса ед., кг	Примечание	15
1	Ливгидромаш	Насос центробежный	4	529	2 раб.	7
		Д 200-36 с электродвигателем А2-71-4, 1450 об/мин, 22 кВт			+2 рез. насоса	7
						7
4	ГОСТ 8696-74	Трубы стальные электросварные ∅300, 325 х 4	20	32,4		
12	Справочник под редакцией А.С. Москвитина	Клапан обратный поворотный фланцевый П 44075 ∅ 200, P_y = 16	4	41,4		
20	60	60	10	15	20	

В спецификацию включают основное и вспомогательное насосное оборудование и электродвигатели к нему, подъемно-транспортное оборудование. Составленная спецификация приводится на чертеже.

5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ВОДООТВЕДЕНИЯ

5.1. Основные схемы компоновок канализационных насосных станций

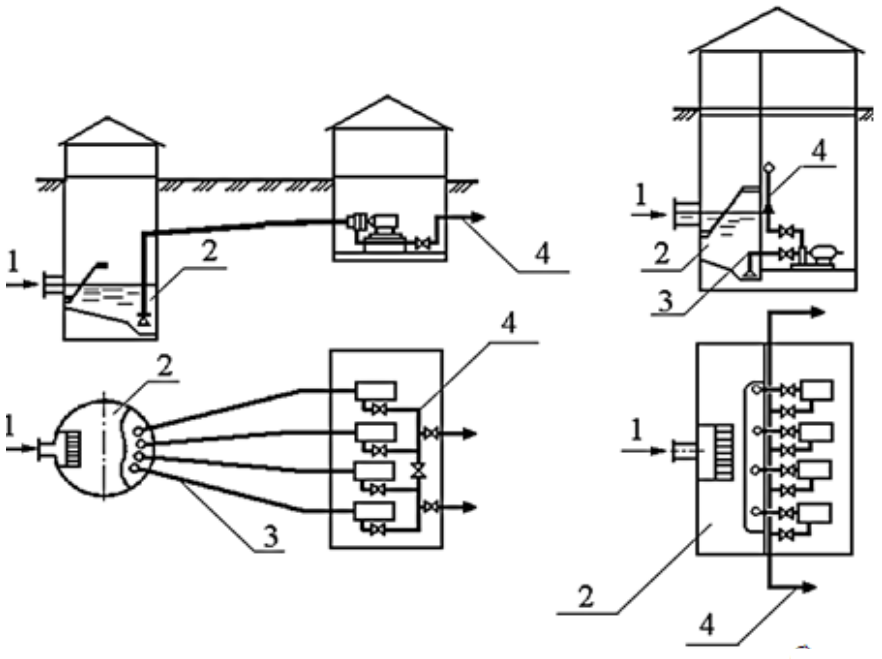
В системах водоотведения населенных пунктов обычно имеются насосные станции – главные и районные.

Главные насосные станции служат для подачи бытовых и производственных сточных вод на очистные сооружения.

Районные насосные станции поднимают сточную воду от части города (района) в вышерасположенный коллектор или в главный коллектор, или на очистные сооружения. В некоторых случаях строят подкачивающие насосные станции на трассе главного или бассейнового коллектора по достижении их глубины более 6 м.

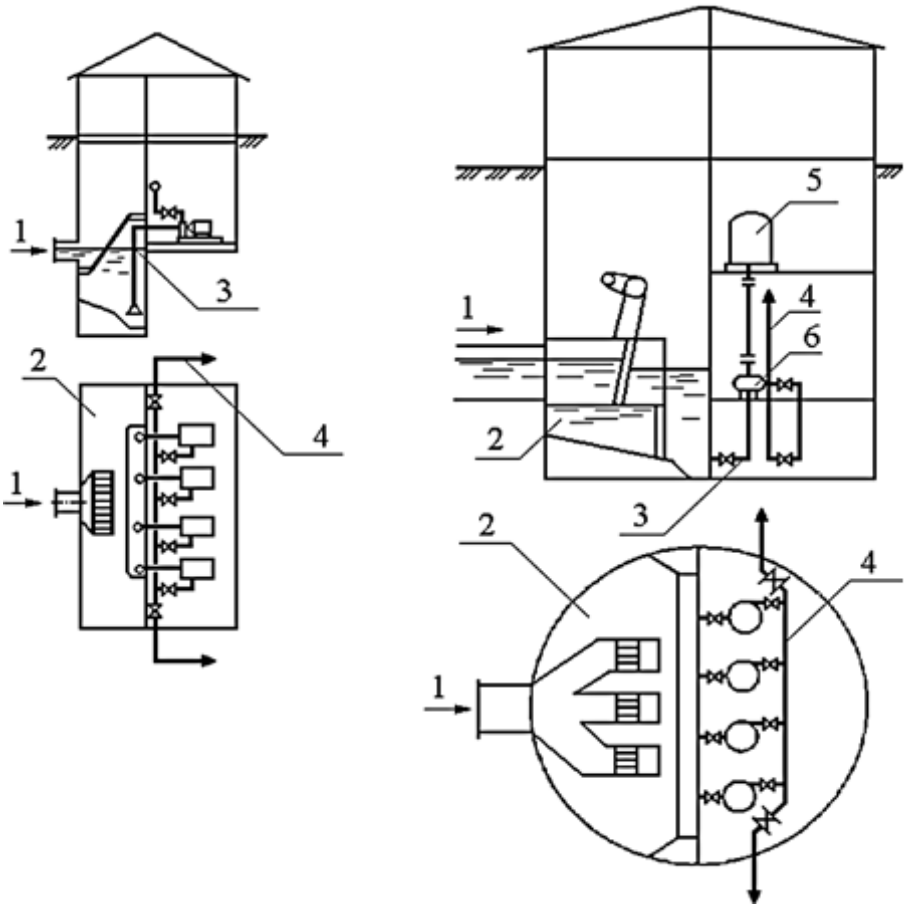
Места расположения насосных станций определяются при решении схемы водоотведения населенного пункта, как правило, в самых низких точках территории канализуемого объекта. При этом санитарно-защитная зона до жилой застройки принимается не менее 15–30 м.

Тип станции выбирается в зависимости от суточной подачи, характера перекачиваемых стоков, глубины заложения подводящего коллектора и гидрологических условий. Для большинства канализационных насосных станций приемлем совмещенный тип станции, в которых приемный резервуар и машинный зал расположены в одном здании, но разделены глухой водонепроницаемой перегородкой. Форма здания в плане может быть прямоугольной при неглубоком залегании подводящего коллектора (до 3–4 м) и строительстве открытым способом в сухих устойчивых грунтах. Глубокие станции целесообразно строить опускным способом с подземной частью круглой формы (рис. 76). В станциях совмещенного типа насосы, как правило, располагаются под заливом.



а) б)

Рис. 76. Схемы канализационных насосных станций:
а – раздельная; *б* – совмещенная; *в* – совмещенная на скальных грунтах; *г* – с вертикальными насосами; *1* – подводящий коллектор; *2* – приемный резервуар; *3* – всасывающие трубы; *4* – напорные трубы; *5* – электродвигатель; *6* – насос
(начало)



в) *г*)

Рис. 76. Окончание

В состав помещений насосной станции входят: приемный резервуар с решетками, дробилками; машинное отделение, где размещены насосные агрегаты и производственно-вспомогательные и бытовые помещения (см. рис. 76). Помещение решеток и машинное отделение оборудуются подъемно-транспортными средствами. В насосных станциях предусматривается приточно-вытяжная вентиляция. В последнее время с расширением номенклатуры погружных моноблочных насосов наблюдается тенденция проектирования насосных станций с насосными агрегатами, размещаемыми в приемном резервуаре, без машинного зала, что особенно характерно для станций малой и средней производительности.

5.2. Режим притока сточных вод к насосной станции и определение ее производительности

Режим притока сточных вод к насосной станции зависит от характера объекта канализования: численности населения, нормы водоотведения, количества и характера промышленных предприятий и т. д. В случае поступления к насосной станции хозяйственно-фекальных сточных вод от жилой застройки прежде всего определяется среднесекундный расход сточных вод по заданному максимальному суточному притоку:

$$q_{mid} = \frac{Q_w}{86{,}4}, \text{ л/с},$$

где q_{mid} – среднесекундный расход сточных вод, л/с; Q_W – максимальный приток сточных вод (по заданию), м^3/сут.

В зависимости от величины q_{mid} определяют значение общего коэффициента неравномерности притока сточных вод $K_{gen.max}$ при условии, что количество производственных сточных вод не превышает 45 % общего расхода, затем определяют распределение суточного расхода сточных вод по часам суток. Полученные данные заносят в табл. 12.

Таблица 12

Приток сточных вод на насосную станцию

Часы суток	Часовой приток сточных вод	
	в % от суточного	то же, в м^3
0 – 1		
1 – 2		
2 – 3		
. . .		
23 – 24		
Итого	100	

По табл. 12 определяется максимальный часовой приток сточных вод к насосной станции. Производительность насосной станции должна равняться максимальному расчетному часовому притоку сточных вод или несколько превышать его:

$$Q_{нс} \geq \frac{(\%)_{макс} \cdot Q_w}{100}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $Q_{НС}$ – производительность насосной станции, м^3/ч; $(\%)_{МАКС}$ – максимальный часовой приток сточных вод в % от суточного (см. табл. 12).

5.3. Определение количества, материала и диаметра всасывающих и напорных трубопроводов и полной высоты подъема

Количество всасывающих линий должно определяться количеством установленных насосов. Трубопроводы в насосной станции водоотведения, а также всасывающие линии за пределами насосной станции выполняются из стальных труб на сварке. Диаметры труб внутри канализационной насосной станции (КНС) и всасывающих линий за пределами станции принимают в зависимости от рекомендуемых значений скорости движения воды в трубопроводах (табл. 5).

Напорные водоводы изготавливаются из железобетонных, чугунных, асбестоцементных или пластмассовых труб. При выборе материала труб следует учитывать величины потребных напоров так же, как и в насосной станции второго подъема.

Полная высота подъема сточной воды (напор насосной станции) при подаче её на очистные сооружения (рис. 77) определяется по формуле:

$$H_Н = H_{СТ} + h_{ВС} + h_{НС} + h_{ВОД}\ ,\ м,$$

где $H_{СТ}$ – статическая высота подъема жидкости, м:

$$H_{СТ} = H_Г + h_{ПК} + h_З\ ,\ м,$$

где $H_Г$ – геометрическая высота подъема жидкости, определяемая по формуле

$$H_Г = \nabla^З_{пот} - \nabla^в_{ср}\ ,\ м,$$

где $\nabla^З_{пот}$ – отметка поверхности земли у потребителя (приемная камера канализационных очистных сооружений), принимаемая по проектному заданию, м; $\nabla^в_{ср}$ – расчетный уровень воды в приемном резервуаре, принимаемая на 1,2–1,5 м меньше лотка подводящего коллектора м; $h_{ВС}$ – потери напора во всасывающей линии; при раздельном расположении приемного резервуара и насосной станции принимаются равными 0,5–1,0 м; при совместном расположении приемного резервуара и насосной станции в одном здании $h_{ВС}$ отдель-

но не учитываются и эти потери напора включаются в величину $h_{НС}$; $h_{НС}$ – сумма потерь напора во внутренних коммуникациях насосной станции, принимаемые равными 3–5 м; $h_{ПК}$ – высота уровня воды в приемной камере над поверхностью земли у потребителя, м; $h_З$ – запас на излив жидкости из трубопровода (принимается равным 1 м); $_{ВОД}$ – потери напора в напорных водоводах:

$$h_{ВОД} = 1{,}17 \cdot 1{,}05 \cdot i\, \ell\ ,$$

где 1,17 – коэффициент, учитывающий увеличение гидравлического сопротивления трубопровода при транспортировании неочищенных сточных вод по сравнению с чистой водой; 1,05 – коэффициент, учитывающий потери напора в местных сопротивлениях; ℓ – длина напорного водовода, км; i – гидравлический уклон, обычно определяемый по таблицам для гидравлического расчета трубопроводов по редакцией Ф.А. Шевелева как 1000i.

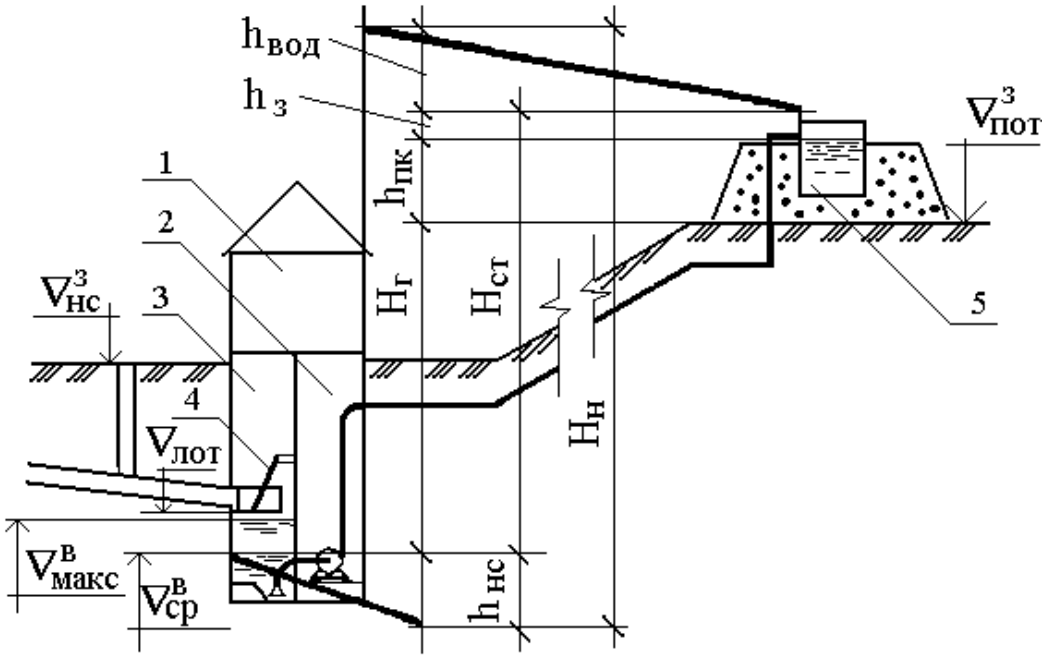


Рис. 77. Определение высоты подъема сточной жидкости (напора) насосной станции:

1 – канализационная насосная станция; *2* – машинный зал; *3* – приемный резервуар; *4* – сороудерживающие решетки; *5* – приемная камера канализационных очистных сооружений

5.4. Подбор насосов и двигателей

Выбор насосов

В зависимости от полученных выше производительности и полной высоты подъема $H_Н$ выбирают количество, тип и марку насосов. При этом руководствуются следующими положениями:

– число и подача насосов должны обеспечивать устойчивый режим работы насосной станции при периодических колебаниях притока сточных вод;

– насосы (как рабочие, так и резервные) целесообразно принимать однотипными;

– выбранное число и тип насосов должны обеспечивать перспективное увеличение производительности насосной станции без значительных капитальных дополнительных вложений (например, путем замены насосных агрегатов на более мощные);

– более крупные агрегаты имеют и более высокий КПД;

– применение более крупных агрегатов способствует уменьшению размеров машинного зала;

– однако применение малого числа крупных агрегатов в ряде случаев может явиться причиной неоправданного увеличения резерва мощности и, соответственно, эксплуатационных расходов.

На практике число рабочих насосов, устанавливаемых в канализационной насосной станции, принимается: 1 рабочий агрегат – для станций малой производительности; 2…3 – для станций средней производительности и 3…6 – для станций большой производительности. При этом необходимо учитывать, что производительность одного рабочего насоса должна быть не менее минимального часового притока сточных вод.

Число резервных агрегатов принимается согласно проектному заданию. Тип и марку насосов выбирают в зависимости от расчетных значений напора $H_Н$ и подачи насоса $Q_Н$ по сводным графикам полей насосов соответствующего типа либо по паспортам насосов. Подача одного насоса $Q_Н$ определяется по формуле (1).

Рабочие характеристики насосов подбираются согласно п. 4.4.

Напор подобранного насоса должен быть равен расчетному $H_Н$ или превосходить его не более чем на 1,5…2,0 м. Если это условие не

выполняется, то требуется либо корректировка числа оборотов двигателя, либо обточка рабочего колеса насоса.

В качестве основных насосов применяют обычно фекальные насосы с горизонтальным или вертикальным валом, а также грунтовые или погружные моноблочные насосы.

При небольшой высоте подъема воды (до 5 м) целесообразно принимать шнековые насосы.

Обточка

При необходимости обточки рабочего колеса, расчет необходимой степени обточки приведен в п. 4.4.

Выбор электродвигателей

Выбор электродвигателей для канализационных насосов аналогичен выбору электродвигателей для водопроводных насосов и приведен в п. 4.4.

5.5. Анализ совместной работы насосов и водоводов

Построение графика совместной работы насосов и водоводов

В канализационных насосных станциях чаще всего имеет место установка нескольких рабочих насосов (2–4), а число напорных водоводов также принимается, как правило, не менее двух. Для точного расчета систем перекачки стоков с параллельно работающими насосами и трубопроводами используется анализ совместной работы насосов и трубопроводов с одновременным уточнением потерь напора внутри насосной станции.

Цель этого анализа: определить возможные режимы работы различного количества насосов на один или несколько водоводов. Для этого на одном графике строят характеристику:

– одного насоса;

– параллельной работы нескольких рабочих насосов;

– одного водовода;

– параллельной работы нескольких водоводов путем сложения абсцисс при одинаковых ординатах.

Фактической характеристикой насоса является «исправленная» его характеристика с учетом потерь напора внутри насосной станции.

Параллельная работа насосов подробно описана в п. 4.5.

Построение характеристики напорного водовода описано в п. 4.5. На рис. 78 дан пример такого построения для случая параллельной работы трех насосов на два водовода.

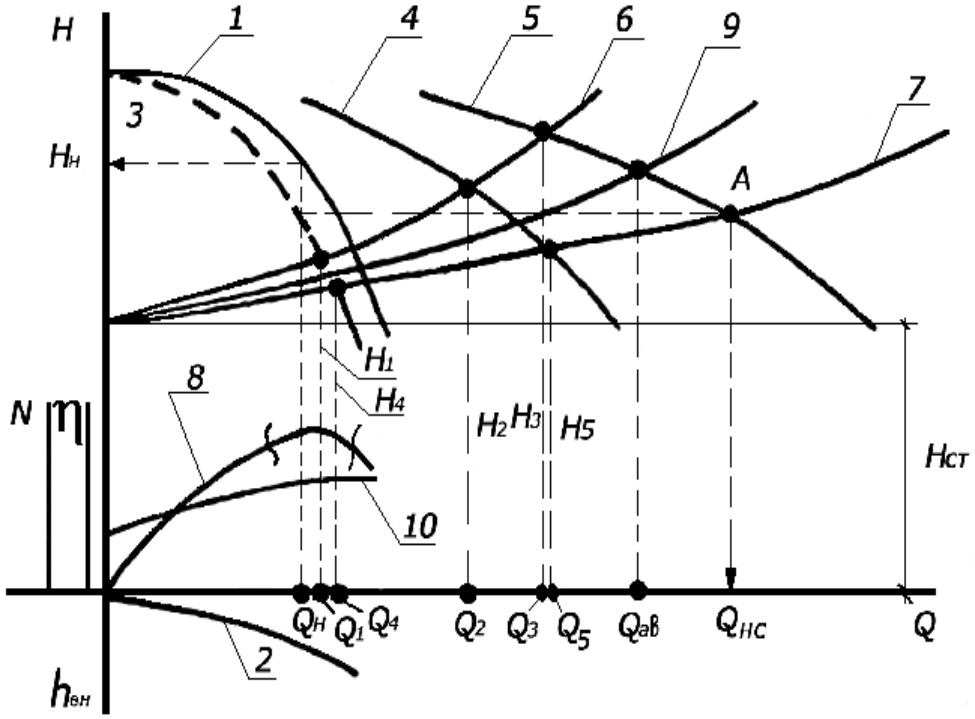


Рис. 78. Пример построения графика совместной работы трех насосов на два водовода:

1 – характеристика Q – H одного насоса; *2* – характеристика Q – $h_{НС}$ потерь напора внутри насосной станции; *3* – «исправленная» характеристика Q – $H_{ИСПР}$ одного насоса; *4* – характеристика Q – H_{1+2} двух насосов; *5* – характеристика Q – H_{1+2+3} трех насосов; *6* – характеристика одного водовода Q – $h_{ввод}$; *7* – характеристика двух водоводов $(Q - h_{ВОД})_{1+2}$; *8* – характеристика Q – η; *9* – характеристика $(Q - h_{ввод})_{1+2}$ при аварии; *10* – характеристика Q – N

Построение совместных характеристик насосов при параллельной работе отражено в п. 4.5.

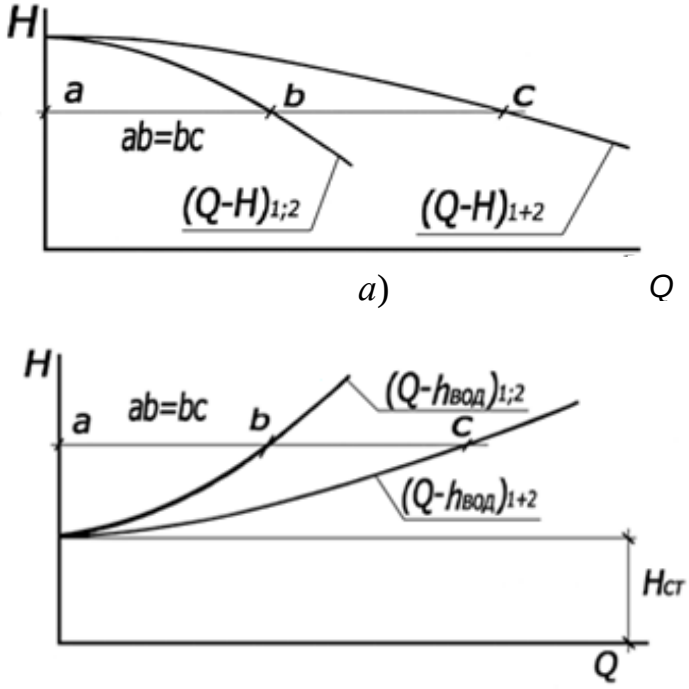
Таблица 13

Расчетные данные для построения характеристики Q – $h_{ввод}$ в КНС

Расход Q, л/с	Гидравлический уклон 1000i, м	Потери напора в водоводе $h_{ВОД} = 1{,}23 \cdot i \cdot \ell$, м	$H_{СТ} + h_{ввод}$, м
Q_1			
Q_2			
…			
$Q_{нс}$			
…			

На рис. 79, *а* представлен пример построения суммарной характеристики Q – H_{1+2} двух параллельно работающих насосов с одинаковыми характеристиками Q – $H_{1,2}$ путем удвоения абсцисс при одинаковых ординатах (ab = bc).

Строится характеристика Q – $h_{ввод}$ параллельной работы одного, двух и т. д. водоводов (см. рис. 78, кривая *7*) согласно методике расчета насосной станции второго подъема.



а)

б)

Рис. 79. Схемы построения характеристики Q – H
параллельной работы двух насосов и водоводов:
а – насосы с одинаковыми характеристиками;
б – водоводы одинакового диаметра, материала и длины

Совместная работа насосов и водоводов при аварии

При аварии на водоводах канализационная насосная станция должна подать на очистные сооружения 100 %-й расход сточных вод. В этом случае резко возрастают потери напора в водоводах. Для увеличения пропускной способности водоводов и снижения потерь напора в них устраивают перемычки (рис. 80). В этом случае водоводы работают в одну линию только на участках между перемычками.

Для построения характеристики Q – $h_{ввод}$ водоводов при аварии на канализационных сетях (водоводах) используется формула (2).

Полученные данные заносятся в табл. 14.

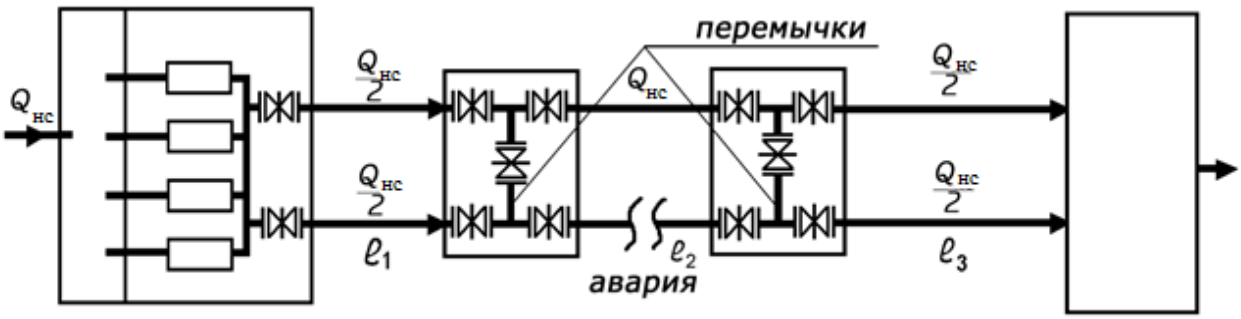


Рис. 80. Пример схемы установки перемычек на водоводах

Таблица 14

Потери напора в напорных водоводах канализационной сети при аварии на примере устройства двух перемычек

Расход Q, $м^3/с$ (л/с)	$\frac{Q_i}{2}$	Гидравлический уклон, м		$H_{СТ} + h_{ВОД}$ = $= H_{СТ} + 1{,}23(2i_1 + i_2)$, м
		$1000i_1$	$1000i_2$	
Q_1				
Q_2				
…				
$Q_{НС}$				

Построение характеристики $Q - h_{ввод}$ при аварии на водоводах производится так же, как и на водопроводной насосной станции.

Количество перемычек назначается исходя из расстояния между ними (обычно не менее 700…800 м). Расстояния между перемычками принимают, как правило, одинаковыми.

Так как при любом количестве перемычек 100 %-я подача сточных вод во время аварии не может быть достигнута, эта задача решается путем включения в работу на время ликвидации аварии резервного агрегата с минимизацией количества перемычек, так как устройство большого количества перемычек приводит к значительному удорожанию строительства.

5.6. Размещение оборудования насосной станции водоотведения. Конструкции насосных станций

Определение емкости приемного резервуара

Приток сточных вод к насосной станции по часам суток, как это указывалось выше, неравномерный. Для обеспечения максимально возможного оптимального режима работы насосов необходимо установить, в зависимости от их подачи, приемный резервуар, который выполняет функцию регулирующей емкости.

При проектировании насосных станций приемный резервуар, помещение решеток, машинный зал, подсобно-производственные и бытовые помещения обычно размещаются в одном здании, но иногда допускается отдельное расположения приемного резервуара. Насосные станции с отдельно расположенным приемным резервуаром устраивают в случае глубокого заложения отводящего коллектора, при возведении станции в тяжелых грунтовых условиях или при поступлении на станцию стоков, содержащих горючие, взрывоопасные или токсические вещества.

При совместном расположении в одном здании приемного резервуара и машинного зала они разделяются в подземной части здания водонепроницаемой глухой стеной. Приемный резервуар оборудуется приямком, куда выводятся всасывающие патрубки насосов. Днище приемного резервуара выполняется с уклоном не менее 0,1 в сторону приямка. Приямки у всасывающих труб устраиваются для того, чтобы можно было максимально использовать регулирующую вместимость приемного резервуара.

При больших размерах приямков в них будет оставаться много неоткаченных стоков, а малые скорости приведут к отложению осадка; при малых размерах – увеличиваются гидравлические сопротивления на подходе жидкости к всасывающим трубам.

В связи с этими факторами рекомендуются следующие размеры приямков: глубина $2d_B$ (d_B – диаметр всасывающей трубы); ширина по дну – (3,5–4,0) d_B, наклон стенки со стороны резервуара – 60°.

Требуемая емкость приемного резервуара определяется в зависимости от притока сточных вод, производительности и числа установленных рабочих насосов, режима их работы.

Наиболее удобно определять регулирующую емкость приемного резервуара графически, путем построения совместного графика притока и откачки (рис. 81).

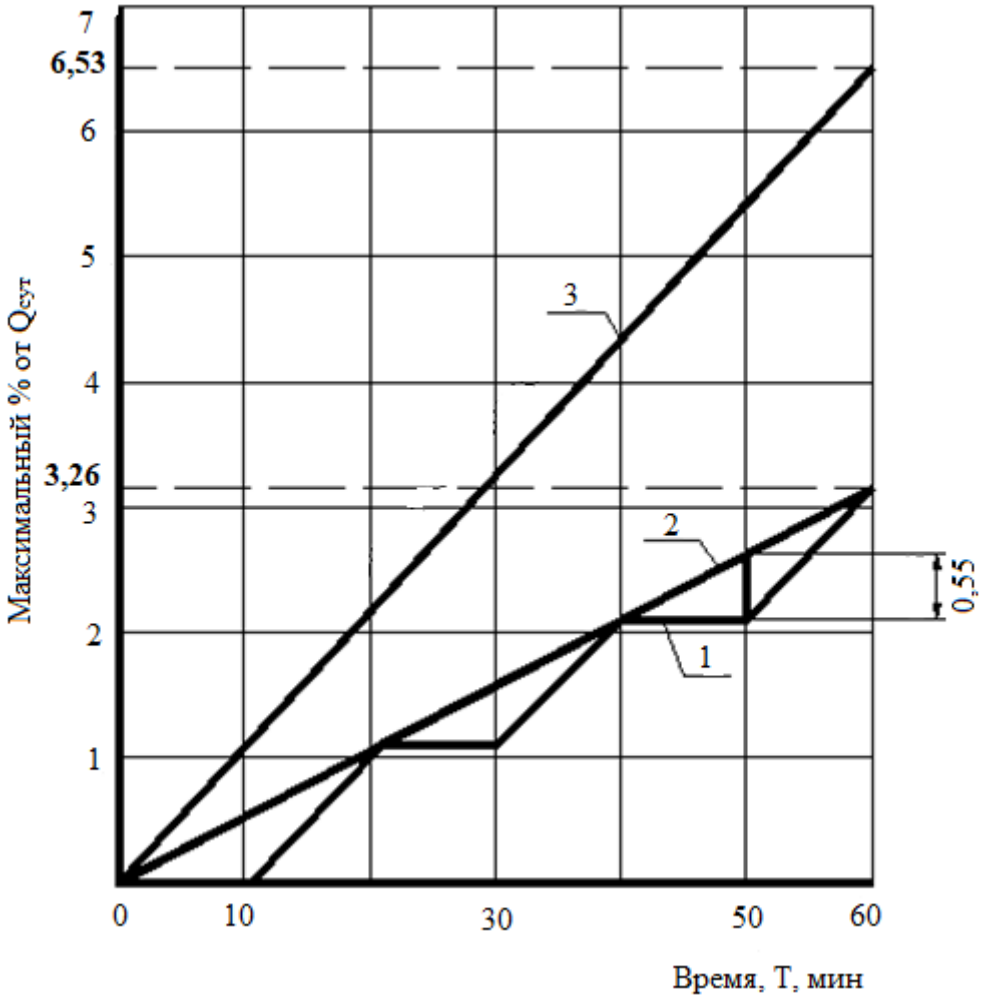


Рис. 81. Пример режима работы насосных агрегатов
для определения емкости приемного резервуара:
1 – линия притока и откачки в час максимального притока;
2 – линия 50 %-го притока; *3* – линия откачки насосами

При построении этого графика полагают:

– приток сточных вод равномерен в течение часа;

– число включений насоса не должно превышать трех включений в час при ручном управлении и при автоматической работе насосов отечественного производства с двигателями мощностью свыше 50 кВт;

– число включений насоса отечественного производства с двигателями мощностью менее 50 кВт при автоматической работе должно быть не более пяти.

Ограничение по числу включений насосов отечественного производства вызвано тем, что большое число включений, хотя и позволяет сократить вместимость приемного резервуара, но оказывает неблагоприятное воздействие на электроаппаратуру управления насосами и на систему электроснабжения в целом.

Математически доказано, что максимально требуемая регулирующая емкость приемного резервуара возможна для станции с однотипными насосами при притоке, равном 50 % от максимально часового. Поэтому расчет регулирующей емкости резервуара производят для двух случаев: максимального часового притока и притока, равного 50 % от максимального часового. При этом предполагается, что при каждом новом цикле откачки включаются сразу все рабочие насосы станции. На рис. 81 приведен пример определения регулирующей емкости приемного резервуара.

Для построения этого графика на оси ординат откладывают значение притока сточных вод в % от суточного Q_W в час максимального притока (см. приложение). На оси абсцисс откладывают время от 0 до 60 минут, разбивая этот отрезок на три равные части по 20 минут каждая (исходя из необходимости, насосы можно включать не более трех раз в час).

При подаче насосов, равной максимальному часовому притоку, линии притока и откачки на графике совпадают (линия *1*, рис. 81). При этом все рабочие насосы станции будут откачивать стоки без перерыва в течение часа.

Далее строят график притока при поступлении стоков, равный 50 % от максимального часового, в нашем примере 6,53/2 = 3,27 (линия *2*, рис. 81).

При этом режим работы станции приобретет прерывистый характер, так как суммарный объем откачки в 20-минутный отрезок времени будет превышать приток. Поэтому насосы будут включаться в работу не в начале каждого 20-минутного отрезка времени, а несколько позже, с тем чтобы к концу этого отрезка времени был откачен весь объем поступивших стоков.

В связи с этим график откачки строится путем проведения линии из конца 20-минутного отрезка притока, параллельной максимальному

часовому притоку, до пересечения ее с горизонталью, проведенной от начала 20-минутного отрезка. Таким образом, будет построен график откачки стоков при притоке, равном 50 % от максимально часового (ломаная линия *3*, рис. 81).

Очевидно, что в этом случае требуемая регулирующая емкость приемного резервуара определится как максимальная суммарная разность ординат графиков притока и откачки (линий *2* и *3*, рис. 81) в % от Q_W (в нашем случае – $\%_{MAX} = 55$).

Регулирующая емкость приемного резервуара определится как

$$W_{РЕЗ} = (\%_{МАКС} \cdot Q_W)/100, \text{ м}^3.$$

Аналогичным образом осуществляется определение емкости резервуара и для других условий работы.

Во всех случаях объем приемного резервуара должен быть не менее 5-минутной максимальной подачи одного из насосов. Необходимо отметить, что в приемных резервуарах насосных станций с подачей более 100 тыс. м^3/сут необходимо предусматривать два отделения без увеличения общего объема.

Определение отметки оси насосов

Отметка оси насоса определяется в зависимости от принятой схемы расположения: под заливом или с положительной высотой всасывания.

Работа насосов не под заливом применяется в том случае, если приемный резервуар расположен отдельно от насосной станции либо при глубоком заложении подводящего коллектора (см. рис. 76, *а, в*). В этом случае отметка оси насоса определяется с учетом допустимой высоты всасывания насоса.

Нормами рекомендуется устанавливать насосы в станциях водоотведения под залив (см. рис. 76, *б*). Это облегчает пуск насосов и упрощает схему автоматизации насосной станции, при этом отметку оси насоса определяют конструктивно, используя установочные чертежи насосов. У насосов, установленных под залив, верх корпуса должен быть расположен не менее чем на 0,3…0,5 м ниже расчетного уровня в приемных резервуарах.

Допустимая высота всасывания насосов обеспечивает возможность их работы при минимальном уровне воды в приемном резервуаре.

Компоновка оборудования и трубопроводов

Расположение насосов и трубопроводов в насосной станции должно отвечать следующим основным требованиям: надежность действия; удобство, простота и безопасность обслуживания; минимальная протяженность трубопроводов и простота их узлов; возможность расширения станции (рис. 82).

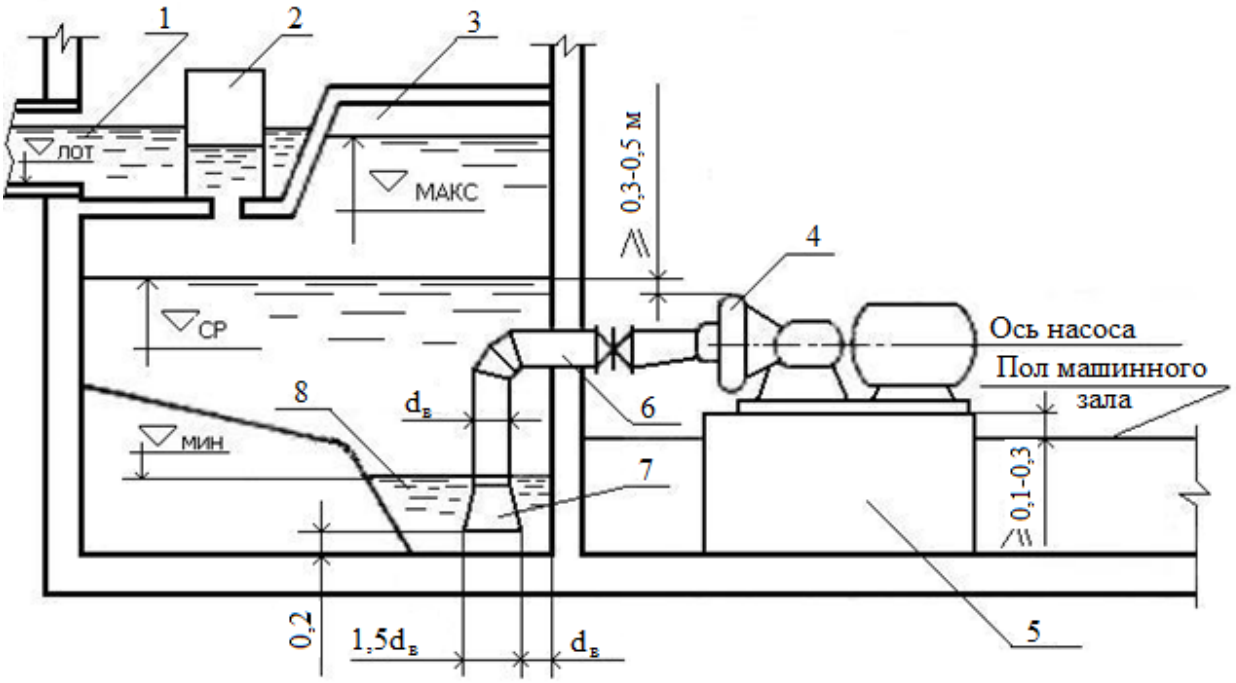


Рис. 82. Расположение насоса под залив:
1 – распределительный канал; *2* – сороудерживающая решетка-дробилка; *3* – приемный резервуар; *4* – насосный агрегат; *5* – фундамент под насосный агрегат; *6* – всасывающий трубопровод; *7* – приемная воронка; *8* – приямок; $\nabla_{МИН}$,$\nabla_{СР}$, $\nabla_{МАКС}$ – отметки, соответственно, минимального, среднего (расчетного) и максимального уровней воды

Компоновку агрегатов, трубопроводов и другого оборудования рекомендуется проводить в следующей последовательности:

1. Определяют размеры фундамента под агрегат и выбирают схему расположения насосных агрегатов в машинном зале. При этом учитывают, что насосы располагаются в один ряд вдоль стенки, отделяющей машинный зал от приемного резервуара.

2. Включение насосов проектируется автоматически в зависимости от притока сточной жидкости.

3. Компонуют всасывающие и напорные трубопроводы в машинном зале, учитывая, что каждый насос соединяют с приемным резервуаром самостоятельным всасывающим трубопроводом, даже если приемный резервуар расположен отдельно от насосной станции.

4. Выполняют гидравлический расчет трубопроводов, подбирают арматуру и фасонные части. Тип и размеры арматуры принимают по справочной литературе. Уточняют потери напора во внутренних коммуникациях насосной станции.

5. Вычерчивают аксонометрическую схему трубопроводов и арматуры внутри машинного зала насосной станции с указанием длины и диаметров трубопроводов.

6. Подбирают вспомогательное насосное и другое технологическое оборудование.

7. Выбирают электрическое оборудование насосной станции.

8. Полученные размеры позволяют определить габариты машинного зала и вспомогательных помещений. При этом следует учитывать необходимость выделения площадей для монтажной площадки, где проходы вокруг демонтируемого или монтируемого оборудования должны быть не менее 0,7 м, и для установки вспомогательного оборудования.

Рама и фундамент под насосный агрегат

Горизонтальные насосы типа «СД, Гр» монтируют с электродвигателями на общей чугунной плите заводского изготовления. Более мощные насосы монтируют на общей или раздельной раме из прокатной стали. Высота рамы принимается не менее 100 мм. Расстояние от края рамы до оси посадочных отверстий – 50…100 мм, до края фундамента – не менее 50 мм.

При компоновке вычерчивают фронтальную проекцию насоса и электродвигателя и определяют минимальные размеры фундамента. В плане форма фундамента может быть простой и сложной. Высоту фундаментов над полые машинные зала принимают не менее 0,1…0,3 м (см. рис. 82). Для защиты от возможного затопления при аварии электродвигатели насосов располагают на высоте не менее 0,5 м от пола.

Днище насосной станции образует общая для приемного резервуара и машинного зала железобетонная плита, на которую опираются бетонные фундаменты насосов. Плита устраивается на отметке дна

приямка приемного резервуара (см. рис. 82). Пространство между плитой и полом может быть заполнено тощим бетоном.

Масса фундамента должна быть как минимум в 4 раза больше массы насосного агрегата (насос плюс электродвигатель).

Выбор схемы расположения фундаментов агрегатов

В канализационных насосных станциях насосные агрегаты в основном располагают параллельно и перпендикулярно продольной оси здания либо, при большом количестве насосных агрегатов (более 4…5), в шахматном порядке, что позволяет уменьшить ширину машинного зала. Последнее характерно для заглубленных насосных станций.

Если понижение уровня грунтовых вод допускает строительство насосной станции в открытом котловане, то в этом случае её удобней проектировать прямоугольной в плане.

Расстояние между фундаментами насосных агрегатов, а также между агрегатами и стенами зданий нужно назначать с учетом требований. Ширину проходов между выступающими частями насосов, трубопроводов и двигателей следует принимать не менее: 1 м – между агрегатами; 0,7 м – между агрегатами и стеной; 0,7 м – между неподвижными частями оборудования и трубопроводами.

Всасывающие и напорные трубопроводы

Всасывающие и напорные трубопроводы канализационных насосных станций проектируются аналогично всасывающим и напорным трубопроводам насосной станции второго подъема. Диаметр трубопроводов выбирается согласно указаниям, учитывая, что в водоотводящих насосных станциях каждый установленный насос должен иметь свой всасывающей трубопровод.

Соединение трубопроводов, патрубков насосов производится аналогично насосной станции второго подъема.

Между всасывающим патрубком насоса и задвижкой обязательно устанавливается монтажный патрубок с надвижными фланцами (на трубопроводах больших диаметров – монтажные муфты), который должен обеспечивать возможность снятия передней крышки корпуса насоса вместе с всасывающим патрубком при закрытой задвижке на всасывающем трубопроводе.

Всасывающие трубопроводы прокладывают с подъемом не менее 0,05 м от входной воронки к корпусу насоса.

Бесперебойная работа насоса и минимум гидравлических потерь во всасывающей линии обеспечиваются также правильным расположением всасывающих труб в приемном резервуаре насосной станции показана на рис. 82.

Для уменьшения местных потерь при входе потока во всасывающую трубу диаметр входного сечения $Д_{ВХ}$ увеличивают по сравнению с диаметром трубы $d_В$. Обычно принимают $Д_{ВХ} = 1{,}5d_В$, длина ее составляет (1,3…1,7) $d_В$. Запрещается устанавливать опору под всасывающей воронкой, так как на ней могут задерживаться волокнистые загрязнения, которые закупорят вход жидкости.

При диаметре всасывающего трубопровода более 500 мм входное отверстие рекомендуется располагать вертикально в плоскости поверхности разделительной стенки. Такое расположение позволяет довольно просто перекрыть отверстие шиберным щитом или шандром при ремонте задвижки на всасывающем трубопроводе.

При применении вертикальных насосов, как правило, всасывающий патрубок располагается вертикально. В этом случае размеры диаметра входа патрубка и его длина определяются паспортными данными на конкретно выбранный тип насоса.

Напорные трубопроводы и арматуру необходимо компоновать таким образом, чтобы в любой момент была возможность отключения одного из насосов от общей системы без прекращения работы станции и чтобы была возможность подачи воды каждым насосом в любом из направлений напорного трубопровода внутри насосной станции.

При нескольких насосах, работающих в общий напорный трубопровод, присоединение напорных стояков к общему напорному трубопроводу делают сбоку шелыга в шелыгу, так как при присоединении снизу в напорном стояке неработающего насоса выпадает осадок и стояк становится своеобразной ловушкой-отстойником для тяжелых взвешенных веществ, а при длительной остановке образуется весьма уплотненная пробка, которую не может пробить струя воды при включении насоса в работу. По этой же причине целесообразна установка задвижек на горизонтальных участках напорных трубопроводов от насосов.

На напорной линии каждого насоса предусматривается установка обратного клапана и задвижки. Установка обратного клапана предусматривается между насосом и задвижкой. Установка многотарельчатых обратных клапанов не допускается.

Гидростатические, гидродинамические и температурные напряжения, возникающие в напорных трубопроводах, и весовую нагрузку последних не следует передавать на насос. Для этого необходимо устанавливать под трубопроводы опоры, компенсаторы и упоры.

Трубопроводы внутри насосной станции преимущественно располагают по поверхности пола (рис. 83) с устройством мостиков над трубопроводами. В этом случае устанавливают бетонные опоры (под арматуру). Расстояние между опорами на прямых участках определяют расчетом и принимают не более 3 м. Если трубопровод проходит по стенам зданий, его укладывают на железобетонные консоли, на них же укладывают и ходовой мостик для обслуживания трубопровода.

Минимальное удаление труб от стен и пола назначается из условия возможности монтажа и обслуживания арматуры (табл. 15) и с учетом рекомендаций.

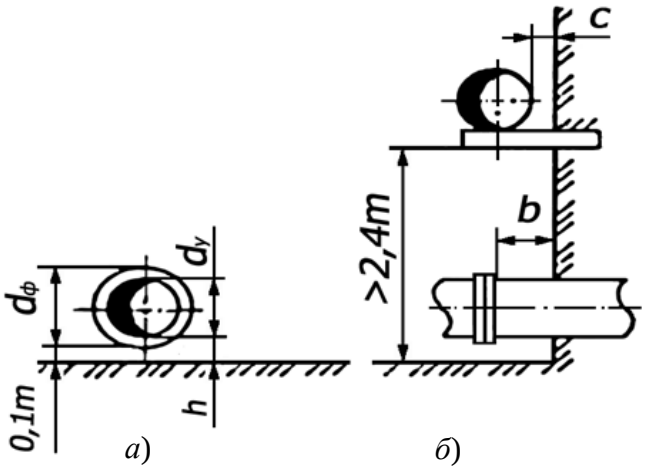


Рис. 83. Способы размещения трубопроводов в машинном зале:
а – над полом; *б* – на стене;
$d_Ф$ – диаметр фланца; m – длина электродвигателя насоса

Таблица 15

Рекомендуемые размеры к размещению трубопроводов в машинном зале (см. рис. 83)

Размер, мм	$d_y \le 400$	При наличии арматуры		При отсутствии арматуры	
		$d_y = 450…600$	$d_y > 600$	$d_y = 450…600$	$d_y > 600$
b	300	500	500	500	500
h	250	300	350	250	250
c	250	350	500	350	350

Подбор запорной арматуры приведен в п. 4.6.

5.7. Подбор вспомогательного оборудования насосной станции

Выбор вспомогательного оборудования насосной станции производится в следующей последовательности:

1. Выбирают оборудование для предварительной механической очистки сточных вод.

2. Выбирают дренажные насосы, насосы аварийного осушения и грязеудаления, а также насосы для охлаждения и гидроуплотнения сальников. Кратко описывают (с подбором насосов) систему технического водоснабжения. Подбирают вакуум-насосы, если насосные агрегаты установлены не под залив.

3. Выбирают подъёмно-транспортное оборудование.

4. Проектируют электрическую часть насосной станции: определяют мощность понизительных трансформаторов; выбирают число и размеры камер трансформаторов, составляют схему электрических соединений.

5. Составляют спецификацию оборудования, трубопроводов, фасонных частей и арматуры.

5.8. Разработка строительной части здания насосной станции

В этом разделе проекта приводят расчет и краткое описание строительной части здания насосной станции по следующей схеме:

1. Объемно-планировочные решения. Наземная часть здания состоит из машинного зала, помещений электрических устройств, административных и бытовых помещений.

2. Конструктивная схема здания. Обоснование подземной и наземной части насосной станции. Расчет конструктивных размеров подземной и наземной части. Оборудование насосной станции основным и вспомогательным оборудованием.

3. Описание строительных конструкций. Описание конструкции здания насосной станции, описание машинного зала, пролетов здания, размеров передвижной части грузоподъемного оборудования, окон, пола, ворот и примененных строительных материалов.

5.9. Контрольно-измерительное оборудование. Спецификация оборудования, трубопроводов и фасонных частей

В этом разделе перечисляют принятые к установке контрольно-измерительные приборы на канализационной насосной станции и их назначение. Приводят перечень процессов, подлежащих автоматизации, и кратко перечисляют основные элементы автоматизированной схемы управления канализационными насосами.

В спецификацию включают основное и вспомогательное насосное оборудование, и электродвигатели к нему, оборудование предварительной очистки (сетки, решетки-дробилки), подъемно-транспортное оборудование.

Таблица 16

Спецификация оборудования КНС

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Масса ед., кг	Примечание	
2	Фирма FLYGN	Насос погружной FLYGN3231	4	550	2 раб.	15
					+ 2 рез. насоса	7
						7
4	ГОСТ 10704-91	Трубы стальные электросварные ∅300	20	32,4		7
12	Справочник под редакцией А.С. Москвитина	Клапан обратный поворотный фланцевый	4	41,4		
13	ГОСТ 31839-2012	Направляющие для подъема насосов	1	1,2	комплект	
14	ГОСТ 30539-97	Быстроразъемная трубная муфта	1	540		

Составленная спецификация приводится на чертеже и располагается над штампом. Пример составления спецификации и ее форма приведены в табл. 16.

Рекомендуемая литература

1. Турк В.И. Насосы и насосные станции: учебник для вузов / В.И. Турк, А.В. Минаев, В.Я. Карелин. – Москва: Стройиздат, 1976. – 304 с.

2. Курганов А.М. Гидравлические расчеты систем водоснабжения и водоотведения: справочник / А.М. Курганов, Н.Ф. Федоров; под общ. ред. А.М. Курганова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Ленинград: Стройиздат, 1986. – 440 с.

3. СП 31.13330.2012 СНиП 2.04.02–84* Водоснабжение. Наружные сети и сооружения. Актуализированная редакция. – Москва: Стройиздат, 2012. – 98 с.

4. Залуцкий Э.В. Насосные станции. Курсовое проектирование / Э.В. Залуцкий, А.И. Петрухно. – Киев: ВИЩА ШКОЛА, 1987. – 167 с.

5. СП 31.13330.2012 СНиП 2.04.02.84*. Канализация. Наружные сети и сооружения. Актуализированная редакция. – Москва: Стройиздат, 2012. – 128 с.

6. Шевелев Ф.Л. Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб: справочное пособие / Ф.Л. Шевелев, А.Ф. Шевелев. – Москва: Стройиздат, 1984. – 116 с.

7. Строительный каталог. Раздел 86. Насосы центробежных типов К, КМ, 1ЦВЦ, 1Д, СМ, СМС, СД, ЦМК / ГПИ СантехНИИпроект. – Москва: Стройиздат, 1991, 1992, 1999.

8. Справочник монтажника. Монтаж систем внешнего водоснабжения и канализации / под ред. А.К. Перешивкина. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва: Стройиздат, 1988. – 653 с.

9. Москвитин А.С. Справочник монтажника. Оборудование водопроводно-канализационных сооружений / А.С. Москвитин [и др.]; под ред. А.С. Москвитина. – Москва: Стройиздат, 1979. – 430 с.

10. Вспомогательное оборудование насосных станций: методические указания к выполнению курсовых и дипломных проектов для студентов специальностей 290800, 330200 дневной, заочной и ускоренной форм обучения. – Ростов-на-Дону: РГСУ, 2002. – 40 с.

11. Баринов М.Ю. Конструкции зданий насосных станций: методические указания к выполнению курсовых и дипломных проектов для студентов специальностей 290800, 330200 дневной, заочной и ускоренной форм обучения / М.Ю. Баринов, В.А. Михайлов. – Ростов-на-Дону: РГСУ, 2002. – 16 с.

12. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – 10-е изд., перераб. и доп. – Ленинград: Химия, 1987. – 576 с.

13. Михайлов В.А. Методические указания к выполнению курсового и дипломного проектов по курсу «Насосные и воздуходувные станции» по дисциплине «Насосные и воздуходувные станции». Ч. 1. Проектирование насосной станции второго подъема / В.А. Михайлов, Е.Е. Щуцкая, Т.А. Харитонова. – Ростов-на-Дону: РГСУ, 2013. – 32 с.

14. Михайлов В.А. Методические указания к выполнению курсового и дипломного проектов по курсу «Насосные и воздуходувные станции» по дисциплине «Насосные и воздуходувные станции». Ч. 2. Проектирование насосной станции водоотведения / В.А. Михайлов, Е.Е. Щуцкая, Т.А. Харитонова. – Ростов-на-Дону: РГСУ, 2013. – 33 с.

Приложение

Расходы бытовых сточных вод по часам суток, %

Часы суток	Расход бытовых сточных вод, % от суточного Q_W, при величине общего коэффициента неравномерности								
	1,90	1,80	1,70	1,60	1,40	1,35	1,25	1,20	1,15
0 – 1	1,20	1,25	1,27	1,55	1,65	1,85	2,00	2,25	2,60
1 – 2	1,20	1,25	1,27	1,55	1,65	1,85	2,00	2,25	2,60
2 – 3	1,20	1,25	1,27	1,55	1,65	1,85	2,00	2,25	2,60
3 – 4	1,20	1,25	1,27	1,55	1,65	1,85	2,00	2,25	2,60
4 – 5	1,20	1,25	1,27	1,55	1,65	1,85	2,00	2,25	2,60
5 – 6	3,10	3,30	3,50	4,35	4,20	4,80	5,05	4,90	4,80
6 – 7	4,80	5,00	5,20	5,95	5,80	5.00	5,15	4,90	4,80
7 – 8	7,40	7,20	7,00	5,80	5,80	5,00	5,15	5,00	4,80
8 – 9	7,95	7,50	7,10	6,70	5,85	5,65	5,20	5,00	4,80
9 – 10	7,95	7,50	7,10	6,70	5,85	5,65	5,20	5,00	4,80
10 – 11	7,95	7,50	7,10	6,70	5,85	5,65	5,20	5,00	4,80
11 – 12	6,30	6,40	6,50	4,80	5,05	5,25	5,10	4,90	4,80
12 – 13	3,60	3,70	3,80	3,95	4,20	5,00	5,00	4,70	4,70
13 – 14	3,60	3,70	3,80	5,55	5,80	5,25	5,10	5,00	4,80
14 – 15	3,80	4,00	4,20	6,06	5,80	5,65	5,20	5,00	4,80
15 – 16	5,60	5,70	5,80	6,05	5,80	5,65	5,20	5,00	4,80
16 – 17	6,20	6,30	6,40	5,60	5,80	5,65	5,20	5,00	4,80
17 – 18	6,20	6,30	6,40	5,60	5,75	4,85	5,15	5,00	4,70
18 – 19	6,20	6,30	6,40	4,30	5,20	4,85	5,10	5,00	4,80
19 – 20	5,25	5,25	5,30	4,35	4,75	4,85	5,10	5,00	4,80
20 – 21	3,40	3,40	3,40	4,35	4,10	4,85	5,10	5,00	4,60
21 – 22	2,20	2,20	2,20	2,35	2,85	3,45	3,80	4,50	4,80
22 – 23	1,25	1,25	1,25	1,55	1,65	1,85	2,00	2,40	3,00
23 – 24	1,25	1,25	1,25	1,55	1,65	1,85	2,00	2,25	2,60
Итого	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Оглавление

Введение…… 3
1. НАСОСЫ…….. 4
1.1. Основные понятия. Классификация насосов……. 4
1.2. Динамические насосы……... 5
1.2.1. Лопастные насосы …….. 5
1.2.2. Насосы трения…….. 6
1.3. Объемные насосы……. 9
1.4. Решение задач. Расчет параметров насосов…….. 13
2. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАСОСОВ…… 20
3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ…… 23
3.1. Схема и принцип действия центробежных насосов……. 25
3.2. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса…… 26
3.3. Основное уравнение центробежного насоса……. 28
3.4. Действительный напор насоса…… 29
3.5. Различные случаи присоединения манометра и вакуумметра к центробежному насосу…….. 31
3.6. Теоретическая производительность центробежного насоса……. 32
3.7. Высота всасывания центробежных насосов…….. 35
3.8. Кавитация…….. 39
3.9. Коэффициент полезного действия и мощности насоса…… 40
3.10. Коэффициент полезного действия и мощность центрального насоса……. 42
3.11. Характеристика трубопровода. Неустойчивая работа насосов……... 48
3.12. Коэффициент быстроходности и гидравлическая классификация насосов……. 51
3.13. Параллельная и последовательная работа насосов……. 55
3.14. Конструкции центробежных насосов …….. 59
3.15. Регулирование центробежных насосов и способы их заливки ……... 64
3.16. Пуск и остановка центробежных насосов и уход за ними 68
3.17. Осевое давление и способы его разгрузки…….. 70

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ВТОРОГО ПОДЪЕМА…… 71
4.1. График водопотребления и режим работы насосной станции……. 71
4.2. Определение количества, материала и диаметра всасывающих и напорных трубопроводов…… 78
4.3. Определение полной высоты подъема……... 79
4.4. Подбор насосов и двигателей……. 85
4.5. Анализ совместной работы насосов и водоводов …… 89
4.6. Размещение оборудования насосной станции…….. 98
4.7. Подбор вспомогательного оборудования насосной станции……. 111
4.8. Разработка строительной части здания насосной станции……. 112
5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ВОДООТВЕДЕНИЯ…… 113
5.1. Основные схемы компоновок канализационных насосных станций……. 113
5.2. Режим притока сточных вод к насосной станции и определение ее производительности…….. 116
5.3. Определение количества, материала и диаметра всасывающих и напорных трубопроводов и полной высоты подъема ……... 117
5.4. Подбор насосов и двигателей…….. 119
5.5. Анализ совместной работы насосов и водоводов…….. 120
5.6. Размещение оборудования насосной станции водоотведения. Конструкции насосных станций…….. 124
5.7. Подбор вспомогательного оборудования насосной станции……. 133
5.8. Разработка строительной части здания насосной станции …. 133
5.9. Контрольно-измерительное оборудование. Спецификация оборудования, трубопроводов и фасонных частей ……... 134
Рекомендуемая литература...…… 135
Приложение…….. 137

Учебное издание

Щуцкая Елена Евгеньевна
Цурикова Елена Геннадиевна
Родионова Анна Борисовна

НАСОСЫ.
НАСОСНЫЕ И ВОЗДУХОДУВНЫЕ СТАНЦИИ

Редактор Г.В. Владимирова
Компьютерная обработка: О.И. Пушкина

В печать 08.12.2021.
Формат 60×84/16. Объем 8,8 усл. п. л.
Тираж 100 экз. Заказ № 348. Цена свободная

Издательский центр ДГТУ
Адрес университета и полиграфического предприятия:
344000, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1