



Насосы и воздуходувные станции

СКИФ



Кафедра «Водоснабжение и водоотведение»

Лекционный курс

Авторы

Щуцкая Е.Е., Михайлов В.А.,

Харитонов Т.А.

Ростов-на-Дону,
2016

Аннотация

Лекционный курс предназначен для студентов направления 08.03.01 – Строительство.

Авторы

Щуцкая Е.Е. – доцент, к.т.н.

Михайлов В.А. – доцент, к.т.н.

Харитонов Т.А. – ассистент

ОГЛАВЛЕНИЕ

Литература	4
Лекция №1. Область применения и основные показатели нагнетателей.	4
Лекция №2 Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса.....	9
Лекция №3 Высота всасывания центробежных насосов	13
Лекция №4 Напор, развиваемый центробежным насосом	15
Лекция №5 Коэффициент полезного действия и мощность центрального насоса. Теоретическая и рабочая характеристика центробежного насоса	19
Лекция №6 Характеристика трубопровода. Неустойчивая работа насосов.....	22
Лекция №7 Коэффициент быстроходности и гидравлическая классификация насосов	25
Лекция №8 Параллельная работа насосов	28
Лекция №9 Осевое давления и способы его разгрузки	31
Лекция №10 Регулирование центробежных насосов и способы их заливки. Пуск и остановка центробежных насосов.....	32
Лекция №11 Конструкции центробежных насосов	35

Литература

1. В.И. Турк «Насосы и насосные станции»
2. Малишевский, Кондратьев, Алешко, Малова «Водопроводные и канализационные насосы и насосные станции»
3. Малишевский, Колобкова, Кондратьев, Малова «Проектирование и эксплуатация водопроводных и канализационных насосных станций»
4. П.В. Лобачев «Насосы и насосные станции»
5. СНиП 2.04.02-84
6. СНиП .04.03-84

Лекция №1.

Область применения и основные показатели нагнетателей.

Определение нагнетателей.

Насосы или, в общем случае нагнетатели – машины, служащие для преобразования механической энергии двигателя в энергию перекачиваемых жидкостей (или газов). Более конкретное определение нагнетателей – это машины или механизмы, предназначенные для перемещения жидкостей или газов.

Область применения нагнетателей.

- а) системы внутреннего и внутреннего 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.

Область показателей нагнетателей.

«n» - число оборотов (ходов) в минуту или угловая скорость;

«Q» - производительность, объемные или весовые количества жидкости (газа), перекачиваемые в единицу времени, м³/час или л/сек (или м³/мин – для газов)

«Н», «р» - давление, напор, развиваемые нагнетателями внутри перемещаемой жидкости (газа) – техн. атмосферы (атм), кгс/см², м. вод. ст.;
МПа=10 атм=10 кгс/см²;

«N»= $\gamma \frac{QH}{\eta K}$ – кВт, л.с, кгс·м/сек

«N» - потребляемая мощность – количество энергии, потребляемой нагнетателями на свою работу в единицу времени, где

Q - в л/сек;

H - в метрах водного столба;

γ - объемный вес жидкости в кгс/л (для воды при t=5-40°C, $\gamma=1$ кгс/л);

K=1 при N в кгс·м/сек;

K=75 при N в л.с.;

K=102 при N в кВт;

Насосы и воздухоудувные станции

H – общий к.п.д. нагревателя (колеблется от 0,15 до 0,95(15%-93%))

$$\eta = \frac{N_p}{N}; N_p = \rho g \frac{QH}{K} \text{ кгс}\cdot\text{м/сек}; \text{ л.с}; \text{ кВт};$$

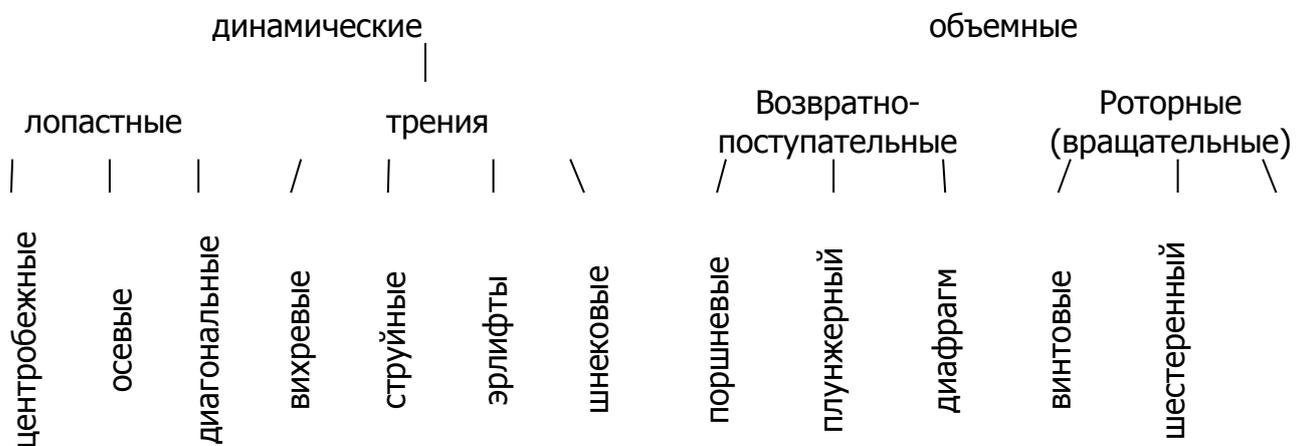
$$\eta = \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{гидр}} \eta_{\text{объёмн}}$$

Классификация нагнетателей.

Производится по двум принципам:

- 1) Для перемещения капельных жидкостей применяются нагнетатели, называемые насосами;
- 2) Для перемещения газообразных жидкостей нагнетатели подразделяются на:
 - а) при давлении $p \leq 1,5$ м.вод.ст. – вентиляторы
 - б) при давлении $p = 1,5 \div 30$ м.вод.ст. – воздуховоды
 - в) при давлении $p > 30$ м.вод.ст. – компрессоры

По принципу работы насосы подразделяются на:



Лопастные насосы.

Центробежный лопастной насос – подача жидкости происходит за счет центробежной силы, возникающей при быстром вращении колеса с лопатками.

Область применения: $Q = 1,1 \div 1300 \text{ м}^3/\text{час}$

$$\eta = 0,4 \div 0,9 \quad H \leq 700 \text{ м}$$

Осевой лопастной насос(пропеллерный) – перемещение жидкости(газа) вдоль оси вращения за счет колеса пропеллерного типа.

Область применения: $Q \leq 45 \text{ м}^3/\text{сек}$ (0,25÷45)

$$\eta = 0,9 \text{ и выше} \quad H \leq 27 \text{ м} (2,5 \div 27)$$

Диагональные насосы – насосы, у которых поток жидкости, проходящий через рабочее колесо, направлен не радиально, как у центробежных насосов, и не параллельно оси, как у осевых, а наклонно, как бы по диагонали прямоугольника, составленного из радиального и осевого направлений.

Область применения – занимает промежуточное положение между центробежными и осевыми.

Насосы трения.

Вихревые лопастные насосы – перемещение жидкости при помощи вертушки с лопастями, без использования центробежной силы.

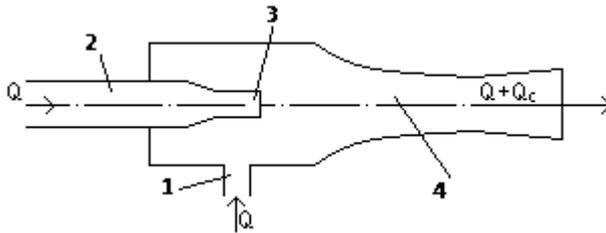
Область применения: $Q = 1 \div 40 \text{ м}^3/\text{час}$

$$\eta = 0,25 \div 0,5 \quad H = 15 \div 90 \text{ м}$$

Насосы и воздухоподъемные станции

Струйные насосы работают по принципу смещения потока перекачиваемой жидкости со струей жидкости, пара или газа, обладающий 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.

Шнековые насосы – вал с навитой на него спиралью.

Область применения: Q до $5 \text{ м}^3/\text{сек}$ ($15\div 5000 \text{ л/с}$)

$$\eta=0,7\div 0,75$$

H до $6\div 7 \text{ м}$

Возвратно-поступательные насосы.

Поршневой насос – перемещение жидкости при помощи поршня или скалки, движущихся возвратно-поступательно.

Область применения: $Q\leq 200 \text{ м}^3/\text{час}$

$$\eta=0,9\div 0,99$$

H до 2000 м

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

Диафрагменный насос – вместо поршня гибкая диафрагма (мембрана) из кожи, прорезиненной ткани или из синтетического материала.

Область применения: $Q=1\div 150 \text{ м}^3/\text{час}$

H до 2000 м

Роторные (вращательные) насосы.

Винтовые насосы – имеют винты специального профиля, линия зацепления между которыми обеспечивают полную герметизацию области нагнетания от области всасывания.

Шестеренный насос – рабочим органом насосы являются две шестерни:

Ведущая и ведомая. $\eta=0,7\div 0,9$

Обладают риверсивностью: изменяют направление потока в трубопроводах присоединенных к насосу.

Исторический обзор развития насосов.

Водоподъемные машины применяются с незапамятных времен. Первые приспособления для подъема воды – ведра, закрепленные на жерди или веревке. Подъем осуществлялся мускульной силой. Издавна применяются двухплечные рычаги, вращающиеся на стойке – опоре. Это общеизвестные «Журавли», применяемые и сейчас. Более совершенные водоподъемники – «Китайский ворот», «Архимедов винт».

Поршневой насос применялся еще древними греками и римлянами для выкачки воды из трюмов кораблей. Двухцилиндровый поршневой насос для противопожарных целей был изобретен во II – I веке до нашей эры древнегреческим механиком Ктезибием.

Насосы и воздухоподувные станции

Примитивные поршневые насосы просуществовали столетия без каких-либо существенных изменений в конструкции. В качестве двигателя для поршневого насоса использовалась мускульная сила человека и животных, сила воды и ветра. Существенные усовершенствования в конструкции поршневых насосов произошли лишь в XVIII веке в связи с развитием производства чугуна, сталелитейного дела, машиностроения и в особенности в связи с развитием паровых двигателей. Паровой, поршневой и плунжерный насосы получили большое распространение в XIX веке.

Идея центробежного насоса возникла в начале XVIII века (1703 г. французский физик Папен). Однако отсутствие в то время быстроходных двигателей задержало распространение этих насосов до XX века.

В конце XIX века появление электродвигателей паровых турбин позволило решить проблему двигателей, а развитие машиностроения и механики – усовершенствовать конструкцию центробежных насосов, которые в последнее время получили преимущественное распространение во всех отраслях техники.

В 1898 году русский инженер Пушечников создал первый глубокий вертикальный центробежный насос артезианского типа. Эти насосы в настоящее время широко применяются в области водоснабжения.

В последнее время началось широкое внедрение осевых насосов.

Теория насосов развивалась от вывода в середине XVIII века знаменитого уравнения Бернулли, связывающего давление и скорость в потоке жидкости и создание Эйлером основной теории центробежных машин. Большой вклад в теории насосов внесли советские ученые: Жуковский и Чаплыгин (теоретические основы расчета пропеллерных насосов), Проскура (гидродинамика турбомашин), Куколевский (закон динамического подобия) и др.

Широкими исследованиями в области насосов занимается В и ГМ и ряд отраслевых НИИ и КБ при насосостроительных заводах.

Наша страна обеспечивает все внутренние нужды за счет собственного производства. Качество наших насосов не хуже зарубежных, а по ряду показателей превосходит их.

Центробежные насосы.

Схема и принцип действия.

Центробежный насос состоит из:

- рабочего колеса(колес);
- корпуса;
- всасывающего и нагнетательного патрубков.

Насосы и воздухоудувные станции

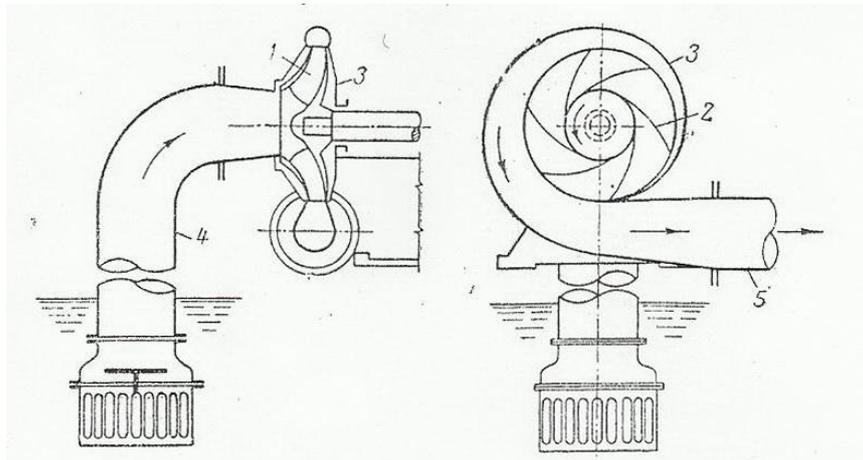


Рис. 1. Схема одноколесного центробежного насоса

Принцип действия: создание разрежения 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 (двухстороннего всасывания).
4. По расположению вала: горизонтальные и вертикальные.
5. По способу разъема корпуса: с вертикальным разъемом корпуса () и с 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 ряду перекачиваемой жидкости: водопроводные, канализационные, теплофикационные, кислотные, землесосы и др.

Арматура центробежных насосов.

1. Приемные клапаны сетки, приемные воронка на всасывающей линии. Приемный клапан состоит из сетки и обратного клапана, который предотвращает вытекание жидкости, заливаемой в насос и 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 устанавливается только тогда. Когда насос 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;

Насосы и воздухоподувные станции

- 6. Задвижка на напорном трубопроводе предназначена для пуска насоса, его остановки и для 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.
- Водомер и предохранительный клапан обычно устанавливаются для группы насосов.

Несколько определений.

- 1. Количество движения (импульс) «P» - мера движения, равная произведению массы тела на скорость. $P = m \cdot V$
- 2. Момент количества движения «M» - особая мера механического движения, существующая для вращательного движения. Различают:
 - а) Момент количества движения материальной точки относительно точки или оси M;
 - б) Главный М.К.Д. системы материальных точек – кинетический момент «M» точки относительно центра вращения выражается векторным произведением радиус-вектора частицы «r» на количество движения. $M = P \cdot r = m \cdot V \cdot r$
- 3. Момент силы «Z» - механическая величина характеризующая внешнее воздействие на тело и определяющая изменение вращательного движения тела. $Z = F \cdot r$, где F – внешняя сила;
- 4. Окружная скорость «U» - линейная скорость вращающегося тела. Зависит от угловой скорости и расстояния от оси вращения. $U = \omega \cdot r$, где ω – угловая скорость в 1/сек
- 5. Масса «m» $m = \rho \cdot Q$

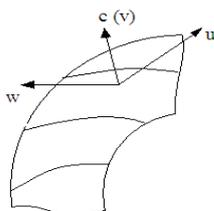
Лекция №2

Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

Движение жидкости в рабочем колесе насоса.

При движении частиц жидкости в рабочем колесе насоса между его лопатками, она находится под воздействием двух движущих сил:

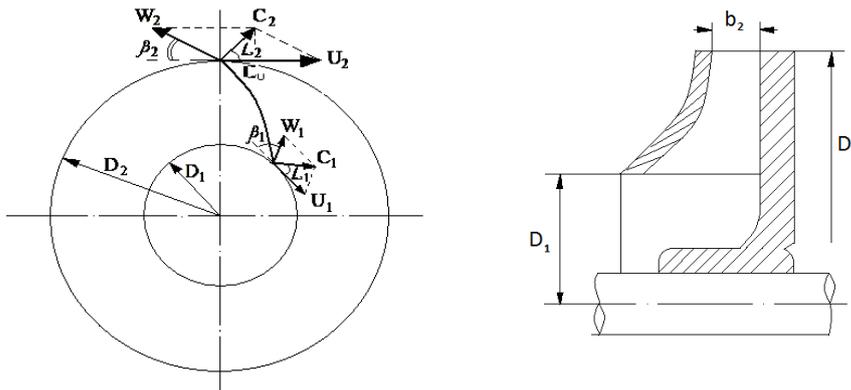
- а) Вращение по окружности колеса под влиянием окружной силы – «u»
- б) Перемещение вдоль лопаток с относительной скоростью – «w»



Суммарное направление движения частицы жидкости определяется сложением векторов-скоростей «w» и «u», в результате чего получили абсолютную скорость «с» - геометрическую сумму первых двух

$c = u + \omega$

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



При этом будем иметь следующие показатели:

W – относительная скорость;

U – окружная скорость;

C – абсолютная скорость;

C_2 - радиальная составляющая абсолютной скорости;

C_u - окружная составляющая абсолютной скорости;

- угол между направлениями абсолютной и окружной скоростей;

- угол между направлениями относительной скорости и касательной к окружности

$$C_2 = C \cdot \sin \alpha \quad ; \quad C_u = C \cdot \cos \alpha$$

Величиной окружной скорости на выходе из колеса:

$$U_2 = \frac{\pi \varphi_2 n}{60}, \text{ м/сек}$$

Где n -число оборотов в мин

$$C_2 = \frac{Q_T}{\omega} = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2 \varphi_2}, \text{ м/сек}$$

Где Q_T - теоретический расход жидкости, $\text{м}^3/\text{сек}$

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; $\varphi_2 = 0,9 \div 0,95$

Основное уравнение центробежного насоса.

Основное уравнение центробежного насоса дает возможность определить теоретический напор.

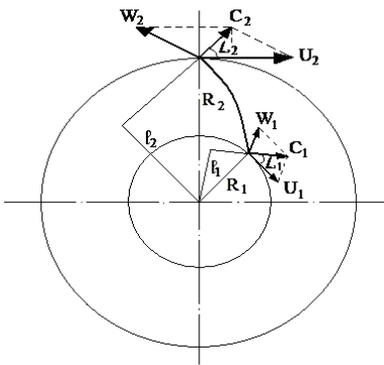
При выводе уравнения принято:

а) работа совершаемая насосом, происходит без гидравлических потерь;

б) колесо имеет бесконечное множество лопаток

Это позволяет поток в колесе считать состоящим из элементарных струек, форма которых соответствует форме межлопастного канала.

Насосы и воздухоудувные станции



Мощность, развиваемая насосом при подъеме воды без потерь

$$N = \rho g Q_T H_T$$

Мощность от вала центробежного насоса передается потоку через лопатки рабочего колеса на основании теоремы момента количества движения, которая для установившегося потока может быть изложена так:

изменение момента количества движения массы жидкости, протекающей в 1сек. при переходе от одного сечения к другому, равно моменту внешних сил, приложенных к потоку между этими сечениями.

Как выше было показано, мощность, приложенная к потоку, при работе насоса без потерь, будет равна

$$N = \gamma Q_T H_T, \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{сек}$$

Но в то же время эта мощность м. б. выражена через момент приложенных к потоку внешних сил:

$$N = M \cdot \omega,$$

Где \$M\$ – крутящий момент на валу;

\$\omega\$ - угловая скорость;

Приравнивая правые части уравнения получим:
$$H_T = \frac{M \cdot \omega}{\rho g Q_T}, \text{ м};$$

Величины \$M\$, \$K\$, \$D\$, на входе в колесо насоса и на выходе из него будут соответственно

$$M_1 = m \cdot v_1 \cdot l_1; \quad M_2 = m \cdot v_2 \cdot l_2$$

Изменение \$M\$, \$K\$, \$D\$, равно моменту приложенных к потоку внешних сил:

$$M = M_2 - M_1 = m(v_2 \cdot l_2 - v_1 \cdot l_1)$$

Подставив вместо \$m = \rho Q_T\$, а вместо \$l_1\$ и \$l_2\$ соответственно \$R_1 \cdot \cos \alpha_1\$ и \$R_2 \cdot \cos \alpha_2\$, будет иметь:

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

$$H_T = \frac{\rho Q_T (v_2 \cdot R_2 \cdot \cos \alpha_2 - v_1 \cdot R_1 \cdot \cos \alpha_1) \cdot \omega}{\rho g Q_T}, \text{ подставив вместо } \omega = \frac{U_2}{R_2} = \frac{U_2}{R_2}, \text{ будет}$$

иметь:

$$H_T = \frac{v_2 \cdot U_2 \cdot \cos \alpha_2 - v_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \text{ или } H_T = \frac{v_{2u} \cdot U_2 - v_{1u} \cdot U_1}{g}, \text{ м}$$

Это уравнение впервые было получено Эйлером (1707-1783)

Обычно жидкость в центробежных насосах входит в колесо радиально, т.е. \$\alpha = 90^\circ\$. Тогда \$\cos \alpha_1 = 0\$, а

$$H_T = \frac{v_{2u} \cdot U_2}{g}, \text{ м}$$

Так как $U_2 = \frac{\pi D_2 \cdot n}{60}$, то чем больше \$D_2\$, \$n\$ и \$v_{2u}\$, тем больше \$H_T\$

Насосы и воздухоподувные станции

Действительный напор меньше теоретического вследствие ограниченного числа лопаток и наличия гидравлических сопротивлений внутри насоса, поэтому

$$H = k \cdot \eta_r \cdot \frac{v_{2u} \cdot U_2}{g} \text{ м, где}$$

k - коэффициент, учитывающий ограниченное количество лопаток (0,75-0,9);
 η_r - гидравлический К.П.Д насоса (0,9-0,95)

Для приближенных расчетов можно пользоваться формулой

$$H = a \frac{U_2^2}{g} \text{ м или } H = 0.00028 a D^2 n^2 \text{ м, где}$$

a - коэффициент напора (для насосов со спиральным отводом принимается равным 0,35-0,5, а для насосов направляющим аппаратом 0,45-0,55)

D - внешний (наружный) диаметр рабочего колеса, м;

Теоретическая производительность центробежного насоса

Определяется по равнению

$$Q_T = F \cdot V_\phi \text{ м}^3/\text{сек, где}$$

F - площадь живого сечения потока в м;

V_ϕ - средняя скорость жидкости, нормальная этому сечению.

$$Q_T = \pi D_2 b_2 \varphi_2 \text{ м}^3/\text{сек}$$

$Q = \eta_0 \cdot Q_T$, где η_0 - объемный КПД насоса

Исследование профиля лопаток рабочего колеса

$$H_T = H_{ст} + H_{дин}; H_{дин} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}; V_1 = V_{22}; H_{дин} = \frac{V_2^2 - V_{22}^2}{2g} = \frac{V_{2u}^2}{2g}$$

Рассмотрим три возможных случая загиба лопаток по отношению к направлению вращения рабочего колеса:

- а) лопатки загнуты в перед;
- б) лопатки направлены перпендикулярно
- в) лопатки загнуты назад

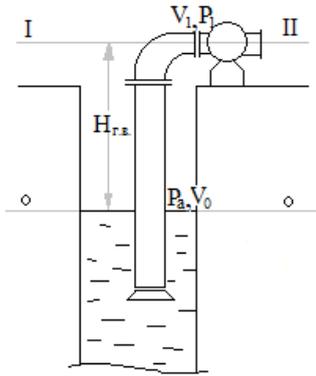
Несмотря на кажущееся преимущество загиба лопаток вперед их все-таки отгибают назад и принимают величину $\beta_2 = 90^\circ - 60^\circ$ потому что:

1) преобразование динамического напора в статический связано как с большими гидравлическими потерями в отводе насоса, так и конструктивными осложнениями. Выгоднее поэтому большую часть напора получить в форме статического напора непосредственно в рабочем колесе

2) каналы более плавные, чем при загибе лопаток вперед обеспечивает лучше условия стекания жидкости с лопаток и следовательно, более высокий К.П.Д.

Лекция №3

Высота всасывания центробежных насосов



Геодезическая высота всасывания горизонтальных центробежных насосов – разность отмерок оси колеса и свободного уровня воды в резервуаре. Геодезическая высота всасывания вертикальных центробежных насосов измеряется как разность отметок середины кромки первого рабочего колеса и свободного уровня воды в резервуаре. Подъем жидкости к насосу (всасывание) происходит за счет избытка атмосферного давления на свободной поверхности в приемном резервуаре $\frac{P_a}{\rho g}$ над

давлением у входа в колесо $\frac{P_г}{\rho g}$, которое меньше атмосферного.

$\frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_г}{\rho g} = H_{г.в.}$, м – вакуумметрическая высота всасывания отмечаемая вакуумметром.

Для центробежных насосов $H_{в.в.} \leq 8-8,5$ м, указывается в каталогах.

Зависимость между геодезической и вакуумметрической высотами всасывания.

Напишем уравнение Бернулли для сечения I-I и 0-0, приняв за плоскость сравнения 0-0.

$$0 + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} = H_{г.в.} + \frac{P_г}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{п.в.}$$

Пренебрегая величинами $\frac{V_0^2}{2g}$ как ничтожно малой, получим:

$$H_{г.в.} = \frac{P_a - P_г}{\rho g} - h_{п.в.} - \frac{V_1^2}{2g} \text{ м}$$

$$H_{г.в.} = H_{в.в.} - h_{п.в.} - \frac{V_1^2}{2g}$$

$$H_{в.в.} = H_{г.в.} + h_{п.в.} + \frac{V_1^2}{2g} \text{ м, где}$$

V_1 – скорость движения воды во всасывающей трубке насоса;

$h_{п.в.}$ - потери напора во всасывающем трубопроводе;

Вакуумметрическая высота всасывания складывается из геодезической высоты всасывания потерь напора во всасывающем трубопроводе и потери напора во всасывающей трубке насоса. Заводы, выпускающие насосы в каталогах (и паспортах) указывают величину допускаемой высоты всасывания ($H_{в.в.}^{доп}$), определенной по натурным испытаниям и приведенной к атмосферному давлению 1 кгс/см^2 и температуре 20°C . В случае установки насосов в местности, где атмосферное давление отличается от нормального, следует вводить поправку в

Насосы и воздухоподъемные станции

каталожную величину допустимой вакуумметрической высоты всасывания по формуле $H_{\text{вак}} = H_{\text{вак}}^{\text{кат}} - 10 + H_A$, где

H_A - атмосферное давление в местности, где устанавливается насос, выраженное в м.рт.ст. (принимается по таблице)

Высота над уровнем моря в м	-600	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500
Атмосферное давление H_A в м.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

Высота всасывания зависит также и от температуры жидкости. Чем выше температура воды, тем меньше высота всасывания. Поэтому для перекачки жидкости с температурой более 20°C к величине $H_{\text{вак}}^{\text{кат}}$ следует вводить поправку, равную разности $0,24 - h_t$, где

0,24 – давление насыщенного пара в м.рт.ст. при $t=20^\circ\text{C}$

h_t - давление насыщенного пара данной температуре жидкости (принимается по таблице)

Температура в °C	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
h_t в 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 $H_{\text{вак}}^{\text{кат}}$ определяется по формуле

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

во всех случаях высота всасывания должна удовлетворять тому условию, что минимальное абсолютное давление $P_{\text{мин}}$ у входа жидкости в рабочее колесо должно превышать давление насыщенного пара перекачивания жидкости h_t

$$0 + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} = H_{\text{г.в.}} + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{\text{п.в.}}$$

$$P_{\text{мин}} = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_a}{\rho g} - H_{\text{г.в.}} - h_{\text{п.в.}}$$

и в тоже время

$$P_{\text{мин}} = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = h_t + \Delta h, \text{ где}$$

Δh – величина Т наз. кавитационного запаса

$$\frac{P_a}{\rho g} - H_{\text{г.в.}} - h_{\text{п.в.}} = h_t + \Delta h; \text{ откуда: } H_{\text{г.в.}} = \frac{P_a}{\rho g} - h_{\text{п.в.}} - h_t - \Delta h = \frac{P_a}{\rho g} - h_{\text{п.в.}} - h_t -$$

$$\left(\frac{n\sqrt{Q}}{C_{\text{кр}}}\right)^{4/3} \cdot 10$$

$$C_{\text{кр}} = f(ns)$$

Величина $\Delta h \geq 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C_{\text{кр}}}\right)^{4/3}$ получена Рудневым С.С. и определение $H_{\text{г.в.}}$ по

последней формуле гарантирует от возникновения явления кавитации в насосе. Величина потерь во всасывающем трубопроводе м.б. определена по формуле

Насосы и воздухоподувные станции

$$h_{п.в.} = il + \sum Y \frac{v^2}{2g} = SQ + \sum Y \frac{v^2}{2g} = S_0PQ^2 + \sum Y \frac{v^2}{2g}$$

Кавитация.

В случае, когда у входа в рабочее колесо абсолютное давление становится меньше давления насыщенного пара данной жидкости и ее рабочей температуре, возникает явление кавитации холодного кипения жидкости, она вскипает. Явление парообразования в холодной жидкости продолжающееся до полного срыва работы насоса, называется кавитацией. При этом наблюдается целый комплекс явлений, главные из которых следующие:

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, увеличенных потоком в область повышенного давления. Движение жидкости к центрам пузырьков с большой скоростью увеличения давления, столкновение струек, гидравлические удары (местные) – уколы, разрушение поверхности лопаток на выходе из рабочего колеса (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

Причина возникновения кавитации.

- а) Низкое барометрическое давление на входе в 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.

- а) Наплавка поверхности твердым сплавом;
- б) Металлизация поверхности в холодном состоянии;
- в) Местная поверхностная закалка;
- г) Тщательная обработка поверхности;
- д) Покрытие основного металла тонкими пластинками нержавеющей стали;
- е) Снижение высоты подъема воды;
- ж) Впуск небольшого количества воздуха во всасывающую трубу;

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

Лекция №4

Напор, развиваемый центробежным насосом

Напором называется прирост удельной энергии жидкости (энергия 1 кг) на пути от входа до выхода из насоса, выраженный в метрах столба перекачиваемой жидкости. Из рассмотрения уравнения Бернулли в гидравлике мы знаем, что полная удельная энергия «Е» складывается из

Насосы и воздухоудувные станции

$$E = z \cdot g + \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2}, \text{ где}$$

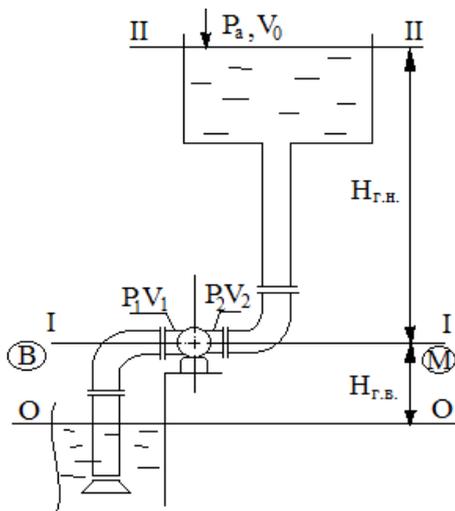
$z \cdot g$ – удельная потенциальная энергии жидкости, (Па);

$\frac{P}{\rho}$ – удельная потенциальная энергии давления;

P – абсолютное давление жидкости, (Па);

V – скорость движения жидкости, (м/с);

$\frac{V^2}{2}$ – удельная кинетическая энергия



Приняв за плоскость сравнения О-О напишем уравнение приращения удельной энергии или полезной удельной работы:

$$E_2 - E_1 = \frac{P}{\rho} = (z_2 - z_1)g + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

Давление, развиваемое насосом:

$$P = (z_2 - z_1)\rho g + P_2 - P_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \rho$$

Так как $H = \frac{P}{\rho g}$, то

$$H = (z_2 - z_1)g + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}, \text{ м}$$

Сумма первых двух членов называется манометрическим напором

$$H = H_{\text{ман}} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$$

В действующих насосных установках манометрического напора

$$H_{\text{ман}} = H_{\text{м}} + H_{\text{в}} \pm z, \text{ где}$$

Рис. 1

$H_{\text{м}}$ - показание манометра в м;

$H_{\text{в}}$ - показание вакуумметра в м;

z – расстояние между цапфами манометра и вакуумметра;

$$H_{\text{ман}} = H_{\text{м}} + H_{\text{в}} \pm z \pm \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}, \text{ м}$$

Где $H_{\text{м}}$ - показание манометра в м;

$H_{\text{в}}$ - показание вакуумметра в м;

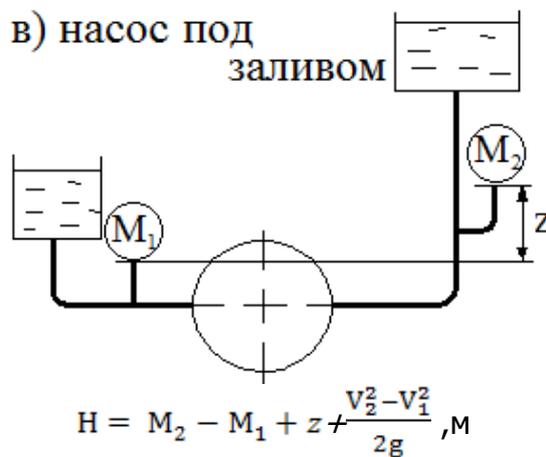
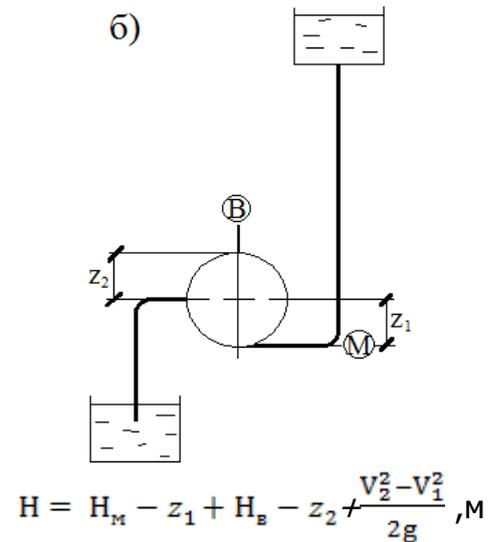
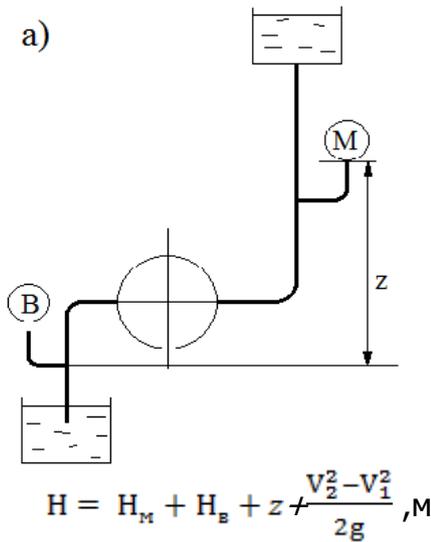
Полный напор (полная высота) насоса равен сумме показаний манометра и вакуумметра устанавливаемых на напорном и всасывающем патрубках, плюс разность скоростных напоров, в напорном и всасывающем патрубках.

$$H = 10_{\text{рм}} + 10_{\text{рв}} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \text{ м}$$

где $рм$ и $рв$ - показания манометра и вакуумметра в выведенные формулы для полного напора характерны для определения полного напора устанавливаемого и работающего насоса.

Различные случаи присоединения манометра и вакуумметра к центробежному насосу.

Насосы и воздухоудвные станции



Полный напор проектируемого насоса.

Для проектируемой установки насоса полный напор складывается из

$H =$

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

Где $H_{\text{г.в.}}$ - геодезическая высота всасывания;

$H_{\text{г.н.}}$ - геодезическая высота нагнетания;

$h_{\text{п.в.}}, h_{\text{п.н.м.}}$ - сумма потерь напора (по длине и местных) на всасывающей и нагнетательной линиях.

Вывод: уравнение полного напора для проектируемого насоса:

$$H = H_{\text{м}} + H_{\text{в}} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}, \text{ м}; \quad H_{\text{в}} = H_{\text{г.в.}} + h_{\text{п.в.}} + \frac{V_1^2}{2g} \text{ м};$$

Из рисунка 1 напишем уравнение Бернулли для сечения I – I (выхода из насоса) и II – II, приняв за плоскость сравнения сечение I – I:

$$0 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} = H_{\text{г.н.}} + \frac{P_{\text{а}}}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + h_{\text{п.н.}}$$

Величиной $\frac{V_0^2}{2g}$ пренебрегаем:

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} = H_{\text{г.н.}} + \frac{P_{\text{а}}}{\rho g} + h_{\text{п.н.}}; \quad \frac{P_2 - P_{\text{а}}}{\rho g} = H_{\text{г.н.}} - \frac{V_2^2}{2g} + h_{\text{п.н.}}$$

Насосы и воздухоудувные станции

$$\frac{P_M}{\rho g} = H_M = H_{г.н.} - \frac{V_2^2}{2g} + h_{п.н.}, \text{ подставим значение } H_M \text{ в формулу для } H$$

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

Коэффициент полезного действия и мощности насоса.

Общий КПД насоса $\eta = \eta_0 + \eta_{г.} + \eta_{м.}$

Объемный КПД насоса (η_0)

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_1} = \frac{Q}{Q+q} \approx 0.95 \div 0.98, \text{ где } Q - \text{ расход воды на выходе из насоса; } Q_1 -$$

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 гидравлический потерь – потерь энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при движении жидкости от входа в насос до выхода из него, то есть во всасывающем аппарате, рабочее колесо и нагнетательном патрубке.

$$\eta_{г.} = \frac{H}{H+h_r} = \frac{H}{H_{г.}} \approx 0.9 \div 0.95, \text{ где}$$

h_r - потери на гидравлические сопротивления внутри насоса.

Механический КПД насоса.

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

$$\eta_{м.} = \frac{N - N_{мех.пот}}{N} \approx 0.9 \div 0.97, \text{ где}$$

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 совершенствования 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

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

Где $K_{дв}$ - 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 20-50 кВт – 1,2

При мощности N от 50-300 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 определяют по выражению:

$$N_{дв.} = K_{дв} \frac{N}{\eta_{пер}}, \text{ где } \eta_{пер} - \text{ КПД передачи}$$

Лекция №5

Коэффициент полезного действия и мощность центрального насоса. Теоретическая и рабочая характеристика центробежного насоса

Характеристики центробежных насосов.

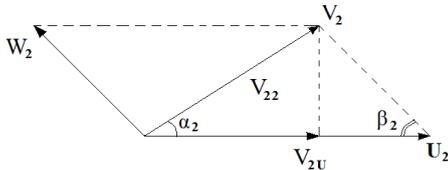
Графические зависимости между двумя переменными основными показателями насосов при постоянном третьем показателе (числе оборотов рабочего колеса- n) называется характеристиками центробежных насосов. Обычно рассматривают следующие характеристики: $Q-H$; $Q-N$; $Q-\eta$; $Q-H_{\text{в.ак}}$, где Q принят независимым переменным, а остальные показатель - зависимыми функциями.

Теоретическая характеристика центробежного насоса.

Зависимость между производительностью, « Q » и напором « H » при постоянном числе оборотов, « n », выраженная графически, называется характеристикой, « $Q-H$ ». Теоретическое определение характеристики $Q-H$ производят с использованием основного уравнения центробежного насоса.

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

Величина U_2 - постоянная, т.к. « n » - постоянное. Будем считать независимой переменной величину Q_T и посмотрим, как будет изменяться величина H_T с изменением Q_T .



$$V_{2u} = U_2 - V_{2r} \text{Ctg} \beta_2, \text{ где}$$

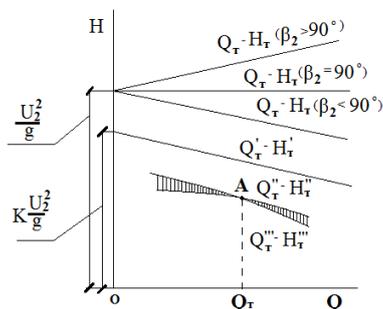
$$V_{2r} = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2}$$

Если учесть стеснение площади выхода лопатками рабочего колеса, введя коэффициент φ_2 , то тогда $V_{2u} = U_2 - \frac{Q_T \text{Ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2 \varphi_2}$ и $H_T = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \text{Ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2 \varphi_2} Q_T$

При $Q_T=0$ начальная ордината зависимости Q_T-H_T будет равна $H_T = \frac{U_2^2}{g}$

Для упрощения анализа обозначим в уравнении H_T величины $\frac{U_2^2}{g}$ через A , а $\frac{U_2 \text{Ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2 \varphi_2}$ через B и получим $H_T = A - B Q_T$

Как видно из формулы, графическая зависимость Q_T-H_T изображается семейством прямых, исходящих из одной точки с ординатой $H_T = \frac{U_2^2}{g}$, но с различными углами наклона к осям в зависимости от значения угла β_2 . проанализируем влияние угла β_2 на теоретическую характеристику насоса:



1) $\beta_2 < 90^\circ - \text{Ctg} \beta_2 > 0$ Прямая теоретического напора направлена наклонна вниз такое положение наблюдается при отогнутых назад лопатках.

Насосы и воздуходувные станции

2) $\beta_2 = 90^\circ - \text{Ctg}\beta_2 = 0$ Прямая параллельно оси с начальной ординатой

$H_T = \frac{U_2^2}{g}$, такое положение наблюдается при радиальном расположении рабочих лопаток на выходе из колеса.

3) $\beta_2 > 90^\circ - \text{Ctg}\beta_2 < 0$ Прямая направлена с наклоном вверх.

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

а) если принять конечное число лопаток, то кривая $Q_T - H_T$ переместиться ниже и займет положение $Q'_T - H'_T$, а ее начальная ордината уже будет равна « $K \frac{U_2^2}{g}$ ».

б) кроме сказанного, следует учесть потери напора в насосе. Которые складываются из потерь напора на трение и местные сопротивления и из потерь напора на удар при выходе на лопатки колеса и направляющего аппарата.

Оба этих вида потерь связаны с изменением расхода Q_T и ориентировочно могут изменяться пропорционально квадрату расхода (при турбулентном режиме).

Потери напора на трение и местные сопротивления учитываются параболическим загибом вниз линии $Q_T - H_T$ с вершиной в начале координат и в конечном счете характеризуется линией $Q''_T - H''_T$.

Потери напора на удар теоретически имеют место лишь при отклонении величины расхода от расчетной ($Q_{T,а}$), на которую произведен гидравлический расчет насоса. Учет потерь напора на удар характеризуется кривой $Q'''_T - H'''_T$. Кривая $Q_T - H_T$ является уже 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.

При испытании:

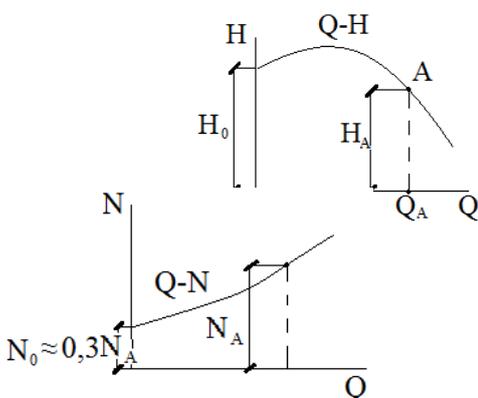
1) определяют Q, H, N и η

2) выявляют графическую зависимость H, N и $\eta = f(a)$

Ход построения характеристики:

Регулируя степень открытия задвижки напорной линии, получают различные производительности и соответствующие им напоры данного числа оборотов. точно также фиксируются для различных значений Q и величина 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 $\eta = \frac{N_{\pi}}{N}$



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

Точка A характеристики Q-H, отвечающая максимальному значению η , называется рабочей точкой, т.к. она соответствует оптимальному режиму работы

Насосы и воздухоудувные станции

насоса. При закрытой задвижке на напорной линии напор равен H_0 , а мощность $N_0 \approx 30\%N_A$.

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 $K_p = \frac{H_0 - H_A}{H_A} \cdot 100\%$

Где H_0 - напор насоса при работе с закрытой задвижкой;

H_A - напор при максимальном значении к.п.д.

Пологая характеристика имеет крутизну $8 \div 12\%$, крутопадающая - $25 \div 30\%$

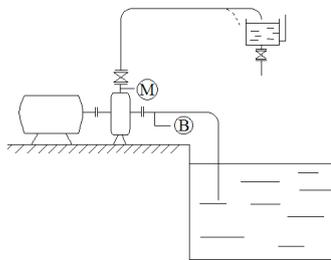
Пологие характеристики насосов позволяет применять их там, где имеет место значительное колебание расходов при относительно постоянном напоре.

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

Работа насосов, имеющих непрерывно снижающиеся характеристики, протекает устойчиво во всех точках кривой. Возрастающие

характеристики с максимумом имеют неустойчивый начальный участок $H_0 - H_A$ этот входящий участок д.б. как можно меньшим. Работа насоса на этом участке характеристика неустойчива, сопровождается сильным шумом.

Работа насосов с характеристикой, имеющей неустойчивый участок, допускается только с расходами, превышающими расход Q_A . Стенд для испытания центробежных насосов предусматривает питание насосов по обратной 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 $H_m + H_v + z + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$

Определяется с использованием показаний приборов: манометра и вакуумметра.

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

Мощность - динамометр (крутильным) или балансирным электродвигателем. По показаниям приборов: ваттметра, амперметра и вольтметра. Мощность, получаемая агрегатом от сети

$$N_0 = \frac{\sqrt{3} V \cdot A \cdot \cos \varphi}{1000} \text{ кВт}$$

Величину $\cos \varphi$ определяют по характеристики двигателя $\cos \varphi - N_0$

Для определения мощности на валу $N = N_0 \cdot \eta_{дв}$

$\eta_{дв}$ берется по характеристике двигателя в зависимости от нагрузки

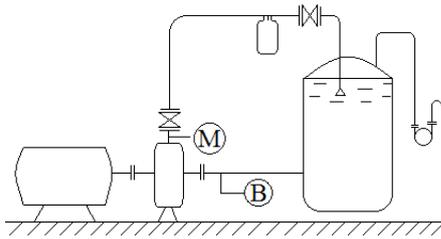
$$\frac{N}{N_0} = \eta_{дв}; \frac{N_{п}}{N} = \eta; \frac{N_{п}}{N_0} = \eta_{уст}; N_{п} = N_{\eta}; \frac{N_{\eta}}{N_0} = \eta_{уст}; \eta_{дв} \cdot \eta = \eta_{уст}$$

Насосы и воздухоудвные станции

Число оборотов- тахометром

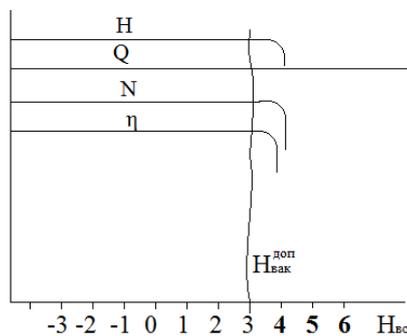
Насосы подвергаются трем видам испытания: нормальным, обкаточным, кавитационным.

Кавитационные испытания насоса



Наряду с построением рабочих характеристик насоса производят его кавитационным испытаниям на специальном замкнутом стенде, при постоянных «Q» и «n» с целью получения допустимого значения вакуума на выходе в центробежный насос « $H_{вак}^{доп}$ ». Испытания приводят для нескольких значений расхода «Q» и таким образом получают характеристику насоса $Q-H_{вак}^{доп}$, четвертую по счету, которая с характеристиками Q-H, Q-N и Q-η полностью характеризуют работу насоса

для нескольких значений расхода «Q» и таким образом получают характеристику насоса $Q-H_{вак}^{доп}$, четвертую по счету, которая с характеристиками Q-H, Q-N и Q-η полностью характеризуют работу насоса



Лекция №6

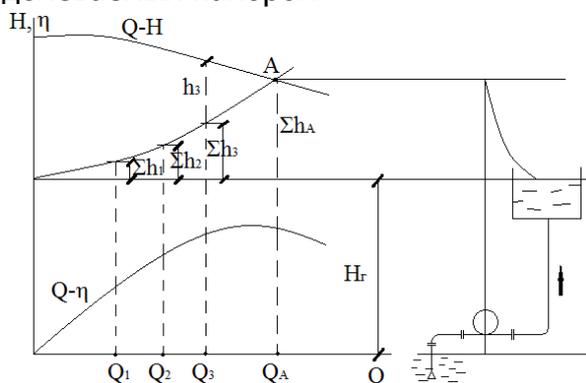
Характеристика трубопровода. Неустойчивая работа насосов

Характеристика трубопровода.

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

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

Характеристика водовода – зависимость между расходом жидкости и преодолеваемым напором



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

Насосы и воздухоудвные станции

а) Заданные режимы работы лежали в области наивыгоднейших значений КПД насоса;

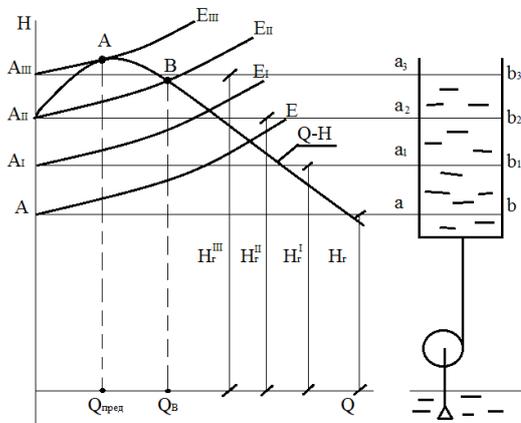
б) Высота всасывания насоса не превышала предела, установленного для данной конструкции.

Точка А определяет все данные, характеризующие рабочий режим насоса, а именно: производительность Q_A , напор H_A , включая высоту всасывания, 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 $Q_3 < Q_A$, необходимо прикрыть задвижку на напорной линии, создав дополнительное сопротивление h_3 . При этом полный напор насоса будет $H_3 = H_r + \sum h_3 + h_3$

Соответствующим образом изменится и КПД насоса.

Неустойчивая работа насоса.

Работа насоса устойчива при $H_r \leq H_r''$, что соответствует уровню в напорном резервуаре



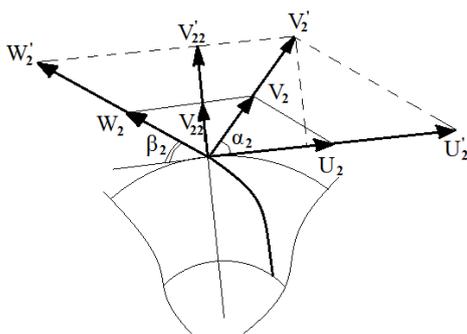
$a_2 - b_2$. Если производительность насоса станет меньше величины Q_B (в связи с увеличением геодезической высоты подъема), то работа насоса станет неустойчивой, так как характеристика трубопровода $A_{II} - E_{II}$ пересекается с характеристикой Q-H в двух точках. Насос будет еще работать, хоть неустойчиво, до тех пор пока точка В не переместится

влево до точки А, 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 $a_1 - b_1$. неустойчивая работа насоса выражающаяся во внезапном изменении производительности, сопровождается гидравлическими ударами. Для избежания 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 подбора 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 в следствии подобия треугольников скорости на входе и выходе.

Из подобия параллелограммов следует:

$$\frac{U_2}{U'_2} = \frac{V_2}{V'_2} = \frac{w_2}{w'_2} = \frac{V_{22}}{V'_{22}}$$

Насосы и воздухоподувные станции

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

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}$$

Напор, развиваемый насосом, согласно основному уравнению центробежного насоса определяется по формуле: $H = \eta_r K \frac{U_2 V_2 \cos \alpha_2}{g}$

Соотношение напоров при изменении числа оборотов с n до n_1 будет

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

$$\frac{H}{H_1} = \frac{n^2}{n_1^2}$$

Так как мощность насоса пропорциональна произведению расхода на напор, то при $\eta = \text{const}$ 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:

$$\frac{H}{H_1} = \frac{Q^2}{Q_1^2} \cdot \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_1}{Q_1^2} = K_1 = \text{const}$$

$$\frac{N}{N_1} = \frac{Q^3}{Q_1^3} \cdot \frac{N_1}{Q_1^3} = \frac{N_1}{Q_1^3} = K_2 = \text{const}$$

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

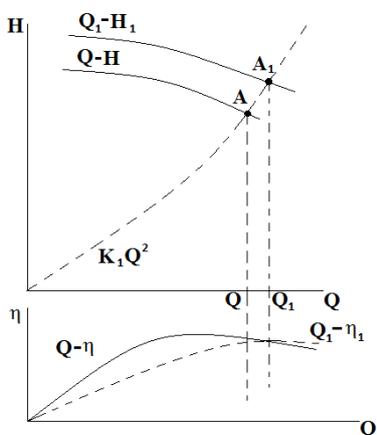
$$Q_1 = Q \left(\frac{n_1}{n} \right); H_1 = H \left(\frac{n_1^2}{n^2} \right) \text{ и нахождение точки } A_1 \text{ по}$$

этим величинам.

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

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

характеристик работы насоса $Q - H$, $Q - N$ при различном числе оборотов было принято, что КПД насоса не изменяется. Поэтому кривая $Q - \eta$ при n_1 оборотах несколько сместится от своего прежнего положения



(вправо – при $n_1 > n$ и влево - $n_1 < n$). При изменении числа оборотов с n на n_1 допустимая вакуумметрическая высота всасывания соответственно будет

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}1} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} \frac{n_1^2}{n^2}$$

Лекция №7

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, выполненных 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 колеса (эталонного), которое во всех деталях геометрически подобно рассматриваемому колесу насоса и при подаче жидкости $Q=75\text{л/сек.}$ обеспечивает напор $H=1\text{м.}$

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

$$H = k\eta_r \frac{U_2 V_{2u}}{q}; \quad U = \frac{\pi D n}{60} \text{ м/сек}$$

Напор пропорционален произведению двух скоростей, каждая из них пропорциональна произведению « nD ». Следовательно, для двух подобных рабочих колес центробежных насосов с разными числами оборотов (n и n_1) и диаметрами (D и D_1) можно написать

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 \left(\frac{D}{D_1}\right)^2 \text{ или}$$

H изменяется пропорционально $(nD)^2$

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

$$\frac{D}{D_1} = \frac{b}{b_1}$$

Значит; площадь выходного сечения пропорциональна « D^2 ». Радиальная составляющая абсолютной скорости C_{22} пропорциональна произведению « nD ». Отсюда

Насосы и воздуходувные станции

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

Производительность «Q» изменяется пропорционально « nD^3 »

Мощность «N» изменяется пропорционально «QH». Подставляя вместо «Q» и «H» пропорциональные им величины имеем

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

Мощность «N» пропорциональна « $n^3 D^5$ »

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

$$\frac{1}{H} = \frac{n_s^2 D_s^2}{n^2 D^2}; \quad \frac{0.075}{Q} = \frac{n_s D_s^3}{n D^3}$$

исключая из этих двух уравнений величину « $\frac{D_s^3}{D}$ »

$$\frac{D_s}{D} = \frac{n}{n_s \sqrt{H}}; \quad \frac{0.075}{Q} = \frac{n_s n^3}{n n_s^3 H^{\frac{3}{2}}};$$

И решая их относительно « n_s », получим

$$n_s = 3.65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

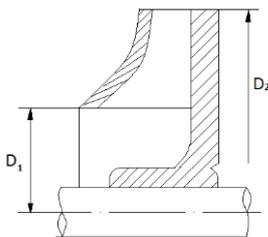
об/мин,

$$n_s = 3.65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \text{ об/мин., где } Q - \text{м}^3/\text{сек}; \quad H - \text{м.}$$

Для насосов с двух сторонним входом жидкости в колесо в последней формуле вместо «Q» следует принимать «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) производить изучение больших насосов по малым моделям.

Гидравлическая классификация насосов.

	Насосы				
	тихоходны е	нормальны е	быстроходны е	Полуосевые (диагональные)	Осевые (пропеллерные)
$\frac{D_2}{D_1}$	3÷2.5	2	1.4÷1.8	1.1÷ 1.2	1
n_s	50÷80	80÷150	150÷350	350÷500	500÷ 1500
$C_{кр}$	600÷800	900÷1000	1100÷1300		

Насосы и воздухоудувные станции

Изменение характеристики насоса при обточке колес.

Область применения центробежного насоса можно расширить путем обточки его рабочего колеса. При уменьшении наружного диаметра рабочего колеса окружная скорость уменьшается, а следовательно, уменьшается и напор. У насосов, имеющих направляющие аппараты или уплотнение на выходе из лопастного колеса, срезает только лопатки.

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

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

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

Q, H и D - для насоса с необычным колесом,

Q_1, H_1 и D_1 - для насоса с обточенным колесом.

При обточке колеса к.п.д. насоса изменяется в практически незначительных пределах.

На основании опытных данных установлены следующие границы обточки лопастных колес в зависимости от коэффициента быстроходности « n_s ».

$60 < n_s < 120$ 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

$$Q = \frac{Q_p}{\sqrt{H_p}} \sqrt{H} = a\sqrt{H}, \text{ где}$$

Q и H - соответственно абсциссы и ординаты точек кривой пропорциональности

Q_p и H_p - расчетный расход одного насоса и полная высота подъема воды, т.е. абсцисса и ордината искомой рабочей точки насоса.

Задаваясь величиной « H » в количестве 6-10 значений, меньших и больших « H_p », определяют

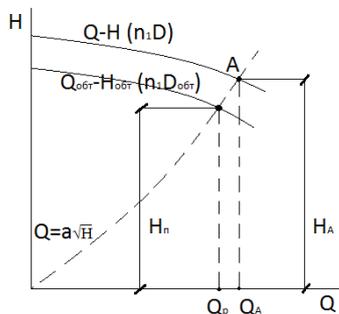
соответствующие значение « Q » и строят кривую пропорциональности « $Q = a\sqrt{H}$ ».

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

$$D_{обт} = D \frac{Q_p}{Q_a}$$

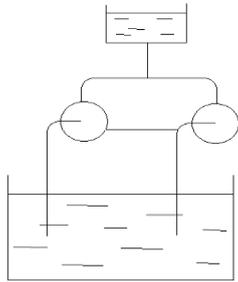
Путем обточки и изменения числа оборотов в допустимых пределах можно расширить область применения насоса и согласовать его работу с сетью. Часть этой области для допустимых значений КПД образует рабочее поле насоса, которое иногда приводится на графических характеристиках насосов.



Лекция №8

Параллельная 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 строится путем удвоения абсцисс (расходов) при одинаковых ординатах (напорах).

$$ab=bc; de=ef; gh=hk$$

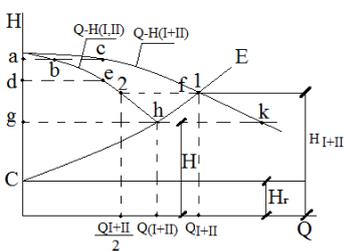
Точка 1 – рабочая точка, характеризующая режим работы (Q, H, N) двух параллельно работающих насосов с одинаковыми характеристиками на данный водовод.

$$\text{Здесь } Q_I = Q_{II} > \frac{Q_{I+II}}{2}; Q_{I+II} < 2Q$$

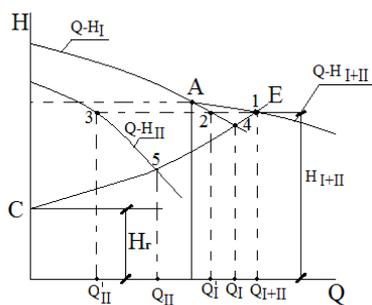
При параллельной работе трех насосов построение характеристики совместной работы осуществляется аналогично предыдущей.

Уменьшение производительности каждого насоса при параллельной работе их 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, то есть от крутизны характеристики его. Параллельное включение насосов м.б. достаточно эффективным при пологих характеристиках трубопровода.



Параллельная работа насосов с разными характеристиками.



$Q-H_I$ - рабочая характеристика насоса I;

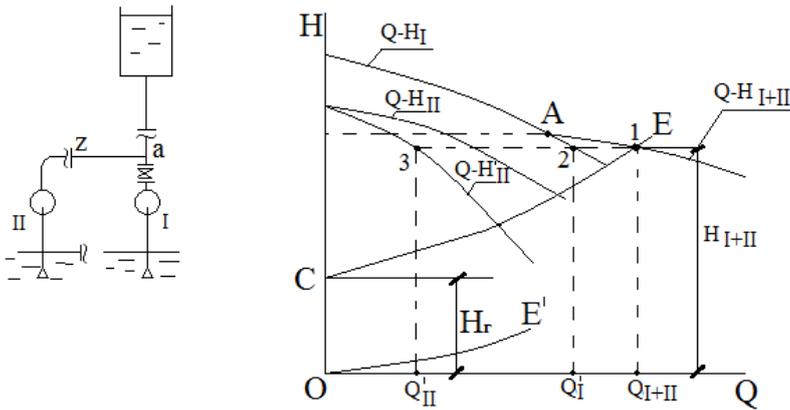
$Q-H_{II}$ рабочая характеристика насоса II;

Насос II может начать параллельную работу с первым лишь от точки A. от этой точки и строят кривую совместной работы $Q-H_{(I+II)}$ обычным путем, совмещая (складывая) абсциссы кривых $Q-H_{(I+II)} = Q'_I + Q'_{II}$;

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

Параллельная работа насосов, установленных на разных насосных станциях.

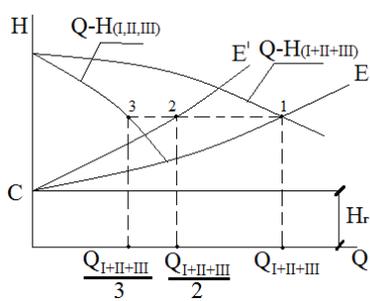
Насосы и воздухоудувные станции



Кривая $Q-H_{II}'$ - откорректированная по ординатам кривой $O-E'$ - кривой трубопровода «z» до точки «a»

Параллельная работа трех одинаковых насосов на два водовода.

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



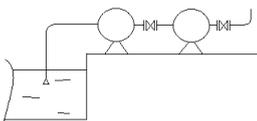
Здесь: $Q_{(I+II+III)}$ суммарная подача насосной станцией на два водовода;

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

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

при их совместной работе;

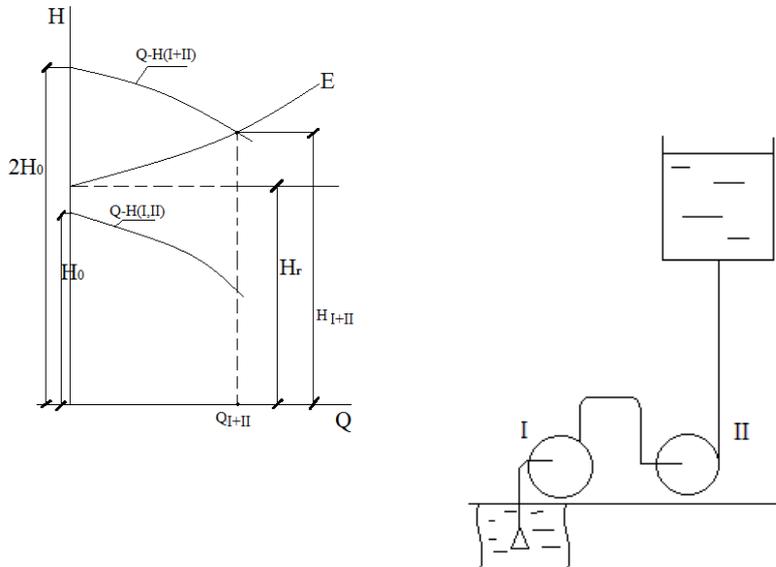
Последовательная работа насосов.



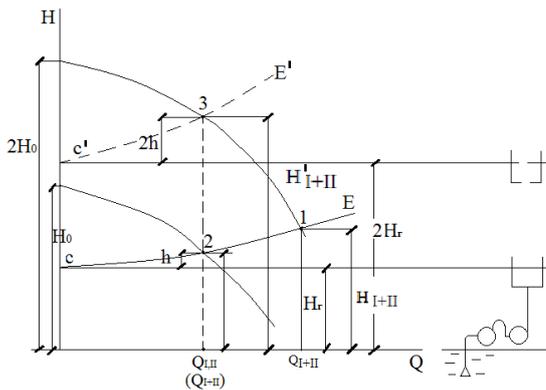
Последовательной называют совместную работу насосов, когда один насос подает жидкость во всасывающей патрубок другого, который подает ее далее в напорную систему. Последовательную работу насосов применяют тогда, когда напор развиваемый одним насосом, недостаточен для подъема жидкости на заданную высоту или в тех случаях, когда последовательное включение насосов позволяет обеспечить подачу расчетного расхода в систему трубопроводов. 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.

Насосы и воздухоудвные станции

Последовательная работа одинаковых насосов в случае $H_r > H_0$.



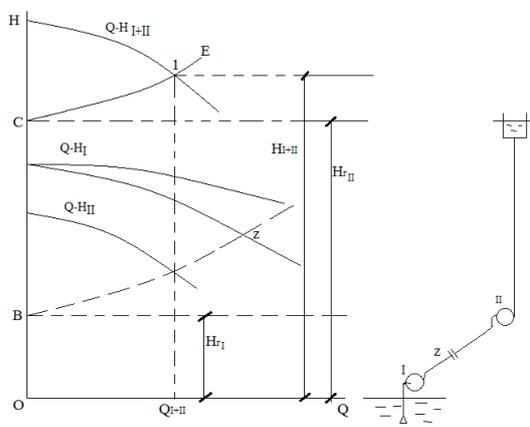
Последовательная работа двух одинаковых насосов в случае $H_r < H_0$.



При заданных характеристиках работы одного трубопровода CE и геодезической высоты подъема « H_r » режим работы одного насоса определится точкой «2», а двух последовательно соединенных – точкой «1». Если удвоить « H_r » и следовательно « h », то режим работы двух последовательно соединенных насосов определится точкой «3», то есть при

подаче расход и « Q_T », оба насоса будут подавать это количество воды на высоту $H'_{I+II} = 2H'_{I,II}$.

Последовательная работа двух разных насосов, установленных на разных станциях.



Здесь: BZ – характеристика трубопровода на участке I – II.

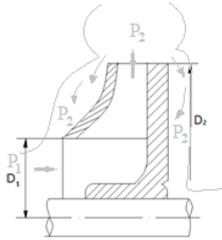
$Q-H'_I$ – характеристика насоса «I», откорректированная по ординатам кривой « BZ », дроссельная характеристика насоса «I», отнесенная к точке «II».

$Q-H_{I+II}$ – суммарная характеристика последовательной работы двух насосов, полученная сложением ординат характеристик « $Q - H'_I$ » и « $Q - H'_{II}$ » при одинаковых абсциссах.

Влияние колебания уровня воды в источниках на режим работы насоса.
 СЕ – характеристика водовода при низком горизонте воды;

Лекция №9

Осевое давления и способы его разгрузки



$$P_H = P_2 \frac{\pi(D_2^2 - d^2)}{4}$$
 - давление со стороны нагнетательного патрубка.

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

$$P = P_H - P_B = P_1 - P_2 \frac{\pi(D_1^2 - d^2)}{4}$$

Так как $P_2 > P_1$, то итоговое давление «Р» - положительно, то есть, имеется избыточное давление, действующее справа налево – осевое давление. Осевое давление возникает в рабочем колесе при отсутствии симметрии, при одностороннем всасывании. Для уравнивания осевого давления:

а) в одноколесных насосах:

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

соединяют специальным патрубком пространство сзади 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, сделанные в корпусе.

В насосах с двусторонним входом сила осевого сдвига отсутствует.

Основные детали центробежных насосов.

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

Рабочие колеса. Назначение – передача жидкости энергии, подаваемой от вала двигателя к валу насоса. Рабочие колеса бывают односторонним и двусторонним входом воды. Рабочие колеса состоят из двух дисков и лопаток, расположенных между дисками. Рабочее колесо отливается целиком вместе с лопатками. В центробежных насосах 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. Материал рабочего колеса: чугун, углеродистая сталь, марганцовистая сталь, керамика, бронза, пластмасс.

Всасывающий подвод бывает конструктивно трех типов:

а) Осевой конический (лучший по гидравлике);

б) Подвод в виде колена плавного очертания;

Насосы и воздухоподводящие станции

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, с целью преобразования кинетической энергии в потенциальную энергию давления.

Для этой цели применяют:

- а) Спиральный отвод;
- б) Направляющий аппарат;
- в) Кольцевой отвод.

Вал насоса изготавливается из стали, ковальной 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 – хлопчатая бумага 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.

Корпус. Материал – чугун или углеродистая сталь. Насосы спирального типа – разъем корпуса горизонтальный. Насосы многоколесные турбинного типа – корпус состоит из отдельных секций, стянутых болтами.

Для присоединения приборов (вакуумметра, манометра), для заливки водой и выпуска воздуха, для выпуска 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 угловым или зубчатым, что увеличивает гидравлическое сопротивление при утечке.

Лекция №10

Регулирование центробежных насосов и способы их заливки. Пуск и остановка 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

Маркировка 4К-8: 4 – диаметр насосного патрубка в дюймах;

К – консольный; 8 - $\frac{n_3}{10}$

К 45/55 (3К-6)

Всасывающий патрубок – горизонтальный; напорный – горизонтальный или вертикальный.

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

$H_{\text{вас}}^{\text{доп}} = 4 \div 5,5 \text{ м}; Q=8 \div 290 \text{ м}^3/\text{час}; H=10 \div 90 \text{ м}; \eta = 50 \dots 84\%; n_3=60 \div 250$

Насосы и воздухоудувные станции

Марка «КМ»(моноблокнасосы) – рабочее колесо насажено на вал двигателя, а корпус насоса закреплен на фланце электродвигателя.

2) Одноколесные насосы с двусторонним подводом воды. (ГОСТ – 10272-87)
 Марка «D» или «HD»

Разъем корпуса – в горизонтальной плоскости, вдоль вала, что 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.

$$H_{\text{Вак}}^{\text{доп}} \geq 5,0 \text{ м}; Q=200 \div 12500 \text{ м}^3/\text{час}; H=19 \div 125 \text{ м}; \eta = 70 \dots 88\%;$$

$$n_3=60 \div 190$$

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. Маркировка

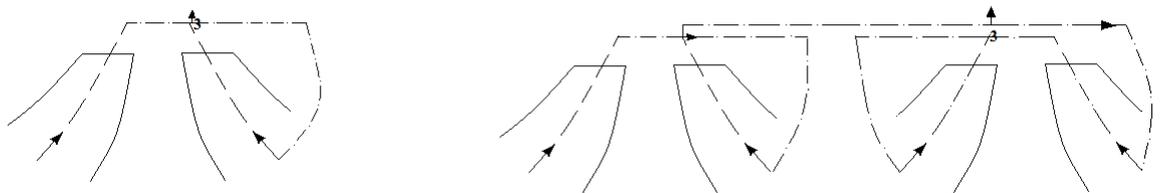
ГОСТ 10407-88. ЦНС 100 Q=8÷3850 м³/час; H=44÷1480 м (нормальная группа)

ГОСТ 10407-83. ЦНС 60-100 H=600÷1900 м (высоконапорная группа)

Недостатками секционных насосов:

- а) Большие осевые усилия; $\eta = 67 \dots 80\%$;
- б) Низкий КПД (0,6÷0,75)
- в) Сложность изготовления, сборки и разборки.

Многоступенчатые насосы спирального типа колеса располагаются попарно симметрично, а жидкость поступает из одного колеса в другое по переточным каналам или трубам.



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 м³/час; H=90÷250 м

«НМК» ЦН «ЗВ - 200·4», «ЗВ - 200·2», Q=250÷1000 м³/час; H=64÷289 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. Разъем в горизонтальной плоскости. Спиральные. Соединение с двигателем вертикальным

Насосы и воздухоподъемные станции

промежуточным валом с опорой на направляющие подшипники через каждые 1,5 – 2,5 м. осевое усилие воспринимается **тягой** электрического двигателя

Маркировка: от «28В-12» до «72В-22» 10000В-4/63

«В» - вертикальный диаметр насосного патрубка

«12» и «22» - $n_3/10$ $Q=1,0\div 35 \text{ м}^3/\text{час}$ ($16\text{м}^3/\text{с}$); $\eta = 87\div 89\%$; $H=22\div 110 \text{ м}$

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:

а) Необходимость устройства длинного трансмиссионного вала;

б) Сложность и трудоемкость монтажа и демонтажа агрегата;

в) Невозможность установки в искривленных скважинах;

г) Большие металлоемкость и вес.

Маркировки: а) «А» - «20А - 18·1»; «20А - 18·3» и «24А - 18·1»

«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 тонн.

$Q=600\div 1200 \text{ м}^3/\text{час}$; $\eta = 68\div 72\%$; $H=28\div 85 \text{ м}$

б) «АТН» - артезианский турбинный насос

«АТН-8» - «АТН-14» - «8» и «14» наименьший диаметр скважины в дюймах.

Погружение от поверхности земли: до 100 м.

$Q=30\div 200 \text{ м}^3/\text{час}$; $\eta = 62\div 65\%$; $H=30\div 100 \text{ м}$

3) 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. Двигатели: мокростаторные или экранизированные, чаще – первые. Важная деталь – опорный подшипник, располагаемый в нижней части агрегата.

Преимущества:

а) отсутствие длинного трансмиссионного вала

ГОСТ 10428-89Е

б) возможность установки в искривленных скважинах;

в) простота монтажа и демонтажа;

г) возможность установки непосредственно в колодце без устройства наземного павильона.

Недостатки: высокое требование к качеству воды (мутность – не более 100 мг/литр)

Маркировки: ЭВЦ ГОСТ 10428-79

Насосы и воздухоподувные станции

Диаметр скважин – не менее 100мм;
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 и жидкостей, загрязненных механическими примесями, находящимися во взвешенном состоянии.

Конструктивные особенности:

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

$Q=16 \div 2400$ м³/час; $\eta = 45 \div 80\%$; $H=8 \div 103$ м

б) с вертикальным валом «ФВ»

$Q=$ до 800 м³/час; $\eta = 66 \div 85\%$; $H=18 \div 48$ м

Насосы для химически агрегативных 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 $Q =$ до 460 м³/час; $H =$ до 95 м, а также насосы типа ХД в химически стойком исполнении с $Q =$ до 700 м³/час; $H =$ до 95 м.

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

Лекция №11

Конструкции центробежных насосов

Регулирование центробежных насоса

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

Изменение характеристики трубопровода достигается дросселирование задвижкой, изменениях - изменением числа оборотов насоса.

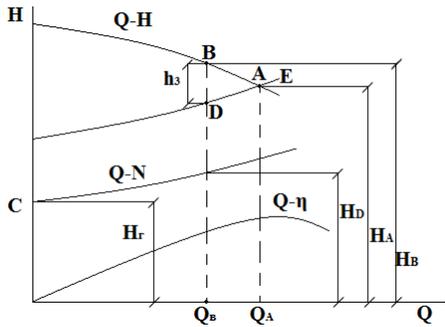
Необходимость регулирования центробежного насоса возникает при колебании величины потребления воды в течение времени.

Регулирование насоса задвижкой

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

Сущность: прикрывая задвижку на напорной линии мы вводим дополнительное сопротивление и этим меняем производительность от (при полностью открытой задвижке) до 0.

Насосы и воздухоудувные станции



$$H_B = H_r + h + h_3$$

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

$$= \frac{\gamma Q_B h_3}{102 \eta_B} \text{ кВт}$$

$$N_A = \frac{\gamma Q_A H_A}{102 \eta_A} \text{ кВт}$$

Для точки В (на характеристике Q-H) полезная мощность определяется величинами Q_B и H_D

$$N_{\Pi} = \frac{\gamma Q_B H_D}{102} \text{ кВт}$$

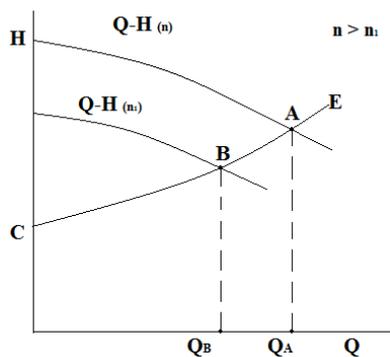
Необходимая мощность на валу насоса будет $N = \frac{\gamma Q_B H_B}{102 \eta_B}$ кВт, а мощность, затрачиваемая насосной установкой

$$N_{\text{в.уст.}} = \frac{\gamma Q_A H_B}{102 \eta_B \eta_{\text{дв}}} \text{ кВт}$$

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

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.



Такое регулирование является более экономичным. Способы регулирования числа оборотов:

- а) изменение числа оборотов ротора двигателя – применим только для двигателей постоянного тока паровых турбин и двигателей внутреннего сгорания;
- б) гидромuftами или магнитными муftами;
- в) переключение обмотки на различное число пар полюсов.

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

Гидромuftы и электромагнитные муftы.

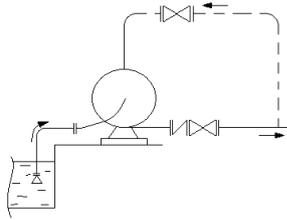
- 1) магнитные муftы скольжения ЭМС от 75 до 250 квт
- 2) асинхронно – вентильный каскад (АВК) изменение ЭДС 250 – 2000 вт
- 3) частотный привод (тиристоры) ЭКТС от 75 до 250 квт
- 4) вентильный двигатель (двигатель постоянного тока) более 1600 квт

Способы заливки центробежных насосов.

Насосы и воздухоудувные станции

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

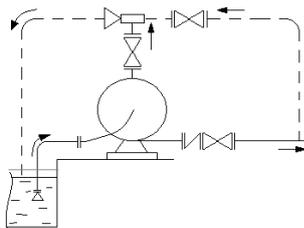
Заливка насоса производится следующими способами:



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 по крайней мере в 2 раза больше сечения всасывающего трубопровода. Заливку насоса следует производить перед каждым его пуском.

2. Отсасывание воздуха при помощи эжектора.

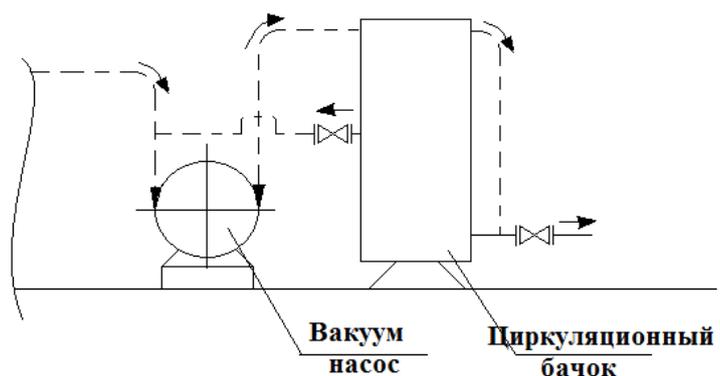
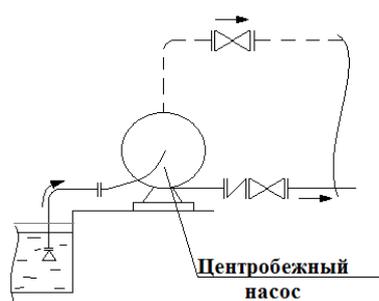


Эжектор присоединяется к самой верхней части корпуса насоса. Перед пуском эжектора задвижка на напорном трубопроводе насоса плотно закрывается. Заливка насоса при помощи эжектора возможно лишь при значительном давлении в напорном трубопроводе. Рабочая вода для эжектора берется из напорного трубопровода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

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

3. отсасывание воздуха при помощи вакуума насоса.

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 целью поддержания постоянного объема водяного кольца и для отвода тепла. Поэтому отсасывающая линия насоса соединяется с бачками водопроводом. Объем циркулирующей воды практически принимается в зависимости от производительности вакуум насоса в пределах 0,2-0,7 м³/мин температура воды в насосе не должна превышать 90-50°.



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

$$Q_B = \frac{(W_{TP} + W_H) H_2}{(H_T - H_{T.B}) T} \text{ К м}^3/\text{мин, где}$$

Q_B – производительность вакуум насоса в м³/мин;

Насосы и воздухоподъемные станции

W_{TP} - объем воздуха во всасывающем трубопроводе в m^3 ;

W_H - объем воздуха в корпусе центробежного насоса в m^3 ;

H_T – высота столба воды в 10 м(барометрическое давление);

$H_{г.в.}$ - геометрическая высота всасывания насоса, м;

T - время, требуемое для создания расчетного разрежения; принимается не более 2 мин для пожарных насосов и до 3-5 минут – для насосов другого назначения;

K - коэффициент запаса на возможность проникновения некоторого количества воздуха неплотности и сальники; принимается в зависимости от длины всасывающего трубопровода равным 1,05 – 0,15.

Обычно устанавливают 2 вакуум насоса с одним циркуляционным баком, 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÷0,8 $m^3/мин$; $H_{в.ак}$ = 7-8 м

РМК Q = 1,5÷27 $m^3/мин$; $H_{в.ак}$ = 7,5-8 м; $H_{нап}$ = 1-2 атм. (воздуходувки)

ВВН Q = 1,5÷50 $m^3/мин$; $H_{в.ак}$ = 7-8 м.

Достоинства и недостатки центробежных насосов.

Достоинства:

- простота и компактность конструкции, малый вес и габариты;
- простота соединения с электродвигателями и паровыми трубами;
- удобство эксплуатации(монтаж и демонтаж);
- быстрый пуск и простота регулирования;
- плавная подача воды;
- небольшая стоимость;
- надежность и долговечность;
- возможность перекачки загрязненных жидкостей.

Недостатки:

- необходимость заливки;
- ограниченность применения для малых производительностей.

Пуск центробежных насосов и уход за ними.

Порядок пуска:

- открыть кран у манометра и пустить двигатель;
- после развития полного числа оборотов открыть кран на вакуумметре;
- пустить воду к сальникам и подшипникам, если это требуется;
- открыть напорную задвижку.

Порядок остановки:

- медленно закрыть напорную задвижку;
- закрыть кран на вакуумметре;
- выключить двигатель;
- 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.

Насосы и воздухоподувные станции

Уход за насосом во время работы:

- а) температура подшипников не должна превышать температуру помещения более чем на $40^{\circ} \div 50^{\circ}$;
- б) следить за уровнем масла в подшипниках и своевременно (через 1000 часов) 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 осложнений креплений, кавитации)

Основные причины неполадок:

- а) неплотность всасывания линии;
- б) механические повреждения деталей насоса;
- в) увеличения 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.

Водопроводные насосные станции.

- Вступление: 1) основные элементы водопроводных насосных станций;
2) значение водопроводных насосных станций в системе

водопровода.

Классификация:

По расположению:

- а) первого подъема
- б) второго подъема
- в) повысительные
- г) циркуляционные

По роду обслуживаемых объектов:

- а) хоз – питьевые
- б) производственные
- в) объединенные

По расположению оборудования:

- а) наземные
- б) углубленные
- в) глубокие

По характеру оборудования:

- а) с центробежными горизонтальными или вертикальными насосами; б) с осевыми и диагональными насосами; в) с поршневыми насосами; г) с центробежными насосами и компрессорами для обслуживания эрлифтов.

По характеру управления:

- а) с ручным управлением
- б) автоматические
- в) с дистанционным управлением

По надежности действия:

Насосы и воздухоподувные станции

а) первой категории – допускается снижение подачи воды на хоз – питьевые нужды на 30% расчетного расхода и на производственные нужды до предела, устанавливаемого аварийным графиком работы предприятия. Длительность снижения подачи воды не должна превышать 3 сут. Перерыв в подаче воды или снижение подачи ниже-указанного предела, допускается на время выключения поврежденных и включения резервных агрегатов, но не менее 10 мин;

б) Второй категории – величина допускаемого снижения подачи воды та же, что и при 1 категории; длительность снижения подачи не должна превышать 10 сут. Перерыв в подаче воды или снижение подачи ниже-указанного предела, допускается на время выключения поврежденных и включения резервных агрегатов или проведение ремонта, но не более чем на 6ч.

в) Третья категория - величина допускаемого снижения подачи воды та же, что и при 1 категории; длительность снижения подачи не должна превышать 15 сут. Перерыв в подаче воды или снижение подачи ниже-указанного предела, допускается на время проведения ремонта, но не более чем на 24ч.

Объединенные хозяйственно – питьевые и производственные водопроводы населенных пунктов при числе жителей в них более 50 тыс. чел. Следует относить к 1 категории. От 5 до 50 тыс. чел. – ко 2 категории; менее 5 тыс. чел.- к третьей категории.

Элементы систем водоснабжения 2 категории, повреждение которых может нарушить подачу воды на пожаротушения, должны относиться к 1 категории.

Насосные станции, подающие воду непосредственно в сеть противопожарного или объединенного противопожарного водопровода, надлежит относить к 1 категории.

Насосные станции противопожарного или объединенного противопожарного водопровода, указанных в примечании 1а.2.11 СНиПа, допускается относить ко 2 категории.

Насосные станции, подающие воду по одному трубопроводу, а так же на поливку или орошение, следует относить к 3 категории.

Категории надежности действия	1	2	3
допускается снижение подачи воды на хоз – питьевые нужды на 30% расчетного расхода и на производственные нужды по аварийному графику предприятия, длительностью до (в сутках)	3	10	15
Полное прекращение	10 мин	6ч	24ч

Насосы и воздухоподувные станции

подачи воды или
снижение подачи
больше, чем в п.1
в течение

Объекты,
относящиеся к
данным
категориям
надежности
действия

От 5 до 50 тыс.
человек

Менее 5 тыс
жителей
Насосные станции,
подающие воду по
одному водоводу,
а так же на
поливку и
орошение

Производительность насосных станций 1 подъема.

Здесь различают 2 основных случая:

1) Насосная станция подает воду на очистные сооружения для хозяйственно – питьевых или производственных целей.

В этом случае насосные станции обычно рассчитывают на подачу среднечасового расхода воды в дни максимального водопотребления с учетом расхода воды на собственные нужды станции.

$$Q_{\text{час}} = \frac{\alpha S_{\text{макс.сут}}}{T} \text{ м}^3/\text{ч}, \text{ где:}$$

S_{макс.сут.}- максимальный суточный расход в м³/ч;

α=1,04-1,11 – коэффициент, учитывающий расход воды на собственные нужды станции, изменяется в зависимости от качества воды, состава и конструкции сооружений;

T-число часов работы станции в сутки, обычно T=24ч.

2) Насосная станция подает артезианскую воду без очистки, в подземные резервуары, откуда насосная станция 2 подъема подает ее в сеть.

$$3) Q_{\text{час}} = \frac{\alpha S_{\text{макс.сут}}}{24} \text{ м}^3/\text{ч}, \text{ где:}$$

α=1,01-1,02 коэффициент, учитывающий расход воды на собственные нужды водопровода.

При подаче Н.С. 1 подъема на производственные нужды, производительность н.с. определяется в зависимости от того, подается ли вода непосредственно на производство или в оборотный цикл.

При прямоточной системе:

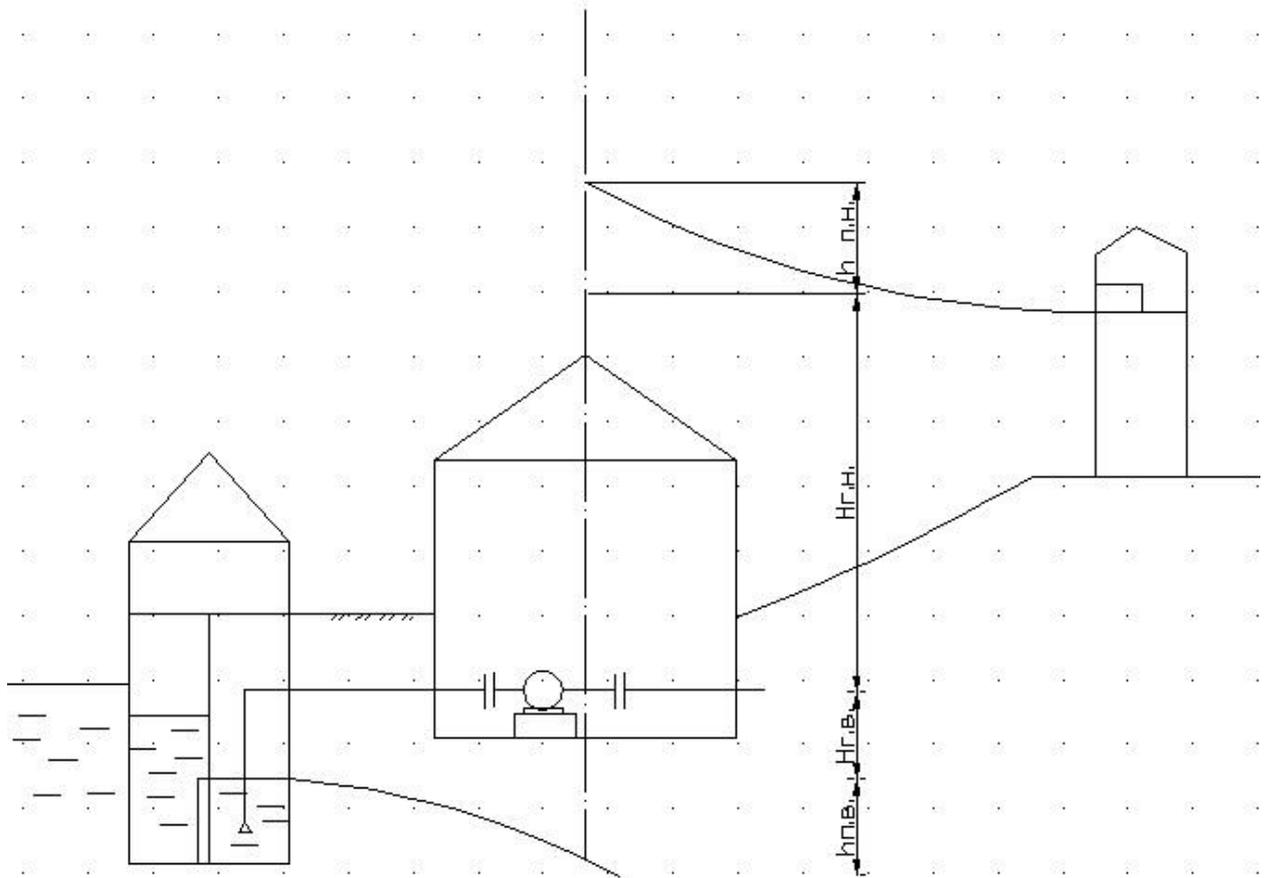
Q_{час} = наибольшему часовому расходу в дни максимального водопотребления.

При оборотной системе:

Q_{час} = среднечасовому расходу в сутки наибольшего водопотребления.

Полная высота подъема насосов 1 подъема.

Насосы и воздухоудувные станции



При подаче на очистные сооружения

$$H = H_{г.в.} + h_{п.в.} + H_{г.н.} + h_{п.н.}$$

При подаче воды непосредственно в сеть

$$H = H_{г.в.} + h_{п.в.} + H_{г.н.} + H$$

Производительность насосной станции 2 подъема.

Режим работы насосов 2 подъема зависит от графика водопотребления. Колебание водопотребления по часам суток и режим работы насосов отражаются в таблицах и графиках.

Работа насосов 2 подъема может быть равномерной или ступенчатой. Ступенчатая – когда в различные часы суток работает различное число насосов, в зависимости от водопотребления.

Графики: ступенчатый или интегральный.

При ступенчатой работе возможно значительное уменьшение емкости резервуара водонапорной башни и некоторое уменьшение полной высоты подъема ввиду уменьшения высоты бака.

При подборе насосов следует учитывать:

- а) целесообразность применения однотипных насосов;
- б) что КПД крупных насосов выше, чем средних и малых производительностей;
- в) насосы должны работать в пределах наивысших значений КПД;
- г) насосы должны подбираться с учетом развития станции, с таким расчетом, что бы насосы первой очереди использовались по возможности и в дальнейшем.

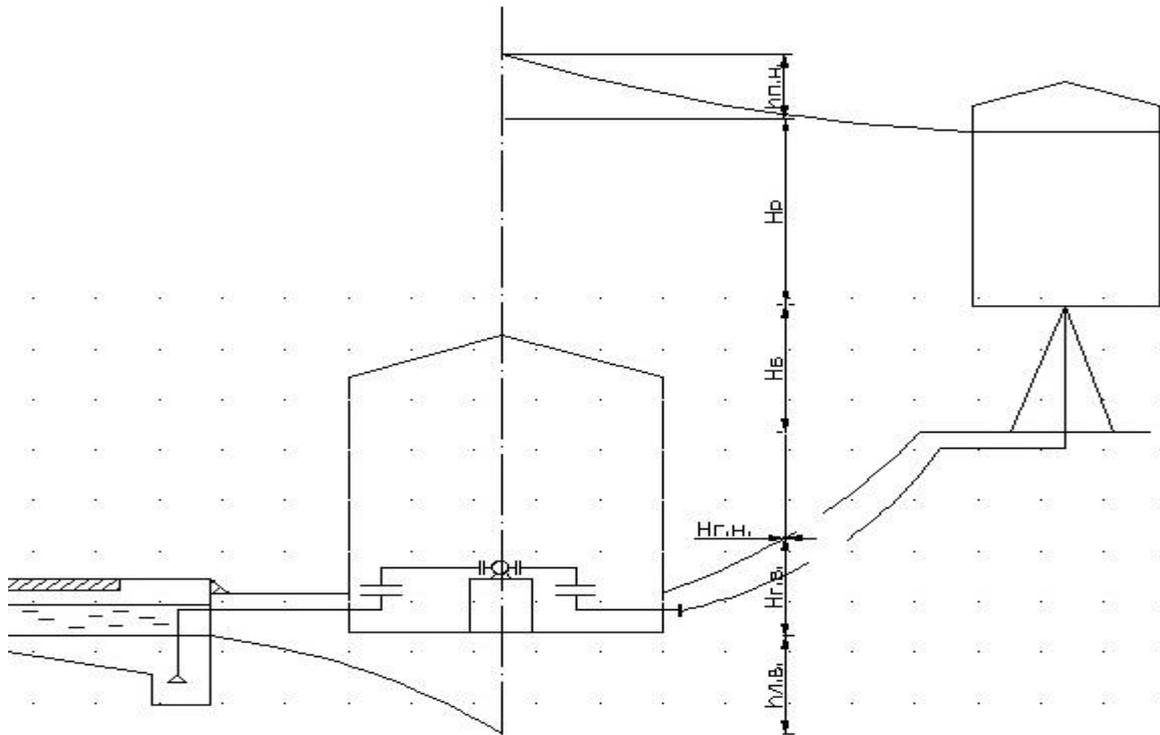
Окончательный выбор числа агрегатов на насосной станции делается на основе графоаналитического исследования рабочих точек в данных конкретных условиях.

Насосы и воздухоудувные станции

СНиП II-Г.3-62 п.п.6.6 и 6.7.

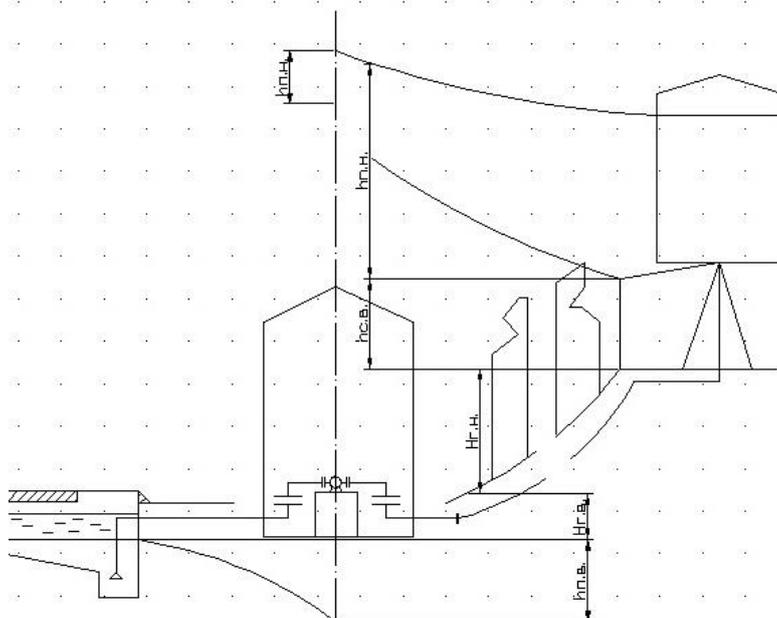
Полная высота подъема насосов при расположении башни в начале сети.

Полную высоту насосов 2 подъема можно определить лишь после полного расчета сети и определения высоты напорной башни.



$$H = H_{г.в.} + H_{г.н.} + h_{п.в.} + h_{п.н.} + H_{б} + H_{р.м.}$$

Полная высота подъема насосов в системе водопровода с контррезервуаром.



Здесь различают 2 случая работы сети:

- 1) при максимальном водопотреблении, когда часть воды подается н.с. 2, а другая часть – из башни;

Насосы и воздухоподъемные станции

2) при максимальном транзите в башню, когда насосы подают воду городу и частично транзитом в башню.

В первом случае:

$$H_1 = H_{г.в.} + H_{г.н.} + h_{п.в.} + h_{п.н.} + H_{с.в.}$$

Во втором случае:

$$H_2 = H_{г.в.} + h_{п.в.} + H_{г.н.}^I + h_{п.н.}^I$$

Напор насосов принимают равным наибольшему из полученных для двух рассмотренных случаев.

Противопожарные насосы на станциях подъема.

В случае, если система водоснабжения, наряду с другими нуждами, является и противопожарной, она должна быть рассчитана на возможность восстановления неприкосновенного противопожарного запаса воды в резервуарах, расположенных при насосной станции 2 подъема.

Восстановление противопожарного запаса воды производится:

- а) рабочими насосами хоз-питьевого или производственного водоснабжения, если они работают по своему основному назначению не круглые сутки, то пополнение происходит в периоды перерывов в подаче основных расходов;
- б) рабочими насосами при форсировании их работы в течение времени, необходимого для пополнения запаса (24 часа, 36 часов);
- в) специальными пожарными насосами, установленными на насосной станции первого подъема.

Производительность насосов, восстанавливающих противопожарный запас:

а) если пополнение производится рабочими насосами

$$Q = \beta Q_1 + \frac{3Q_n + \sum Q_{макс} - 3Q_1}{T_n} \text{ м}^3/\text{ч}$$

б) если пополнение производят специальные насосы

$$Q = \frac{3Q_n + \sum Q_{макс} - 3Q_1}{T_n} \text{ м}^3/\text{ч}$$

где: T_n - продолжительность пополнения запаса;

$\sum Q_{макс}$ – суммарный расход за 3 часа суммарного потребления, м^3

Q_1 - средняя часовая производительность, нормально работающих насосов станции 1 подъема, $\text{м}^3/\text{ч}$

На период пополнения противопожарного запаса воды, допускается снижение подачи воды на хозяйственно – питьевые нужды до 70% от расчетного расхода воды. На производственные нужды – по аварийному графику. Поэтому, как правило, пополнение противопожарного запаса осуществляется рабочими насосами.

Противопожарные насосы на станции 2 подъема.

При пожаре, н.с. 2 подъема должна обеспечивать подачу полного расчетного расхода воды на тушение пожара при наибольшем часовом расходе воды на другие нужды.

$$Q_{\text{пож}} = q_{\text{макс.хоз}} + q_{\text{пож}} \text{ л/с;}$$

$$q_{\text{пож}} = q_{\text{пож}}^I * n \text{ л/с}$$

В водопроводах низкого давления свободный напор в сети на уровне земли, у места пожара должен быть не менее 10м. Эта величина, как правило, меньше величины свободного хозяйственного напора в этой точке. В тоже время при пропуске по сети и водоводам максимального хозяйственного и пожарного расходов, потери напора в трубах, по сравнению с работой сети без пожара возрастут.

При расчете систем низкого давления питание от башни при пожаре учитывать не следует.

Насосы и воздухоподувные станции

Напор, который должны развивать насосы при пожаре, м.б. при системе низкого давления больше или меньше напора насосов в обычное время или равен ему.

Если необходимый для пожаротушения напор насосов равен или меньше напора в нормальное время, то следует установить пожарные насосы такого же напора, как и остальные насосы, производительностью, равной расходу, требуемому только для тушения пожара. При этом подача суммарного хозяйственного и противопожарного расхода обеспечивается параллельной работой хоз - питьевых и пожарных насосов. На станциях крупных городских водопроводов пожаротушение во многих случаях может быть осуществлено обычными насосами, за счет некоторого снижения напора.

Если необходимый для пожаротушения напор насоса больше напора в нормальное время, то следует установить пожарные насосы требуемого напора и такой производительности, которая обеспечивала бы максимальный хозяйственный и противопожарный расход. В этом случае при работе пожарного насоса хозяйственные насосы выключаются.

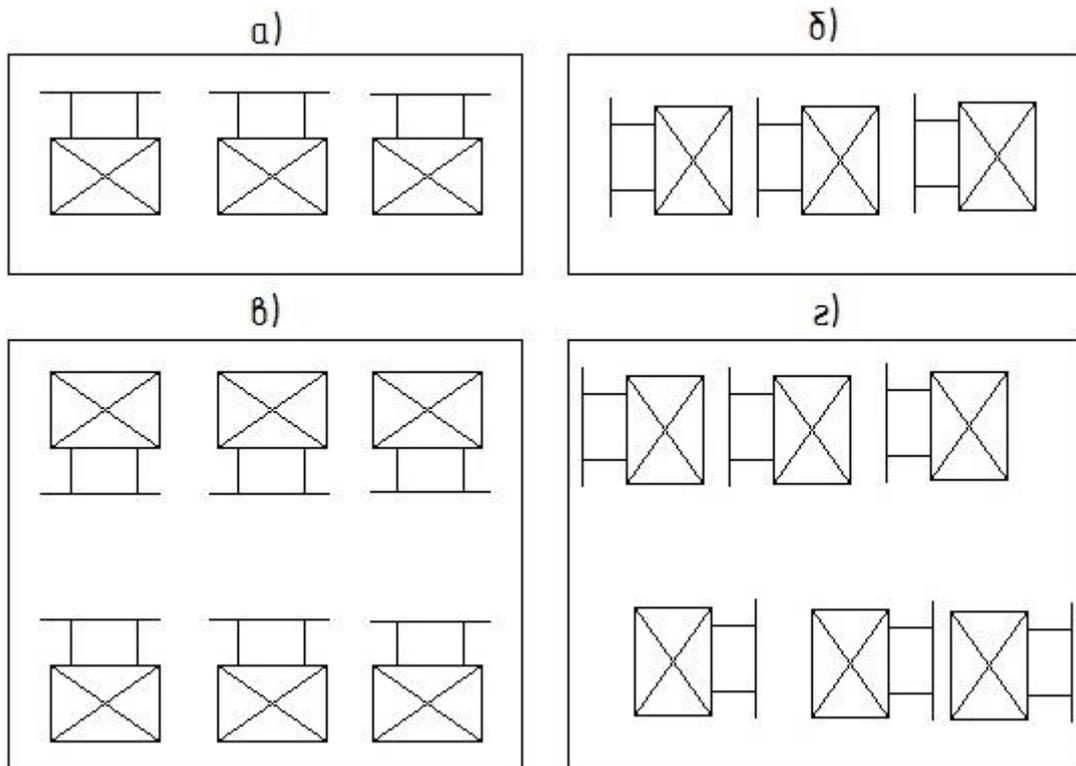
Расположение насосных агрегатов в насосной станции.

К расположения насосов и трубопроводов на насосной станции, предъявляются следующие требования:

- а) надежность действия; б) удобство, простота и безопасность обслуживания; в) минимальная протяженность трубопроводов и простота узлов коммуникации; г) возможность расширения станции.

Основные схемы расположения агрегатов:

- а) однородное расположение агрегатов перпендикулярно продольной оси станции;
- б) однородное расположение, параллельно продольной оси станции;
- в) двухрядное расположение агрегатов;
- г) двухрядное расположение агрегатов в шахматном порядке



Насосы и воздухоподъемные станции

Трубы внутри станции могут быть уложены:

а) в каналах, перекрытых съемными плитами (при диаметре труб до 500мм и выше, лишь в исключительных случаях. При диаметре ≤ 400 мм – В= диаметр + 600мм; Н=диаметр+400мм

При диаметре ≥ 500 мм – В= диаметр + 800мм; Н=диаметр+600мм

б) в подвальном помещении, под полом машинного зала (в незаглубленных или полузаглубленных н.ст. при диаметре труб ≥ 500 мм);

в) на полу насосных станций с устройством мостиков и лестниц для перехода через трубы (в полузаглубленных и заглубленных н.ст.);

г) вверху над агрегатами на высоте не более 2м от пола до низа трубы, на стойках (только в глубоких н.ст.)

!!!!!!!!!!!!!!! соединения на трубах применяются только для соединения их с задвижками, обр. клапанами и напорными и всасывающими патрубками насосов.

Для обеспечения быстрого пуска насосов и бесперебойной их работы, необходимо, что бы число всасывающих труб было равно:

а) общему числу установленных насосов, если всасывающие трубы не объединены общим коллектором, т.е. каждый насос имеет свою всасывающую линию;

б) не менее двух, если всасывающие трубы объединены общим сборным коллектором.

Обычно устраивают 2 напорных водовода, и только в редких случаях, на крупных насосных станциях, может быть положено 3 напорных линии.

Схемы переключения напорных и всасывающих трубопроводов.

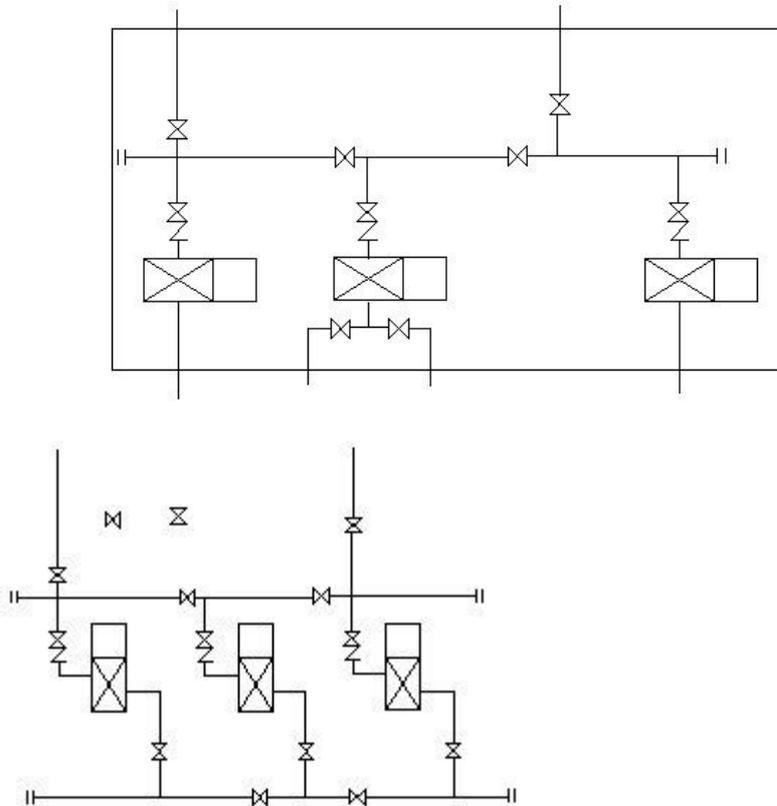
Схемы переключения могут быть очень разнообразными в зависимости от количества установленных насосов, их расположения, а так же требований в отношении бесперебойности работы станции.

Напорные трубопроводы и арматуру в насосных станциях komponуют таким образом, что бы была возможность отключения одного из насосов от общей системы, без прекращения ее работы и что бы была возможность подачи воды каждым насосом в любой из напорных т/п.

В большинстве случаев на напорных трубопроводах устанавливают сборные коллекторы , дающие возможность подачи воды в любые водоводы.

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.

Насосы и воздухоудувные станции

**Особенности устройства насосных станций 1 подъема.**

Насосные станции 1 подъема предназначены для забора вод: чаще всего из открытого источника водоснабжения. Поэтому они почти всегда конструктивно связаны с водоприемным устройством: русловым или береговым.

Насосные станции 1 подъема устраиваются чаще всего совмещенными с береговым колодцем или реже, отдельно расположенными. Последнее расположение характерно для станций небольшой производительности.

Совмещение насосной станции с водоприемником позволяет значительно сократить длину всасывающей линии и обеспечить большую надежность станции.

Почти во всех случаях для обеспечения необходимой высоты всасывания насосов станция первого подъема приходится заглублять ниже поверхности земли. При этом подземная часть станции оказывается в зоне действия грунтовых вод. Поэтому подземную часть здания в таких случаях строят из железобетона, а наружную поверхность стен и днища, а иногда и внутреннюю поверхность стен покрывают изоляцией.

Форма в плане – круглая или прямоугольная. Круглая – удобна при производстве работ опускным способом. Здания прямоугольной формы целесообразно устраивать при большом числе насосов и малом заглублении станции. СНиП II-Г.3 – 62 п. 6-6.

При условии заглубления станции на 4-5м и более целесообразно применять вертикальные центробежные насосы с двигателями, установленными наверху. Это позволяет уменьшить размеры станции и улучшить эксплуатацию двигателей.

Еще больше позволяет уменьшить строительный объем здания насосные станции с применением артезианских насосов типа А.

На н.с. I подъема, как правило, устраивается отдельная всасывающая линия для каждого из насосов.

Насосы и воздухоподувные станции

Размещение части задвижек, водомеров и предохранительных клапанов, обратных клапанов в отдельной неглубокой камере так же способствует уменьшению строительной стоимости станции.

Всасывающие трубы между н.ст. I и водоприемным колодцем прокладывают в проходной галерее для удобства наблюдения за ними и ремонта. Между трубами 0,4-0,5м, между стенами, дном и трубами ≥ 3 м. пересечение трубами стены н.ст. следует оформлять ребристыми патрубками. СНиП II-Г-3-64 п.п 6.34, 6.35. производительность дренажного насоса принимают в пределах 10-30 л/с, а напор – 10-20м.

особенности устройств насосных станций 2 подъема.

Насосные станции 2 подъема могут быть незаглубленными и частично заглубленными, что уменьшает их стоимость и улучшает эксплуатацию. Форма прямоугольная.

Иногда имеется возможность объединить насосную станцию 1 подъема и насосную станцию 2 подъема.

Заглубленная часть здания насосной станции сооружается как правило, открытым способом. Стены выполняются в том железобетонного или бетонного ленточного фундамента подназемную часть здания.

Наземная часть здания может быть бескаркасной (несущей) или каркасной конструкции (при весе оборудования более 5 тонн). В последнем случае основой каркаса являются ж/б колонны сечением 40х40см или 40х60см, в промежутки между которыми укладывается кирпичная кладка в 2 кирпича.

Перекрытие: при пролете здания до 6м в осях – ж/б плиты или ПКЖ без прогонов; при пролете более 6м- пролеты перекрываются полигональными двутавровыми балками (при ширине пролета до 18м). По балкам и плитам укладываются ж/б плиты ПКЖ, которые смазываются битумом за 2 раза, затем наносится паро и теплоизоляция (шлак, пенобетон) асфальтовая стяжка 20мм и гидроизолирующий кровельный ковер (3 слоя рубероида по битуму).

Особенности устройства циркуляционных насосных станций.

Они устраиваются в производственном водоснабжении, в оборотных системах, для подачи нагретой воды на охладительные устройства и охлажденной воды в цехи, на технологические нужды.

Для циркуляционной насосной станции часто характерны 2 группы насосов.

Центробежные насосные станции устанавливаются вблизи водоохладительных сооружений, насосы устанавливаются работающими под заливом.

Число и производительность насосов изменяется в течение года, в связи с изменением температуры воды.

Резерв оборудования.

Резерв оборудования насосной станции в каждом отдельном случае следует принимать в соответствии с требованиями в отношении бесперебойности работы станции. СНиП п.п.7.3

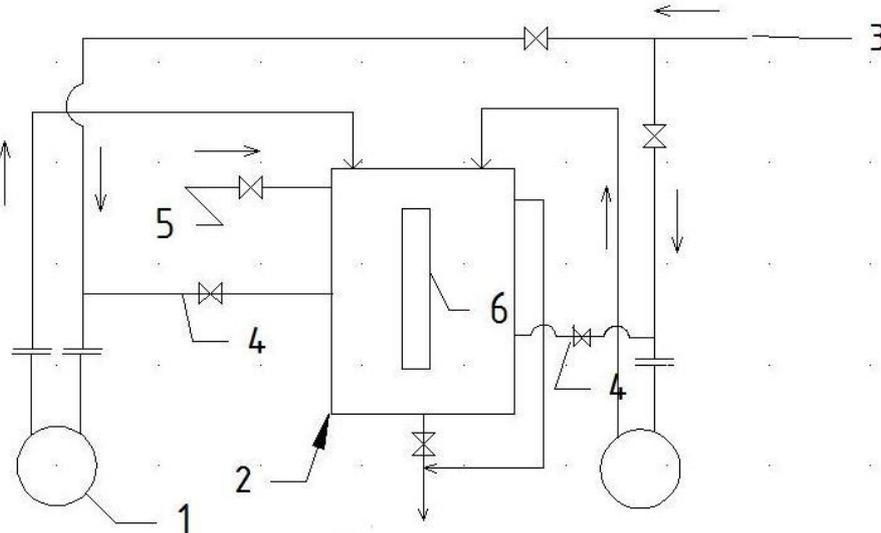
В качестве резервных тепловых двигателей применяются паровые турбины и двигатели внутреннего сгорания. В насосной станции 1 и 2 классов надежности действия, одним из путей бесперебойности работы станции является установка для одного рабочего насоса двух резервных.

Для пожарных насосов следует принимать один резервный агрегат.

оборудование для заливки насосов.

Насосы и воздухоудувные станции

Для заливки насосов : 1) заполняют вакуум-насос водой из циркуляционного т/п 4 и открывают вентиль на воздушной трубе 3; 2) включают двигатель вакуум- насоса 1; 3) вентилем на циркуляционном т/п регулируют количество подаваемой охлаждающей воды; 4) при превышении уровня воды в бачке 2 (это будет видно по показанию водомерного стекла 6) включают двигатель центробежного насоса; 5) закрывают вентиль на воздушной трубе 3; 6) отключают двигатель вакуум-насоса и сливают в водосток излишнюю воду из бачка 2.



Оборудование насосной станции приборами и арматурой.

1) Приемные клапаны, сетки и воронки.

2) Задвижки с ручным приводом, электрическим и гидравлическим приводом: электрический привод – на задвижках $d=100-1600\text{мм}$. Время задвижки около 2мин; $d=1600\text{мм}$ – 7 мин.

Электрические задвижки устанавливают на автоматизированных насосных станциях, гидроприводы – на неавтоматизированных.

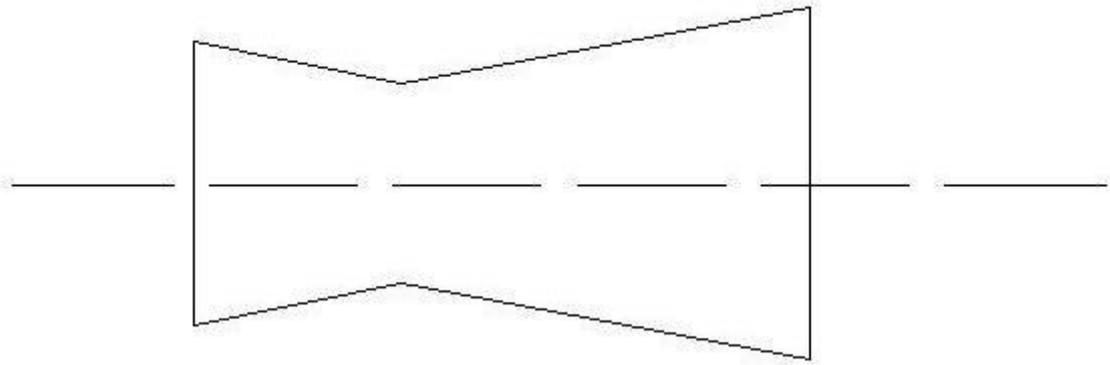
3) Обратные клапаны – назначение, места установки, конструкции (уравновешенные, с масляным тормозом).

4) Водомеры

а) турбинные ($d=50-200\text{мм}$, до $5000\text{ м}^3/\text{сут}$); $h=10(Q/Q_x)^2\text{ м}$, устанавливаются на прямолинейных участках (5-10 диаметров трубы до водомера и 3-5 диаметров после) , до и после задвижки

б) Вентури. Длина прямолинейных участков до водомера – $15D$, после – $5D$, $h=0.22h_n$

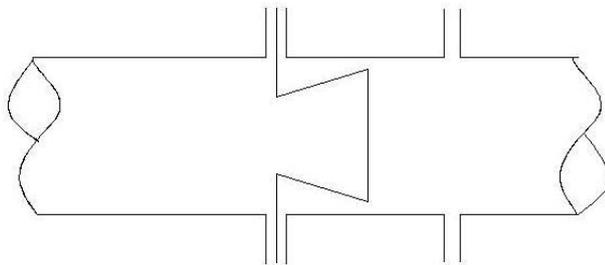
Достоинства перед вертушечными: отсутствие движущихся частей, большая пропускная способность, надежность работы, возможность учета мгновенных расходов, небольшие потери напора (до 0,4м).



Недостатки: большая длина (5-8Д); сложность устройства регистрирующих приборов.

Водомеры Вентури обычно устанавливают на крупных станциях и устанавливаются на водоводах вне станций.

в) сопла Вентури: фактически это укороченный водомер Вентури.



г) колена – водомеры;

д) диафрагмовые водомеры.

Гидравлический удар и борьба с ним.

Сущность гидравлического удара (Жуковский 1899г.) Гидравлическим ударом называется мгновенное повышение давления, вызванное внезапным изменением скорости движения жидкости в т/п.

Основные очаги возникновения гидравлического удара: насосы и запорная арматура.

Физическая сущность явления гидравлического удара.

Н.Е. Жуковский вывел формулу для определения повышения давления при гидравлическом ударе:

$$\Delta h = aV/g, \text{ где}$$

Δh – ударное давление сверх геометрической высоты подъема воды;

V – скорость движения жидкости по т/п до удара, м/сек;

a – распространение ударной волны в т/п

$a=f$ (упругих свойств материала трубы, отношение толщины ее стенок к диаметру, сжимаемости и плотности материала)

$$a = \frac{9900}{\sqrt{43,3 + c \frac{D}{A}}}$$

где:

c – коэффициент для стали 0,5; чугуна – 1; ж/б – 3; дерева – 10; асбестоцемента – 20.

Полное время пробегания ударной волны двойной длины т/п (от н.с. до резервуара и обратно)

$$T = 2L/a$$

Насосы и воздухоудувные станции

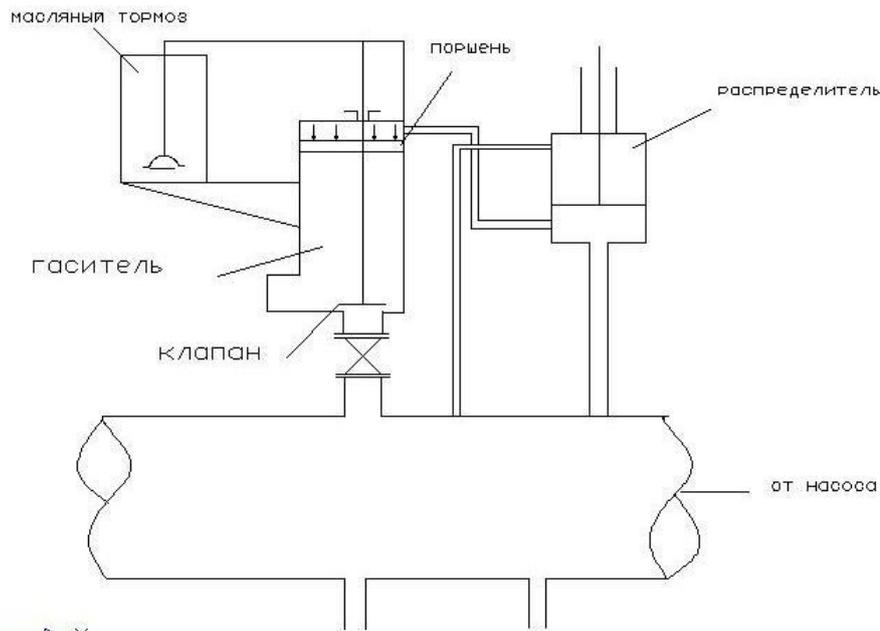
Гидравлические удары наиболее опасны для длинных напорных водоводов с крутым участком от насоса.

Разрыв сплошности потока усиливает разрушающее действие гидравлического удара.

Величина гидравлического удара на н.с. зависит от величины рабочего давления насоса. Чем больше рабочее давление, тем больше разрыв сплошности потока, тем разрушительнее сила гидравлического удара.

Меры борьбы с гидравлическим ударом:

- а) пружинные предохранительные клапаны;
- б) гасители гидравлического удара с масляным тормозом;
- в) воздушные котлы
- г) сброс воды через насос.



Назначение масляного тормоза: замедлить закрытие гасителя и предупредить возникновение гидравлического удара его закрытием.

Распределитель: соединяет надпоршневое пространство гасителя с водоводом до и после обратного клапана и обеспечивает автоматическое закрытие гасителя.

Гасители производятся диаметром 200мм. На водоводах $d=300-700$ мм устанавливают 1 гаситель; $d=200$ мм, на водоводах d до 800-900мм – 2 гасителя; $d=200$ мм, на водоводах d от 1000-1200мм – 1-2 гасителя $d=350$ мм, на водоводах $d=1200$ мм – 3-4 гасителя $d=200$ мм.

Гасители ставят:

- 1) на неметаллических трубах всех диаметров при $H_g > 30$ м
- 2) на чугунных при $H_g > 40$ м;
- 3) на стальных при $H_g > 60$ м.

Грузоподъемные устройства насосных станций.

п.12.3.;12-4;12-5 СНиП 2.04.02-84

При весе оборудования до 0,5т – переносные треноги с таями

При весе оборудования до 1т – ношки по монорельсу или подвесные кран-балки

При весе до 5т – подвесные кран – балки;

более 5т – мостовые однобалочные или двухбалочные краны, грузоподъемностью 3,5 и 10т с различными пролетами.

Насосы и воздухоподувные станции

Краны состоят из:

- 1) моста в виде двутавровой балки;
- 2) ходовых тележек;
- 3) подъемной кошки;
- 4) механизма передвижения крана;

Кран передвигается по подкрановым балкам вдоль машинного зала.

Основные параметры крана:

- а) грузоподъемность в тоннах;
- б) высота подъема груза в м;
- в) пролет крана в м.

Монтаж центробежных насосов и трубопроводов.

Перед установкой насоса, его необходимо разобрать, тщательно осмотреть каждую деталь, протереть смоченными в керосине тряпками и насухо вытереть.

Насосы и электродвигатели обычно устанавливаются на одной фундаментной плите заводского изготовления, а при отсутствии такой плиты – на раме, изготовленной на месте из двутавровой или швеллерной стали.

Глубина заложения фундаментов не должна превышать 0,5-0,7 м. Между фундаментами агрегатов и стенами здания должны быть разрывы. (СНиП II г.3-62, п-6.18)

При установке агрегата на плите особое внимание следует уделять совпадению осей валов насоса и двигателя.

Рама крепится к бетонным фундаментам 4-6 анкерными болтами. В заглубленных н.с., находящихся ниже уровня воды, делают монолитный бетонный пол и анкера заделываются в него.

Для ремонта крупных агрегатов непосредственно в машинном зале должна быть оставлена монтажная площадка, которая в заглубленный н.с. устанавливается на уровне земли.

Расстояние от пола до верхнего положения крана грузоподъемного устройства, должно быть не менее 3,5 м.

За последнее время получили большое распространение методы монтажа т/п с предварительной индустриальной заготовкой узлов коммуникаций в заготовительных мастерских.

При индивидуальном методе сооружения н.с. предусматривается производство монтажа одновременно со строительными работами по совмещенному графику строительно – монтажных работ.

Особенности конструкций зданий станций.

- 1) максимальное применение сборного ж/б и бетона;
- 2) покрытия – бесчердачные, негораемые, крыши – трехслойные;
- 3) полы – цементные по бетонной подготовке.
- 4) проектирование размеров н.с. следует согласовывать с существующей модульной системой: ширина(в осях) – 6,9,12,15,18м; продольный шаг конструкции – 3 и 6м.

С унифицированными размерами зданий должно быть связано расположение насосов, т/п и т.п.

Отношение длины и ширины здания – не более 4.

- 5) подземную часть здания заглубленной н.с. выполняют из бетона или ж/б;
- 6) машинный зал должен иметь хорошее естественное освещение с отношением площади окон к площади пола не менее 1:6-1:8.

7) отопление станции – центральное паровой или водяное, с учетом тепла, выделяемого двигателями.

Насосы и воздухоподувные станции

8) Вентиляция должна предусматривать одно-трехкратный обмен воздуха в час; более или менее крупные станции, оборудуются приточной вытяжной вентиляцией.

9) СНиП 2-04.02-84 п.12-2;12.6-12-11;п.п.7.15-7.23; п.п 13-12-12-23

10) Каждая насосная станция должна иметь телефонную связь с основным объектом водоснабжения и пожарной охраной, а так же электрическую сигнализацию о наличие воды в запасных или напорных резервуарах. При крайних (верхних или нижних) положениях фиксирующих приборов должны автоматически подаваться звуковые и световые сигналы обслуживающему персоналу.

Канализационные насосные станции.

Назначение и основные элементы.

назначение: 1) подъем воды на очистные сооружения при невозможности по рельефу местности осуществить это самотеком;

2) для избежания большого заглубления коллектора.

Основные элементы: 1) решетки;