

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

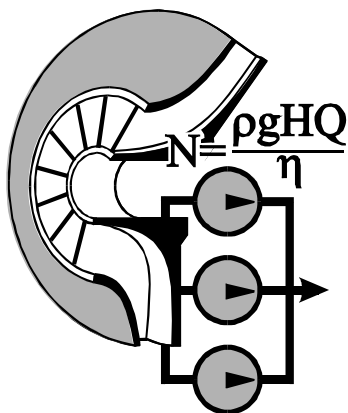
Белгородская государственная технологическая академия
строительных материалов

Белгородский инженерно-экономический институт

П. А. Трубаев, П. В. Беседин, Б. М. Гришко

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ
И СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО
ВОДОСНАБЖЕНИЯ**

Учебное пособие



Белгород 2002

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Белгородская государственная технологическая академия
строительных материалов

Белгородский инженерно-экономический институт

П. А. Трубаев, П. В. Беседин, Б. М. Гришко

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ
И СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО
ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Утверждено советом академии
в качестве учебного пособия для студентов
специальности 100800 – Энергетика теплотехнологии

Белгород 2002

УДК 621.6 (075.8)

ББК 31.56

Т 77

Рецензенты:

Трубаев П. А.

Т77 Гидравлические машины и системы технического водоснабжения: Учеб. пособие / П. А. Трубаев, П. В. Беседин, Б. М. Гришко. – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, БИЭИ, 2002. – 132 с.

В учебном пособии рассмотрена теория работы и конструкция основных типов машин для перемещения жидкости и газа, работа насосов и вентиляторов в сети, состав и методы расчета систем водоснабжения промышленных предприятий.

Предназначено в качестве учебного и справочного пособия для студентов специальности 100800 – Энергетика теплотехнологии при изучении дисциплин «Гидравлические машины и компрессоры» и «Энергетический комплекс промышленных предприятий», а также при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Ил. 133. Табл. 19. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.6 (075.8)

ББК 31.56

© Белгородская государственная технологическая академия строительных материалов (БелГТАСМ), 2002

© П. А. Трубаев, 2002

ВВЕДЕНИЕ

Основой всех систем снабжения промышленных предприятий энергоресурсами, важной частью парогенерирующих и котельных агрегатов являются нагнетатели (то есть насосы, вентиляторы, компрессоры) и транспортная трубопроводная система. Поэтому гидравлический расчет трубопроводных систем, расчет режимов работы нагнетателей в этих сетях является важной частью как проектирования систем энергоснабжения, так и их оптимальной эксплуатации.

В учебном пособии приведены основы теории динамических и объемных нагнетателей, их конструкция и характеристики, условные обозначения насосов и вентиляторов различного типа, методы выбора насосов и вентиляторов по каталогам. Разбираются такие важные вопросы, как оптимальная работа нагнетателей в сети, совместная работа нескольких нагнетателей, выбор наиболее экономически выгодных способов регулирования нагнетателей. Отдельный раздел посвящен методам гидравлического расчета сетей для перемещения несжимаемых и сжимаемых сред с учетом задач расчета и проектирования энергосистем предприятий.

В заключительной части издания описаны системы технического водоснабжения, являющиеся обязательной частью энергетического комплекса предприятия, и включающие насосные станции различного назначения, водопроводную систему, комплекс очистных сооружений для подготовки забираемой природной воды и очистки использованной в производстве загрязненной воды, установки для накопления и охлаждения воды. Также рассмотрен ряд задач проектирования систем водоснабжения – определение количества и характеристик потребляемой на предприятии воды, подбор оборудования насосных станций, расчет водопроводных сетей, расчет или подбор другого вспомогательного оборудования.

Большое внимание в издании уделено сущности физических процессов в рассматриваемых агрегатах и системах, физическому и логическому обоснованию приводимых закономерностей и методов. По мнению автора, задачей подготовки инженера является не умение проводить расчеты по имеющимся методикам и не глубокое знание конструкции и механических узлов установок, что является прерогативой техников. Инженер должен уметь анализировать возникающие задачи и находить наилучшее решение на основе своих фундаментальных знаний и умений делать выводы, а не базирясь на заученных стандартных методах и приемах.

Материал, изложенный в пособии, требует знания основ гидрогазодинамики и технической термодинамики, интегрального и дифференциального счисления, методов расчета приведенных затрат для проектируемого оборудования. При изучении материала и выполнении курсового проекта необходимо использовать учебное пособие [1], в котором разбираются примеры решения задач по расчету насосов и трубопроводных сетей.

Все единицы в издании приводятся в системе СИ, если не указывается иная размерность. Внесистемные размерности используются в том случае, если они установлены соответствующими российскими и европейскими стандартами, например, для частоты вращения электродвигателей или производительности насосов и вентиляторов.

1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Нагнетатель – это машина для перемещения жидкости или газа, в том числе и для сжатия газа. Принцип действия нагнетателя – в создании разницы давления на его входе и выходе. Основными характеристиками нагнетателей являются:

- подача – расход перемещаемой среды;
- создаваемое давление (для вентиляторов) или напор (для насосов) – разница давлений на выходе и на входе нагнетателя;
- коэффициент полезного действия – отношение подводимой энергии к работе, переданной перемещаемому потоку.

Нагнетатели разделяются на механизмы следующего вида.

Насос – машина для перемещения жидкости.

Вентилятор – машина для перемещения газа со степенью сжатия ϵ (отношением давления газа на выходе к давлению на входе) менее 1,15.

Иногда вентиляторы разделяют следующим образом:

а) дутьевые вентиляторы – устройства для перемещения воздуха, которые создают избыточное давление и устанавливаются до технологического агрегата;

б) дымососы – устройства для отбора горячих газов, обычно продуктов сгорания, которые создают разрежения и устанавливаются после технологического агрегата;

в) газодувки – машины со степенью сжатия ϵ более 1,15, но без системы охлаждения.

Компрессор – машина для сжатия газов со степенью сжатия ϵ более 1,15 и с обязательным охлаждением рабочего пространства и (или) газа на выходе из него.

Классификация нагнетателей по принципу действия приведена на рис. 1.1. Рассмотрим принцип действия нагнетателей различного типа.

Динамические машины – в них рабочие полости постоянно соединены с входом и выходом, а давление в среде повышается за счет механической энергии, подводимой к рабочим частям насоса. Их преимущество – большие расходы, постоянное давление на выходе, недостаток – невозможность создания больших давлений.

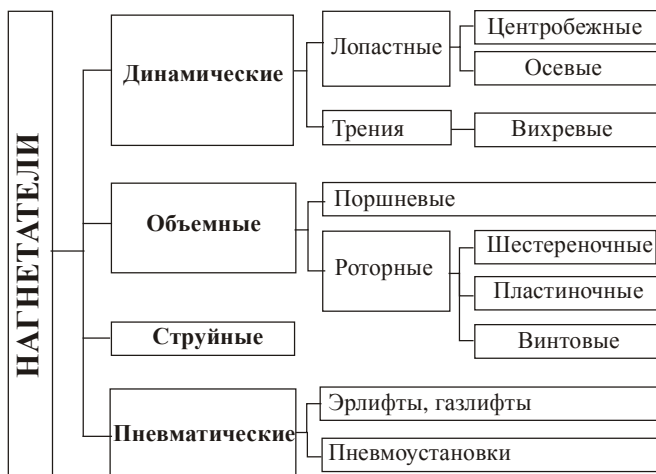


Рис. 1.1. Классификация нагнетателей по принципу действия

Лопастные машины – среда перемещается с помощью лопастей. Это наиболее распространенные нагнетатели. Их преимущество состоит в компактности и удобстве комбинации с приводом, высоком КПД – до 90%, наибольшем создаваемом давлении по сравнению с другими динамическими нагнетателями. Недосток лопастных нагнетателей заключается в работе только с высокими подачами, возможности помпажа (скачкообразного изменения давления на выходе, вызывающего гидравлические удары) и кавитации (заключающейся в возникновении пузырьков пара при понижении давления в перекачиваемой жидкости и их резком исчезновении при повышении давления, приводящем к разрушению лопастей нагнетателя), небольшое поле рабочих параметров, то есть области работы с наивысшим КПД.

Центробежные нагнетатели (рис. 1.2) являются наиболее распространенными типами насосов и компрессоров. В них лопасти закреплены на вращающемся диске (рабочем колесе), среда подается в центр рабочего колеса и под действием центробежных сил выбрасывается в спиральный отводной канал между диском и корпусом. Они применяются для питания котлов, подачи конденсата, сетевой и циркуляционной воды, в системах водоснабжения и теплоснабжения.

Осевые нагнетатели (рис. 1.3) – в них лопасти закреплены на втулке под некоторым углом. Осевые нагнетатели обеспечивают большой расход среды, но могут создавать небольшое давление, КПД у них не-

сколькo ниже, чем у центробежных машин. В основном они применяются в качестве вентиляторов, сетевых насосов систем водоснабжения и теплоснабжения, конденсатных установок мощных котлов.

Иногда в динамических машинах выделяют *диагональные нагнетатели*, конструкция рабочего колеса которых подобна колесу центробежного нагнетателя, но поток выходит из колеса не перпендикулярно его оси, а под некоторым более малым углом. Таким образом, диагональные нагнетатели занимают промежуточное положение между центробежными, в которых направление потока изменяется на 90° , и осевыми, в которых направление потока не изменяется.

Вихревые нагнетатели (рис. 1.4) – в них лопасти закреплены на внешней стороне диска. При его вращении создаются завихрения, которые за счет сил трения перемещают среду. Вихревые насосы предназначены для перемещения вязких жидкостей и воды. У них невысокий КПД, не более 40%, но они создают высокие давления, и в отличие от других динамических машин могут перемещать газожидкостные и парожидкостные смеси. Важной особенностью этих насосов является самовсасывание (центробежные и осевые насосы перед запуском требуют заполнения подающей линии перекачиваемой жидкостью, вихревые насосы могут затягивать ее сами).

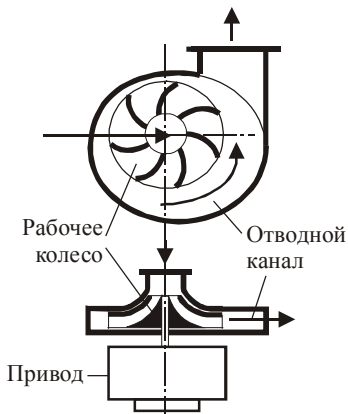


Рис. 1.2. Центробежный нагнетатель

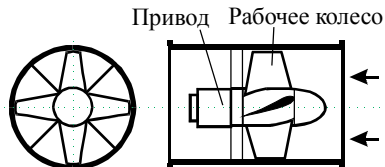


Рис. 1.3. Осевой нагнетатель

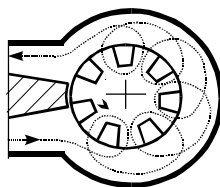


Рис. 1.4. Вихревой насос

Действие *объемных машин* основано на периодическом изменении объема рабочих полостей и их поочередном соединении с входом и выходом. Преимущество объемных машин заключается в точном дозировании, возможности перемещении вязких сред, в создании высоких дав-

лений, отсутствии автоколебаний (помпажа). Но все объемные машины характеризуются небольшими подачами и сложной конструкцией.

Поршневые нагнетатели (рис. 1.5) – в них объем меняется за счет движения поршня в рабочем цилиндре. Впускной и выпускной клапаны в них открываются и закрываются автоматически. Большим недостатком их использования является необходимость массивных фундаментов для гашения вибрации, возникающей при движении массивного поршня. В поршневых насосах и компрессорах существует также пульсация давления на выходе. Поршневые насосы применяются для питания малых котлов, как дозаторы, в системах смазки, поршневые компрессоры – на компрессорных станциях небольшой мощности.

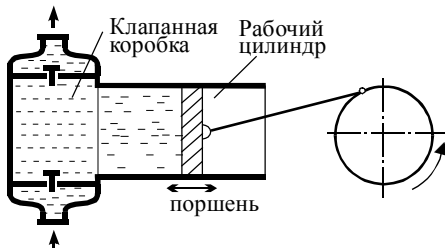


Рис. 1.5. Поршневой насос

В *роторных насосах* среда перемещается во вращающихся полостях. Они обычно используются в системах смазки. В *пластинчатых роторных насосах* (рис. 1.6) во вращающемся массивном роторе в прорези вставлены пластины, которые, отжимаясь центробежными силами к корпусу, перемещают среду. В *шестеренчатых насосах* (рис. 1.7) среда перемещается в полостях между зубцами шестеренок и корпусом. В *винтовых нагнетателях* среда перемещается в межвитковом пространстве винта, винтовыми изготавливаются насосы и компрессоры.

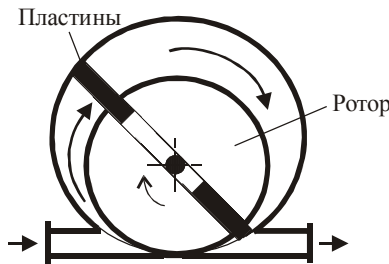


Рис. 1.6. Пластинчатый роторный насос

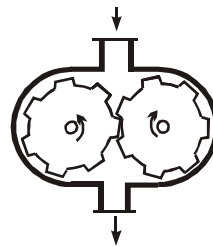


Рис. 1.7. Шестеренчатый насос

В *струйных насосах* (рис. 1.8) из сопла под давлением поступает рабочая среда. При этом в камере смешения создается разрежение, которое затягивает перемещаемую среду. Достоинство струйных насосов состоит в отсутствии движущихся частей, недостаток – в низком коэффициенте полезного действия. Они применяются для смешения прямой и обратной воды, удаления воздуха из конденсатной трубки, перекачки агрессивных и абразивных сред, в качестве эжекторов паровых котлов.

В *пневматических нагнетателях* среда перемещается под действием сжатого воздуха. Обычно они применяются для жидкостей со взвешенными твердыми частицами. В *эрлифте* (рис. 1.9) жидкость смешивается со сжатым воздухом, при этом плотность смеси уменьшается и по закону сообщающихся сосудов она поднимается вверх. Как правило, они используются для подъема воды из скважин и шахт. В *пневматических подъемниках* (рис. 1.10) подъем жидкости осуществляется за два цикла, включающих заполнение баллона жидкостью, закрытие крана и подачу сжатого воздуха, которым жидкость вытесняется наверх.

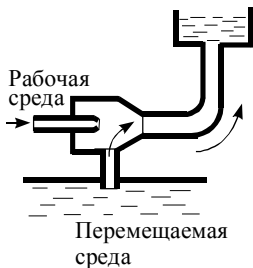


Рис. 1.8. Струйный насос

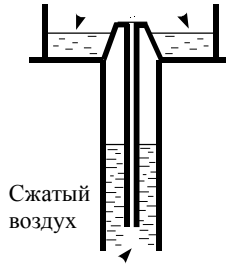


Рис. 1.9. Эрлифт

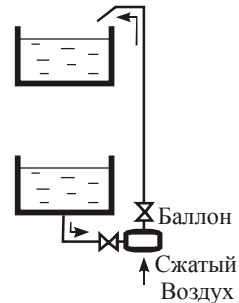


Рис. 1.10. Пневмо-подъемник

В данном разделе приведено описание общих принципов работы нагнетателей различного типа, в дальнейшем основные типы нагнетателей будут рассмотрены более подробно.

1.2. ПОДАЧА, ДАВЛЕНИЕ И НАПОР, РАЗВИВАЕМЫЕ НАГНЕТАТЕЛЯМИ

Работа нагнетателей характеризуется подачей (расходом перемещаемой среды), развиваемым давлением, потребляемой мощностью и эффективностью работы.

Подача – количество среды, проходящей через нагнетатель в единицу времени. Она бывает массовой M , кг/с, и объемной Q , м³/с. Связь между этими величинами следующая:

$$Q = \rho M, \quad (1.1)$$

где ρ – плотность среды.

Для насосов и вентиляторов используется объемная подача. Для компрессоров, в которых плотность газов изменяется, обычно применяется массовая подача, а объемная приводится для условий входа в компрессор или при нормальных условиях.

Давление Δp , Па, развиваемое насосами и вентиляторами, согласно стандарту, определяется как разница энергии потока в нагнетательном трубопроводе, то есть на выходе из нагнетателя (точка 2, рис. 1.11) и во всасывающем трубопроводе, то есть на входе в него (точка 1, рис. 1.11):

$$\Delta p = p_2 - p_1 + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \rho + \rho g (h_2 - h_1), \quad (1.2)$$

где p_1 и p_2 – давление, Па; u_1 и u_2 – скорость потока, м/с; ρ – плотность перемещаемой среды, кг/м³; g – ускорение свободного падения, 9,81 м/с²; h_1 , h_2 – высота точек замеров, м (можно использовать расстояние между точками по вертикали $\Delta h = h_2 - h_1$).

Скорость среды в трубопроводах можно определить по известному расходу (подаче) и сечению трубы или канала:

$$u = Q / S. \quad (1.3)$$

Формулу (1.2) можно разделить на статическую и динамическую составляющие: $\Delta p = \Delta p_{ст} + \Delta p_{дин}$, где

$$\Delta p_{ст} = p_2 - p_1 + \rho g (h_2 - h_1);$$

$$\Delta p_{дин} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \rho.$$

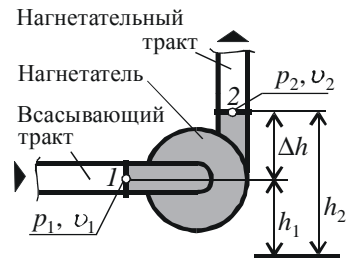


Рис. 1.11. Характеристики насоса

Поэтому давление, развиваемое вентилятором, можно записать следующим образом:

$$\Delta p = p_{ст2} - p_{ст1} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \rho, \quad (1.4)$$

где $p_{ст1}$, $p_{ст2}$ – статическое давление на входе и выходе вентилятора, Па.

Напор – это давление, выражаемое в высоте столба перемещаемой жидкости. Связь между напором H , м, и давлением p , Па, следующая:

$$H = \frac{p}{\rho g}; \quad p = \rho g H. \quad (1.5)$$

Таким образом, напор H , м, развиваемый насосом, имеет вид

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + h_2 - h_1. \quad (1.6)$$

Если давления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах p_1 и p_2 выразить в м вод. ст. и обозначить как H_1 и H_2 , то формула напора примет вид

$$H = H_2 - H_1 + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + h_2 - h_1. \quad (1.7)$$

Согласно стандарту, насосы характеризуются развиваемым напором, измеряемым в метрах столба перемещаемой жидкости, а вентиляторы – развиваемым давлением, измеряемым в паскалях. Необходимость использования для насосов понятия «напор» вызвано тем, что эта величина имеет физический смысл. Напор равен высоте, на которую насос может поднять жидкость без учета сил трения в трубопроводе и изменения скорости потока.

1.3. ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ

В системе СИ единицей измерения давления является Па, равный отношению веса тела к площади, на которое тело производит давление, то есть $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$. В технике и промышленности часто используются единицы измерения давления, отличные от системы СИ.

Техническая атмосфера, кгс/см^2 , показывает массу тела в килограммах, производящего давление на 1 см^2 поверхности. Для перевода в сис-

тому СИ достаточно перевести размерность силы из килограмма в ньютоны и площади из $1/\text{см}^2$ в $1/\text{м}^2$, таким образом,

$$\begin{aligned} 1 \text{ кгс/см}^2 &= 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}, \\ 1 \text{ Па} &= 1,02 \cdot 10^{-3} \text{ кгс/см}^2. \end{aligned}$$

Давление может выражаться в высоте столба жидкости (обычно воды с $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ или ртути с $\rho = 13\,600 \text{ кг/м}^3$). Перевод единиц в этом случае производится по формуле (1.5):

$$\begin{aligned} 1 \text{ м вод. ст.} &= 1000 \cdot 9,81 \cdot 1 = 9,81 \cdot 10^3 \text{ Па}, \\ 1 \text{ мм вод. ст.} &= 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,001 = 9,81 \text{ Па}, \\ 1 \text{ м рт. ст.} &= 13600 \cdot 9,81 \cdot 0,001 = 133,3 \text{ Па}, \\ 1 \text{ Па} &= 1,02 \cdot 10^{-4} \text{ м вод. ст.}, \\ 1 \text{ Па} &= 0,102 \text{ мм вод. ст.}, \\ 1 \text{ Па} &= 0,0075 \text{ мм рт. ст.} \end{aligned}$$

Высоту столба жидкости можно перевести в кгс/см^2 , используя в качестве промежуточной единицы паскали:

$$\begin{aligned} 1 \text{ м вод. ст.} &= \frac{9,81 \cdot 10^3}{9,81 \cdot 10^4} = 0,1 \text{ кгс/см}^2, \\ 1 \text{ кгс/см}^2 &= 10 \text{ м вод. ст.} \end{aligned}$$

Для перевода высоты столба разных жидкостей используется соотношение, получаемые из выражения (1.5):

$$h_2 = h_1 \frac{\rho_1}{\rho_2}.$$

Перевод единиц давления представлен в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Перевод единиц давления

Размерность	Па	Кгс/см ²	М вод. ст.	Мм вод. ст.	Мм рт. ст.
Па	–	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$1,02 \cdot 10^{-4}$	0,102 ($9,81^{-1}$)	0,0075
Кгс/см ²	98 100	–	10	10 000	735,3
М вод. ст.	9 810	0,1	–	1000	73,53
Мм вод. ст.	9,81	10^{-5}	0,001	–	0,07353
Мм рт. ст.	133,3	0,00136	0,0136	13,6	–

Пример: 1 мм рт. ст. = 133,3 Па; 7 мм рт. ст. = $7 \cdot 133,3 = 933,1$ Па.

1.4. РАБОТА, МОЩНОСТЬ И КПД НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Работа нагнетателя заключается в преобразовании подводимой энергии в работу, затрачиваемую на увеличение кинетической и потенциальной энергии потока. Для насосов и вентиляторов различают удельную полезную работу и мощность и мощность, подводимую на вал насоса и электродвигателя.

Удельной полезной работой A_n , Дж/кг, называется работа, получаемая 1 кг потока. Так как ее можно представить как работу поднятия 1 кг среды на высоту H , то

$$A_n = gH = \frac{Dp}{\rho}. \quad (1.8)$$

Полезной мощностью N_n , Вт, называется работа, сообщаемая потоку в единицу времени:

$$N_n = M A_n = \rho g H Q, \quad (1.9)$$

где M – массовый расход, кг/с.

Работа нагнетателей сопровождается потерями энергии. Эффективность их работы характеризуется коэффициентами полезного действия, являющимися отношением полезной мощности к мощности, подводимой на вал насоса N или к мощности, потребляемой электродвигателем $N_{эд}$ (рис. 1.12), таким образом

– КПД насоса $\eta = \frac{N_n}{N}$;

– КПД насосной (вентиляторной) установки $\eta_{уст} = \frac{N_n}{N_{эд}}$.

КПД насоса (вентилятора) η определяется тремя видами потерь:

– из-за трения в потоке и неравномерности потока (потери характеризуются гидравлическим КПД η_r);

– в связи с перетеканием части потока мимо рабочих частей нагнетателя (потери характеризуются объемным КПД η_o);

– из-за трения в рабочих частях нагнетателя (потери характеризуются механическим КПД η_m).

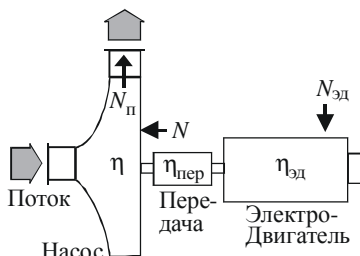


Рис. 1.12. Потери энергии в насосной (вентиляторной) установке

В результате в КПД насоса (вентилятора) входит три составляющих

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_m. \quad (1.10)$$

Гидравлический η_r и объемный η_o КПД, характеризующие эффективность работы нагнетателя по передаче энергии потоку, часто объединяют во *внутренний*, или *индикаторный*, КПД η_i :

$$\eta_i = \eta_r \cdot \eta_o. \quad (1.11)$$

Насосная, или вентиляторная, установка (рис. 1.12) состоит из следующих элементов:

- привода, которым обычно является электродвигатель, но для нагнетателей мощностью более 6 МВт возможно использование турбин;
- механической или гидравлической передачи;
- нагнетателя (насоса или вентилятора).

Потери мощности происходят в каждом агрегате установки, поэтому КПД установки состоит из КПД нагнетателя η , передачи $\eta_{пер}$ и электродвигателя $\eta_{эд}$:

$$\eta_{уст} = \eta \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{эд}. \quad (1.12)$$

Связь между различными КПД приведена на рис. 1.13.

Установки $\eta_{уст}$				
Насоса (вентилятора) η		Механический η_m	Передачи $\eta_{пер}$	Электродвигателя (привода) $\eta_{эд}$
Внутренний (индикаторный) η_i	Объемный η_o			
Гидравлический η_r				

Рис. 1.13. КПД насоса и насосной установки

Мощность, подводимая на вал насоса, и потребляемая приводом, определяется через полезную мощность и соответствующий КПД:

$$N = \frac{N_p}{h} = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{Q \Delta p}{\eta}, \quad (1.13)$$

$$N_{эд} = \frac{N_p}{h_{уст}} = \frac{\rho g H Q}{\eta_{уст}} = \frac{Q \Delta p}{\eta_{уст}}. \quad (1.14)$$

Для соединения приводов с нагнетателями редукторы обычно не используются, и нагнетатели работают с частотой вращения электродвигателя. Для муфты КПД передачи $\eta_{\text{пер}} = 0,98 \dots 1$, для клиноременной передачи $\eta_{\text{пер}} = 0,92 \dots 0,95$. КПД гидромуфт, снижающих частоту вращения с n_1 до n_2 , пропорционален степени снижения, и $\eta_{\text{пер}} = 0,98 \frac{n_2}{n_1}$.

КПД электродвигателя $\eta_{\text{эд}}$ в основном зависит от его мощности и отношения текущей нагрузки к номинальной мощности [2, с. 11]. В большинстве случаев для маломощных синхронных двигателей можно принять $\eta_{\text{эд}} = 0,9$, для мощных – $\eta_{\text{эд}} = 0,95$.

1.5. ГРАФИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Характеристики нагнетателя (напор, мощность и КПД) зависят от его подачи. При этом зависимость однозначная, то есть при заданной подаче возможно только одно значение остальных характеристик. Поэтому характеристики нагнетателей изображают в табличном (табл. 1.2) или графическом (рис. 1.14) виде, включая:

- напорную характеристику (зависимость напора H от подачи Q);
- характеристику мощности (зависимость мощности на валу нагнетателя N или мощности, подводимой к электродвигателю $N_{\text{эд}}$, от подачи Q);
- КПД нагнетателя (зависимость η от подачи Q).

Характеристики мощности и КПД взаимосвязаны и могут быть рассчитаны одна из другой. Поэтому часто одну из них опускают. В характеристиках обязательно приводится частота, при которой они получены. Согласно стандарту, она указывается в мин^{-1} (об/мин).

Таблица 1.2
Характеристика насоса
2000В-16/63
(частота вращения 250 мин^{-1})

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	8	12	16	20
$H, \text{ м}$	71	66	61	52	38
$\eta, \%$	–	73	84	86	65

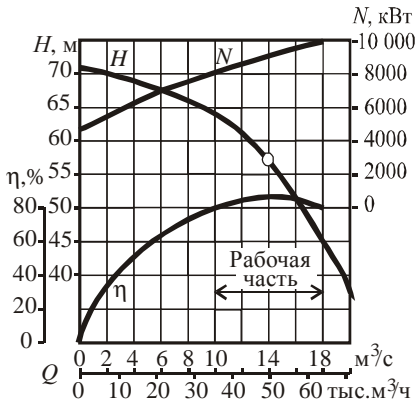


Рис. 1.14. Характеристика насоса
2000В-16/63
(частота вращения 250 мин^{-1})

На графических характеристиках выделяется участок работы с допустимым КПД, называемым полем рабочих параметров, или рабочей частью (рис. 1.15). Согласно стандарту, при работе насосов их КПД не должен отличаться от максимального η_{\max} более чем на 7%, а для вентиляторов он должен быть не ниже $0,9\eta_{\max}$. Вне этой области даже при незначительном изменении подачи КПД начинает резко падать и эффективность работы нагнетателя снижается. Такое ограничение также не позволяет работать в области седловидного или экстремального участка напорной характеристики, то есть в зоне неустойчивой работы (в зоне помпажа).

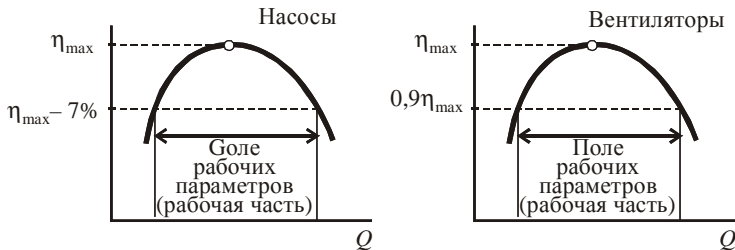


Рис. 1.15. Поле рабочих параметров нагнетателей

На напорной характеристике возможно указание номинального режима работы нагнетателя, то есть режима с максимальным КПД, он указывается на напорной характеристике точкой.

Если конструкция нагнетателя допускает его регулирование, то на одной графической характеристике могут быть приведены семейство графиков при разных установках, например:

- а) при разной обточке (разном диаметре) рабочего колеса, характеристики для необточенного колеса приводятся без индексов, с обточкой – с индексами «а», «б» и т.д. ;
- б) при разных положениях лопаток направляющего аппарата (рис. 1.16);
- в) при разных частотах вращения.

Графическая характеристика каждой группы нагнетателей имеет свой типичный вид. Например, для динамических нагнетателей можно выделить три типа напорной характеристики: пологую, экстремальную и седловидную (рис. 1.17), которые определяют возможность возникновения помпажа при работе насосов. Типичные характеристики некоторых нагнетателей представлены на рис. 1.18.

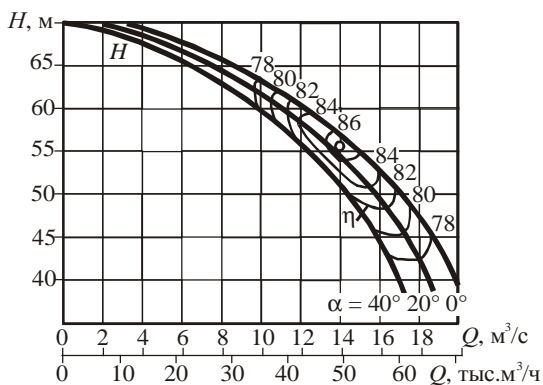


Рис. 1.16. Графическая характеристика насоса 2000BP-16/63-A при разном угле наклона лопаток а направляющего аппарата

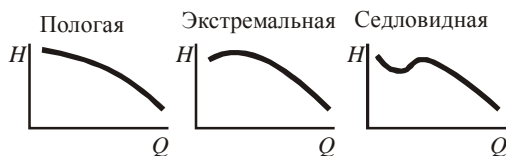


Рис. 1.17. Напорная характеристика динамических нагнетателей

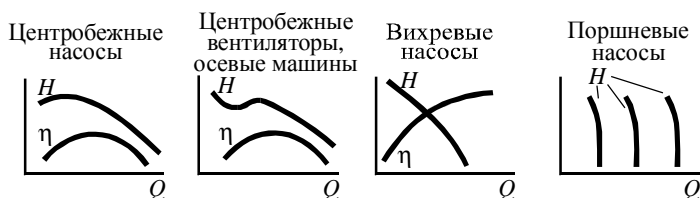


Рис. 1.18. Типичные характеристики некоторых нагнетателей

Режим работы нагнетателя при отсутствии подачи (то есть при перекрытой задвижке за ним) называют *холостым ходом*; выделяют напор и мощность холостого хода (рис. 1.19).

Нагнетатель может работать и при отрицательных напоре и подаче. Эти режимы соответствуют частям напорной характеристики, лежащим левее оси H и ниже оси Q (рис. 1.20). Первый случай имеет место, когда высота подъема в сети превышает напор насоса (рис. 1.21). При этом, несмотря на работу насоса, среда будет перемещаться в обратном направлении. Второй случай бывает при последовательной установке насосов разной мощности, когда подача превышает максимальную подачу маломощного насоса. В результате насос вместо повышения давления создает дополнительное сопротивление (см. разд. 3.6).

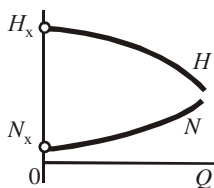


Рис. 1.19. Напор H_x и мощность N_x холостого хода

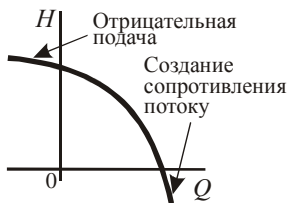


Рис. 1.20. Предельные случаи напорной характеристики

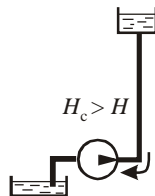


Рис. 1.21. Работа насоса с отрицательной подачей

Заводы-производители обязательно включают графическую характеристику в паспорт нагнетателя. Они выпускают также каталоги изготавливаемых нагнетателей, где приводят их графические характеристики и размеры. Для однотипных машин в каталогах приводится сводный график (рис. 1.22), по которому, зная требуемые напор и подачу, можно предварительно выбрать нужный тип нагнетателя (с обязательным последующим уточнением по графической характеристике).

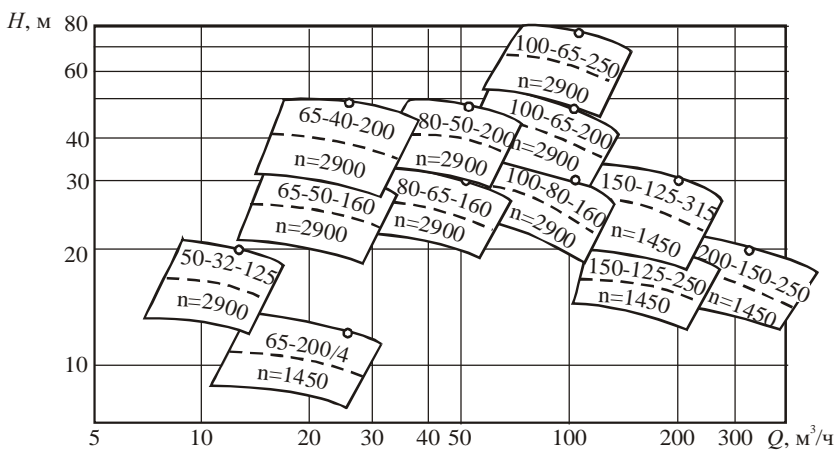


Рис. 1.22. Сводный график характеристик консольных насосов (показаны поля рабочих параметров, точкой отмечены режимы с наилучшим КПД, пунктирной линией показаны напорные характеристики)

Данные, приводимые в каталогах, являются ориентировочными и окончательные расчеты необходимо проводить с использованием характеристик из паспорта нагнетателя.

2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СЕТЕЙ

2.1. СОПРОТИВЛЕНИЕ И НАПОРНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СЕТИ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЖИДКОСТЕЙ

Сопротивление сети Δp_c , Па, складывается из пяти составляющих:

$$\Delta p_c = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{мс}} + \Delta p_{\text{ск}} + \Delta p_{\text{под}} + \Delta p_{\text{доп}}. \quad (2.1)$$

Рассмотрим эти составляющие.

1. Потери давления на трение $\Delta p_{\text{тр}}$ составляют

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_3} \frac{u^2}{2} \rho, \quad (2.2)$$

где λ – коэффициент сопротивления; L – длина сети, м; d_3 – эквивалентный диаметр трубопровода, м; u – скорость среды, м; ρ – плотность среды, кг/м³.

Если трубопровод имеет переменный диаметр, он разбивается на участки и рассчитывается сопротивление каждого участка $\Delta p_{\text{тр}i}$, эти данные потом суммируются.

2. Потери давления на преодоление местных сопротивлений $\Delta p_{\text{мс}}$ (изгибов, сужений, расширений, вентилях и др.) равняются

$$\Delta p_{\text{мс}} = \sum \xi \frac{u^2 \rho}{2}, \quad (2.3)$$

где ξ – коэффициенты местного сопротивления.

Иногда местное сопротивление выражают в эквивалентной длине прямой трубы n :

$$\xi = \lambda n = \frac{1L_3}{d_3}, \quad (2.4)$$

то есть заменяют местное сопротивление на участок прямой трубы, имеющей такое же сопротивление.

Значения ξ или n приводятся в справочной литературе. Сопротивление на выходе из трубы ($\xi = 1$) не учитывается, так как оно уже учтено в изменении скоростного потока $\Delta p_{\text{ск}}$.

3. Изменение кинетической энергии потока $\Delta p_{\text{ск}}$ (рис. 2.1) составляет

$$\Delta p_{\text{ск}} = \frac{u_2^2}{2} \rho, \quad (2.5)$$

где u_2 – скорость на выходе из сети (скорость на входе в сеть всегда равняется 0). Если рассматривается участок сети, то

$$\Delta p_{\text{ск}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \rho, \quad (2.6)$$

где u_1 – скорость на входе в участок.

4. Затраты на подъем $\Delta p_{\text{под}}$ равняются

$$\Delta p_{\text{под}} = \rho g h_{\text{под}}, \quad (2.7)$$

где ρ – плотность среды, кг/м³; g – ускорение свободного падения; $h_{\text{под}}$ – расстояние по вертикали между точками входа и выхода сети, м.

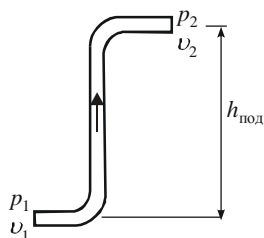


Рис. 2.1. Движение перемещаемой среды в сети

5. Создание дополнительного давления $\Delta p_{\text{под}}$ выражается формулой

$$\Delta p_{\text{под}} = p_2 - p_1, \quad (2.8)$$

где p_1 и p_2 – давление в точках всасывания и нагнетания (рис. 2.1).

Таким образом, полное сопротивление сети будет равно

$$\Delta p_c = \lambda \frac{L}{d_3} \frac{u^2}{2} \rho + \sum \xi \frac{u^2 \rho}{2} + \frac{u_2^2}{2} \rho + \rho g h_{\text{под}} + (p_2 - p_1), \quad (2.9)$$

или, выразив сопротивление в метрах столба перемещаемой жидкости,

$$H_c = \lambda \frac{L}{d_3} \frac{u^2}{2g} + \sum \xi \frac{u^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_{\text{под}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}. \quad (2.10)$$

При расчетах действующей сети часто трудно разделить местные сопротивления и сопротивление трения, поэтому иногда их объединяют в одно сопротивление $\Delta p_{\text{сопр}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{мс}}$, составляющее обычно 5...10% от суммарного сопротивления сети.

Справочные данные для расчета сопротивлений приведены в источнике [2, с. 18–25].

Рассмотрим полученное уравнение. В нем можно выделить две составляющие: динамическую $\Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{мс}} + \Delta p_{\text{ск}} = \Delta p_{\text{сопр}} + \Delta p_{\text{ск}}$, зависящую от скорости среды, и статическую $\Delta p_{\text{под}} + \Delta p_{\text{доп}}$. Таким образом,

$$H_c = \frac{1}{2g} \left(\lambda \frac{L}{d_3} + \sum \xi + 1 \right) u^2 + h_{\text{под}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}. \quad (2.11)$$

Скорость выражается через расход Q , м³/с, и сечение S , м²: $u^2 = Q^2/S^2$.

В результате получена *напорная характеристика сети*, то есть зависимость сопротивления сети от подачи:

$$H_c = \frac{1}{2gS^2} \left(\lambda \frac{L}{d_3} + \sum \xi + 1 \right) Q^2 + h_{\text{под}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}. \quad (2.12)$$

Коэффициенты λ и ξ для жидкости можно считать постоянными. Таким образом, уравнение напорной характеристики сети имеет квадратичный (параболический) вид:

$$H_c = A Q^2 + B, \quad (2.13)$$

где A и B – коэффициенты, $A = \frac{1}{2gS^2} \left(\lambda \frac{L}{d_3} + \sum \xi + 1 \right)$ – динамическая составляющая; $B = h_{\text{под}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}$ – статическое сопротивление.

Часто расчеты удобно вести с подачей, выраженной в м³/ч или в другой несистемной единице. Поэтому возможно получение уравнения сети с любой размерностью подачи Q . Для этого вводится переводной коэффициент K , по которому подачу из м³/с можно перевести в требуемую размерность. Например, для перевода м³/с в м³/ч коэффициент $K = 3600$. Уравнение сети в этом случае имеет вид

$$H_c = \frac{1}{2gS^2 K^2} \left(\lambda \frac{L}{d_3} + \sum \xi + 1 \right) Q^2 + h_{\text{под}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}. \quad (2.14)$$

В уравнении сети $H_c = A Q^2 + B$ коэффициент A определяет крутизну напорной характеристики сети, а коэффициент B – ее вертикальное положение (рис. 2.2).

Для действующих сетей высота подъема $h_{\text{под}}$ и разница давлений в точках нагнетания и всасывания p_2 и p_1 обычно известны, и коэффициент B может быть определен по этим величинам. Если известна одна из точек работы сети (например, подача и напор работающего в сети насоса), то из уравнения $H_c = A Q^2 + B$ определяется и коэффициент A .

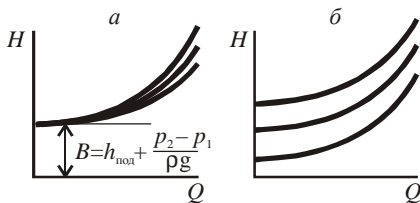


Рис. 2.2. Изменение напорной характеристики сети: *a* – при изменении коэффициента местного сопротивления; *б* – при изменении давления в точке нагнетания

Таким образом, для построения напорной характеристики действующей сети можно не производить ее гидравлический расчет, а определить коэффициенты уравнения по известному режиму работы сети.

Если коэффициенты местного сопротивления и трения зависят от скорости и подачи или значительно меняется плотность среды, то уравнение сети примет вид

$$H_c = A Q^\alpha + B, \quad (2.15)$$

где α – коэффициент, причем $\alpha < 2$.

2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА ТРУБОПРОВОДА

При перекачке среды с увеличением диаметра трубы падает скорость среды, вследствие чего снижается сопротивление сети и мощность нагнетателя. В результате снижаются затраты на электроэнергию, потребляемую нагнетателем. Но с увеличением диаметра растет масса труб, а значит, и их стоимость (рис. 2.3).

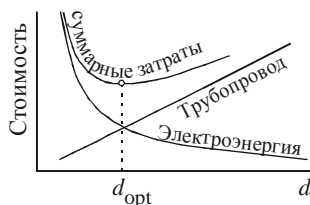


Рис. 2.3. Затраты на трубопровод

Задачей выбора оптимального диаметра трубопровода является поиск диаметра, обеспечивающего наименьшие суммарные затраты на прокладку и эксплуатацию трубопровода.

Исходными данными для расчета являются:

- заданная подача в сети Q , м³/с;
- стоимость 1 кВт·ч электроэнергии $c_э$, р.;
- номенклатура труб (данные по выпускаемым трубам: диаметры d , м и соответствующая каждому диаметру масса m_t , кг/м);
- стоимость 1 кг труб c_t , р.;
- ресурс труб (срок службы до замены) τ , лет.

Порядок выбора оптимального диаметра трубопровода следующий.

1. Принимается диаметр трубы d (первоначально диаметр можно принять по оптимальной скорости, которая для воды равна 1...2 м/с).

2. По диаметру рассчитывается сопротивление трубопровода H_c .

3. Определяются затраты электроэнергии на перекачку среды в год, отнесенные к 1 м трубопровода. Мощность, потребляемая насосом или вентилятором,

$$N = \frac{Q H_c \rho g}{\eta_{\text{уст}}}. \quad (2.16)$$

Для определения КПД нагнетательной установки $\eta_{\text{уст}}$ необходимо по каталогу выбрать нагнетатель, обеспечивающий напор H_c и подачу Q и использовать его КПД. Если такого нагнетателя нет, необходимо искать машины с подачей $Q/2$, $Q/3$, $Q/4$ и так далее, то есть принять установку двух, трех, четырех и так далее параллельных нагнетателя. КПД принимается по типу используемых насосов, например, для консольных насосов $\eta_{\text{уст}} = 0,7$.

Удельные затраты электроэнергии, потребляемые насосом или вентилятором, р/год·м:

$$3_{\text{э}} = \frac{8,76 c_{\text{э}} Q H_c \rho g}{L h_{\text{уст}}}, \quad (2.17)$$

где 8,76 – коэффициент, учитывающий количество часов в году и переводящий ватты в киловатты.

4. Определяется стоимость 1 м трубопровода, отнесенная к году работы, р/год·м:

$$3_{\text{т}} = \frac{(1+k_a)(1+k_m) c_{\text{т}} m_{\text{т}}}{t}, \quad (2.18)$$

где k_a – коэффициент, учитывающий установку арматуры на трубопровод ($k_a = 0,05$); k_m – коэффициент, учитывающий стоимость монтажа и прокладки трубопровода ($k_m = 0,2 \dots 0,4$).

5. Суммарные удельные затраты, отнесенные к 1 м трубопровода и году работы,

$$3 = 3_{\text{э}} + 3_{\text{т}}. \quad (2.19)$$

6. Для разных рядом лежащих диаметров строится график $3 = f(d)$, по которому определяется диаметр, соответствующий минимальным затратам. Если для проведения трубопровода допускается применение

различных материалов (сталь, чугун, полиэтилен), строятся также графики и выбирается оптимальный диаметр для других материалов, затем выбирается материал с наименьшими удельными затратами. Для выбранного варианта записывается уравнение напорной характеристики сети $H_c = A Q^2 + B$.

Пример. Выбрать оптимальный диаметр трубопровода для водопроводной сети, представленной на рис. 2.4.

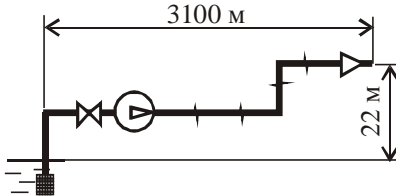


Рис. 2.4. Водопроводная сеть

– номенклатура стальных труб (табл. 2.1).

Исходные данные для расчета:

- подача в сети $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$
($100/3600 = 0,0278 \text{ м}^3/\text{с}$);
- стоимость 1 кВт·ч электроэнергии $c_э = 0,44 \text{ р.}$;
- стоимость труб $c_t = 8 \text{ р/кг}$;
- ресурс труб $\tau = 100\,000 \text{ ч}$
(11,4 лет);

Таблица 2.1

Номенклатура труб

Условный проход, мм	20	25	32	50	65	80	100	125	150	200
Масса m_t , кг/м	1,1	1,5	1,8	4	5,4	6,4	9,0	11,2	17,1	31,5
Условный проход, мм	250	300	400	450	500	700	800	1000	1200	
Масса m_t , кг/м	39,5	47,2	72,3	813	103	140,5	180	249,1	328	

Первоначально выбираем диаметр, исходя из скорости движения воды $u = 2 \text{ м/с}$:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0278}{2\pi}} = 0,133 \text{ м} = 133 \text{ мм. Принимаем } d = 125 \text{ мм.}$$

$$\text{Уточняем скорость при этом диаметре: } u = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,0278}{0,125^2 \pi} = 2,27 \text{ м/с.}$$

Местные сопротивления сети: приемный клапан с стекой $\xi = 6$; колена под углом 90° $\xi = 0,34$ (3 колена); задвижка $\xi = 3,13$; компенсатор температурного расширения $\xi = 0,3$ (4 компенсатора); обратный клапан $\xi = 2$.

Сумма местных сопротивлений

$$\Sigma \xi = 6 + 3 \cdot 0,34 + 3,13 + 4 \cdot 0,3 + 2 = 13,35.$$

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} = \frac{1000 \cdot 2,27 \cdot 0,125}{1,792 \cdot 10^{-3}} = 1,58 \cdot 10^5.$$

Размер неровностей изношенных стальных труб $\varepsilon = 0,67$ мм.

Коэффициент сопротивления при турбулентном течении

$$\lambda = \left[-2 \lg \left(\frac{\varepsilon}{3,7d} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right) \right]^{-2} = \left[-2 \lg \left(\frac{0,67}{3,7 \cdot 125} + \left(\frac{6,81}{1,58 \cdot 10^5} \right)^{0,9} \right) \right]^{-2} = 0,0318.$$

Сопротивление сети составляет

$$\begin{aligned} H_c &= \lambda \frac{L}{d} \frac{u^2}{2g} + \sum \xi \frac{u^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} + h_{\text{под}} = \\ &= 0,0318 \frac{3122}{0,125} \frac{2,27^2}{2 \cdot 9,81} + 13,35 \frac{2,27^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{2,27^2}{2 \cdot 9,81} + 22 = \\ &= \left[0,0318 \frac{3122}{0,125} + 13,35 + 1 \right] \frac{2,27^2}{2 \cdot 9,81} + 22 = 234,4 \text{ м.} \end{aligned}$$

Затраты на перекачку воды определяются выражением

$$З_э = \frac{8,76 \text{ с}_э}{L} \cdot \frac{QH_c \gamma g}{h_{\text{уст}}} = \frac{8,76 \cdot 0,44}{3122} \cdot \frac{0,0278 \cdot 234 \cdot 1000 \cdot 9,81}{0,7} = 112,7 \text{ р/м}\cdot\text{г.}$$

Стоимость труб рассчитывается следующим образом

$$З_т = \frac{(1+k_a)(1+k_m) \text{ с}_т m_т}{t} = \frac{(1+0,05)(1+0,3) 8 \cdot 11,2}{11,42} = 10,7 \text{ р./м}\cdot\text{год.}$$

Суммарные затраты равны

$$З = З_э + З_т = 112,7 + 10,7 = 123,4 \text{ р/м}\cdot\text{год.}$$

Остальные расчеты сводим в табл. 2.2 и представляем на рис. 2.5.

Таблица 2.2

Расчет затрат на трубопровод

d	u	Re	λ	H_c	$\lambda_{\text{уст}}$	$m_т$	$З_э$	$З_т$	$З$
125	2,27	$1,58 \cdot 10^5$	0,0318	234,4	0,7	11,2	112,7	10,7	123,4
150	1,57	$1,31 \cdot 10^5$	0,0303	103,0	0,7	17,1	49,5	16,4	65,9
200	0,88	$9,82 \cdot 10^4$	0,0285	40,1	0,7	31,5	19,3	30,1	49,4
250	0,57	$7,95 \cdot 10^4$	0,0273	27,9	0,7	39,5	13,4	37,8	51,2
300	0,39	$6,53 \cdot 10^4$	0,0266	24,3	0,7	47,2	11,7	45,1	56,8

Из расчета определяем оптимальный диаметр 200 мм. Находим уравнение сети при этом диаметре:

$$H_c = 2377Q^2 + 22, \text{ где } Q, \text{ м}^3/\text{с, или}$$

$$H_c = 0,00183Q^2 + 22, \text{ где } Q, \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Если сеть работает с разными расходами, то в расчетах затраты на электроэнергию необходимо определять как суммы затрат при всех режимах работы:

$$Z_{\Sigma} = \frac{8,76 \text{ с}_{\Sigma}}{L} \rho g \sum \left(\frac{Q_i H_{c i} t_i}{h_{\text{уст } i} t} \right),$$

где t_i – время работы сети с расходом Q_i ; t – общее время работ, $t = \Sigma t_i$.

Например, сеть 10 часов в день работает с подачей Q_1 , а 14 часов – с подачей Q_2 . Общее время работы $t = t_1 + t_2 = 10 + 14 = 24$.

Порядок расчета следующий:

1. Задаем диаметр трубопровода.
2. Определяем для первого режима работы скорость u_1 , критерий Re_1 , коэффициент сопротивления λ_1 , сопротивление сети H_{c1} , КПД установки η_1 .
3. Определяем для второго режима аналогичные величины: v_2 , Re_2 , λ_2 , H_{c2} , η_2 .
4. Рассчитываем суммарные затраты:

$$Z_{\Sigma} = \frac{8,76 \text{ с}_{\Sigma}}{L} \rho g \left(\frac{Q_1 H_{c1} t_1}{h_{\text{уст1}} t} + \frac{Q_2 H_{c2} t_2}{h_{\text{уст2}} t} \right)$$

5. Порядок расчета затрат на трубопровод и суммарных затрат не меняются.

6. После расчета суммарных затрат при разных диаметрах и определения оптимального диаметра записываются уравнения сети для каждого из режимов работы.

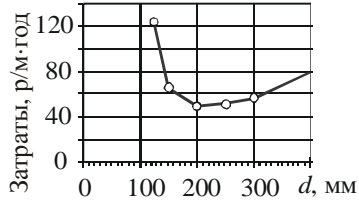


Рис. 2.5. Затраты на трубопровод

2.3. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЛИНИЙ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ ГОРЯЧИХ ГАЗОВ

Если разность давлений на входе и выходе сети меньше 25 кПа (то есть среду можно считать несжимаемой) и температура газов близка к температуре окружающей среды или высота подъема равна нулю, то

гидравлический расчет газоходов производится аналогично сетям для транспортировки жидкости.

Если транспортируются горячие газы, то в расчетах необходимо учитывать естественную тягу. Рассмотрим сеть для подачи газов из котла в дымовую трубу (рис. 2.6). Пусть $h_{\text{под}}$ – высота трубы, $\Delta p_{\text{дин}}$ – динамическое сопротивление сети на преодоление трения, местных сопротивлений и создание скоростного напора, м; p_1 и p_2 – абсолютное статическое давление на входе и выходе сети; ρ_r и ρ_v – плотность газов и воздуха соответственно, кг/м³; Δp – напор, создаваемый дымососом (равный полному сопротивлению сети), м.

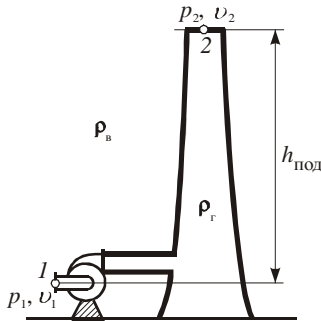


Рис. 2.6. Сеть для удаления продуктов горения

Уравнение Бернулли для сечения 1–2 будет иметь вид

$$p_1 + \frac{v_1^2}{2} \rho_r + \Delta p = p_2 + \frac{v_2^2}{2} \rho_r + \rho_r g h_{\text{под}} + \Delta p_{\text{сопр}}, \quad (2.20)$$

где $\Delta p_{\text{сопр}}$ – потери на трение и местные сопротивления:

$$\Delta p_{\text{сопр}} = \Delta p_{\text{мс}} + \Delta p_{\text{тр}} = \sum \xi \frac{v_2^2}{2} \rho_r + \lambda \frac{L}{d} \frac{v_2^2}{2} \rho_r. \quad (2.21)$$

Абсолютное давление газа состоит из атмосферного $p_{\text{атм}}$ и избыточного $p_{\text{ст}}$. Но в сечении 2 атмосферное давление по сравнению с сечением 1 меньше на величину $\rho_v g h_{\text{под}}$:

$$p_1 = p_{\text{атм}} + p_{\text{ст1}}; \quad p_2 = p_{\text{атм}} - \rho_v g h_{\text{под}} + p_{\text{ст2}}.$$

Таким образом,

$$p_{ст1} + p_{атм} + \frac{u_1^2}{2} \rho_{г} + \Delta p = p_{ст2} + p_{атм} - \rho_{в} g h_{под} + \rho_{г} g h_{под} + \frac{u_2^2}{2} \rho_{г} + \Delta p_{сопр}.$$

Отсюда давление, развиваемое вентилятором (равное сопротивлению сети), имеет вид

$$\Delta p = (p_{ст2} - p_{ст1}) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \rho_{г} + \Delta p_{сопр} - g h_{под} (\rho_{в} - \rho_{г}).$$

Величина

$$p_{e.m} = g h_{под} (\rho_{в} - \rho_{г}) \quad (2.22)$$

называется *естественной тягой* (*самотягой*). Она может быть положительной и отрицательной, в зависимости от отношения плотности перемещаемых газов $\rho_{г}$ и воздуха $\rho_{в}$.

Величина естественной тяги для дымовых труб различной высоты и разной температуры газов представлена на рис. 2.7. В ряде случаев, например для стекловаренных печей небольшой мощности, величина естественной тяги полностью компенсирует все сопротивления по тракту движения газов, и установка дымососов для протяжки газов через печь не требуется.

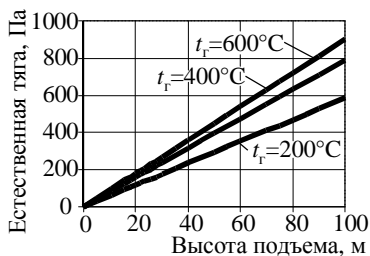


Рис. 2.7. Естественная тяга

2.4. РАСЧЕТ ГАЗОПРОВОДОВ И ВОЗДУХОПРОВОДОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Особенностью сетей для передачи газов, имеющих высокое давление, является снижение давления газа из-за сопротивления сети. Обычно у потребителей существуют определенные требования к давлению поступающего природного газа или сжатого воздуха. Поэтому целью расчета сопротивления газопроводов и воздухопроводов является определение снижения давления на участке или выбор диаметра трубопровода, обеспечивающего заданное снижение давления.

При расчете движение газа принимается при постоянном расходе и считается изотермическим (температура газа равна температуре грунта для подземных газопроводов и температуре воздуха – для надземных).

В расчете сопротивления газопроводов можно выделить три случая.

1. Перемещение несжимаемой среды

Для газопроводов низкого давления ($p < 25$ кПа) или при незначительном изменении давления на рассматриваемом участке сопротивление рассчитывается без учета изменения плотности газа. При этом сопротивление участка 1–2

$$\Delta p_{12} = p_1 - p_2 = \lambda \frac{u^2}{2} \rho_r \frac{L}{d} (1 + k_{\text{пот}}) - g(\rho_v - \rho_r) (h_2 - h_1),$$

где λ – коэффициент трения; u – средняя скорость движения газа на участке, м/с; ρ_r – средняя плотность газа на участке, кг/м³; ρ_v – плотность воздуха при температуре окружающей среды, кг/м³; L – длина участка, м; d – внутренний диаметр трубы, м; h_1, h_2 – высота начала и конца участка, м.

Формула учитывает сопротивление трения, местные сопротивления и изменение потенциальной энергии газа. Местные сопротивления учитываются через коэффициент $k_{\text{пот}}$. При передаче природного газа коэффициент $k_{\text{пот}}$ согласно СНиП 2.04.08 – 87 рекомендуется принимать равным 0,05 – 0,1.

2. Перемещение сжимаемой среды

При изменении плотности среды ρ сопротивление, вызванное трением, описывается уравнением Дарси:

$$\partial p = -\lambda \frac{\partial L}{d} \rho \frac{u^2}{2}. \quad (2.23)$$

Заменим в уравнении скорость u на объемный расход при нормальных условиях Q_0 . Пусть S – сечение трубы, M – массовый расход среды; Q и Q_0 – объемный расход среды в трубопроводе при заданном давлении и при нормальных условиях; ρ и ρ_0 – плотность в трубопроводе и при нормальных условиях; u и u_0 – скорость среды в трубопроводе реальная и пересчитанная для нормальных условий. Из уравнения неразрывности потока

$$M = \rho Q = \rho u S = \rho_0 u_0 S = \rho_0 Q_0$$

получаем

$$\rho u = \frac{Q_0 \rho_0}{S}; \quad u = \frac{\rho_0 Q_0}{\rho S},$$

отсюда

$$\rho u^2 = \frac{Q_0^2 \rho_0}{S^2} \cdot \frac{\rho_0}{\rho}.$$

Из уравнения идеального газа получаем отношение плотностей:

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \frac{p_0 T}{p T_0} z.$$

Подставив эти выражения в уравнение (2.23), имеем

$$p \partial p = \lambda \frac{\partial L}{d} \frac{1}{2} \frac{Q_0^2 \cdot \rho_0}{S^2} \frac{p_0 T}{T_0} z.$$

Проинтерполировав уравнение от точки 1 до точки 2 и заменив $S = \frac{\pi d^2}{4}$, получаем

$$p_1^2 - p_2^2 = 1,62 \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \cdot \rho_0 p_0 L z \frac{T}{T_0}.$$

С учетом местных сопротивлений, выраженных через эквивалентную длину, получаем формулу сопротивления при движении сжимаемой среды:

$$p_1^2 - p_2^2 = 1,62 \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \frac{T}{T_0} \rho_0 p_0 L z (1 + k_{\text{пот}}). \quad (2.24)$$

Изменение потенциальной энергии при расчете сетей среднего и высокого давления не учитывается, так как эта величина обычно незначительна. Так как перемещаемая среда имеет температуру окружающей среды, то обычно в расчетах принимают $T/T_0 = 1$. Коэффициент сжимаемости z учитывается при давлении газа $p > 1,2$ МПа.

3. Выбор диаметра по оптимальной скорости среды

В ряде случаев сопротивление газопровода рассчитывать не надо (если у потребителя нет требований по точному значению давления подаваемого газа). Тогда для газопроводов диаметр труб может быть определен по среднему объемному расходу газа Q , взятому при реальных условиях перемещения в трубе и оптимальной скорости $u_{\text{опт}}$:

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{u_{\text{опт}}}}. \quad (2.25)$$

Оптимальная скорость движения для природного газа равна 20...40 м/с, для сжатого воздуха – 10...20 м/с.

2.5. УСТОЙЧИВОСТЬ РАБОТЫ СЕТИ (ПОМПАЖ)

При работе сети в ней вследствие различных возмущений возникают колебания подачи и напора. *Устойчивостью сети* называется возврат подачи и напора в исходное состояние при исчезновении возмущения.

Причины возмущений можно разбить на две группы, связанные с изменением сопротивления сети и работы нагнетателя.

Изменения характеристик сети может быть вызвано:

- пульсацией давлений в установке, куда сеть подает среду;
- изменением расхода среды у потребителей;
- изменением температуры, плотности или других свойств перемещаемой среды.

Характеристики нагнетателя могут изменяться в результате:

- колебания электрического напряжения;
- срыва вихрей с лопаток рабочего колеса.

Рассмотрим устойчивость работы динамических нагнетателей с тремя типичными характеристиками.

Для пологой характеристики нагнетателя (рис. 2.8, I) при устранении колебания режим всегда возвращается из точек a и b в исходную точку 0 . Таким образом, работа нагнетателя с пологой характеристикой всегда устойчива.

При экстремальной характеристике (рис. 2.8, II) из точки a возможен возврат как в точку 0 , так и в точку 1 . Для нагнетателей с седловидной характеристикой (рис. 2.8, III) из точки a возможен переход как в точку 0 , так и в точку 1 , а из точки 1 – в точки b и 2 . Поэтому нагнетатели с экстремальной и седловидной характеристиками устойчивостью не обладают.

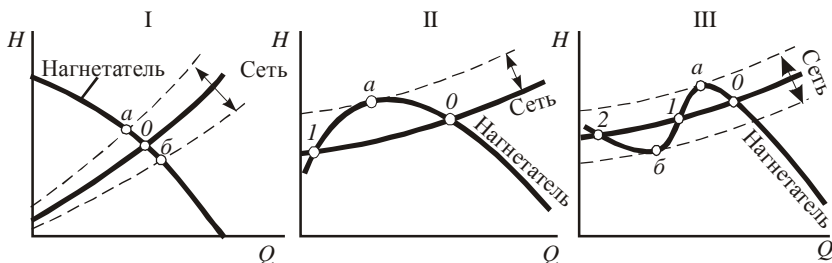


Рис. 2.8. Устойчивость работы сети с разными нагнетателями

Изменение рабочей точки во втором и третьем случае приводит к резкому изменению напора и подачи. Если характеристики сети и нагнетателя изменяются постоянно, возможен постоянный самопроизвольный переход режима между точками 0, 1 и 2.

Скачкообразное изменение характеристик динамических машин называют *автоколебаниями* (или термином «*помпаж*»).

Следствия автоколебаний следующие:

- резкое изменение напора приводит к гидравлическим ударам, которые могут повлечь разрушение сети и нагнетателя;
- уменьшение подачи через нагнетатель может вызвать сбои и аварии оборудования, для которого нагнетатель подает среду;
- выход за область оптимальной работы нагнетателя приводит к уменьшению его КПД и возрастанию потребления электроэнергии и перегреву электродвигателя;
- точки 1 и 2 могут лежать левее оси H , что приведет к обратной перекачке среды через нагнетатель.

Основной мерой борьбы с автоколебаниями является работа за пределами области помпажа. Для исключения работы в этой области стандарт определяет поле рабочих параметров (рабочую часть) нагнетателя, которая для насосов ограничивается значением КПД не ниже 7% от максимального, а для вентиляторов – не менее 90% от максимального. Поле рабочих параметров (рабочая часть) обычно отмечается на напорной характеристике нагнетателя.

Для борьбы с помпажом также применяют ограничение подачи с помощью обратных клапанов (исключающих обратную перекачку среды) или устройств, ограничивающих подачу в заданных пределах (называемых автопомпажными клапанами). Помпаж полностью исключается при применении нагнетателей с пологими характеристиками, но конструкция таких нагнетателей может не обеспечить требуемых характеристик, в частности больших подач и напоров.

3. РАБОТА ДИНАМИЧЕСКИХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ В СЕТИ

3.1. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАГНЕТАТЕЛЯ И СЕТИ. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ

Сетью называется система трубопроводов для доставки жидких или газообразных продуктов потребителю. Сеть обладает гидравлическими свойствами: при изменении подачи изменяется скорость движения среды и вследствие этого сопротивление сети. Зависимость сопротивления сети от подачи называется *напорной характеристикой сети*.

При работе нагнетателя в сети устанавливается единственный возможный режим (рис. 3.1), называемый *рабочей точкой*, когда напор нагнетателя равен сопротивлению сети. Ее определение обычно производится графическим способом. Для этого в одной системе координат строятся напорные характеристики сети и нагнетателя, пересечение которых и является рабочей точкой, задающей подачу и напор нагнетателя в данной сети. Мощность и КПД нагнетателя определяются на соответствующих графиках по найденной подаче.

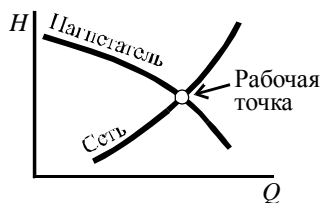


Рис. 3.1. Работа нагнетателя в сети

Графические построения необходимо проводить с высокой точностью, используя крупный масштаб. При определении рабочей точки без построения графиков линейная интерполяция табличной напорной характеристики и нагнетателя недопустимы, интерполировать характеристику лучше сплайн-полиномами по всем точкам таблицы или, как минимум, по четырем точкам, лежащим около исследуемого интервала.

Одним из важных свойств сети является то, что расход среды в сети определяется напорными характеристиками сети и нагнетателя. Изменение расхода возможно только путем изменения одной из этих характеристик так, чтобы рабочая точка соответствовала нужному расходу.

Регулированием называется обеспечение в сети требуемого расхода. Используются два основных способа регулирования (рис. 3.2):

- а) изменение характеристики сети (обычно дросселированием — вводом в сеть дополнительного сопротивления — вентиля, задвижки);
- б) регулирование характеристики нагнетателя (обычно изменение его частоты вращения).

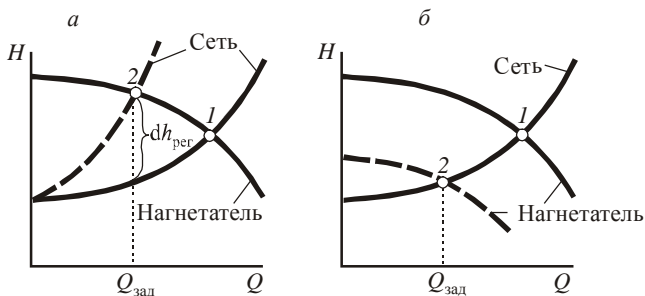


Рис. 3.2. Регулирование подачи: $Q_{\text{зад}}$ – заданная подача; 1 – рабочая точка при номинальных характеристиках сети и нагнетателя; 2 – рабочая точка после регулирования; сплошные линии – номинальные характеристики; пунктирные – характеристики после регулирования

Кроме того, для разных типов нагнетателей применяются специфические способы регулирования, например применение направляющего аппарата на входе лопастных машин, воздействие на клапаны поршневых насосов и компрессоров, перепуск части среды из нагнетательного трубопровода во всасывающий.

Так как при дроссельном регулировании часть мощности тратится на преодоление дополнительного сопротивления, КПД нагнетателя не характеризует количество преобразуемой энергии в полезную с точки зрения перемещения среды работу. Эффективность преобразования энергии в этом случае может характеризоваться рабочим КПД насоса $\eta_{\text{раб}}$ или установки $\eta_{\text{раб. уст}}$, являющимся отношением работы по перемещению потока в сети к мощности, подводимой на вал насоса или к электродвигателю:

$$\eta_{\text{раб}} = \frac{\rho g H_c Q}{N} = \frac{H_c}{H} \eta; \quad \eta_{\text{раб. уст}} = \frac{\rho g H_c Q}{N_{\text{эд}}} = \frac{H_c}{H} \eta_{\text{уст}},$$

где H_c – сопротивление сети при подаче Q ; H – напор, развиваемый насосом при этой же подаче.

Таким образом перерасход энергии при дроссельном регулировании пропорционален соотношению напора нагнетателя и сопротивлению сети, установленных при заданной подаче.

Более подробно регулирование нагнетателей различного типа рассмотрено далее в разделах 4.8, 5.4, 6.4.

3.2. СХЕМЫ СОЕДИНЕНИЯ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Нагнетатели могут устанавливаться не отдельно, а комбинироваться с использованием различных схем соединения (рис. 3.3).

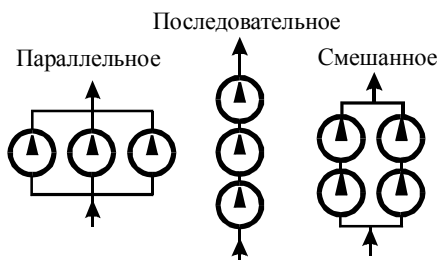


Рис. 3.3. Схемы соединения нагнетателей

Рассмотрим необходимость использования различных схем соединений. График потребления воды и энергоносителей обычно неравномерный, и подача в сети может изменяться в широких пределах. Но эффективная работа нагнетателя осуществляется только в узком диапазоне подач (в его так называемой рабочей части). Если использовать один нагнетатель, его работа при широком изменении подачи будет приводить к большому перерасходу электроэнергии. Поэтому в насосных станциях обычно устанавливают параллельно несколько насосов, каждый из которых рассчитан на подачу Q/n , где Q – подача насосной станции, n – число насосов. В зависимости от требуемой подачи включается необходимое количество насосов.

Установка нескольких параллельных нагнетателей вместо одного позволяет также снизить капитальные затраты на резервный нагнетатель. Обычно в насосных станциях необходимо установить один или более резервных насосов, имеющих такой же тип, что и рабочие насосы (рис. 3.4). Дублирование менее мощных насосов снижает затраты на сооружение насосной станции.



Рис. 3.4. Резервирование насосов

Различные схемы соединения нагнетателей используют, если необходимо развивать мощный напор или подачу, а нагнетатели с такими характеристиками отсутствуют. Параллельное включение позволяет увеличивать подачу, а последовательное – напор.

3.3. ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ

Параллельное соединение применяется для увеличения подачи нагнетателей. Обозначим подачу установки из двух параллельных нагнетателей Q , а развиваемой установкой разпор – H . При этом первый нагнетатель, работающий в установке, развивает подачу Q_1 и напор H_1 , а второй – Q_2 и H_2 (рис. 3.5).

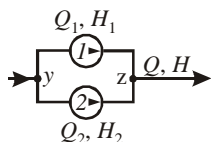


Рис. 3.5. Параллельное соединение

При параллельном включении разница давлений на входе и выходе обоих нагнетателей (рис. 3.5, точки y и z) равна, значит, нагнетатели развивают одинаковый напор. При этом суммарная подача (расход среды) и мощность складываются из подачи и мощности каждого нагнетателя. Таким образом, суммарная подача установки из нескольких параллельных нагнетателей равна сумме подач всех нагнетателей, развиваемый напор одинаков для всех нагнетателей и в целом по установке:

$$Q = \sum Q_i; \quad H = H_i; \quad N = \sum N_i. \quad (3.1)$$

Другими словами, закон параллельной работы следующий: подачи складываются, напор одинаков.

Для построения суммарной напорной характеристики (рис. 3.6) на один график наносятся напорные характеристики нагнетателей (линии 1 и 2). Затем проводятся горизонтальные линии, параллельные оси Q . Определяются подачи в точках пересечения этих линий с характеристиками нагнетателей (например, для верхней линии это точки a_1 и a_2).

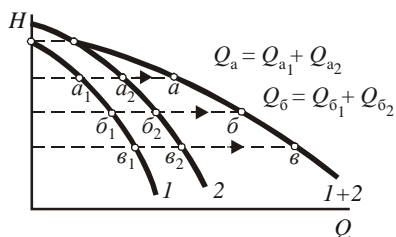


Рис. 3.6. Построение суммарной напорной характеристики

Затем рассчитывается сумма этих подач и полученное значение откладывается на соответствующей горизонтальной линии (точка a). Суммарная напорная характеристика получается соединением полученных точек (линия $I+2$).

Суммарную характеристику удобно получать при помощи графического построения. Для этого на горизонтальной линии замеряется расстояние от оси H (которая должна пересекать ось Q в точке $Q = 0$) до ближайшей напорной характеристики. Затем это расстояние откладывается от следующей характеристики, таким образом получается точка суммарной характеристики (рис. 3.7).

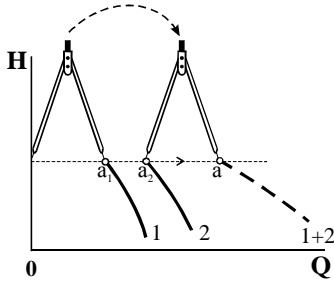


Рис. 3.7. Графическое построение суммарной характеристики

В установке из параллельных нагнетателей, функционирующей с общей подачей Q , каждый из нагнетателей работает с индивидуальными подачами Q_i , которые определяются по напору установки. Например, если суммарная подача установки из двух нагнетателей соответствует точке a на рис. 3.6, то подача каждого нагнетателя – точкам a_1 и a_2 . Мощность и КПД каждого нагнетателя определяются именно по их индивидуальной подаче.

Эффективность работы установки характеризуется ее усредненным КПД. Если H – напор установки; Q – суммарная подача установки; Q_1 и Q_2 – подача нагнетателей при работе в этой установке; η_1 и η_2 – КПД нагнетателей (определенные соответственно при подачах Q_1 и Q_2), то усредненный КПД установки η следующий:

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{N} = \frac{\rho g h (Q_1 + Q_2)}{N_1 + N_2} = \frac{r g H (Q_1 + Q_2)}{\frac{r g H Q_1}{\eta_1} + \frac{r g H Q_2}{\eta_2}} = \frac{Q_1 + Q_2}{\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2}}$$

Для установки из нескольких нагнетателей усредненный КПД

$$\eta = \frac{\sum Q_i}{\sum \frac{Q_i}{\eta_i}} \quad (3.2)$$

Так как в уравнении (3.2) используются отношения подач и КПД, эти величины можно подставлять в любых одинаковых размерностях. Если

КПД всех нагнетателей одинаковый, то усредненный КПД также будет равен этому значению.

Иногда производится построение суммарной характеристики мощности (рис. 3.8), по которой по суммарной подаче установки из параллельных нагнетателей можно определить потребляемую установкой мощность.

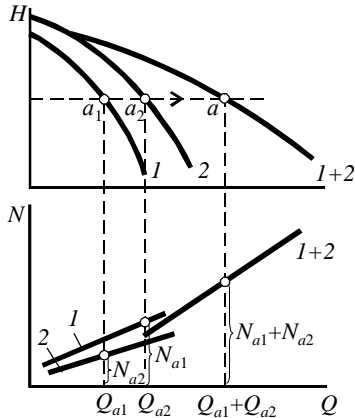


Рис. 3.8. Построение суммарной характеристики мощности

Для этого строятся характеристики мощности для каждого из нагнетателей (рис. 3.8, линии 1 и 2). На напорной характеристике отмечаются лежащие на одной горизонтальной прямой точки работы установки в целом (точка a) и каждого нагнетателя (точки a_1 и a_2). При подачах Q_{a_1} и Q_{a_2} определяются мощности каждого нагнетателя N_{a_1} и N_{a_2} , которые затем складываются, и по их сумме на график наносится мощность при подаче $Q_{a_1+Q_{a_2}}$. Нанеся таким образом несколько точек, получаем суммарную характеристику мощности (линия 1+2).

3.4. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

На напорных характеристиках сети и нагнетателей (рис. 3.9) можно выделить следующие точки:

- a – режим работы установки в сети (напор H , подача Q);
- a_1 – работа первого нагнетателя в составе установки (напор H , подача Q_1);

a'_1 – работа первого нагнетателя при самостоятельной (автономной) работе в сети (напор H , подача Q'_1);

a_2 – работа второго нагнетателя в составе установки (напор H , подача Q_2);

a'_2 – работа второго нагнетателя при самостоятельной (автономной) работе в сети (напор H , подача Q'_2).

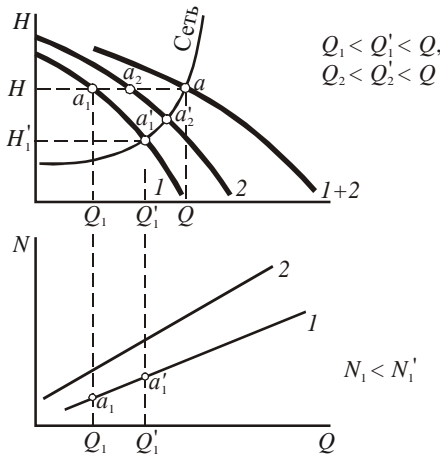


Рис. 3.9. Совместная и автономная работа нагнетателей в сети

Анализируя совместную работу параллельных нагнетателей можно выделить следующие особенности.

1. Суммарная подача нагнетателей в сети Q не равна сумме подач Q'_1 и Q'_2 при отдельной работе нагнетателей в этой сети.

Это вызвано тем, что точка a_1 при любых характеристиках первого нагнетателя и сети не может лежать на одной вертикальной прямой с точкой a'_1 или правее ее. То же самое можно сказать и о точках a_2 и a'_2 . Чем больше динамическое сопротивление сети (то есть чем круче парабола напорной характеристики сети), тем более значительно отличаются подачи нагнетателей в составе установки и при их автономной работе.

2. При параллельном включении мощность каждого нагнетателя по сравнению с их автономной работой уменьшается.

Это вызвано возрастанием мощности нагнетателя при увеличении его подачи. При отключении одного из параллельных нагнетателей у второго повышается мощность и подача, а напор падает (рис. 3.10). Так

как обычно в составе установки нагнетатели работают в своем оптимальном режиме, возрастание мощности может привести к перегреву двигателя. Поэтому при отключении одного из нагнетателей в сеть вводится дополнительное сопротивление (дрессель) для снижения мощности оставшегося нагнетателя до номинальной. Регулирование при этом заключается в поддержании такой же подачи, которая имелаась при параллельной работе (рис. 3.11).

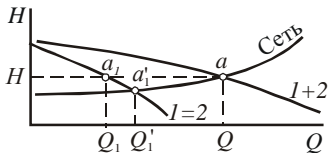


Рис. 3.10. Совместная и индивидуальная работа параллельных нагнетателей

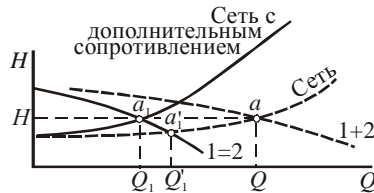


Рис. 3.11. Регулирование работающего нагнетателя при отключении второго:
 a_1' – работа при отключении второго нагнетателя; a_1 – работа при регулировании

3. При параллельной работе нагнетателей различной мощности возможен предельный случай (рис. 3.12). Как отмечалось в разделе 1.5, при воздействии сети на нагнетатель, превышающем его напор холостого хода (то есть напор при отсутствии подачи), существует возможность работы нагнетателей с отрицательной подачей, чему соответствует область напорной характеристики левее оси H . Поэтому при напоре установки, превышающем напор холостого хода менее мощного нагнетателя, его подача станет отрицательной (рис. 3.12, точка a_1).

В области суммарного напора установки, большего напора холостого хода менее мощного нагнетателя этот нагнетатель необходимо отключать, так как работа одного мощного нагнетателя становится намного эффективнее, чем работа установки.

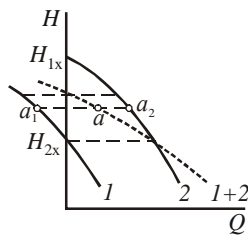


Рис. 3.12. Параллельная работа нагнетателей разной мощности:
 H_{1x} и H_{2x} – напоры холостого хода первого и второго нагнетателей

Из предельного случая вытекает, что при параллельной работе насосы должны иметь близкие значения напоров, иначе эффективная работа установки невозможна.

3.5. РАБОТА НАГНЕТАТЕЛЕЙ В РАСПРЕДЕЛЕННОЙ СЕТИ

Пусть каждый из нагнетателей включен в общую сеть с помощью индивидуальных линий $y-1-z$ и $y-2-z$, имеющих свое сопротивление (рис. 3.13). В этом случае сопротивления линий подключения в характеристику сети не включаются, а учитываются в суммарной напорной характеристике установки. Особенность параллельной работы нагнетателей в распределенной сети заключается в том, что перепад давлений на участках $y-1-z$ и $y-2-z$ одинаковый. При этом напор нагнетателя должен быть больше этого перепада на величину сопротивления участка.

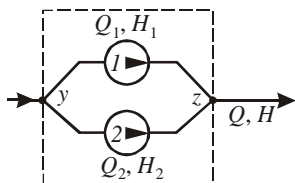


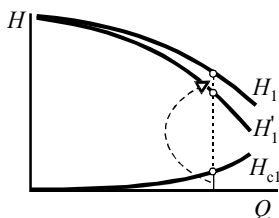
Рис. 3.13. Установка из параллельных нагнетателей в распределенной сети

Порядок расчета суммарной напорной характеристики установки следующий.

1. Определяется зависимость сопротивления H_{c1} линии $y-1-z$ подсоединения первого нагнетателя от подачи в ней. Зависимость получается в графическом или табличном виде (рис. 3.14).

2. По характеристике нагнетателя H_1 и сопротивлению участка H_{c1} определяется напорная характеристика H'_1 , отнесенная к точке присоединения нагнетателя к сети (рис. 3.14):

$$H'_1 = H_1 - H_{c1}. \quad (3.3)$$



Q
H_1
H_{c1}
$H'_1 = H_1 - H_{c1}$

Рис. 3.14. Сопротивление участка подсоединения H_{c1} и напорная характеристика H'_1 , отнесенная к точке присоединения нагнетателя к сети

3. Аналогично определяется зависимость сопротивления H_{c2} линии $y-2-z$ подсоединения второго нагнетателя от подачи; по этой зависимости и характеристике нагнетателя H_2 определяется напорная характеристика H'_2 , отнесенная к точке присоединения нагнетателя к сети:

$$H'_2 = H_2 - H_{c2}. \quad (3.4)$$

4. По характеристикам H'_1 (рис. 3.15, кривая 1') и H'_2 (рис. 3.15, кривая 2') определяется суммарная характеристика H_{1+2} путем суммирования подач при одинаковых напорах (суммированием по горизонтали, кривая 1'+2').

Рассмотрим режимы работы установки и каждого из нагнетателей в сети (рис. 3.15). Здесь можно выделить следующие точки:

a – режим работы установки (точка пересечения суммарной характеристики установки и напорной характеристики сети);

a'_1 и a'_2 – режимы работы линий в месте их присоединения к сети; лежат на напорных характеристиках H'_1 и H'_2 , отнесенных к месту присоединения, определяются по точке a и горизонтальной линии постоянного напора;

a_1 и a_2 – режимы работы нагнетателей; определяются по точкам a'_1 и a'_2 и вертикальным линиям постоянной подачи, размер отрезков $[a_1; a'_1]$ и $[a_2; a'_2]$ равен сопротивлению линий присоединения нагнетателей к сети.

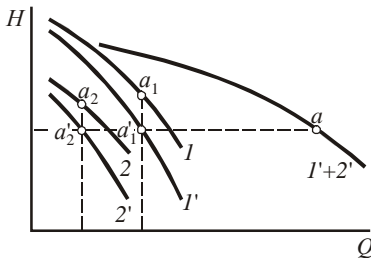


Рис. 3.15. Работа параллельных нагнетателей в распределенной сети

При работе в распределенной сети напор нагнетателей не равен напору, создаваемому установкой. Поэтому усредненный КПД установки рассчитывается как отношение полезной мощности, передаваемой потоку установкой, к суммарной потребляемой мощности:

$$\eta_{уст} = \frac{\rho g H Q}{N_{эд}}. \quad (3.5)$$

3.6. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ

Последовательное соединение нагнетателей применяется для создания больших давлений и напоров и для регулирования напора.

Расход среды через нагнетатели одинаков, но на каждом из них происходит увеличение давления. Поэтому суммарные характеристики установки имеют следующий вид:

$$Q = Q_i; \quad H = \sum H_i; \quad N = \sum N_i, \quad (3.6)$$

то есть подача постоянная, напоры складываются.

Для построения суммарной напорной характеристики (рис. 3.16) проводятся вертикальные линии, характеризующиеся одинаковой подачей, определяются напоры каждого нагнетателя при этих подачах (например, точки a_1 и a_2), затем напоры складываются и полученное значение откладывается на этой же линии (точка a).

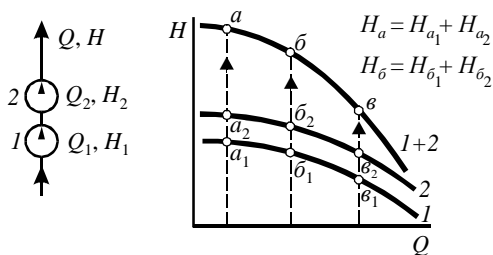


Рис. 3.16. Суммарная напорная характеристика установки из последовательных нагнетателей

Если характеристики заданы в табличном виде при одинаковых подачах Q , то суммарная табличная характеристика имеет такие же значения подач и сумму соответствующих напоров.

Для работы установки в сети (рис. 3.17) характерны следующие точки:

a – режим работы установки в сети (напор H , подача Q);

a_1 и a_2 – работа первого и второго нагнетателей в установке;

a'_1 и a'_2 – работа первого и второго нагнетателей при их самостоятельной работе в сети.

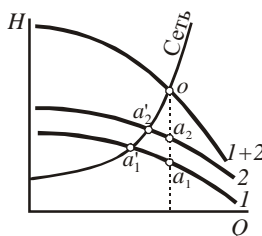


Рис. 3.17. Работа последовательных нагнетателей в сети

Подача нагнетателей в составе установки (рис. 3.17, точки a_1 и a_2) всегда больше, чем при их отдельной работе (рис. 3.17, точки a'_1 и a'_2). При отключении одного из последовательных нагнетателей подача, напор и мощность остальных снизятся, то есть перегрузки электродвигателя не будет.

Предельный случай (рис. 3.18) возникает при последовательной работе нагнетателей разной мощности, когда подача становится больше той, на которую один из нагнетателей рассчитан. При этом общий напор (точка a) будет меньше,

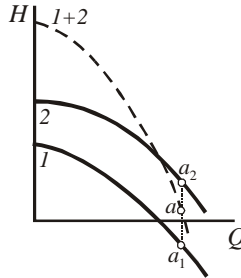


Рис. 3.18. Предельный случай при работе последовательных нагнетателей разной мощности

чем напор, развиваемый более мощным нагнетателем (точка a_2), а менее мощный нагнетатель вместо увеличения давления будет создавать сопротивление (точка a_1).

Усредненный КПД установки двух параллельных нагнетателей

$$\eta = \frac{HQ}{N} = \frac{(H_1 + H_2)Q}{N_1 + N_2} = \frac{H_1 + H_2}{\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2}},$$

или для нескольких нагнетателей

$$\eta = \frac{\sum H_i}{\sum \frac{H_i}{\eta_i}}. \quad (3.7)$$

Для обеспечения необходимого напора можно комбинировать нагнетатели различной мощности. Главное – чтобы требуемая подача лежала внутри их полей рабочих параметров (рабочей части). В этом случае суммарная работа установки будет наиболее эффективной.

При наличии сопротивления между нагнетателями этот участок сети относится к одному из них, строится характеристика, отнесенная к точке соединения, и по ней определяется суммарная характеристика.

Например, пусть в установке, изображенной на рис. 3.19, участок $w-x$ имеет сопротивление. Отнесем участок $w-x$ к нагнетателю I . Рассчитав сопротивление сети при разных напорах строим напорную характеристику участка $y-x$, обозначенную на рис. 3.19 как I' .

$$H'_1 = H_1 - H_{yx}. \quad (3.8)$$

Суммируя характеристики 1' и 2, получаем суммарную характеристику $I'+2$, относящуюся к участку $y-z$. Участок $w-x$ в характеристику сети, в которой работают нагнетатели, не включается.

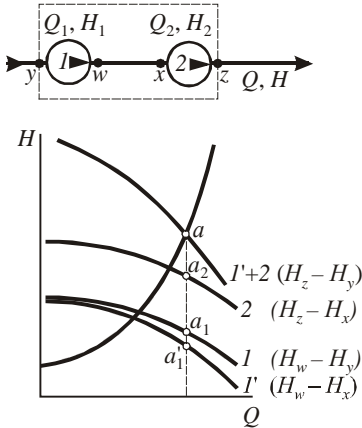


Рис. 3.19. Суммарная напорная характеристика последовательных нагнетателей в распределенной сети

Очень часто при работе в протяженной сети мощности одного нагнетателя не хватает для перемещения среды. Несколько нагнетателей могут включаться в сеть при этом несколькими способами (рис. 3.20).

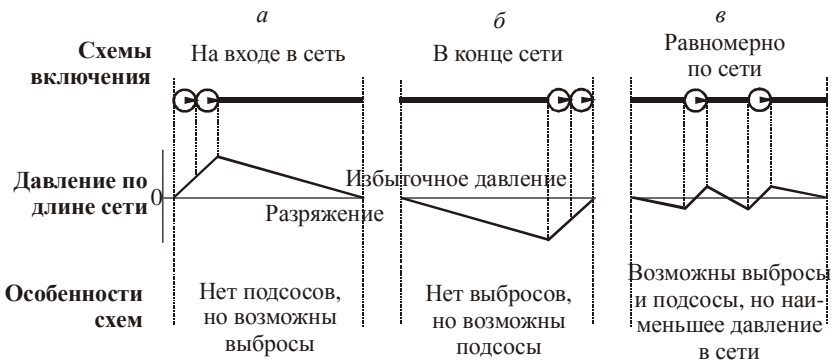


Рис. 3.20. Установка последовательных нагнетателей в сети

В случае, приведенном на рис. 3.20, *а*, по всей длине сети будет разрежение и возможны подсосы окружающего воздуха. В случае, представленном на рис. 3.20, *б*, в сети везде будет избыточное давление и возможны выбросы перемещаемой среды в атмосферу. Поэтому первую схему необходимо применять при нежелательности выбросов среды в атмосферу, например для газоходов отходящих газов. Вторая схема используется для ликвидации разбавления горячего вторичного и третичного воздуха, идущего на горение, холодным воздухом окружающей среды.

В случае, приведенном на рис. 3.20, *в*, присутствует как разрежение, так и избыточное давление, но максимальные давления в сети меньше, чем в первых двух схемах, что снижает прочностные требования к газоходам и трубопроводам.

Приведенные зависимости необходимо учитывать при расчете линий с высокими давлениями среды, а также при расчете линий для транспортировки газов, герметичность которых трудно обеспечить.

3.7. СМЕШАННОЕ СОЕДИНЕНИЕ

При наличии одновременно и параллельных, и последовательных соединений расчет производится поэтапно. Схема разбивается на участки с одним типом соединения, рассчитывается суммарная характеристика участка, затем в дальнейших расчетах участок рассматривается как один нагнетатель.

Для схемы, приведенной на рис. 3.21, порядок расчета следующий.

1. В одной координатной системе строятся характеристики нагнетателей 1, 2, 3.
2. Сложением по горизонтали строится суммарная характеристика 1+2 параллельных нагнетателей 1 и 2.

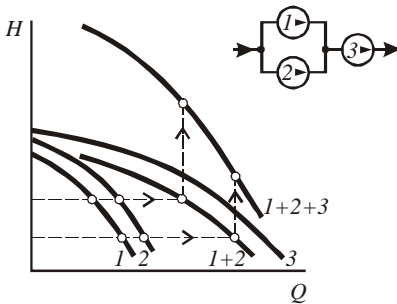


Рис. 3.21. Построение суммарной характеристики при смешанном включении

3. Сложением по вертикали строится суммарная характеристика $I+2+3$ последовательной схемы нагнетателя 3 и установки $I+2$.

Если в схеме есть сопротивления, они относятся к одному из нагнетателей. Строится напорная характеристика, отнесенная к точке присоединения нагнетателя, которая затем участвует в дальнейших расчетах.

3.8. РЕГУЛИРОВАНИЕ УСТАНОВКИ ИЗ НЕСКОЛЬКИХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Регулирование установки из параллельных нагнетателей заключается в обеспечении заданной суммарной подачи. Для регулирования установки из нескольких нагнетателей, установленных параллельно или последовательно, применяются два способа:

1. *Последовательное регулирование* – регулирование нагнетателей по отдельности. Регулируется подача через один нагнетатель, остальные не трогают. При доведении подачи через этот нагнетатель до нуля или минимально возможного значения нагнетатель отключается и приступают к изменению подачи через следующий нагнетатель.

2. *Параллельное регулирование* – одновременное одинаковое регулирование всех нагнетателей.

Не следует путать параллельное и последовательное регулирование с параллельным и последовательным соединением нагнетателей. Каждый из этих способов регулирования может применяться для каждого из соединений, например установку из параллельных нагнетателей можно регулировать последовательным способом.

Эффективность способов определяем путем расчета; сравниваются все способы регулирования и выбирается более эффективный, то есть тот, который обеспечивает наименьшую суммарную мощность установки. Часто для установок с одинаковыми нагнетателями более эффективно параллельное регулирование.

При дроссельном регулировании (вводе в сеть дополнительных сопротивлений) и для установок с нагнетателями разной мощности обычно используется последовательное регулирование. При этом изменяется подача нагнетателей, начиная с наименее мощного, а работа мощных нагнетателей поддерживается в области максимального КПД. Так обеспечиваются наименьшие потери энергии в установке, так как снижение эффективности менее мощного нагнетателя, что обычно бывает при регулировании, обеспечивает меньшие потери энергии, чем неэффективная работа более мощного нагнетателя.

4. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАГНЕТАТЕЛИ

4.1. КОНСТРУКЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН

В центробежных нагнетателях среда подается в центр вращающегося рабочего колеса (рис. 4.1). Под действием центробежных сил она выбрасывается из рабочего колеса в отводной канал, при этом энергия потока возрастает за счет увеличения его скорости. Рабочие колеса состоят из прямых или изогнутых лопастей, помещенных между двумя дисками. Для центробежных насосов (рис. 4.2) и компрессоров они обычно цельнолитые, для вентиляторов диски, лопасти и ступица могут изготавливаться отдельно и соединяться клепкой или сваркой.

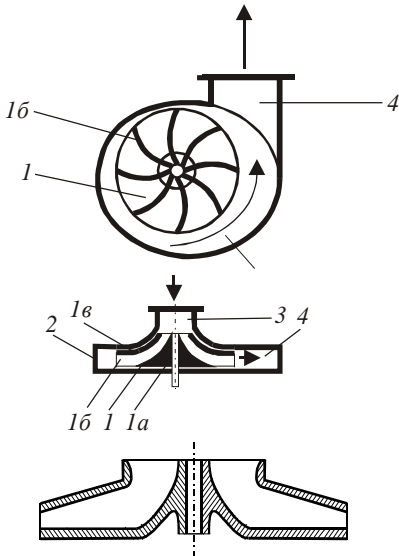


Рис. 4.1. Центробежный нагнетатель:

1 – рабочий диск; *1а* – основной (ведущий) диск, соединенный со ступицей; *1б* – лопасти; *1в* – передний (покрывающий) диск; *2* – корпус; *3* – подвод (входная полость); *4* – Отвод (выходная полость)

Рис. 4.2. Разрез рабочего колеса центробежного насоса

Центробежные нагнетатели могут выполняться по разным конструктивным схемам (рис. 4.3):

а) одноступенчатые с односторонним вводом – самая простая конструкция, состоящая из одного рабочего колеса, заключенного в корпус;

б) одноступенчатые с двусторонним вводом – предназначены для обеспечения больших подач и компенсации при этом осевых сил, вызываемых разницей давлений в потоке по направлению вдоль оси рабочего колеса;

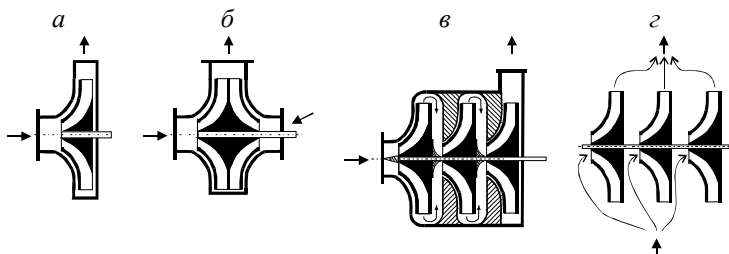


Рис. 4.3. Конструкция центробежных нагнетателей

в) многоступенчатые – поток последовательно проходит через несколько рабочих колес; предназначены для создания высоких напоров;

г) многопоточные – поток разделяется и одновременно проходит через несколько рабочих колес; предназначены для создания высоких подач;

д) многоступенчатые многопоточные – комбинация схем в и г для одновременного обеспечения высоких подачи и напора.

Центробежные нагнетатели наиболее распространены и характеризуются наибольшей экономичностью работы (самым высоким КПД).

4.2. УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА ДЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН

В середине XVIII века великий математик Л. Эйлер создал математическое описание гидродинамических процессов в центробежном насосе. Для этого он рассмотрел разложение скорости потока на составляющие, которые образовали параллелограмм скоростей (рис. 4.4).

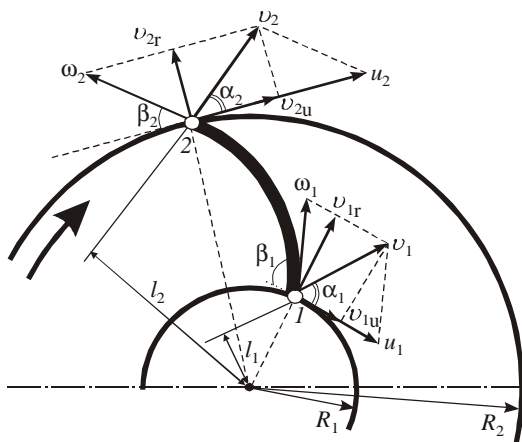


Рис. 4.4. Параллелограмм скоростей в рабочем колесе центробежного нагнетателя

Рассмотрим две точки, расположенные на входе потока в рабочее колесо (точка 1) и на выходе из него (точка 2). Для этих точек можно выделить следующие скорости:

u – абсолютная скорость потока;

ω – относительная скорость (скорость относительно рабочего колеса, то есть в системе координат, связанных с рабочим колесом; она зависит от изменения ширины межлопастного канала, равного расстоянию между лопатками);

u – окружная скорость (скорость вращения потока вокруг оси рабочего колеса; может быть определена через расстояние от точки до оси рабочего колеса R и частоту вращения рабочего колеса n или угловую скорость Ω):

$$u = \pi D n = 2\pi R n = \Omega R; \quad (4.1)$$

u_r – проекция абсолютной скорости u на радиус рабочего колеса;

u_u – проекция абсолютной скорости u на касательную к окружности, проходящую через рассматриваемую точку; характеризует закрученность потока.

Скорости u и ω образуют стороны параллелограмма, а u – его диагональ. В параллелограмме скоростей можно выделить углы:

β – направление относительной скорости (угол между относительной скоростью ω и касательной, угол β_1 называют углом входа, а угол β_2 – углом выхода);

α – направление абсолютной скорости.

На рис. 4.4 также обозначены внутренний R_1 и наружный R_2 радиусы рабочего колеса (им соответствуют диаметры D_1 и D_2) и плечи скоростей l – расстояние от прямой, на которой лежит абсолютная скорость u до центра рабочего колеса.

Уравнения Эйлера

Предположим, что в любых равноудаленных от центра точках характеристики потока одинаковы (что осуществимо при бесконечно большом числе лопастей, не имеющих толщины; данные условия обозначены индексом ∞). Изменение момента движения потока в рабочем колесе D_{∞} , Н·м, имеет вид

$$D_{\infty} = M (u_2 l_2 - u_1 l_1) = \rho Q (u_2 l_2 - u_1 l_1), \quad (4.2)$$

где M – массовый расход потока, кг/с; u_1 и u_2 – скорость потока на входе и выходе рабочего колеса, м/с; l_1 и l_2 – плечо силы для точек входа потока в рабочее колесо и выхода из него, м; ρ – плотность потока, кг/м³; Q – объемный расход (подача) потока, м³/с.

Так как плечо $l = R \cdot \cos \alpha$, то

$$D_{T\infty} = \rho Q (R_2 u_2 \cos \alpha_2 - R_1 u_1 \cos \alpha_1) = \rho Q (R_2 u_{u2} - R_1 u_{u1}). \quad (4.3)$$

Мощность, передаваемая потоку, выражается через момент движения $D_{T\infty}$ и угловую скорость Ω :

$$N_{T\infty} = D_{T\infty} \Omega = \rho Q (R_2 v_{u2} - R_1 v_{u1}) \Omega. \quad (4.4)$$

Используя в формуле (4.4) выражение (4.1), получаем уравнение Эйлера для мощности центробежного нагнетателя:

$$N_{T\infty} = \rho Q (u_2 u_{u2} - u_1 u_{u1}). \quad (4.5)$$

Мощность – это произведение массового расхода потока M на удельную полезную работу $L_{T\infty}$:

$$N_{T\infty} = M L_{T\infty} = \rho Q L_{T\infty}, \quad (4.6)$$

Значит, работу можно выразить через скорости потока :

$$L_{T\infty} = u_2 u_{u2} - u_1 u_{u1}. \quad (4.7)$$

С другой стороны, работа равна произведению силы и перемещения, таким образом, она определяется через создаваемый нагнетателем напор (высоту столба жидкости) и ускорение свободного падения (силы, противодействующей подъему жидкости):

$$L_{T\infty} = gH, \quad \text{или} \quad L_{T\infty} = gH_{T\infty}. \quad (4.8)$$

Из уравнений (4.7) и (4.8) или из уравнения (1.9) может быть получено уравнение Эйлера для напора или развиваемого давления:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}}{g}, \quad p_{T\infty} = \rho (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}). \quad (4.9)$$

На основании уравнений Эйлера могут быть определены общие закономерности работы центробежных нагнетателей. Тангенциальная проекция скорости u_u определяет степень закрученности потока. На входе закрученность потока зависит от формы подвода и наличия спе-

циального направляющего аппарата, на выходе она в основном определяется углом наклона лопастей рабочего колеса. Окружная скорость u зависит только от радиуса и частоты вращения. Таким образом, на теоретические характеристики центробежного нагнетателя влияют:

- наружный D_1 и внутренний D_2 диаметры рабочего колеса;
- частота вращения n рабочего колеса;
- угол наклона лопастей на выходе;
- форма подвода и наличие направляющего аппарата на входе.

Уравнения Эйлера для нагнетателей с радиальным входом

Если на входе нагнетателя нет специального закручивающего поток аппарата, то направление потока обычно совпадает с радиусом рабочего колеса и говорят, что этот нагнетатель имеет радиальный вход. В этом случае угол потока на входе $\alpha_1 = 90^\circ$ и окружная проекция скорости $u_{i1} = 0$. Таким образом, уравнения центробежного нагнетателя с радиальным входом имеют вид:

$$N_{\text{т}} = \rho Q u_2 u_{i2}; \quad H_{\text{т}} = \frac{u_2 u_{i2}}{g}. \quad (4.10)$$

Характеристики машин с радиальным входом целиком определяются закрученностью потока на выходе (проекция u_{i2}), размером и скоростью вращения рабочего колеса (окружная скорость u_2).

Отличия действительных характеристик от теоретических

Действительный напор H меньше теоретического $H_{\text{т}}$ из-за сил трения в потоке и неравномерности движения потока. Для учета конечного числа лопастей вводится коэффициент μ :

$$H_{\text{т}} = \mu H_{\text{т}}. \quad (4.11)$$

Потери из-за трения и неравномерности потока учитываются гидравлическим КПД нагнетателя:

$$H = \eta_{\text{г}} H_{\text{т}}. \quad (4.12)$$

Обычно $\mu \approx 0,8$, $\eta_{\text{г}} = 0,8 \dots 0,96$.

Уравнения сохранения энергии потока

При движении газов изменяется их термодинамическое состояние. Подводимая к потоку энергия

$$L_{\text{т}} = \mu L_{\text{т}} = \mu (u_2 v_{i2} - u_1 v_{i1}) \quad (4.13)$$

расходуется на изменение энтальпии $H = c_p T$, кинетической энергии $E_k = u_2^2/2$ потока и потерь тепла ΔQ , отводимых от потока в нагнетателе:

$$\mu(u_2 u_{u2} - u_1 u_{u1}) = c_p(T_2 - T_1) + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \Delta Q. \quad (4.14)$$

Если перемещается несжимаемая жидкость или газ при небольшом повышении давления, то температура потока не изменяется, а внутреннее состояние изменяется только за счет сил трения. В этом случае подводимая энергия тратится на изменение давления, кинетической энергии и преодоления трения во внутренних частях нагнетателя:

$$\mu(u_2 u_{u2} - u_1 u_{u1}) = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \Delta h_{\text{вн}}, \quad (4.15)$$

где $\Delta h_{\text{вн}}$ – потери напора в нагнетателе из-за трения и неравномерности потока.

4.3. СТАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ НАПОР

Параллелограмм скоростей (см. рис. 4.4) определяет следующую зависимость между скоростями:

$$\omega^2 = u^2 + u'^2 - 2uu'$$

или

$$uu' = \frac{u^2 + u'^2 - \omega^2}{2}. \quad (4.16)$$

Используя в уравнении Эйлера (4.9) выражение (4.16) получаем

$$H_{\text{т.∞}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g}. \quad (4.17)$$

В этом уравнении можно выделить два слагаемых:

– динамический напор, равный изменению абсолютной скорости потока:

$$H_{\text{д. т.∞}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}; \quad (4.18)$$

– статический напор, определяемый как разность между полным и динамическим напорами:

$$H_{\text{ст. т.оо}} = H_{\text{т.оо}} - H_{\text{д. т.оо}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g}. \quad (4.19)$$

Таким образом, энергия может переходить как в скоростной напор, так и в статический. Статический напор определяется увеличением окружной скорости вследствие движения среды от центра к периферии рабочего колеса и изменением относительной скорости, зависящей от изгиба, то есть от формы лопастей.

Доля статической составляющей в общем напоре называется степенью реактивности рабочего колеса:

$$R = H_{\text{ст}}/H. \quad (4.20)$$

Влияние угла наклона лопастей на развиваемый напор

Угол выхода потока β_2 отличается от угла наклона конечной части лопасти незначительно, в среднем на $3...5^\circ$ (эта разность называется углом скоса потока). Поэтому направление потока на выходе определяется величиной изгиба лопастей рабочего колеса.

Рассмотрим уравнения машины с радиальным входом (для которой $u_{1u} = 0$). Предположим, что приращение скорости потока происходит только из-за тангенциальной составляющей, то есть $u_1 = u_{r1} = u_{r2}$. В этом случае динамический напор

$$H_{\text{д. т.оо}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_{r2}^2}{2g}. \quad (4.21)$$

Выразим абсолютную скорость u_2 через угол β_2 :

$$u_2^2 = u_{r2}^2 + u_{u2}^2 = u_{r2}^2 + (u_2 - u_{r2} \text{ctg } \beta_2)^2. \quad (4.22)$$

Отсюда динамический напор

$$H_{\text{д. т.оо}} = \frac{(u_2 - u_{r2} \text{ctg } \beta_2)^2}{2g}. \quad (4.23)$$

Статический напор снова найдем как разность полного и динамического напоров:

$$H_{ст. \infty} = H_{\infty} - H_{д. \infty} = \frac{u_2 u_{n2}}{g} - \frac{(u_2 - u_{r2} \cdot \text{ctg } \beta_2)^2}{2g}.$$

Используя соотношение

$$u_{n2} = u_2 - u_{r2} \cdot \text{ctg } \beta_2, \quad (4.24)$$

получаем

$$H_{ст. \infty} = \frac{u_2^2 - (u_{r2} \cdot \text{ctg } \beta_2)^2}{2g}. \quad (4.25)$$

Сравнивая полученные выражения (4.23) и (4.25) для статического и динамического напоров, видим, что их соотношение определяется углом β_2 (рис. 4.5).

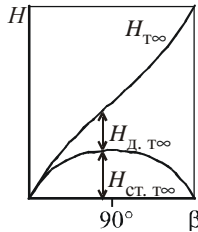


Рис. 4.5. Соотношение статического и динамического напоров

Можно выделить три типа рабочих колес (рис. 4.6):

- 1) $\beta_2 > 90^\circ$ (лопасти отогнуты вперед), в этом случае $H_{д} > H_{ст}$, степень реактивности $R < 0,5$;
- 2) $\beta_2 = 90^\circ$ (лопасти радиальны), $H_{д} = H_{ст}$, $R = 0,5$;
- 3) $\beta_2 < 90^\circ$ (лопасти отогнуты назад), $H_{д} < H_{ст}$, $R > 0,5$. Такие рабочие колеса обычно применяются в насосах и компрессорах.

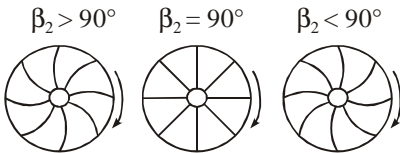


Рис. 4.6. Угол изгиба лопаток

4.4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Рассмотрим нагнетатель с радиальным входом среды, при котором $\alpha_1 = 90^\circ$ и $u_{u1} = 0$. Уравнение Эйлера в этом случае имеет вид

$$H_{\text{т.о.}} = \frac{u_2 u_{u2}}{g} \quad (4.26)$$

Тангенциальная проекция скорости на выходе u_{u2} в этом уравнении может быть выражена согласно уравнению (4.24), а окружная – уравнению (4.1).

Из уравнения неразрывности потока на выходе получаем

$$v_{r2} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2}, \quad (4.27)$$

где b_2 – ширина лопастей на выходе (расстояние между дисками рабочего колеса).

Уравнение Эйлера принимает вид

$$H_{\text{т.о.}} = \frac{\pi n D_2}{g} - \frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{b_2 g} Q = A - BQ, \quad (4.28)$$

где A и B – постоянные коэффициенты, зависящие только от размеров и частоты вращения рабочего колеса.

Таким образом, теоретическая напорная характеристика (рис. 4.7) имеет вид прямой, наклон которой зависит от угла β_2 , то есть от угла наклона лопаток на выходе. Теоретическая мощность выражается через подачу и напор:

$$N_{\text{т.о.}} = \rho g Q H_{\text{т.о.}} = \rho g Q (A - BQ) \quad (4.29)$$

и имеет вид параболы (рис. 4.7).

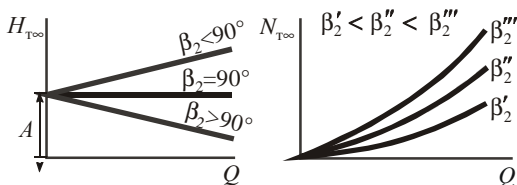


Рис. 4.7. Теоретические характеристики центробежных нагнетателей

Действительный напор H меньше теоретического N_{∞} из-за трения и неравномерности потока. Действительная напорная характеристика (рис. 4.8) может иметь три типичные формы – экстремальную, седловидную и пологую.

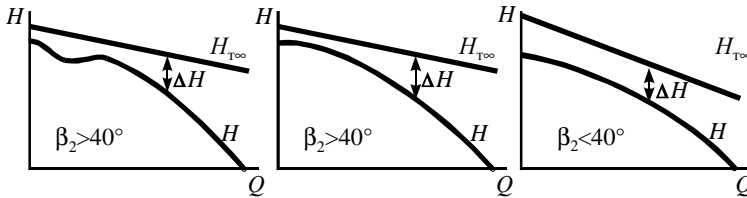


Рис. 4.8. Действительная напорная характеристика динамических нагнетателей

Таким образом, возникновение автоколебаний (помпажа) невозможно только для колес с высокой степенью реактивности, то есть для таких, которые создают преимущественно статический напор.

Действительная мощность N больше теоретической N_{∞} на величину потерь $\Delta N_{\text{пот}}$ (рис. 4.9).

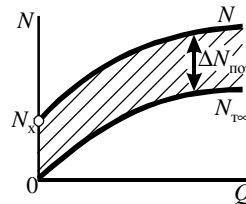


Рис. 4.9. Действительная мощность динамического нагнетателя

При нулевой подаче разница теоретической и действительной величин есть мощность холостого хода N_x .

4.5. ПОДОБИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН

Расчеты нагнетателей основаны на теории подобия, которая позволяет распространить частные результаты, полученные для одного объекта, на другие аналогичные по конструкции объекты, отличающиеся от исходного размерами. Рассмотрим рабочие колеса двух нагнетателей, обозначенных как a и b (рис. 4.10).

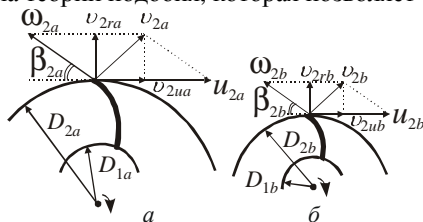


Рис. 4.10. Подобные рабочие колеса

Условия подобия

Для двух нагнетателей могут быть записаны следующие условия подобия.

1. Геометрическое подобие, определяющее изменение масштаба рабочего колеса

$$\beta_{2b} = \beta_{2a}; \quad \frac{D_{2b}}{D_{2a}} = \frac{D_{1b}}{D_{1a}} = \frac{l_b}{l_a} = \frac{b_{2b}}{b_{1b}} = \frac{b_{1b}}{b_{2a}} = \delta_r = \text{const}, \quad (4.30)$$

где b – ширина лопаток (расстояние между дисками) l – длина лопаток.

2. Кинематическое подобие (масштаб параллелограмма скоростей)

$$\frac{u_{2b}}{u_{2a}} = \frac{\omega_{2b}}{\omega_{2a}} = \frac{u_{1b}}{u_{1a}} = \frac{u_{2b}}{u_{2a}} = \delta_k = \text{const}. \quad (4.31)$$

3. Динамическое подобие (масштаб сил в рабочем колесе)

$$\frac{p_{1b}}{p_{1a}} = \frac{p_{2b}}{p_{2a}} = \delta_p = \text{const}. \quad (4.32)$$

4. Подобие режима движения несжимаемых потоков

$$\text{Re}_b = \text{Re}_a; \quad \text{Fr}_b = \text{Fr}_a; \quad \text{Eu}_b = \text{Eu}_a; \quad \text{St}_b = \text{St}_a, \quad (4.33)$$

где $\text{Re} = ul/\nu$ – критерий гидродинамического подобия Рейнольдса; $\text{Fr} = v^2/gl$ – критерий гравитационного подобия Фруда; $\text{Eu} = p/\rho u^2$ – критерий подобия полей давления Эйлера для несжимаемой среды; $\text{St} = nl/u$ – критерий подобия центробежного движения Струхала (n – частота вращения).

Для компрессоров необходимо учитывать сжимаемость и изменение термодинамического состояния газов. Критерии подобия режима движения в этом случае имеют вид

$$\text{Re}_b = \text{Re}_a; \quad \text{Fr}_b = \text{Fr}_a; \quad \text{St}_b = \text{St}_a; \quad \text{M}_b = \text{M}_a; \quad k_b = k_a, \quad (4.34)$$

где k – показатель адиабаты, M – число Маха.

Формулы пропорциональности

Подача нагнетателя определяется по скорости потока на выходе из рабочего колеса и сечению, через которое поток проходит:

$$Q = \pi n D_2 b_2 u_{r2} \eta_o, \quad (4.35)$$

где n – частота вращения; b_2 – ширина лопатки на выходе из рабочего колеса; η_o – объемный КПД, учитывающий снижение подачи из-за обратного перетекания части потока через зазоры и неплотности.

Отсюда отношение подач двух подобных нагнетателей имеет вид

$$\frac{Q_b}{Q_a} = \frac{D_{2b} b_{2b} u_{r2b} \eta_{ob}}{D_{2a} b_{2a} u_{r2a} \eta_{oa}}. \quad (4.36)$$

Согласно подобию параллелограмма скоростей, отношение радиальных проекций равно отношению окружных скоростей, поэтому

$$\frac{u_{r2b}}{u_{r2a}} = \frac{u_b}{u_a} = \frac{n_b D_{2b}}{n_a D_{2a}}. \quad (4.37)$$

Из геометрического подобия получаем

$$\frac{b_{2b}}{b_{2a}} = \frac{D_{2b}}{D_{2a}}. \quad (4.38)$$

Окончательно уравнение подобия подачи центробежных нагнетателей имеет вид

$$\frac{Q_b}{Q_a} = \frac{D_{2b}^3}{D_{2a}^3} \frac{n_b}{n_a} \frac{\eta_{ob}}{\eta_{oa}}. \quad (4.39)$$

Напор для машин с радиальным входом согласно уравнению Эйлера с использованием коэффициента μ , учитывающего конечное число лопаток и гидравлический КПД η_r , имеет вид

$$H = \eta_r \mu H_{\infty} = H_{\infty} = \frac{u_2 u_{r2}}{g} \eta_r \mu. \quad (4.40)$$

Отношение напоров двух подобных машин

$$\frac{H_b}{H_a} = \frac{u_{r2b} \cdot u_{2b}}{u_{r2a} \cdot u_{2a}} \frac{\eta_{rb}}{\eta_{ra}}. \quad (4.41)$$

Из геометрического подобия получаем:

$$\frac{u_{r2b} u_{2b}}{u_{r2a} u_{2a}} = \left(\frac{u_b}{u_a} \right)^2 = \left(\frac{n_b D_{2b}}{n_a D_{2a}} \right)^2. \quad (4.42)$$

Окончательно уравнение подобия напоров центробежных нагнетателей имеет вид

$$\frac{H_b}{H_a} = \frac{D_{2b}^2}{D_{2a}^2} \frac{n_b^2}{n_a^2} \frac{\eta_{\Gamma b}}{\eta_{\Gamma a}}. \quad (4.43)$$

Так как $p = \rho gH$, то уравнение подобия развиваемых нагнетателями давлений включает плотность перемещаемой среды:

$$\frac{p_b}{p_a} = \frac{D_{2b}^2}{D_{2a}^2} \frac{n_b^2}{n_a^2} \frac{\rho_b}{\rho_a} \frac{\eta_{\Gamma b}}{\eta_{\Gamma a}}, \quad (4.44)$$

то есть при изменении плотности среды напор нагнетателя не меняется, но пропорционально плотности изменяется развиваемое давление.

Так как $N = \frac{\rho Q g H}{\eta}$, то с учетом $\eta = \eta_{\Gamma} \eta_o \eta_M$ получаем условие подобия мощности на валу центробежного нагнетателя:

$$\frac{N_b}{N_a} = \frac{D_{2b}^5}{D_{2a}^5} \frac{n_b^3}{n_a^3} \frac{\rho_b}{\rho_a} \frac{\eta_{M b}}{\eta_{M a}}. \quad (4.45)$$

4.6. БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ

Безразмерные характеристики

Характеристики нагнетателей, имеющих подобные размеры, но отличающихся геометрическим масштабом, подчиняются законам пропорциональности. Поэтому становится возможным объединение характеристик и их представление в едином обобщенном виде как зависимость между безразмерными подачей \bar{Q} , напором \bar{H} или развиваемым давлением \bar{p} и мощностью \bar{N} . КПД для подобных машин принимается постоянным.

В безразмерном виде представляются характеристики серии однотипных вентиляторов. Подача двух вентиляторов Q_a и Q_b может быть выражена через геометрические размеры рабочего колеса (внешний

диаметр D_2 и ширину лопаток на выходе b_2) и радиальную составляющую скорости потока на выходе из него v_{r2} :

$$Q_a = \pi D_{2a} b_{2a} u_{r2a}; \quad Q_b = \pi D_{2b} b_{2b} u_{r2b}. \quad (4.46)$$

Из условий геометрического подобия и подобия параллелограмма скоростей можно записать

$$\frac{b_{2a}}{D_{2a}} = \frac{b_{2b}}{D_{2b}} = k_r = \text{const}; \quad \frac{v_{r2a}}{u_{2a}} = \frac{v_{r2b}}{u_{2b}} = k_c = \text{const}, \quad (4.47)$$

где k_r, k_c – масштабные коэффициенты.

Таким образом,

$$Q_a = 4k_r k_c \frac{\pi D_{2a}^2}{4} u_{2a}; \quad Q_b = 4k_r k_c \frac{\pi D_{2b}^2}{4} u_{2b}, \text{ или} \quad (4.48)$$

$$\frac{Q_a}{\frac{\pi}{4} D_{2a}^2 u_{2a}} = \frac{Q_b}{\frac{\pi}{4} D_{2b}^2 u_{2b}} = 4k_r k_c = \text{const}. \quad (4.49)$$

Отсюда безразмерная подача:

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2}. \quad (4.50)$$

Из уравнения Эйлера для нагнетателей с радиальным входом $H = \frac{u_2 v_{2u}}{g}$ и соотношения скоростей $\frac{v_{r2a}}{u_{2a}} = \frac{v_{r2b}}{u_{2b}} = k_c$ получаем $H = k_c \frac{u_2^2}{g}$, откуда безразмерный напор \bar{H} (безразмерное развиваемое давление \bar{p}) имеют вид

$$\bar{H} = \frac{gH}{u_2^2}; \quad \bar{p} = \frac{p}{\rho u_2^2}; \quad \bar{H} = \bar{p}. \quad (4.51)$$

Безразмерная мощность \bar{N} определяется из известного соотношения через \bar{Q} и \bar{H} :

$$\bar{N} = \frac{N}{\frac{\pi}{4} D_2^2 \rho u_2^3}. \quad (4.52)$$

По известным безразмерным характеристикам серии вентиляторов и заданным характеристикам рабочего колеса – диаметру D_2 и окружной скорости $u_2 = \pi D_2 n$ могут быть рассчитаны абсолютные значения подачи Q , напора H (развиваемого давления p) и мощности N .

Коэффициент быстроходности

Для характеристики нагнетателей применяют коэффициент быстроходности n_s , равный частоте вращения подобного нагнетателя, имеющего принятые стандартные характеристики Q_s и $H_s(p_s)$.

Из формул пропорциональности имеем

$$\frac{Q}{Q_s} = \left(\frac{D_2}{D_{2s}}\right)^3 \frac{n}{n_s}; \quad \frac{H}{H_s} = \left(\frac{D_2}{D_{2s}}\right)^2 \left(\frac{n}{n_s}\right)^2,$$

откуда

$$\frac{D_2}{D_{2s}} = \left(\frac{n}{n_s}\right)^{1/3} \left(\frac{Q}{Q_s}\right)^{1/3}; \quad \frac{D_2}{D_{2s}} = \frac{n}{n_s} \left(\frac{H}{H_s}\right)^{1/2}$$

и после объединения двух формул получаем

$$\left(\frac{n}{n_s}\right)^{1/3} \left(\frac{Q}{Q_s}\right)^{1/3} = \frac{n}{n_s} \left(\frac{H}{H_s}\right)^{1/2}.$$

Общий вид коэффициента быстроходности таким образом имеет вид

$$n_s = n \left(\frac{Q}{Q_s}\right)^{1/2} \left(\frac{H_s}{H}\right)^{3/4}. \quad (4.53)$$

Для насосов за стандарт принята машина с напором $H_s = 1$ м и мощностью $N_s = 1$ л.с. (по которой определяется $Q_s = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$). Коэффициент быстроходности насосов

$$n_s = 3,65 n \sqrt{Q H^{4/3}}. \quad (4.54)$$

Сравнение коэффициента быстроходности насосов различного типа приведено на рис. 4.11.

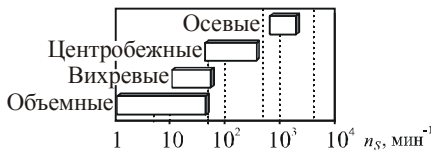


Рис. 4.11. Коэффициент быстроходности насосов

Для вентиляторов в качестве стандартной принята машина с характеристиками $Q_s = 1 \text{ м}^3/\text{с}$ и $p_s = 392 \text{ Па}$ (40 мм вод. ст.), перемещающая воздух плотностью $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$. Отсюда коэффициент быстроходности вентиляторов

$$n_s = 0,0373 n \sqrt{Q} p^{4/3}. \quad (4.55)$$

Размерность коэффициента быстроходности n_s такая же, как используемая размерность частоты вращения нагнетателя n .

4.7. ПЕРЕСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН

При небольшой разности в размерах нагнетателей или для одной и той же машины можно принять, что КПД режимов работы нагнетателей равны. Поэтому на практике обычно используют формулы пропорциональности в условиях одинаковых КПД и изменения одного из параметров (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Перерасчет характеристик центробежных машин

Изменение частоты вращения машины	Обточка рабочего колеса	Изменение плотности среды (при незначительном изменении вязкости)
$Q_b = Q_a \frac{n_b}{n_a}$	$Q_b = Q_a \left(\frac{D_{2b}}{D_{2a}} \right)^3$	$Q_b = Q_a$
$H_b = H_a \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^2$	$H_b = H_a \left(\frac{D_{2b}}{D_{2a}} \right)^2$	$H_b = H_a$
$p_b = p_a \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^2$	$p_b = p_a \left(\frac{D_{2b}}{D_{2a}} \right)^2$	$p_b = p_a \frac{\rho_b}{\rho_a}$
$N_b = N_a \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^3$	$N_b = N_a \left(\frac{D_{2b}}{D_{2a}} \right)^5$	$N_b = N_a \frac{\rho_b}{\rho_a}$
$\eta_b = \eta_a$	$\eta_b = \eta_a$	$\eta_b = \eta_a$

Пересчет при изменении частоты вращения

Используя формулы пропорциональности, по известным характеристикам центробежной машины при одной частоте вращения можно получить ее характеристики при других частотах. Порядок расчета следующий.

1. Даны характеристики нагнетателя при частоте вращения n_a (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Характеристики нагнетателя при частоте вращения n_a

Q	Q_{a1}	Q_{a2}	Q_{a3}
H	H_{a1}	H_{a2}	H_{a3}
η	η_1	η_2	η_3

Если напорная характеристика дана в графическом виде, преобразуем ее в табличную форму. Для этого наносим на линию графика несколько точек и определяем подачу и напор для каждой точки, которые заносим в табл. 4.2.

2. Для определения характеристик при частоте вращения n_b в каждой i -той точке производим пересчет подачи и напоры:

$$Q_{bi} = Q_{ai} \frac{n_b}{n_a}; H_{bi} = H_{ai} \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^2; \eta_i = \text{const.}$$

Пересчет удобно производить, рассчитав коэффициенты пересчета $k_Q = n_b/n_a$; $k_H = k_Q^2$, и умножая на эти коэффициенты соответственно строку подачи и строку напора. В результате пересчета получается табличная характеристика нагнетателя при частоте вращения n_b (табл. 4.3).

Таблица 4.3

Характеристики нагнетателя при частоте вращения n_b

Q	Q_{b1}	Q_{b2}	Q_{b3}
H	H_{b1}	H_{b2}	H_{b3}
η	η_1	η_2	η_3

3. При необходимости изображаем характеристики в графическом виде.

4. Характеристика мощности может быть определена по формулам пересчета $N_{bi} = N_{ai} (n_b/n_a)^3$ или рассчитана по подаче и напору: $N_{bi} = \rho g H_{bi} Q_{bi} / \eta_i$.

При пересчете каждой точки КПД нагнетателя принимается постоянным. Линии, соединяющие точки с одинаковым КПД на характеристиках при различных частотах вращения, диаметрах рабочего колеса или плотностях жидкости, называют *линиями пропорциональности*, или *линиями подобия*. На рис. 4.12 изображены линии подобия $1a-1б-1c$, $2a-2б-2c$, $3a-3б-3c$. Каждая линия подобия соединяет одноименные точки, полученные из исходной путем пересчета характеристик.

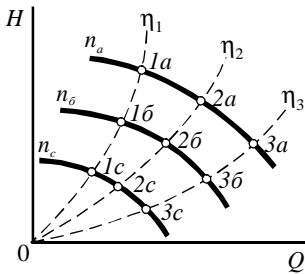


Рис. 4.12. Линии пропорциональности при пересчете характеристик

При пересчете значения КПД не изменяются, только они соотносятся с другими значениями подачи. Кривая КПД при пересчете смещается и деформируется (сжимается и растягивается) по горизонтали (рис. 4.13). Поэтому при изменении частоты вращения меняется поле рабочих параметров (рабочая часть) нагнетателя. Поле рабочих параметров при изменении частоты вращения имеет вид области, заключенной между линиями подобия, соответствующим граничным значениям КПД, при которых допускается работа нагнетателя (для насоса они на 7% ниже максимального КПД, для вентиляторов составляют 90% от максимального КПД).

Обточка рабочего колеса

Для насосов часто используется обточка рабочего колеса, заключающаяся в уменьшении внешнего диаметра D_2 . Путем незначительного снижения напора она

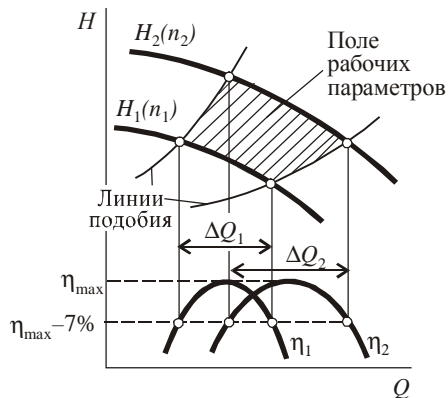


Рис. 4.13. Поле рабочих параметров насоса при изменении его частоты вращения

позволяет более точно подобрать нагнетатель и обеспечить более экономичную работу при заданной подаче. Многие заводские насосы выпускаются с разной обточкой рабочего колеса, которые на характеристиках обозначены буквами *a*, *b* и т. д. Обтачиваются колеса и при эксплуатации насосов.

Пересчет при изменении вязкости жидкости

Характеристики насосов приводятся по данным испытаний на чистой холодной воде. Если вязкость перемещаемой среды отличается от вязкости воды, при пересчете необходимо учитывать изменение гидравлического η_r , объемного η_o и механического η_m КПД насосов. Зависимость этих КПД от числа Рейнольдса приведена на рис. 4.14.

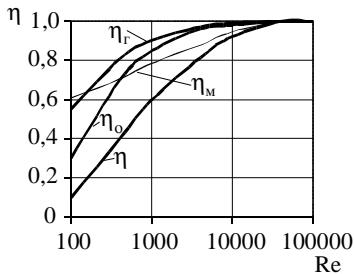


Рис. 4.14. Изменение КПД в зависимости от режима течения жидкости

Для пересчета определяются числа Рейнольдса для чистой воды и рассматриваемой среды:

$$\text{Re} = \frac{\rho Q}{d_3 \mu}, \quad (4.56)$$

где $d_3 = 2\sqrt{D_2 b_2 k_{b2}}$, где μ – динамическая вязкость; b_2 – ширина лопастей на выходе; $k_{b2} = 0,9 \dots 0,95$ – коэффициент стеснения сечения.

После этого по критерию Рейнольдса определяют необходимые КПД для исходных и новых условий, и используют их при пересчете.

4.8. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ

Задачей регулирования насосов и вентиляторов является обеспечение заданной подачи. Подача в сети определяется напорными характеристиками сети и нагнетателя. Поэтому изменение подачи возможно только путем изменения этих характеристик.

Для динамических нагнетателей используют следующие способы регулирования (рис. 4.15):

а) дросселирование (ввод в сеть дополнительного сопротивления – вентиля, задвижки и т.д.);

б) перепуск среды (возврат части среды из нагнетательной линии во всасывающую);

в) изменение частоты вращения (с помощью плавного изменения частоты вращения привода, вариаторов, гидромуфт);

г) комбинированное регулирование (ступенчатое регулирование до подачи, больше заданной, и дальнейшее уменьшение подачи дросселированием);

д) использование направляющего аппарата на входе в нагнетатель (специального устройства, закручивающего поток перед рабочим колесом, что изменяет режим работы нагнетателя и его напорную характеристику).

Сравнение способов регулирования приведено в табл. 4.4. Как видно из табл. 4.4, дросселирование и перепуск среды наиболее просты технически, но характеризуются повышенными затратами электроэнергии. Изменение частоты вращения, наоборот, требует значительных капитальных затрат, но затраты на перекачку среды в них минимальны. Комбинированное регулирование и применение направляющего аппарата на входе занимают промежуточное положение как по капитальным, так и по текущим затратам.

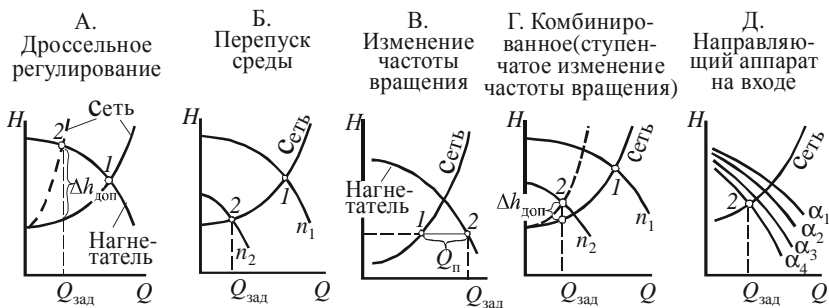


Рис. 4.15. Регулирование динамических нагнетателей:

1 – рабочая точка без регулирования; 2 – режим работы нагнетателя при регулировании; $\Delta h_{доп}$ – дополнительное сопротивление; n_1, n_2 – частота вращения; $\alpha_1 \dots \alpha_4$ – угол наклона лопаток направляющего аппарата

Сравнение способов регулирования

Характеристики	Дросселирование, перепуск среды	Изменение частоты вращения	Направляющий аппарат на входе
Затраты электроэнергии	Наибольшие, так как тратится дополнительная бесполезная мощность на преодоление дополнительного сопротивления или на циклическое перемещение потока	Наименьшие, так как нагнетатель работает только на перекачку среды в сети (но при применении передаточных вариаторов может снижаться общий КПД установки)	Средние по величине, так как при регулировании направляющим аппаратом снижается КПД нагнетателя
Техническая сложность	Минимальная, способ требует врезки в трубопровод устройства для снижения проходного сечения или перепускной линии	Требует применения более дорогих электродвигателей с изменяемой частотой вращения или передаточных вариаторов	Выпускаются специальные типы насосов с установленным направляющим аппаратом, но только для насосов с большими подачами
Направление и диапазон регулирования	Только снижение, но до любого значения	Увеличение и уменьшение, диапазон определяется возможностями электродвигателя или вариатора	Увеличение и уменьшение, но в небольшом диапазоне, не более 20...30%.

Рассмотрим подробнее эти способы регулирования и затраты электроэнергии при этом.

Изменение мощности при регулировании

Мощность нагнетателя определяется через произведение его подачи и развиваемого напора. При дроссельном регулировании рабочие точки лежат на характеристике нагнетателя, то есть его напор меняется мало и изменение мощности определяется изменением подачи. Поэтому зависимость между уменьшением подачи и затратами электроэнергии близка к линейной; при нулевой подаче мощность нагнетателя будет равна мощности холостого хода. При перепуске подача нагнетателя больше подачи в сети, эта разница и определяет потери в этом способе. В раз-

ных условиях эффективность может быть выше как при дросселировании, так и перепуске, поэтому выбор между ними должен производиться только на основании расчета регулирования.

При изменении частоты вращения рабочая точка лежит на напорной характеристике сети, то есть мощность пропорциональна подаче в кубической степени, так как

$$N \sim HQ \sim (A+BQ^2)Q \sim Q^3,$$

где « \sim » – символ пропорциональности. Мощность при отсутствии подачи будет определяться статической составляющей сопротивления сети.

На напорной характеристике сети лежит рабочая точка и при регулировании с использованием направляющего аппарата. Но в этом случае регулирование сопровождается заметным снижением КПД нагнетателя, то есть затраты энергии будут выше, чем при снижении частоты вращения.

Сравнение затрат электроэнергии при регулировании приведено на рис. 4.16.

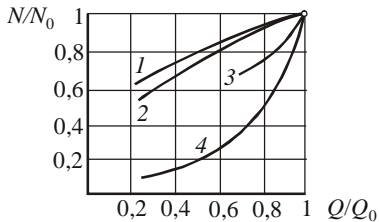


Рис. 4.16. Затраты электроэнергии при регулировании:

1 – перепуск; 2 – дросселирование;
3 – направляющий аппарат;
4 – изменение частоты вращения;
 N и Q – подача и напор при регулировании; N_0 и Q_0 – подача и напор без регулирования

Экономический расчет регулирования

Экономичность способа определяется затратами электроэнергии при работе нагнетателя и стоимостью дополнительного оборудования, необходимого для регулирования. Поэтому для сравнения различных способов необходим расчет приведенных затрат E (р/год):

$$E = TЗ + 0,15КЗ = Ц_э\tau_{год}N_{эд} + 0,15C_{доп}, \quad (4.57)$$

где $TЗ$ – текущие затраты, р/год; $КЗ$ – капитальные затраты, р.; $Ц_э$ – стоимость кВт·ч электроэнергии, р.; $\tau_{год}$ – количество часов работы нагнетателя в году в рассчитываемом режиме; $C_{доп}$ – стоимость дополнительного оборудования по сравнению с базовым вариантом (то есть вариантом без регулирования).

Расчет дополнительных затрат на регулирование рассмотрен в табл. 4.5. Но выбирать вариант без расчета приведенных затрат E , а только на основании дополнительных затрат $C_{\text{доп}}$ нельзя, так как во всех случаях будет разное потребление электроэнергии. Так, гидромурфта снижает КПД передачи, а направляющий аппарат – КПД насоса.

Так как гидромурфта сложна в обслуживании, в текущих затратах можно учесть увеличение данной статьи (например, в год 5...7% от стоимости гидромурфты).

Таблица 4.5

Дополнительные затраты при регулировании

Вариант регулирования	Стоимость оборудования, тыс. р.	$C_{\text{доп}}$, тыс. р.
Базовый вариант	1. Насос – 15 2. Электродвигатель – 10 Всего – 25	–
Дросселирование	1. Насос (базовый) – 15 2. Электродвигатель (базовый) – 10 3. Вентиль – 0,3 Всего – 25,3	0,3
Изменение частоты вращения электродвигателя	1. Насос (базовый) – 15 2. Электродвигатель с изменяемой частотой вращения – 25 Всего – 40	15
Изменение частоты вращения гидромурфтой	1. Насос (базовый) – 15 2. Электродвигатель (базовый) – 10 3. Гидромурфта – 12 Всего – 37	12
Применение направляющего аппарата на входе	1. Насос с направляющим аппаратом на входе – 24 2. Электродвигатель (базовый) – 10 Всего – 34	9

Расчет регулирования

Расчет регулирования заключается в определении затрат электроэнергии, то есть нахождении режима работы нагнетателя (его подачи, развиваемого напора и КПД).

При дроссельном регулировании рабочая точка лежит на напорной характеристике нагнетателя (рис. 4.17, точка I). Поэтому для определения характеристик нагнетателя в этой точке нет необходимости в расчете коэффициента дополнительного сопротивления $\xi_{\text{доп}}$ и построении нового уравнения сети.

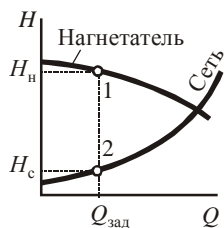


Рис. 4.17. Регулирование дросселированием и изменением частоты вращения

При плавном изменении частоты вращения режим работы нагнетателя лежит на напорной характеристике сети (рис. 4.17, точка 2). В этом случае для определения КПД необходимо строить новую характеристику нагнетателя с измененной частотой вращения.

Рассмотрим особенности расчета регулирования, выполняемого различными способами.

Дросселирование

В сеть вводится новое местное сопротивление – задвижка или вентиль. Обычно его располагают на напорной линии, то есть после нагнетателя. При дроссельном регулировании на преодоление введенного сопротивления затрачивается напор $\Delta H_{\text{доп}}$, то есть теряет мощность ΔN :

$$\Delta N = \frac{\rho g \Delta H_{\text{доп}} Q_{\text{зад}}}{\eta} = \frac{\rho g \Delta (H_n - H_c) Q_{\text{зад}}}{\eta}, \quad (4.58)$$

где H_n и H_c – напор насоса и сопротивление сети при подаче $Q_{\text{зад}}$.

Этот способ не экономичен, но очень прост технически. Дросселированием подачу можно только уменьшать. Оно более экономично при отсутствии в сети динамического сопротивления, то есть при пологой напорной характеристике сети (рис. 4.18) и при загнутых назад лопастях нагнетателя, когда в создаваемом напоре преобладает статическая составляющая и КПД меньше зависит от подачи.

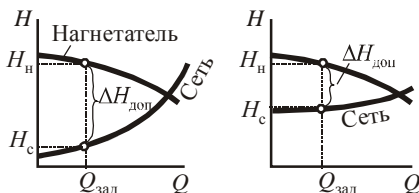


Рис. 4.18. Дроссельное регулирование статической и динамической сети

Перепуск среды

При перепуске (рис. 4.19) нагнетательный и всасывающий трубопроводы соединяются перепускной линией. При открытии перепускного вентиля часть среды, перекачиваемая нагнетателем, не поступает в среду, а возвращается на вход насоса.

При перепуске напор нагнетателя определяется сопротивлением сети, соответствующем подаче в ней Q . Подача нагнетателя Q_n больше подачи в сети Q на величину расхода в перепускной линии Q_p :

$$Q_n = Q + Q_p.$$

При расчете перепуска рабочий режим уже не определяется точкой пересечения напорных характеристик сети и нагнетателя, так как нагнетатель работает на две сети – основную и перепускной участок. Для нахождения режима работы нагнетателя и величины перепуска, обеспечивающих подачу в сети Q , необходимо (рис. 4.20):

- 1) определить по заданной подаче в сети Q сопротивление сети H_c (точка a);
- 2) по сопротивлению H_c определить подачу нагнетателя Q_n (точка b);
- 3) разница $Q_n - Q$ даст величину перепуска.

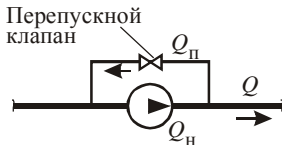


Рис. 4.19. Перепуск среды

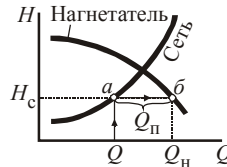


Рис. 4.20. Расчет перепуска

При дросселировании режим работы нагнетателя смещается в сторону меньших подач, что может привести к входу в зону автоколебаний (помпажа). При перепуске рабочая точка, наоборот, смещается в сторону больших подач. Таким образом, перепуск необходимо применять при угрозе возникновения в процессе регулирования автоколебаний (помпажа).

Изменение частоты вращения

Это наиболее экономичный с точки зрения затрат электроэнергии способ. Изменение частоты вращения может быть плавным, когда уста-

навливается любая частота, и ступенчатым (дискретным), при котором возможно установить только ряд фиксированных значений частоты. Изменение частоты вращения производится:

- регулированием частоты вращения привода;
- применением передач-вариаторов.

Асинхронные электродвигатели позволяют плавно управлять частотой вращения путем регулирования напряжения, подводимого к фазам статора, при этом снижается КПД двигателя. Ступенчатое изменение может быть предусмотрено в конструкции двигателя добавлением дополнительных обмоток. Но в связи с высокой стоимостью электродвигателей с переменной частотой вращения они применяются только для крупных насосов и вентиляторов, когда экономия электроэнергии при регулировании превышает стоимость приводов.

Изменение частоты вращения паровых турбин происходит практически без снижения их КПД. Но паротурбинный привод также дорог и сложен в эксплуатации и применяется только для мощных насосов и вентиляторов (мощностью более 6кВт).

В качестве передач-вариаторов могут применяться:

- гидромуфты;
- индукторные муфты;
- ременные вариаторы.

Гидромуфта (рис. 4.21) состоит из двух рабочих колес – насосного, соединенного с ведущим валом, и турбинного, соединенного с ведомым валом. В каждом из колес вдоль внешнего края имеется канал, разделенный радиальными перегородками. Колеса плотно совмещены. Рабочая среда (жидкость или масло) под действием центробежных сил выбрасывается из канала насосного колеса и приводит в движение турбинное колесо.

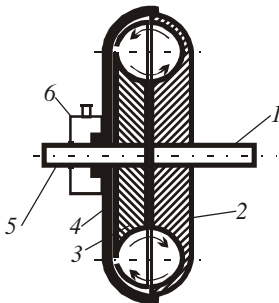


Рис. 4.21. Гидромуфта:

1 – ведущий вал; 2 – ведущая половина муфты или насосное колесо; 3 – ведомая половина муфты или турбина; 4 – корпус; 5 – ведомая ось; 6 – камера для подачи рабочей среды

Изменение передаточного числа в гидромуфте достигается регулированием количества рабочей среды, которая подводится и отводится через специальную камеру. В каналы колес добавляемая рабочая среда попадает через полость между корпусом и турбиной и отверстие в турбине.

КПД гидромуфты $\eta_{\text{пер}}$ снижается прямо пропорционально коэффициенту изменения частоты:

$$\eta_{\text{пер}} = 0,98 \frac{n_{\text{min}}}{n_{\text{max}}},$$

где n_{min} , n_{max} – меньшая и большая частоты вращения валов гидромуфты.

Подобный принцип действия у индукторной муфты, в которой функции колес выполняют обмотки, а энергия передается не рабочей средой, а магнитным потоком.

Из-за высокой стоимости и сложности обслуживания гидро- и индукторные муфты применяются лишь для мощных нагнетателей. В связи с падением КПД они применяются только при небольшом диапазоне изменения подачи (узком диапазоне регулирования).

В ременных вариаторах (рис. 4.22) на ведомом валу закреплены две части шкива, одна из которых перемещается вдоль вала. В соответствии с меняющимся расстоянием между частями шкива изменяется расстояние от клинового ремня до вала. Изменение положения перемещающегося шкива производится автоматически или вручную.

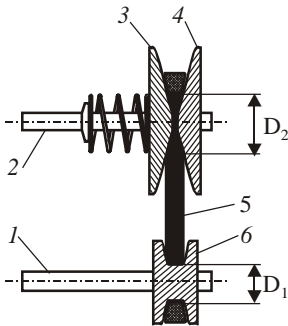


Рис. 4.22. Ременный вариатор:

1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал; 3 – перемещаемая часть шкива; 4 – неподвижная часть шкива; 5 – клиновый ремень; 6 – шкив

Обычно ременные вариаторы применяются для нагнетателей небольшой мощности, до 10 кВт. К их достоинствам следует отнести постоянство КПД передачи, которая составляет $\eta_{\text{пер}} \approx 0,92$.

Так как электродвигатели со ступенчатым изменением частоты вращения более дешевы, часто применяют комбинацию ступенчатого изменения частоты вращения и дроссельного регулирования, называемую комбинированным способом регулирования. В этом случае частота вращения может принимать только ряд заданных значений (см. табл. 3.1 в источнике [2]). При регулировании подача снижается сначала за счет уменьшения частоты вращения, а затем – дросселирования.

Направляющий аппарат на входе

Из уравнения Эйлера для теоретического напора

$$H_{\text{т.т.}} = (u_2 u_{u2} - u_1 u_{u1}) / g$$

следует, что напор, а значит, и напорная характеристика нагнетателя зависят от закрученности потока на входе в рабочее колесо, которую определяет окружная проекция абсолютной скорости u_{u1} . Поэтому для регулирования используются направляющие аппараты, расположенные перед рабочим колесом нагнетателя.

Применяют два типа направляющих аппаратов (рис. 4.23):

а) с осевыми лопатками (ось вращения расположена перпендикулярно оси рабочего колеса, поток закручивается по оси);

б) с радиальными лопатками (ось поворота лопаток расположена параллельно оси рабочего колеса, поток закручивается в радиальном направлении, требует радиального подвода среды).

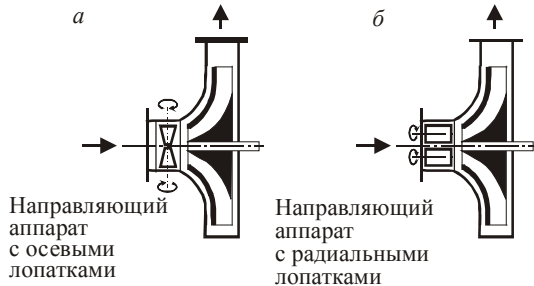


Рис. 4.23. Конструкция направляющих аппаратов

По затратам электроэнергии это средний способ между дросселированием и изменением частоты вращения, так как при закручивании потока ухудшается КПД нагнетателя. Особенностью этого способа является небольшой диапазон регулирования подачи.

Направляющий аппарат входит в конструкцию нагнетателя. Обычно им комплектуются насосы и вентиляторы с высокими подачами, но ма-

лыми напорами (так как диапазон регулирования зависит от отношения скорости на входе в рабочее колесо и приращения скорости в нем, а для высоконапорных нагнетателей это отношение очень мало). Для нагнетателей с направляющим аппаратом указываются характеристики при разном угле наклона лопаток (см. рис. 1.16), по которым и определяются характеристики нагнетателя при этом способе регулирования.

4.9. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Согласно государственному стандарту, в обозначение насосов входит их тип, подача Q , м³/ч, и напор H , м столба перекачиваемой жидкости. Для высоконапорных насосов вместо напора указывается развиваемое давление p , кгс/см².

Заводы-изготовители часто применяют альтернативное обозначение, в котором указаны диаметры входных и выходных патрубков, диаметр рабочего колеса или другие размеры насоса. Так, центробежный консольный насос с подачей 25 м³/с и напором 35 м по стандарту обозначается как К 25-35. В заводском каталоге он может быть обозначен как К 65-50-160, где 65 и 50 – диаметры входного и выходного патрубков, 160 – диаметр рабочего колеса, мм.

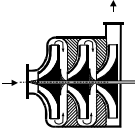
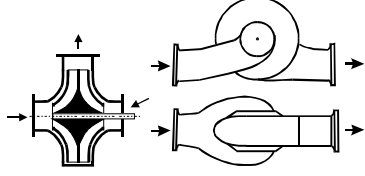
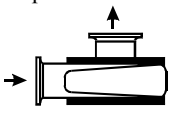
Центробежные насосы можно квалифицировать по конструктивному исполнению (табл. 4.6) и по назначению.

Таблица 4.6

Классификация центробежных насосов по конструктивному исполнению

Тип, описание, схема насоса	Условное обозначение	Диапазон характеристик		
		Q , м ³ /ч	H , м	η
<p>Консольные: насос и электропривод смонтированы на одной раме, рабочее колесо находится на валу электродвигателя или присоединено через муфту</p> 	<p>К Q-H К Q/H (привод присоединен через муфту) КМ Q-H (моноблочные, рабочее колесо насажено на вал двигателя)</p>	10...360	10...100	0,5...84

Продолжение табл. 4.6

Тип, описание, схема насоса	Условное обозначение	Диапазон характеристик		
		$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	η
<p>Секционные: характеризуются большими напорами, поток последовательно проходит через несколько рабочих колес, расположенных на одном валу</p> 	ЦНС $Q-H$	6...1 000	40...2000	0,7...8
<p>С двухсторонним входом: характеризуются большими подачами, имеют двухстороннее рабочее колесо для увеличения подачи и компенсации осевых сил</p> 	$D Q-H$	200...12 500	до 100	До 0,92
<p>Вертикальный: предназначен для работы с большими подачами при малых напорах, имеет большие габаритные размеры, ось рабочего колеса расположена вертикально</p> 	$dB - Q/H$ (d – диаметр входного патрубка, мм)	3000...100 000	26 – 90	0,8...9

По назначению насосы классифицируются следующим образом.

I. Универсальные – для перекачки чистой воды. Применяются все конструкции насосов.

II. Сетевые (табл. 4.7) – осуществляют подачу горячей воды в системах теплоснабжения и отопления, должны работать при широком изменении подачи и температуры.

Таблица 4.7

Характеристики сетевых насосов

Тип	Условное обозначение	Диапазон характеристик				
		Q , м ³ /ч	H , м (p , МПа)	n , с ⁻¹ (мин ⁻¹)	η	N , кВт
С электроприводом	СЭ $Q-H$	160... 5000	50...180 (0,5...1,75)	50 (3000)	0,87	30...2400

III. Питательные (табл. 4.8) – применяются для подачи воды в паровые котлы. Их особенность – работа с высокими напорами и температурой перекачиваемой среды. Конструктивно выполнены по многоступенчатой схеме.

Таблица 4.8

Характеристики питательных насосов

Тип	Условное обозначение	Диапазон характеристик				
		Q , м ³ /ч	H , м (p , МПа)	n , с ⁻¹ (мин ⁻¹)	η	N , кВт
С электроприводом (ГОСТ 22337-77)	ПЭ $Q-p$	65... 900	400... 3000 (3,9...29,4)		0,65... 0,82	100... 6400
С приводом – паровой турбиной	ПТН $Q-p-p_t$ (абсолютное давление пара на входе p_t , кгс, см ²)	30... 1150	540...3400 (5,3...33,2)	(80...170) 5000... 10 000	–	115... 12500

IV. Конденсатные (табл. 4.9) – осуществляют возврат конденсата пара в систему регенеративного цикла. Требования к насосам – кавитационная устойчивость (см. подразд. 4.10) и широкое изменение напора. Конструктивно выполнены по многоступенчатой схеме, при этом первая ступень выполняется с увеличенным сечением входа и из кавитационно-устойчивых материалов.

Таблица 4.9

Характеристики конденсатных насосов

Тип	Условное обозначение	Диапазон характеристик				
		Q , м ³ /ч	H , м (p , МПа)	n , с ⁻¹ (мин ⁻¹)	η	N , кВт
Горизонтальные	Кс $Q-H$	12... 125	50 ...140 (0,5...1,4)	25, 50 (1500, 3000)	0,45... 0,66	3,6... 77
Вертикальные	КсВ $Q-H$	200... 2000	40...180 (0,4...1,75)	17, 25, 50 (1000,1500,3000)	0,71... 0,82	100... 1230

V. Циркуляционные – применяются для подачи охлаждающей среды в системах охлаждения. Требования к ним – высокие подачи при низких напорах. Обычно применяются насосы типа «Д», «В» и осевые.

VI. Химические насосы типа «Х». Обладают устойчивостью к действию агрессивной химической среды. Выполнены из стойких материалов, пластмассы или их стальная поверхность покрыта слоем резины. По конструкции обычно консольного типа.

VII. Насосы для подачи смеси жидкости и твердых частиц. Должны обладать устойчивостью к истиранию. Разделяются на песковые насосы «ПН» (для перекачки смесей с твердыми включениями размером 2–15 мм), шламовые насосы «ШН» (размер частиц до 2 мм) и землесосы (для перекачки пульпы – смеси воды с землей). Конструктивно выполнены как консольные насосы, проточная часть изготавливается из твердых чугунов.

4.10. КАВИТАЦИЯ И ДОПУСТИМАЯ ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ

Если давление жидкости меньше давления ее насыщенного пара $p_{н.п.}$, то в жидкости начинается кипение и образуются пузырьки пара. При повышении давления пузырьки конденсируются и жидкость заполняет объем, прежде занимаемый паром. Так как объем жидкости в тысячи раз меньше объема пара такой же массы, при исчезновении (схлопывании) пузырьков происходит резкий скачок давления. Если это происходит на поверхности твердого материала, то от гидравлического удара образуются локальные разрушения или эрозия поверхности, а со временем отдельные участки разрушений перерастают в обширные каверны. Разрушение поверхности рабочего колеса вследствие кавитации называется питтингом.

Процесс образования и последующей конденсации газовых пузырьков, вызванный изменением давления, называется кавитацией. При кавитации насос работает с характерным для этого процесса шумом и треском, наблюдаются вибрация, снижение напора, подачи, КПД и мощности.

Наименьшее давление возникает на входе в рабочее колесо насоса, затем при движении потока в рабочем колесе давление резко повышается. Поэтому кавитация обычно наблюдается в начальной части лопастей, на их выгнутой стороне.

Главная опасность кавитации – в механическом разрушении насоса. Существуют следующие меры борьбы с ней.

1. Выполнение первой ступени многоступенчатых насосов из высокопрочных материалов – легированной стали, керамики. Но абсолютно устойчивых к кавитации материалов нет, и эта мера может только замедлить процесс разрушения.

2. Использование насосов со специальной конструкцией рабочего колеса. Для снижения скорости потока на входе изготавливают узкие рабочие колеса с большими значениями D_1 и малым отношением D_2/D_1 и с увеличенной шириной рабочего колеса на входе b_1 (рис. 4.24). За счет уменьшения динамического напора увеличивается статическая составляющая давления. Для обеспечения равномерности потока в рабочем колесе без образования областей с пониженным давлением изготавливают лопасти специального профиля. Но такие меры позволяют несколько увеличить кавитационный запас, но не предотвратить кавитацию. Применение узких рабочих колес снижает мощность и эффективность насоса.

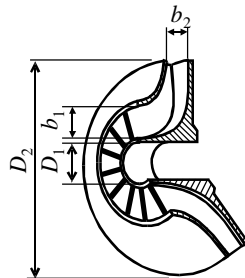


Рис. 4.24. Размеры рабочего колеса

3. Установка перед центробежным рабочим колесом ступени из осевого рабочего колеса или осевого насоса, в которой давление среды повышается выше критического.

Но основной метод борьбы с кавитацией – создание такого давления на входе, при котором она отсутствует.

Рассмотрим движение среды на входе в насос. Уравнение Бернулли для всасывающей линии (рис. 4.25) имеет вид

$$p_0 - \rho g H_0 = p_1 + \frac{u_1^2}{2} \rho + \rho g \Delta h_b, \quad (4.59)$$

где p_0 – давление на входе в сеть (обычно атмосферное); p_1 , u_1 – давление и абсолютная скорость на входе в рабочее колесо; H_0 – высота подъема; Δh_b – потери напора во всасывающей линии на трение и местные сопротивления.

Сумму высоты всасывания H_0 и потерь во всасывающей линии h_b называют *полной высотой всасывания* H_b :

$$H_b = H_0 + \Delta h_b. \quad (4.60)$$

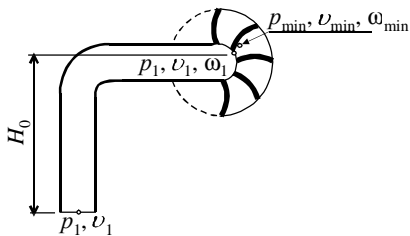


Рис. 4.25. Скорости и давления во всасывающей линии и насосе

С учетом (4.60) давление на входе в насос имеет вид

$$p_1 = p_0 - \rho g H_v - \frac{u_1^2}{2} \rho. \quad (4.61)$$

Минимальное давление потока в рабочем колесе p_{\min} обычно бывает недалеко от входа, на вогнутой стороне лопасти. Если скорость в этой точке ω_{\min} , то пре-

небрегая трением и изменением потенциальной энергии потока, можно записать

$$p_1 + \frac{\omega_1^2}{2} \rho = p_{\min} + \frac{\omega_{\min}^2}{2} \rho, \quad (4.62)$$

или

$$p_{\min} = p_1 - \frac{\omega_1^2}{2} \rho \left(\frac{\omega_{\min}^2}{\omega_1^2} - 1 \right). \quad (4.63)$$

Если ввести коэффициент кавитации

$$\lambda_k = \frac{\omega_{\min}^2}{\omega_1^2} - 1, \quad (4.64)$$

то

$$p_{\min} = p_1 - \lambda_k \frac{\omega_1^2}{2} \rho. \quad (4.65)$$

Для предотвращения кавитации необходимо, чтобы минимальное давление было больше давления насыщенных паров:

$$p_{\min} > p_{\text{н.п}}. \quad (4.66)$$

Полную высоту всасывания, при которой минимальное давление в рабочем колесе равно давлению насыщенных паров ($p_{\min} = p_{\text{н.п}}$) называют *критической высотой всасывания* $H_{\text{в.кр}}$.

Из выражений (4.61) и (4.65), принимая $p_{\min} = p_{\text{н.п}}$, можно записать

$$(p_0 - p_{\text{н.п}}) - \rho g H_{\text{в.кр}} = \frac{u_1^2}{2} \rho + \lambda_k \frac{\omega_1^2}{2} \rho, \quad (4.67)$$

или

$$H_{в.кр} = 0 \frac{p_0 - p_{н.п}}{\rho g} - \frac{u_1^2}{2g} - \lambda_{кр} \frac{\omega_1^2}{2g}. \quad (4.68)$$

Критическим кавитационным запасом $\Delta h_{кр}$ называют превышение давления перед рабочим колесом над давлением насыщенных паров:

$$\Delta h_{кр} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{p_{н.п}}{\rho g}. \quad (4.69)$$

Выразив p_1 из уравнения (4.65) и подставив его в уравнение (4.69), имеем

$$\Delta h_{кр} = \frac{u_1^2}{2g} + \lambda_{кр} \frac{\omega_1^2}{2g}. \quad (4.70)$$

Поэтому с использованием величины критического кавитационного запаса $\Delta h_{кр}$ критическая высота всасывания, при которой начинается кавитация, имеет вид

$$H_{в.кр} = \frac{p_0 - p_{н.п}}{\rho g} - \Delta h_{кр}. \quad (4.71)$$

Определение критической высоты всасывания и кавитационного запаса производится при испытании насосов. Так как критический кавитационный запас $\Delta h_{кр}$ зависит только от скорости среды, то С.С. Руднев, используя теорию подобия, получил уравнение

$$\Delta h_{кр} = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}, \quad (4.72)$$

где C – кавитационный коэффициент быстроходности. Для условий начала кавитации он равен 15...25. Значение коэффициента C выше для насосов с лучшей кавитационной конструкцией. Подача Q в формуле Руднева относится к рабочему колесу, поэтому для двухсторонних насосов необходимо общую подачу насоса разделить на два.

Для предотвращения кавитации необходимо, чтобы полная высота всасывания была меньше критической $H_{в.кр}$. Принимая запас в размере 25%, получаем допустимую высоту всасывания $H_{в.доп}$:

$$H_{в.доп} = \frac{p_0 - p_{н.п}}{\rho g} - 1,25 \Delta h_{кр}. \quad (4.73)$$

Допустимая высота всасывания согласно выражениям (4.73) и (4.72) зависит от подачи, частоты вращения рабочего колеса и давления насы-

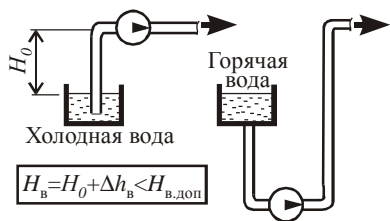


Рис. 4.26. Условия предотвращения кавитации

$H_{в,доп}$ приводится в характеристиках насоса. Как будет показано в подразд. 6.6, теоретически она не может быть более 10 м. Обычно для центробежных насосов допустимая высота всасывания 2...6 м.

Из-за требований по допустимой высоте всасывания насосы и насосные станции всегда располагают в начале сети. Часто насосные станции первого подъема, доставляющие воду из природного источника на предприятие, располагают ниже уровня воды. Для подъема воды из скважин используют специальные артезианские (погружные) насосы (рис. 4.27), которые вместе с электродвигателем опускаются в скважину до уровня воды.

ценных паров на входе в сеть. Если температура среды высокая, в результате чего повышается давление насыщенного пара $p_{н.п.}$, то допустимая высота всасывания может стать отрицательной. Поэтому при перекачке горячей воды насос располагают ниже ее уровня (рис. 4.26).

Допустимая высота всасывания

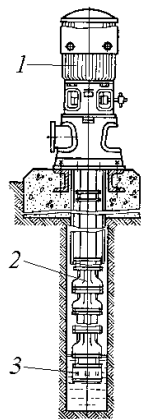


Рис. 4.27. Артезианский насос: 1 – насос; 2 – трансмиссионный вал; 3 – привод

4.11. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Обозначение

Центробежные вентиляторы выпускаются сериями. Геометрические размеры в серии указываются в процентах от внешнего диаметра рабочего колеса D_2 .

В обозначение вентилятора входят следующие величины:

- индекс «Ц», обозначающий «центробежный»;
- пятикратное значение безразмерного давления \bar{p} , развиваемого вентилятором (величина \bar{p} также называется коэффициентом полного давления), округленное до целого числа:

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho u_2^2}; \quad (4.74)$$

- коэффициент быстроходности n_s , округленный до целого числа;
- внешний диаметр рабочего колеса D_2 , дм.

Например, вентилятор, у которого $\bar{p} = 1,3$, $n_s = 90,4$ и $D_2 = 500$ мм, обозначается как Ц7–90–5.

Вместо индекса «Ц» может быть указан тип вентиляторов:

«ВД» – вентилятор дутьевой для подачи первичного холодного воздуха (температура менее 20°C) в топку или печь;

«Г» – вентилятор горячего дутья для подачи вторичного воздуха с температурой 200 – 400°C;

«М» – мельничный вентилятор; подает на горение смесь горячего воздуха и угольной пыли;

«Д» – дымосос; удаляет горячие отходящие газы из печи или топки.

В обозначениях могут применяться индексы: «Н» – лопасти отогнуты назад; «У» – узкое рабочее колесо (малое отношение D_2/D_1); «у» – унифицированный.

Характеристики вентиляторов

Характеристиками вентилятора являются зависимость развиваемого давления и КПД от подачи, приведенные в безразмерном виде (рис. 4.28) или с физическими размерностями напора и подачи при фиксированной или переменной (рис. 4.29) частоте вращения. Типичные характеристики вентиляторов приведены на рис. 4.30.

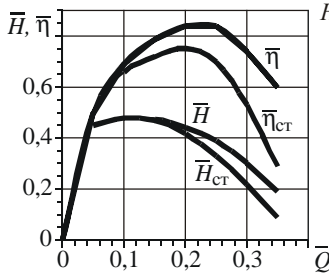


Рис. 4.28. Безразмерная характеристика серии вентиляторов Ц4-76

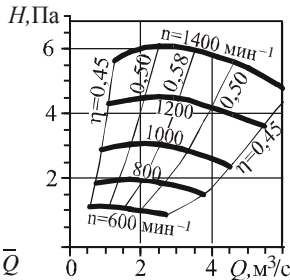


Рис. 4.29. Характеристика вентилятора ВД № 11 при различной частоте вращения

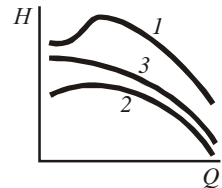


Рис. 4.30. Типичные напорные характеристики вентиляторов: 1 – низкоскоростных; 2, 3 – высокоскоростных

Так как газы сжимаемы, то задачей вентилятора является создание статического давления. Поэтому часто работа вентиляторов характеризуется статическим давлением $p_{ст}$ и статическим КПД $\eta_{ст}$:

$$\eta_{ст} = \frac{Q p_{ст}}{N}. \quad (4.75)$$

Статический КПД $\eta_{ст}$ составляет 70...80% от полного КПД η . Пересчет безразмерных значений производится по формулам

$$Q = \bar{Q} \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 = \bar{Q} \cdot 0,785 D_2^2 u_2; \quad (4.76)$$

$$p = \bar{p} \rho u_2^2; \quad p_{ст} = \bar{p}_{ст} \rho u_2^2; \quad H = \bar{H} u_2^2; \quad (4.77)$$

$$N = \bar{N} 0,785 \rho D_2^2 u_2^3; \quad (4.78)$$

$$\eta = \bar{\eta}; \quad \eta_{ст} = \bar{\eta}_{ст}. \quad (4.79)$$

КПД вентиляторов η составляет до 0,87. Согласно стандарту, граница поля рабочих параметров вентиляторов составляет 90% от его максимального КПД. Кроме обеспечения оптимальной работы, такое ограничение исключает из рабочей части зону неустойчивой работы (помпажа) при малых подачах.

При изменении плотности среды необходимо пересчитывать давление и мощность, определенные по характеристикам вентилятора:

$$p' = p \frac{\rho'}{1,2}; \quad N' = N \frac{\rho'}{1,2}, \quad (4.80)$$

где ρ' – плотность перемещаемой среды; p, N – давление и мощность, определенные по характеристикам; p', N' – давление и мощность при плотности ρ' .

При выборе вентиляторов принимают запас. Для вентиляторов общего назначения он составляет 5% по подаче и 10% по давлению, для дутьевых вентиляторов – 10% и 20% соответственно. Выбор производится по давлению, пересчитанному с заданных условий (p') на нормальные (p).

5. ОСЕВЫЕ НАГНЕТАТЕЛИ

5.1. КОНСТРУКЦИЯ ОСЕВЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

В осевом нагнетателе передача энергии потоку осуществляется при помощи рабочего колеса – лопастей, закрепленных под углом на вращающейся втулке (рис. 5.1). Для обеспечения постоянства движения потока вдоль лопасти и отсутствия радиального перетекания потока рабочие колеса с малым диаметром втулки изготавливают с закрученными лопастями, а при большом диаметре – с плоскими лопастями, сужающимися к периферии.

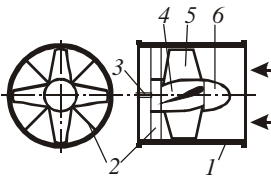


Рис. 5.1. Схема осевого нагнетателя:

1 – корпус; 2 – направляющий аппарат и рама для крепления втулки; 3 – вал; 4 – втулка; 5 – лопасти; 6 – обтекатель

Из осевого нагнетателя выходит сильно закрученный поток. Поэтому для выравнивания поля скоростей и для преобразования части скоростного напора в статическое давление за втулкой с лопастями устанавливают направляющий аппарат (рис. 5.1, 5.2). Он представляет собой криволинейные неподвижные профили, поверхность которых направлена вдоль оси нагнетателя.

Осевые нагнетатели характеризуются большими подачами, но малым создаваемым давлением. Поэтому применяется многоступенчатая конструкция, в которой несколько втулок с лопастями закреплены на одном валу (рис. 5.2). Между ступенями обязательно устанавливается направляющий аппарат для выравнивания потока перед следующей ступенью.

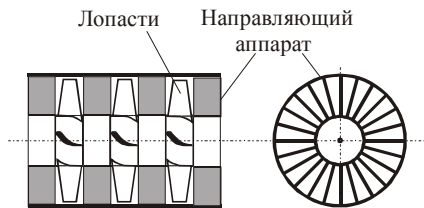


Рис. 5.2. Многоступенчатый осевой нагнетатель

Электродвигатель может устанавливаться внутри корпуса нагнетателей. Но возможна установка привода и вне его (рис. 5.3). Это необходимо, когда подается агрессивная среда, например запыленные или горячие газы. В такой схеме корпус после втулки и направляющего аппарата поворачивают на 90° .

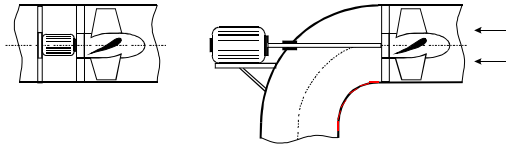


Рис. 5.3. Компонка осевого нагнетателя с приводом

Обозначение осевых нагнетателей включает их тип и номер – диаметр рабочего колеса в дециметрах. Типы осевых насосов обозначаются символами «О» и «ОП». В серии «ОП» (осевые с поворотными лопастями) угол поворота лопастей относительно оси нагнетателя может изменяться, что производится при остановленной машине.

Осевые насосы выпускаются со следующими параметрами:

- диаметр рабочего колеса $D = 0,47 \dots 2,6$ м;
- подача $Q = 0,5 \dots 4,5$ м³/с (1700...16 300 м³/ч);
- напор $H = 4 \dots 28$ м;
- установочная мощность электродвигателя $N = 27 \dots 10\,000$ кВт;
- частота вращения $N = 250 \dots 960$ кВт;
- КПД $\eta = 0,80 \dots 0,88$.

Осевые вентиляторы маркируются символами «В» (высоконапорные), «МЦ», «К», «ДО» (дымосос осевой).

5.2. РЕШЕТКА ПРОФИЛЕЙ

Для описания процессов в осевом нагнетателе производят его сечение цилиндрической плоскостью радиусом r . Разворот этой плоскости образует так называемую решетку профилей (рис. 5.4).

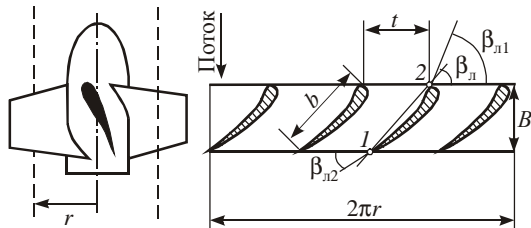


Рис. 5.4. Решетка профилей осевого нагнетателя

Решетка профилей характеризуется следующими размерами (рис. 5.4): B – ширина решетки (ширина проекции лопастей на ось вращения); b – длина сечения лопасти; β_n – угол лопасти (определяется по линии, соединяющей крайние точки лопасти 1 и 2, называемый хордой лопасти); β_{n1}, β_{n2} – угол наклона лопасти на входе и выходе; t – шаг лопастей; $\bar{b} = B/t$ – густота решетки; $\bar{t} = \bar{b}^{-1} = t/B$ – относительный шаг решетки.

Скорости на входе и выходе решетки профилей показан на рис. 5.5.

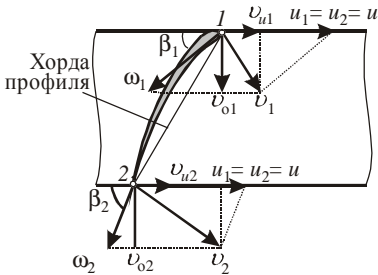


Рис. 5.5. Параллелограмм скоростей осевого нагнетателя:

1 – точка входа потока; 2 – точка выхода потока; u – абсолютная скорость; u – окружная скорость; ω – относительная (переносная) скорость; u_n – тангенциальная проекция скорости на решетку профилей; u_o – осевая проекция скорости; β – угол движения потока (близок к углу наклона лопастей)

Осевые нагнетатели характеризуются средней относительной скоростью ω (рис. 5.6), вектор которой совпадает с хордой профиля 1–2, а осевая проекция – с осевыми проекциями скорости потока на выходе u_{o1} и выходе u_{o2} .

Так как точки 1 и 2 вращаются по одинаковому радиусу r , то окружные скорости на входе и выходе осевого нагнетателя равны

$$u_2 = u_1 = u = 2\pi n r, \quad (5.1)$$

где n – частота вращения.

При изменении плотности потока ρ уравнение неразрывности имеет вид $\rho_1 u_{o1} S_1 = \rho_2 u_{o2} S_2$ или, так как поперечное сечение на входе S_1 и выходе S_2 равны, то

$$\rho_1 u_{o1} = \rho_2 u_{o2}. \quad (5.2)$$

Плотность потока в осевых насосах и вентиляторах не меняется, и осевая проекция скорости должна быть постоянной:

$$u_{o1} = u_{o2} = \text{const}. \quad (5.3)$$

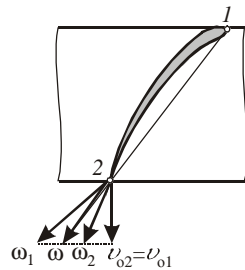


Рис. 5.6. Средняя относительная скорость

Поэтому приращение скорости потока происходит только за счет радиальной составляющей скорости v_{u2} , то есть за счет закручивания потока:

$$v_{u2} > v_{u1}. \quad (5.4)$$

5.3. УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ НАПОР

При перемещении потока относительно рабочего колеса кинетическая энергия преобразуется в потенциальную:

$$\frac{\omega_1^2}{2} - \frac{\omega_2^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \Delta L, \quad (5.5)$$

где ΔL – энергия, переходящая в теплоту; в вентиляторах за счет изотермического процесса, а в компрессорах – за счет политропного.

Полезная мощность (мощность, передаваемая потоку) $L_{T\infty}$ согласно уравнению Эйлера для лопастных машин имеет вид $L_{T\infty} = u_2 u_{u2} - u_1 u_{u1}$. Для осевой машины $u_1 = u_2 = u$ и

$$L_{T\infty} = u(u_{u2} - u_{u1}). \quad (5.6)$$

Так как $u_u = u - u_o \operatorname{ctg} \beta$, то с учетом условия несжимаемости потока $u_{o1} = u_{o2} = u_o$ получаем:

$$L_{T\infty} = u u_o (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (5.7)$$

Так как теоретический напор $H_{T\infty} = L_{T\infty} / g$, то

$$H_{T\infty} = \frac{u}{g} u_o (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (5.8)$$

Введем понятие коэффициента расхода ϕ , определяющего объемный расход через единицу поперечного сечения нагнетателя:

$$\phi = u_o / u. \quad (5.9)$$

Тогда

$$H_{T\infty} = \frac{u^2}{g} \phi (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2), \quad p_{T\infty} = \rho u^2 \phi (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (5.10)$$

Таким образом, напор ограничен геометрическими характеристиками и скоростью вращения рабочего колеса. Для повышения напора принимают многоступенчатые осевые нагнетатели (см. рис. 5.2).

5.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ОСЕВЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Характеристики напора осевых нагнетателей обычно имеют седлообразную форму, а характеристика мощности практически горизонтальна, то есть не меняется при увеличении или уменьшении подачи (рис. 5.7).

КПД осевых насосов составляет 0,81 – 0,86, а осевых вентиляторов – до 0,80. Потери энергии в осевых нагнетателях вызываются тремя причинами:

1) трением в потоке и неравномерностью потока, потери характеризуются *гидравлическим КПД*; для осевых нагнетателей

$$\eta_{\text{г}} = p/p_{\text{т}\infty} = 0,75 \dots 0,92;$$

2) перетеканием части потока через зазоры; потери характеризуются *объемным КПД*, который для осевых нагнетателей $\eta_{\text{о}} \approx 1$;

3) механическим трением при вращении оси и втулки; потери характеризуются *механическим КПД*; для осевых нагнетателей

$$\eta_{\text{м}} = 0,94 \dots 0,98.$$

Регулирование осевых нагнетателей осуществляется так же, как и центробежных. Применяются следующие способы:

- дроссельное регулирование;
- изменение частоты вращения;
- комбинированное регулирование (ступенчатое изменение частоты вращения в комбинации с дроссельным регулированием);
- регулирование направляющим аппаратом на входе.

Так как мощность осевых нагнетателей практически не снижается при уменьшении подачи, дроссельное регулирование для них очень неэкономично.

Дополнительно у осевых нагнетателей, если это предусмотрено конструкцией, может изменяться угол наклона лопаток β . Обычно он изменяется при остановке нагнетателя, но возможны конструкции нагнетателей с изменением угла в процессе его работы. Изменение угла наклона лопаток и использование направляющего аппарата на входе для осевых нагнетателей являются наиболее экономичными способами регулирования.

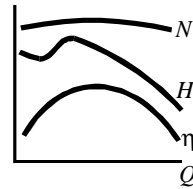


Рис. 5.7. Типичная характеристика осевого нагнетателя

6. ПОРШНЕВЫЕ И РОТОРНЫЕ НАСОСЫ

6.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Перемещение среды в поршневых насосах (рис. 6.1) происходит за счет изменения объема рабочего пространства, происходящего при циклическом движении поршня.

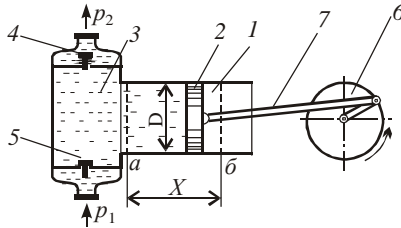


Рис. 6.1. Односторонний поршневой насос:

1 – рабочий цилиндр, *2* – поршень; *3* – клапанная коробка; *4* – нагнетательный клапан; *5* – всасывающий клапан; *6* – кривошипно-шатунный механизм; *7* – штифт; *а, б* – крайние положения поршня; *X* – ход поршня; p_1 , p_2 – давления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах

При движении поршня в направлении от клапанной коробки в ней создается разрежение. Давление всасывания $p_в$ при этом меньше давления во всасывающем p_1 и нагнетающем p_2 трубопроводах. Под действием разности давлений всасывающий клапан *5* открывается, а нагнетающий клапан *4* закрывается, и среда из всасывающего трубопровода поступает в клапанную коробку. При движении поршня в обратном направлении в клапанной коробке создается повышенное давление нагнетания $p_н$, большее давлений p_1 и p_2 . Нагнетающий клапан *4* при этом открыт, а всасывающий клапан *5* закрыт, среда вытесняется в нагнетательный трубопровод. Таким образом, один цикл работы насоса состоит из такта всасывания и такта нагнетания.

Разница давлений в клапанной коробке и трубопроводе, соединенном с ней открытым клапаном, равна сопротивлению клапана Δp , то есть

$$\Delta p_1 = p_1 - p_в; \quad \Delta p_2 = p_н - p_2. \quad (6.1)$$

Крайние положения поршня на рис. 6.1 обозначены как *a* и *б*. Расстояние *X* между крайними положениями называют *ходом поршня*. Обычно для поршневых насосов отношение хода поршня к диаметру

$$X/D = 0,8 \dots 2.$$

Число двойных тактов (нагнетания и всасывания) в единицу времени называют частотой поршневого насоса *n*. Эта величина равна частоте вращения кривошипно-шатунного механизма. Насос также характеризуется средней скоростью поршня:

$$u_{\text{п}} = 0,5 X n, \quad (6.2)$$

обычно $u_{\text{п}} = 0,5 \dots 1$ м/с.

В насосе одностороннего действия в течение такта всасывания подача в нагнетающий трубопровод не производится, что вызывает неравномерность подачи и пульсацию давления на выходе насоса. Другой особенностью поршневых насосов являются их продольные колебания, вызванные движением массивного поршня и перемещаемой среды. Неравномерность подачи и продольные колебания приводят к неравномерности нагрузки на приводе и механическим напряжениям в кривошипно-шатунном механизме. Для устранения этих явлений применяют насосы двухстороннего действия (рис. 6.2) или двухпоршневые насосы (рис. 6.3), в которых одновременно сочетаются циклы всасывания и нагнетания, происходящие в двух клапанных коробках или цилиндрах.

В основном поршневые насосы используются как питательные (для создания больших давлений) и как дозаторы, позволяющие поддерживать заданную подачу при любом сопротивлении сети (см. подразд. 6.4).

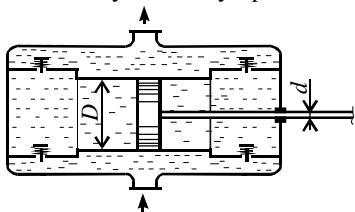


Рис. 6.2. Насос двухстороннего действия

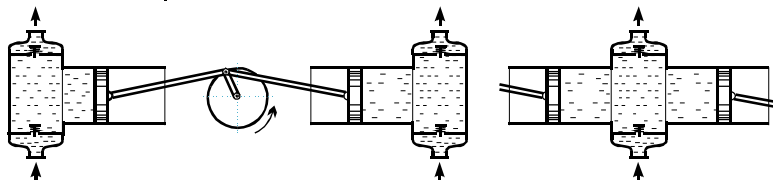


Рис. 6.3. Двухпоршневой насос

Поршневые питательные насосы с электроприводом обозначаются ПН Q/p , где ПН – тип насоса, Q – подача, $\text{м}^3/\text{ч}$; p – развиваемое давление, $\text{кгс}/\text{см}^2$.

Поршневой прямодействующий паровой насос (рис. 6.4) состоит из двух рабочих цилиндров – гидравлического, для нагнетаемой среды, и парового. Поршни цилиндров жестко связаны, обычно в насосе две такие пары цилиндров. Пар поступает по очереди в паровые цилиндры, перемещая их поршни, которые приводят в движение поршни гидравлических цилиндров.

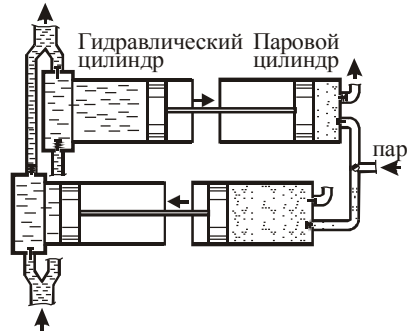


Рис. 6.4. Поршневой прямодействующий паровой насос

В обозначении таких насосов указывается типа ПДГ – прямодействующий горизонтальный или ПДВ – прямодействующий вертикальный насос.

6.2. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА

Изменение давления в клапанной коробке p в зависимости от положения поршня X называется индикаторной диаграммой (рис. 6.5). Теоретическая индикаторная диаграмма поршневого насоса представляет прямоугольник, боковые стороны которого соответствуют крайним положениям поршня, а верхняя и нижняя стороны – циклом нагнетания и всасывания при давлениях p_n и p_v . Отклонения действительной индикаторной диаграммы от теоретической вызваны несовершенной работой клапанов. Для открытия клапана (так называемого «отрыва») необходимо немного большее давление, чем то, на которое клапан рассчитан. Это вызывает колебания давления в точках

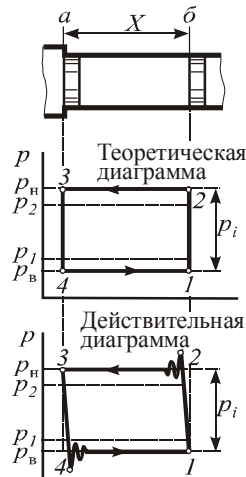


Рис. 6.5. Индикаторная диаграмма поршневого насоса

2 и 4, соответствующих началу циклов всасывания и нагнетания. Отклонение переходных линий между тактами (линий 1–2 и 3–4) от вертикали вызвано инерцией закрывающегося клапана.

Индикаторным давлением p_i поршневого нагнетателя называют разницу давлений нагнетания и всасывания:

$$P_i = P_n - P_v. \quad (6.3)$$

Индикаторные диаграммы регулярно снимаются на работающем насосе. Во многих случаях индикаторная диаграмма постоянно выводится самопишущим прибором. По ней можно судить о наличии неисправностей в насосе (рис.6.6).

Можно выделить следующие случаи неисправностей:

а) всасывание воздуха вместе с водой ведет к началу нагнетания только после сжатия поступившего воздуха, то есть к наклону линии 1–2 по всей высоте диаграммы, соответствующей переходу между тактами всасывания и нагнетания;

б) наличие в клапанной коробке воздушного мешка определяется по наклону линий 3–4 и 1–2, соответствующих сжатию воздуха в начале такта нагнетания и расширению в начале такта всасывания;

в) неплотное прилегание клапанов вызывает изменение давления до начала хода поршня (точка 1 для нагнетательного клапана и 3 для всасывающего);

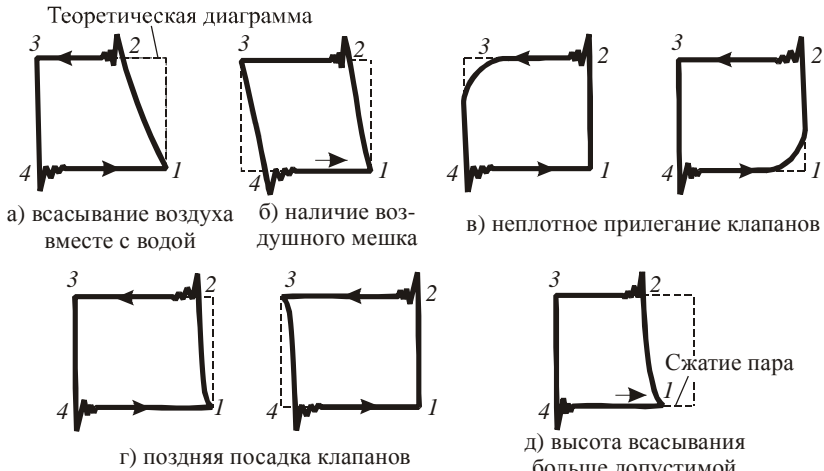


Рис. 6.6. Диагностика неисправностей по индикаторной диаграмме

г) поздняя посадка (большая инерция) клапанов вызывает запаздывание изменения давления, то есть вертикальное отклонение в начале линий 1–2 и 3–4;

д) если высота всасывания больше допустимой, это приводит к наличию парожидкостной смеси в рабочем цилиндре и клапанной коробке, поэтому начало цикла нагнетания будет происходить только после сжатия и конденсации пара.

6.3. ПОДАЧА ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Для односторонних насосов подача определяется через ход поршня X , сечение рабочего цилиндра, количество двойных тактов (тактов всасывания и нагнетания) в секунду n и объемный КПД η_o :

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} X n \eta_o. \quad (6.4)$$

Подача насоса двухстороннего действия учитывает диаметр штока $d_{шт}$ и имеет вид:

$$Q = \frac{\pi(2D^2 - d_{шт}^2)}{4} X n \eta_o. \quad (6.5)$$

Объемный КПД учитывает потери среды через неплотности и обратное протекание среды через клапаны вследствие их инерции, он равен $\eta_o = 0,7 \dots 0,97$.

Неравномерность подачи

Если поршень приводится в движение кривошипно-шатунным механизмом (рис. 6.7), то его скорость движения неравномерна.

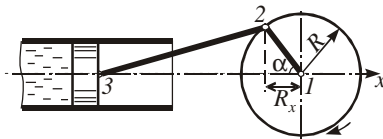


Рис. 6.7. Кривошипно-шатунный механизм

Положение поршня определяется проекцией R_x рычага 1–2 на ось x :

$$R_x = R \cos \alpha, \quad (6.6)$$

а его скорость – производной проекции R_x по времени t :

$$u = \frac{dR_x}{dt} = -R \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt} = -R \omega \sin \alpha, \quad (6.7)$$

где ω – угловая скорость.

Мгновенная подача Q' определяется сечением рабочего цилиндра и текущей скоростью движения поршня:

$$Q' = u \frac{\pi D^2}{4} \eta_0 = -\frac{\pi D^2}{4} R \omega \eta_0 \sin \alpha. \quad (6.8)$$

А так как ход поршня равен диаметру кривошипа $X = 2R$, а угловая скорость $\omega = 2\pi n$, то

$$Q' = -\frac{(\pi D)^2}{4} n X \eta_0 \sin \alpha. \quad (6.9)$$

Угол α изменяется равномерно в связи с постоянной частотой вращения кривошипа. Таким образом, изменение подачи во времени имеет синусоидальный вид в такте нагнетания, в такте всасывания подача равна нулю (рис. 6.8).

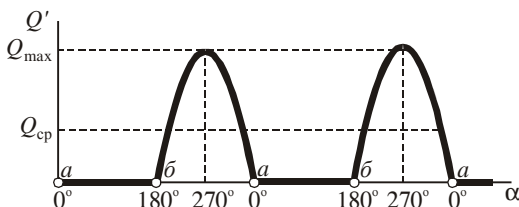


Рис. 6.8. Мгновенная подача одностороннего поршневого насоса

Средняя подача $Q_{\text{ср}}$ определяется через характеристики насоса по уравнению (6.4), а максимальная Q_{\max} имеет место при $\alpha = 270^\circ$, когда $\sin \alpha = -1$, поэтому для насоса одностороннего действия

$$\frac{Q_{\max}}{Q} = \pi \approx 3,1. \quad (6.10)$$

Значит, подача одностороннего насоса постоянно меняется от нуля до значения, в три раза превышающего среднюю подачу.

Для двухстороннего насоса нет периода отсутствия подачи (рис. 6.9) и неравномерность подачи меньше:

$$\frac{Q_{\max}}{Q} = \frac{\pi}{2} \frac{1}{1 - 0,5d^2/D^2} \approx \frac{\pi}{2} \approx 1,6. \quad (6.11)$$

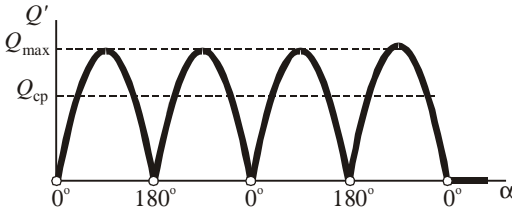


Рис. 6.9. Мгновенная подача насоса двухстороннего действия

Снижение неравномерности подачи

В связи со скачкообразным резким изменением подачи возможна неоптимальная работа насоса и гидравлические удары в сети. Поэтому принимаются специальные меры для уменьшения неравномерности подачи. Рассмотрим основные способы.

1. Применение многопоршневых насосов, работающих со сдвигом фазы движения поршней. При этом суммарная подача образуется сложением мгновенных подач каждого поршня (рис. 6.10). В многопоршневых насосах привод осуществляется от одного вала, а штоки прикреплены к кривошипу с равномерным сдвигом (рис. 6.11). Перекрытие мгновенных подач позволяет устранить крайние участки синусоиды с наиболее резким изменением подачи.

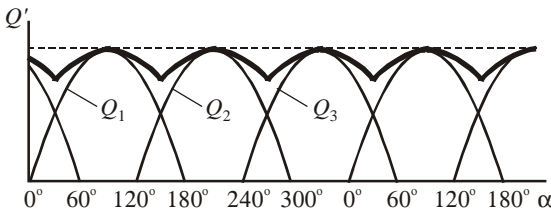


Рис. 6.10. Суммарная подача трехпоршневого насоса

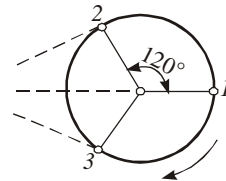


Рис. 6.11. Крепление штоков в трехпоршневом насосе

В трехпоршневых насосах

$$\frac{Q_{\max}}{Q} = \frac{2 \cdot 0,25(\pi D)^2 n X \eta_o \sin 30^\circ}{3 \cdot 0,25\pi D^2 X n \eta_o} = \frac{p}{3} \approx 1,05, \quad (6.12)$$

то есть неравномерность практически отсутствует. Главным недостатком многопоршневых насосов является большая металлоемкость и сложность конструкции.

2. Применение насосов с дифференциальными поршнями (рис. 6.12).

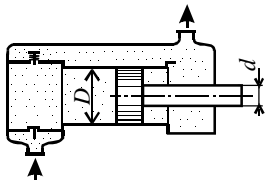


Рис. 6.12. Насос с дифференциальным поршнем

В таких насосах к рабочему цилиндру с обратной стороны присоединена камера, соединенная с нагнетающим трубопроводом. Диаметр штока d подобран таким образом, чтобы площадь его сечения была в 2 раза меньше площади сечения рабочего цилиндра, то есть $D^2/d^2=2$. В такте нагнетания половина объема вытесняемой среды уходит в сеть, а вторая половина – в камеру. В такте всасывания, при обратном движении поршня, перешедший в камеру объем среды возвращается в сеть и подача не прерывается.

3. Применение воздушных колпаков на клапанах (рис. 6.13) или нагнетательном и всасывающих трубопроводах (рис. 6.14), которые сглаживают колебание давления среды за счет упругости воздуха. При нагнетании воздух сжимается, сокращаясь до объема V_{\min} , и часть среды из насоса поступает в колпак. После прекращения подачи воздух расширяется до объема V_{\max} , вытесняя перекачиваемую среду обратно в линию. Способ технически прост, но снижает КПД насоса.

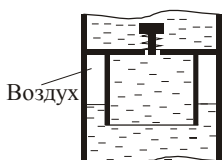


Рис. 6.13. Воздушный колпак на клапане

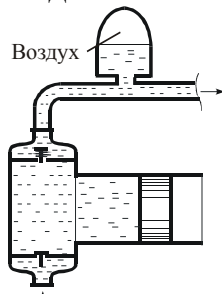


Рис. 6.14. Воздушный колпак на нагнетательном трубопроводе

Для расчета объема воздуха V_k в колпаке используется степень неравномерности δ :

$$V_k = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{\delta} = \frac{DV}{\delta}. \quad (6.13)$$

Для устранения неравномерности подачи изменение объема ΔV должно компенсировать увеличение мгновенной подачи до средней (рис. 6.15).

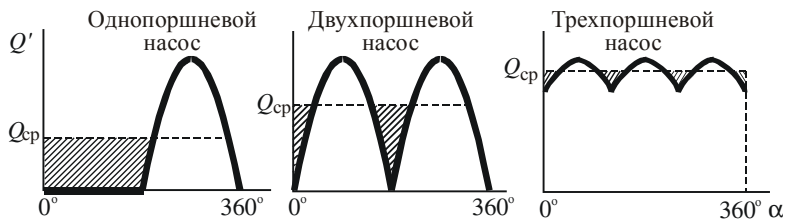


Рис. 6.15. Компенсация неравномерности подачи

Поэтому ΔV рассчитывают по следующим зависимостям, полученных расчетом площади между средней и мгновенной подачами:

– для однопоршневых насосов $\Delta V = 0,55 \frac{\pi D^2}{4} X$;

– для двухпоршневых (двухсторонних) насосов $\Delta V = 0,21 \frac{\pi D^2}{4} X$;

– для трехпоршневых насосов $\Delta V = 0,008 \frac{\pi D^2}{4} X$,

где D – диаметр поршня; X – ход поршня.

При $\delta > 0,025$ колебания подачи в линии практически отсутствуют. Для нагнетательных трубопроводов принимают $\delta = 0,02$, для всасывающих – $\delta \leq 0,05$.

6.4. НАПОРНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА И РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Из формулы подачи $Q = 0,25 \pi D^2 X n \eta_o$ видно, что она не зависит от напора, развиваемого насосом. На подачу влияют только конструктивные размеры насоса и частота движения поршня. Теоретическая зависимость напора от подачи при разных частотах, таким образом, имеет вид вертикальных прямых (рис. 6.16). Действительный напор отклоняется от теоретического в связи с изменением объемного КПД, который уменьшается при увеличении напора (рис. 6.17).

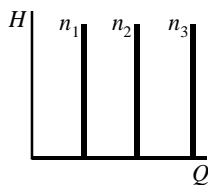


Рис. 6.16. Теоретическая характеристика поршневого насоса

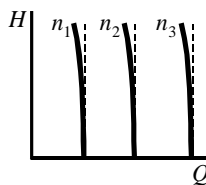


Рис. 6.17. Действительная характеристика поршневого насоса

Главной особенностью работы поршневого насоса в сети является то, что его подача не зависит от сопротивления сети, а определяется только характеристиками и частотой насоса. Напор насоса всегда равен сопротивлению сети, которое создается при развиваемой насосом подаче (рис. 6.18). Это важное отличие работы поршневых насосов от работы динамических, напор и подача которых определяются характеристиками сети.

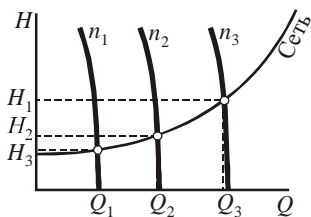


Рис. 6.18. Работа поршневого насоса в сети

Мощность поршневого насоса, как и других насосов, определяется через полезную мощность, сообщаемую потоку, и КПД насоса η :

$$N = \frac{\rho g H Q}{\eta}. \quad (6.14)$$

Напор насоса H равен сопротивлению сети, которое описывается квадратным уравнением $H = A + BQ^2$. Таким образом, $N = \rho g Q(A + BQ^2)/\eta$. Так как подача зависит от частоты вращения, может быть получено кубическое уравнение мощности поршневого насоса:

$$N = A'n + B'n^3. \quad (6.15)$$

где A' , B' – коэффициенты.

Согласно уравнению подачи (6.4) и условию независимости подачи от характеристик сети, регулирование поршневых насосов может осуществляться только при изменении их характеристик. Применяются следующие способы регулирования:

- изменение частоты n ;
- изменение хода поршня X путем перестановки места крепления штока в кривошипно-шатунном механизме для изменения радиуса R (рис. 6.7) или регулирование времени переключения пара в прямодействующих паровых насосах (рис. 6.4);
- изменение объемного КПД η_0 путем задержки закрытия всасывающего или нагнетательного клапана насоса;
- уменьшение объемного КПД η_0 при перепуске (возврате) среды из нагнетательного во всасывающий трубопровод путем открытия до необходимой степени перепускного вентиля (рис. 6.19).

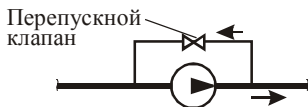


Рис. 6.19. Перепуск среды

Основным и наиболее универсальным способом регулирования является изменение частоты n . Управление работой клапанов и перепуск среды снижает КПД насоса и поэтому менее эффективно, чем первые два способа.

6.5. ИНДИКАТОРНАЯ МОЩНОСТЬ И КПД НАСОСОВ

Полезная мощность, получаемая потоком в насосе, определяется через подачу и напор:

$$N_n = Q \rho g H. \quad (6.16)$$

Энергия передается потоку при воздействии на него поршня. Работа поршня L имеет вид:

$$L = F X = p \frac{\pi D^2}{4} X, \quad (6.17)$$

где F – сила, необходимая для перемещения поршня, равная произведению давления среды p на площадь поверхности поршня; X – ход поршня (расстояние, на которое сила F перемещает поршень).

Работу поршня можно разделить на две составляющие (рис. 6.20):

– работу при всасывании (преодоление разрежения $\Delta p_{\text{в}} = p_{\text{о}} - p_{\text{в}}$):

$$L_{\text{в}} = \Delta p_{\text{в}} \frac{\pi D^2}{4} X; \quad (6.18)$$

– работу при подаче (создание избыточного давления $\Delta p_{\text{н}} = p_{\text{о}} - p_{\text{н}}$):

$$L_{\text{н}} = \Delta p_{\text{н}} \frac{\pi D^2}{4} X, \quad (6.19)$$

где $p_{\text{о}}$ – атмосферное давление.

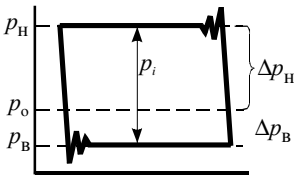


Рис. 6.20. Индикаторная диаграмма

Общая работа поршня L_i за один ход

$$L_i = (\Delta p_{\text{в}} + \Delta p_{\text{н}}) \frac{\pi D^2}{4} X = p_i \frac{\pi D^2}{4} X. \quad (6.20)$$

Работа L_i , совершаемая поршнем, называется *индикаторной (внутренней) работой*. По индикаторной работе определяется *индикаторная (внутренняя) мощность N_i* , развиваемая поршнем:

$$N_i = L_i n = p_i \frac{\pi D^2}{4} X n, \quad (6.21)$$

где n – частота, с^{-1} .

Индикаторная мощность больше полезной в связи с гидравлическими и объемными потерями. По полезной $N_{\text{п}}$ и индикаторной N_i мощностям определяется индикаторный (внутренний) КПД η_i :

$$\eta_i = \eta_{\text{о}} \eta_{\text{г}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_i}, \quad (6.22)$$

где $\eta_{\text{о}}$ – объемный КПД; $\eta_{\text{г}}$ – гидравлический КПД.

Механический КПД насоса η_m характеризует потери на трение в механизме при передаче поршню мощности N , подводимой к насосу:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N}. \quad (6.23)$$

Общий КПД поршневого насоса η :

$$\eta = \eta_i \eta_m = \eta_o \eta_r \eta_m = \frac{N_p}{N}. \quad (6.24)$$

КПД поршневых насосов находятся в следующих пределах: $\eta_r = 0,8 \dots 0,94$; $\eta_o = 0,7 \dots 0,97$; $\eta_m = 0,9 \dots 0,95$; $\eta_i = 0,7 \dots 0,9$; $\eta = 0,65 \dots 0,85$.

КПД определяются опытным путем при испытании насоса в следующей последовательности:

1. Объемный КПД η_o – по отношению расчетной и фактической подачи $Q_{\text{факт}}$ (реального объемного расхода среды в нагнетательном трубопроводе). Для однопоршневого насоса:

$$\eta_o = \frac{Q_{\text{факт}}}{\frac{\pi D^2}{4} X n}. \quad (6.25)$$

2. Внутренний (индикаторный) КПД η_i – по полезной и индикаторной мощности с использованием полученного при испытаниях индикаторного давления p_i :

$$\eta_i = \frac{N_p}{N_i} = \frac{Q_{\text{факт}} \rho g H}{\frac{p_i \pi D^2}{4} X n}, \quad (6.26)$$

где H – напор, развиваемый насосом.

3. Полный КПД насоса η – по полезной мощности N_p и мощности, подводимой к насосу N :

$$\eta = \frac{N_p}{N} = \frac{Q_{\text{факт}} \rho g X}{N_{\text{эд}} \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{эд}}}, \quad (6.27)$$

где $N_{\text{эд}}$ – мощность, потребляемая электродвигателем; $\eta_{\text{пер}}$ – КПД передачи (0,92 для клиноременной, 0,94 для зубчатой); $\eta_{\text{эд}}$ – КПД электродвигателя.

4. Гидравлический и механический КПД

$$\eta_r = \eta_i / \eta_o; \quad \eta_m = \eta / \eta_i. \quad (6.28)$$

6.6. ДОПУСТИМАЯ ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ

Когда во всасывающем трубопроводе осуществляется подъем жидкости, максимальная высота подъема h_{\max} определяется разностью давлений на входе p_0 и в рабочем цилиндре $p_{\text{вс}}$:

$$\rho g h_{\max} = p_0 - p_{\text{вс}}. \quad (6.29)$$

Очевидно, что если на входе во всасывающий трубопровод атмосферное давление, а в рабочем цилиндре насоса давление равно нулю (так называемый предельный случай), то

$$h_{\max} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} \approx 10 \text{ м},$$

то есть высота всасывания насосов теоретически не может превышать 10 м.

Реально давление в рабочем цилиндре не может быть менее давления насыщенных паров $p_{\text{н.п}}$, иначе образуется паровоздушная смесь, обладающая упругостью, и эффективность насоса ухудшится вплоть до прекращения перемещения среды (см. подразд. 6.2).

Принимая запас 20 кПа, получаем

$$p_{\text{вс}} \geq p_{\text{н.п}} + 20\,000. \quad (6.30)$$

Кроме подъема, напор тратится на преодоление сопротивления во всасывающем трубопроводе $\Delta h_{\text{вс}}$ и инерционные потери $\Delta h_{\text{и}}$. Поэтому допустимая высота всасывания $h_{\text{доп}}$:

$$h_{\text{доп}} = \frac{p_0 - (p_{\text{н.п}} + 20\,000)}{\rho g} - \Delta h_{\text{вс}} - \Delta h_{\text{и}}.$$

Инерционные потери $\Delta h_{\text{и}}$ или $\Delta p_{\text{и}}$ вызваны изменением скорости движения среды во всасывающем трубопроводе, вызванном неравномерностью подачи. Давление $\Delta p_{\text{и}}$ можно определить через силу инерции $F_{\text{и}}$ (которая равна произведению массы среды во всасывающем трубопроводе m на ее ускорение a) и площадь ее приложения (площадь сечения всасывающего трубопровода $S_{\text{вс}}$, имеющего диаметр $d_{\text{вс}}$):

$$p_{\text{и}} = \frac{F_{\text{и}}}{S_{\text{вс}}} = \frac{4F_{\text{и}}}{\pi d_{\text{вс}}^2} = \frac{4ma}{\pi d_{\text{вс}}^2}.$$

Масса жидкости m определяется через длину $L_{\text{вс}}$ и сечение $S_{\text{вс}}$ всасывающего трубопровода:

$$m = \frac{\pi d_{\text{вс}}^2}{4} \rho L_{\text{вс}}.$$

Мгновенная скорость u' определяется через мгновенный расход Q' (см. подразд. 6.3) и сечение трубопровода:

$$u' = \frac{Q'}{\frac{\pi d_{\text{вс}}^2}{4}} = \frac{-\frac{(\pi D)^2}{4} n X \sin \alpha}{\frac{\pi d_{\text{вс}}^2}{4}} = -\pi \frac{D^2}{d_{\text{вс}}^2} n X \sin \alpha, \quad (6.31)$$

где n – частота насоса; X – ход поршня; α – угол поворота кривошипно-шатунного механизма.

Мгновенное ускорение a' есть производная скорости по времени τ :

$$a' = \frac{du'}{d\tau} = -\pi \frac{D^2}{d_{\text{вс}}^2} n X \cos \alpha \frac{d\alpha}{d\tau} = -\pi \frac{D^2}{d_{\text{вс}}^2} n \omega X \cos \alpha = -2\pi^2 \frac{D^2}{d_{\text{вс}}^2} n^2 X \cos \alpha.$$

Максимальное ускорение a_{max} будет при $\alpha = 180^\circ$. Таким образом,

$$a_{\text{max}} = 2\pi^2 \frac{D^2}{d_{\text{вс}}^2} n^2 X.$$

Получаем максимально возможные инерционные потери:

$$p_{\text{и}} = 2\pi^2 \frac{D^2}{d_{\text{вс}}^2} n^2 H \rho L_{\text{вс}}. \quad (6.32)$$

Таким образом, допустимая высота всасывания поршневых насосов

$$h_{\text{доп}} = \frac{p_0 - (p_{\text{н.п}} + 20\,000)}{\rho g} - \Delta h_{\text{вс}} - 2\pi^2 \frac{D^2}{d_{\text{вс}}^2} \frac{n^2 X L_{\text{вс}}}{g}. \quad (6.33)$$

Для поршневых насосов допустимая высота всасывания 4...6 м (рис. 6.21). Она уменьшается при увеличении частоты работы насоса n и температуры среды.

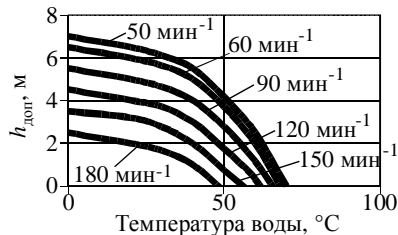


Рис. 6.21. Средняя высота всасывания поршневых насосов

6.7. РОТОРНЫЕ НАСОСЫ

В роторных насосах между входной и выходной полостями среда перемещается в рабочих камерах, совершающих вращательное движение. Эти насосы *реверсивные*, то есть могут менять направление движения среды при изменении направления вращения привода. К важным свойствам насосов относится их *обратимость* – то есть возможность совершения валом механической работы при подводе к насосу среды под давлением. К роторным относятся шестеренчатые, пластинчатые и винтовые насосы.

Если объем одной рабочей камеры V_o , их число z , а частота вращения n , то теоретическая подача Q_T роторного насоса

$$Q_T = V_o z n. \quad (6.34)$$

Действительная подача учитывает неполное заполнение объема средой и перетекание части среды из нагнетательной полости во всасывающую:

$$Q = Q_T \eta_o, \quad (6.35)$$

где объемный КПД η_o для шестеренчатых насосов $0,7 \dots 0,9$, для пластинчатых – $0,94 \dots 0,98$, для винтовых – $0,7 \dots 0,95$.

Из-за невысокой скорости движения среды гидравлический КПД насосов $\eta_r \approx 1$, механический КПД $\eta_m = 0,85 \dots 0,98$.

Роторные насосы характеризуются коэффициентом неравномерности подачи:

$$a = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{cp}}}, \quad (6.36)$$

где Q_{\max} , Q_{\min} , Q_{cp} – максимальная, минимальная и средняя подача.

Шестереночный насос перемещает среду в полостях между зубьями и корпусом. Конструктивно шестереночные насосы выполняются с внешним зацеплением двух шестерен одинакового или различного диаметра (рис. 6.22) и с внутренним зацеплением, где внутренняя шестерня вставлена во внешнюю, имеющую внутренние зубья (рис. 6.23).

Если L – высота зуба, S – средняя площадь сечения впадины между зубьями, то объем рабочей камеры V_o и подача Q имеют вид

$$V_o = L S, \quad Q = 2 L S n z_o \eta_o. \quad (6.37)$$

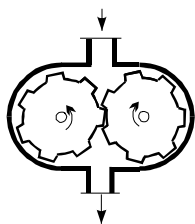


Рис. 6.22. Шестеренчатый насос

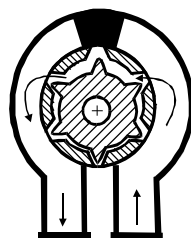


Рис. 6.23. Шестеренчатый насос с внутренним зацеплением

Для колес (шестерен) различного диаметра и, следовательно, с различным числом зубьев z_1 , z_2 и частотой вращения n_1 , n_2 (но с одинаковыми размерами зубьев) подача имеет вид

$$Q = S L (z_1 n_1 + z_2 n_2) \eta_0. \quad (6.38)$$

В роторных пластинчатых насосах среда перемещается между пластинами, отжимаемыми из пазов вращающегося ротора центробежными силами. Пластинчатые насосы бывают с внешней (рис. 6.24) и внутренней (рис. 6.25) подачей. В последних среда подается внутрь ротора и затем по радиальным каналам поступает в отводную полость. Насосы с внутренней подачей отличаются более высоким объемным КПД.

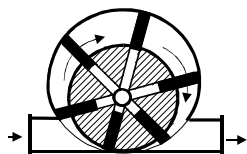


Рис. 6.24. Пластинчатый роторный насос с внешней подачей

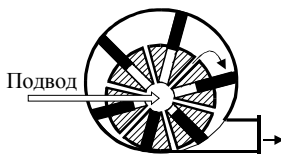


Рис. 6.25. Пластинчатый роторный насос с внутренней подачей

В винтовых насосах (рис. 6.26) среда перемещается в межвитковых каналах рабочего винта. С рабочим винтом зацеплены два боковых замыкающих, задача которых – не давать вращаться среде вместе с винтом, перегораживая межвитковые каналы основного винта. В этих насосах, в отличие от других объемных насосов, нет неравномерности подачи, они допускают более высокие скорости вращения и работают с лучшим КПД. Но они более дороги, так как требуют высокоточного изготовления винтов.

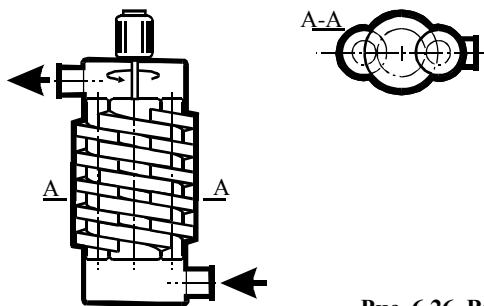


Рис. 6.26. Винтовой насос

Характеристики роторных нагнетателей аналогичны поршневым насосам. В связи со значительным уменьшением η_0 при увеличении напора, напорная характеристика сильнее отклоняется от теоретической линии. Поэтому для роторных насосов часто характеристики строят в виде зависимости подачи, КПД и мощности от напора (рис. 6.27).

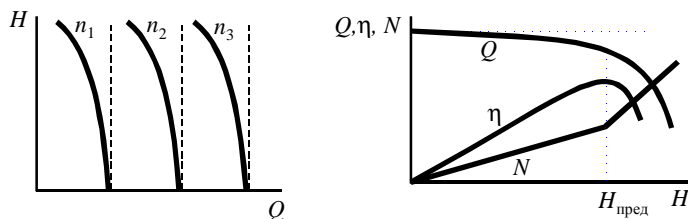


Рис. 6.27. Характеристики роторных нагнетателей

Значение напора, после которого подача начинает резко уменьшаться, называется предельным $H_{\text{пред}}$.

Регулируются роторные насосы частотой вращения, перепуском части среды из нагнетательного трубопровода во всасывающий, а пластинчатые – изменением эксцентриситета.

Все роторные насосы характеризуются малыми подачами, высокой стоимостью, низкой надежностью, сложностью и дорогостоящей обслуживанием. Применяют такие насосы для создания больших давлений и при перекачке вязких жидкостей (обычно в системах смазки).

7. СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

7.1. СХЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Системы технического водоснабжения промышленных предприятий предназначены для отбора и очистки воды из природного источника, доставки воды потребителю и восстановления свойств отработанной воды для ее повторного использования. Они предназначены для обеспечения водой производственных потребностей, тогда как вода для бытовых нужд предприятием обычно берется из городских или других аналогичных водопроводов и в систему технического водоснабжения не входит.

Использование технической воды на предприятии может быть разделено на две категории:

1. Возвратное – с возвращением всей использованной воды или ее большей части, за исключением потерь, в систему водоснабжения. Эта вода после соответствующей обработки может быть использована повторно.

2. Безвозвратное, когда вода полностью переходит в получаемый продукт.

Потребителей технической воды можно разделить на несколько групп (табл. 7.1)

Таблица 7.1

Классификация потребителей технической воды

Тип потребления	Обозначение	Характеристика
Возвратное	П1	Потребители, нагревающие воду. Обычно вода в этом случае используется в системах охлаждения оборудования. Это 70...85% оборотной воды
	П2	Потребители, загрязняющие воду, например при промывке трубопроводов, сырья или продукции, гидротранспорте сырья
	П3	Потребители, одновременно и загрязняющие, и нагревающие воду. Использование воды аналогично потребителям П2, но вода контактирует с горячим оборудованием или материалом. Расход воды для потребителей П2 и П3 составляет 5...12% оборотной воды предприятия

Тип потребления	Обозначение	Характеристика
Безвозвратное	П4	Использование воды на производство пара. Характеризуется повышенными требованиями к чистоте воды
	П5	Использование в качестве добавки в сырье или продукцию, например на приготовление шлама, грануляцию кокса

Устройства и сооружения, входящие в систему технического водоснабжения, представлены в табл. 7.2.

Таблица 7.2

Устройства системы технического водоснабжения

Обозначение	Название	Назначение и характеристика
ВЗ	Водозаборное сооружение	Отбор воды из природного источника (открытого водоема, артезианской скважины)
Н1	Насосная станция первого подъема	Перекачка воды из природного источника в очистные сооружения или непосредственно в сеть или накопительные емкости
Н2	Насосная станция второго подъема	Подача очищенной воды из накопительных емкостей потребителям
НЦ	Циркуляционная (оборотная) насосная станция	Перекачка воды в оборотных системах водоснабжения
НП	Повысительная насосная станция	Повышение напора в протяженных сетях или создание необходимого давления перед технологическими аппаратами
Р	Резервуар (наполнительные емкости)	Накопление избыточной воды в условиях ее переменного потребления, создание резервного запаса на случай аварии или перебоев в работе очистительных сооружений и насосной станции первого подъема
ОПВ	Станция очистки природной воды	Удаление механических примесей и взвесей
ОСВ	Станция очистки использованной (сточной) воды	Очистка сбросовых вод – удаление из воды механических примесей и взвесей, масла, кислоты, органических веществ, которыми загрязняется вода после ее использования на предприятии

Обозначение	Название	Назначение и характеристика
ХВО	Станция химводоочистки	Снижение жесткости воды, подаваемой в котлы и парогенераторы
Охл	Устройство для охлаждения оборотной воды	Снижение температуры горячей воды до температуры, близкой к температуре окружающей среды

Потребление воды в промышленности характеризуется большими объемами, поэтому важной задачей является снижение расходов воды, отбираемой из природного источника и сточной воды, сбрасываемой в окружающую среду. Поэтому используют *каскадное потребление* – когда одна и та же вода последовательно используется несколькими потребителями, и *оборотное потребление* – когда вода после необходимой очистки и охлаждения повторно используется одним и тем же потребителем. В соответствии со способами повторного использования воды системы водоснабжения разделяются на четыре группы:

1. *Прямоточная схема* (рис. 7.1) – после использования вода сбрасывается в окружающую среду.

2. *Последовательная каскадная схема* (рис. 7.2) – после потребителей П2 чистая нагретая вода идет на производство пара и потребителям, безразличным к температуре поступающей воды, затем сбрасывается в окружающую среду.

3. *Оборотная схема* (рис. 7.3) – после использования вода очищается и охлаждается, затем используется повторно. Водозабор осуществляется только для восполнения необратимых потерь (испарение, потери при транспортировке) и для продувки системы.

Продувкой называется разбавление оборотной воды свежей для снижения концентрации вредных примесей. В устройствах охлаждения вода испаряется, а нелетучие примеси остаются в оборотной воде. Это приводит к постепенному повышению жесткости воды и концентрации примесей. Поэтому в оборотную воду необходимо добавлять свежую в количестве, снижающем содержание примесей до допустимых пределов, а соответствующий объем лишней воды удалять из цикла.

4. *Оборотная каскадная схема* (рис. 7.4). В ней отдельные циклы объединяются, а продувочная вода не сбрасывается, а используется другими потребителями. В системе отсутствует сброс воды, а из окружающей среды вода берется только для безвозвратного использования и восполнения потерь.

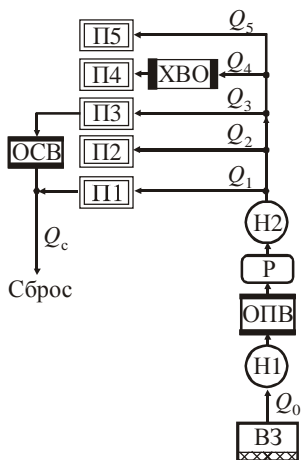


Рис. 7.1. Прямоточная система водоснабжения

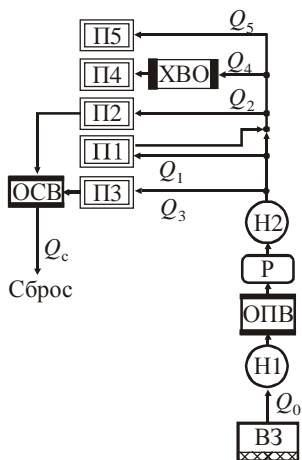


Рис. 7.2. Последовательная каскадная система водоснабжения

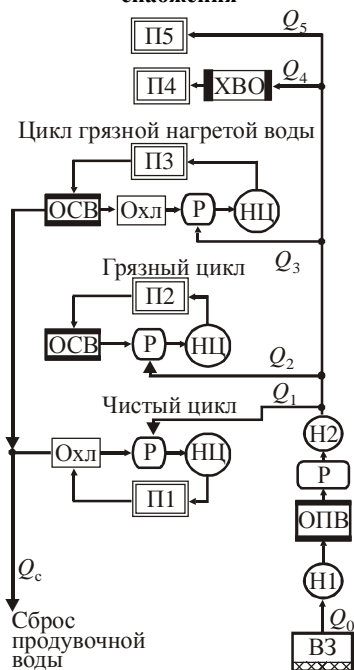


Рис. 7.3. Обратная система водоснабжения

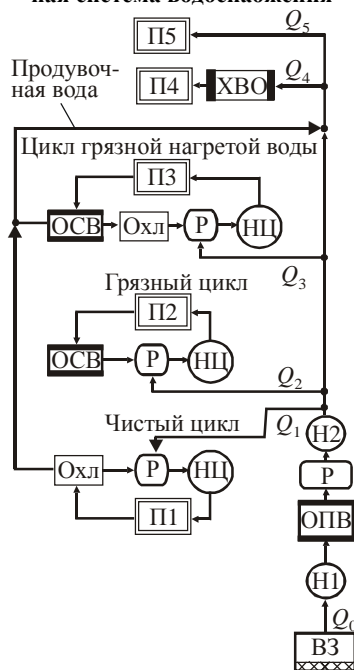


Рис. 7.4. Обратная каскадная система водоснабжения

7.2. БАЛАНС ВОДЫ ПРЕДПРИЯТИЯ

Баланс воды предприятия имеет следующий вид.

1. *Прямоточная схема:*

$$Q_o = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{\text{опв}} + Q_{\text{пот}}; \quad Q_c = Q_1 + Q_2 + Q_3 - Q_{\text{осв}},$$

где $Q_1 \dots Q_5$ – объем воды, необходимый потребителям П1...П5; Q_o – объем забираемой из природного источника воды; Q_c – объем сбрасываемой воды в окружающую среду; $Q_{\text{опв}}$ – объем воды, необходимый для работы станции очистки природной воды; $Q_{\text{пот}}$ – потери воды с испарением, уносом и т.д.; $Q_{\text{осв}}$ – объем воды, необходимый для работы станции очистки сточных вод.

2. *Последовательная каскадная схема* (при полном повторном использовании воды после потребителя П1):

$$Q_o = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{\text{опв}} + Q_{\text{пот}}; \quad Q_c = Q_3 + Q_2 - Q_{\text{осв}}.$$

3. *Оборотная схема:*

$$Q_o = Q_4 + Q_5 + Q_{\text{пот}} + Q_{\text{пр}} + Q_{\text{опв}} + \sum Q_{\text{осв}}; \quad Q_c = Q_{\text{пр}},$$

где $Q_{\text{пр}}$ – расход воды на продувку.

4. *Оборотная каскадная схема* (при условии полного использования продувочной воды):

$$Q_o = Q_4 + Q_5 + Q_{\text{пот}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{опв}}; \quad Q_c = 0.$$

Объем воды $Q_1 \dots Q_5$, необходимый потребителям, определяется по нормативам или технологическому расчету. Средний расход воды в ряде производств приведен в табл. 7.3.

Таблица 7.3

Расход воды для технологических потребителей

Производство	Средний расход воды на единицу продукции
ТЭЦ	0,1...0,4 м ³ /кВт электроэнергии
Компрессорная станция	0,005...0,01 м ³ /м ³ воздуха
Добыча угля	0,2...0,5 м ³ /т
Прокат металла	5...22 м ³ /т
Производство кирпича	0,7...1 м ³ /1000 усл. единиц
Производство цемента	0,5...1 м ³ /т
Механический цех	0,5...5 м ³ /т
Кузнечный цех	1...4 м ³ /т
Производство труб	9...25 м ³ /т

Потери воды в оборотных системах водоснабжения вызваны следующими причинами:

1. *Потери испарением.* Происходят в основном при охлаждении оборотной воды в охлаждающих устройствах. Доля потерь $d_{\text{исп}}$ в общем расходе оборотной воды цикла и объем испаряющейся воды $Q_{\text{исп}}$ определяются по выражениям:

$$d_{\text{исп}} = k_{\text{и}}(t_{\text{т}} - t_{\text{х}}); \quad Q_{\text{исп}} = d_{\text{исп}} Q, \quad (7.1)$$

где $t_{\text{т}}$ – температура теплой воды, поступающей на охлаждение; $t_{\text{х}}$ – температура воды после охлаждения; Q – объем охлаждаемой воды; $k_{\text{и}}$ – коэффициент, определяемый по рис. 7.5.

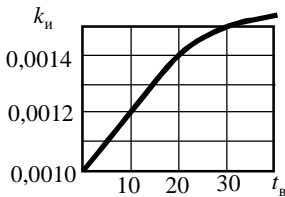


Рис. 7.5. Зависимость коэффициента испарения $k_{\text{и}}$ от температуры окружающего воздуха $t_{\text{в}}$

2. *Потери уносом.* Происходят в устройствах охлаждения, когда часть распыленной воды выносится ветром за пределы конструкции. Потери $V_{\text{у}}$ определяются по выражению

$$Q_{\text{у}} = d_{\text{ун}} Q,$$

где доля уноса $d_{\text{ун}}$ определяется по рис. 7.6.

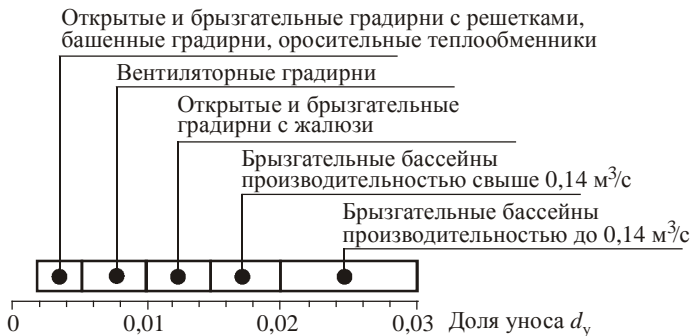


Рис. 7.6. Зависимость доли уноса $d_{\text{ун}}$ от типа охлаждающих устройств

3. *Иные потери* $Q_{др}$ вызываются уносом части воды с промываемым продуктом, утечками воды в трубопроводах и технологических устройствах и другими причинами.

Таким образом? общее количество потерь $Q_{пот}$, которое в оборотных системах необходимо возобновлять, имеет вид:

$$Q_{пот} = Q_{исп} + Q_{ун} + Q_{др}. \quad (7.2)$$

Расход продувочной воды определяется по содержанию примесей в забираемой воде X_o и оборотной воде $X_{об}$ (содержание примесей X_o и $X_{об}$ может задаваться в процентах или в виде концентраций). Доля продувочной воды $d_{пр}$ и ее расход $Q_{пр}$ определяются по выражению, учитывающему количество испаряемой воды (которая повышает содержание примесей в оборотной воде) и уносимой воды (которая на содержание примесей не влияет, так как с ней уносятся и примеси):

$$d_{пр} = \frac{X_o}{X_{об} - X_o} d_{исп} - d_{ун}; \quad Q_{пр} = d_{пр} Q. \quad (7.3)$$

Расход воды на очистных станциях $Q_{опв}$ и $Q_{осв}$ определяется в виде доли от объема воды Q , проходящей через станции:

$$Q_{опв} = (1,01 \dots 1,1) Q, \quad (7.4)$$

$$Q_{осв} = (1,04 \dots 1,1) Q. \quad (7.5)$$

Пример расчета расхода воды и объема накопительных емкостей

Дано: Годовой выпуск продукции на предприятии 1670 тыс. т. На предприятии оборотная система водоснабжения (рис. 7.7), водозабор осуществляется из природного открытого источника. Потребители технической воды на предприятии представлены в табл. 7.4, график суточного потребления воды – на рис. 7.8.

Таблица 7.4

Потребители технической воды			
№	Потребитель	Норма расхода воды на 1 т продукции $q_{норм}$, M^3	Продолжительность работы оборудования τ , ч/год
1	Помол сырья	0,2	8760
2	Приготовление шлама	0,8	5760
3	Возобновление потерь системы охлаждения компрессорной станции	Рассчитывается по производительности компрессорной станции	8760

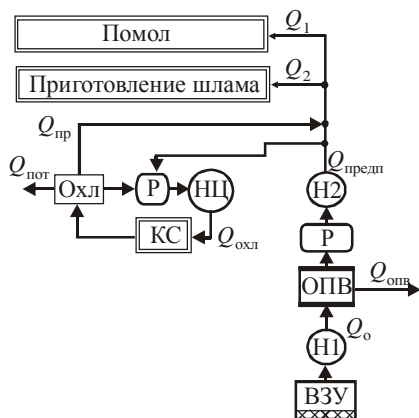


Рис. 7.7. Схема водоснабжения предприятия:

ВЗУ – водозаборное устройство; Н1 – насосная станция первого подъема; ОПВ – станция очистки природной воды; Н2 – насосная станция второго подъема; КС – компрессорная станция; Охл – охладительное устройство; Р – резервуар (наполнительная емкость); НЦ – циркуляционная насосная станция

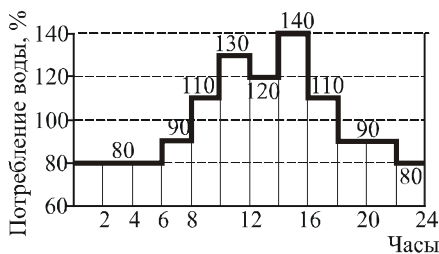


Рис. 7.8. Суточное потребление воды

Потребление воды цехом помола:

– годовое

$$Q_{\text{год } 1} = q_{\text{норм } 1} \cdot G_{\text{год}} = 0,2 \cdot 1670 \cdot 10^3 = 334 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год}; \quad (7.6)$$

– часовое

$$Q_{\text{час } 1} = Q_{\text{год } 1} / \tau_1 = 334 \cdot 10^3 / 8760 = 38,13 \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (7.7)$$

Потребление воды при приготовлении шлама:

– годовое

$$Q_{\text{год } 2} = q_{\text{норм } 2} \cdot G_{\text{год}} = 0,8 \cdot 1670 \cdot 10^3 = 1336 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год}; \quad (7.8)$$

– часовое

$$Q_{\text{час } 2} = Q_{\text{год } 2} / \tau_2 = 1336 \cdot 10^3 / 5760 = 232,0 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7.9)$$

Расход воды $Q_{\text{охл}}$ в системе охлаждения компрессоров рассчитаем по принимаемой производительности компрессорной станции $Q_{\text{к.с}} = 500 \text{ м}^3/\text{мин}$ ($30\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$) и среднему расходу воды для охлаждения поршневых компрессоров $q_{\text{охл}} = 5 \text{ л}/\text{м}^3$ воздуха ($0,005 \text{ м}^3/\text{м}^3$ воздуха)

$$Q_{\text{охл}} = Q_{\text{к.с}} q_{\text{охл}} = 30\,000 \cdot 0,005 = 150 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7.10)$$

Для охлаждения такого количества воды используем брызгательный бассейн. Потери воды в нем вызываются испарением и уносом:

$$Q_{\text{пот}} = (k_{\text{и}}(t_{\text{т}} - t_{\text{х}}) + d_{\text{ун}}) Q_{\text{охл}} = (0,001 \cdot 15 + 0,03) 150 = 6,75 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7.11)$$

Расход воды на продувку определим по жесткости свежей воды $X_0 = 3 \text{ мг}/\text{л}$ и допустимой жесткости оборотной воды $X_{\text{об}} = 12 \text{ мг}/\text{л}$

$$Q_{\text{пр}} = \left[\left(\frac{X_0}{X_{\text{об}} - X_0} \right) d_{\text{исп}} - d_{\text{ун}} \right] Q_{\text{охл}} = \\ = \left[\left(\frac{3}{12 - 3} \right) 0,015 - 0,03 \right] 150 = - 3,75 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7.12)$$

Таким образом, продувка не требуется, так как компенсация потерь будет обеспечивать необходимое обновление воды.

Расход воды на предприятии

$$Q_{\text{предп}} = Q_1 + Q_2 + Q_{\text{пот}} = 38,13 + 232,0 + 6,75 = 276,9 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7.13)$$

Расход воды на станции очистки

$$Q_{\text{ОПВ}} = 0,05 Q_{\text{предп}} = 0,05 \cdot 276,9 = 13,8 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7.14)$$

Количество забираемой воды из природного источника

$$Q_0 = Q_{\text{предп}} + Q_{\text{ОПВ}} = 276,9 + 13,8 = 290,7 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7.15)$$

За станцией очистки необходимо установить накопительные емкости для компенсации суточного потребления воды. Расчет объема накопительной емкости произведем по периодам с потреблением воды меньше среднего q_i , %, и продолжительности этих периодов τ_i , ч (рис. 7.8) с учетом принятого запаса в объеме 20 %:

$$Q_{\text{нак}} = 1,2 \frac{\sum (100 - q_i) \tau_i}{100} Q_{\text{предп}} = \\ = 1,2 \frac{(100 - 80)6 + (100 - 60)2 + (100 - 90)4 + (100 - 80)2}{100} 276,9 = 730 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7.16)$$

7.3. НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Насосные станции классифицируются следующим образом:

а) насосные станции первого подъема – для подачи воды из природного источника на очистные сооружения, в наполнительные емкости или непосредственно в сеть;

б) насосные станции второго подъема – для подачи очищенной воды из накопительных емкостей в сеть;

в) повысительные насосные станции – для промежуточного повышения напора в сети, например при большой протяженности сети или большой высоте подъема воды;

г) циркуляционные насосные станции – для перекачки воды в оборотных системах водоснабжения.

По требованиям к надежности работы насосные станции разделяются на три категории:

I категория – перерыв в подаче воды недопустим;

II категория – допустим перерыв в подаче воды, необходимый для включения резервного насоса;

III категория – допустим перерыв в подаче воды на срок до 24 часов.

Схема соединения насосов и запорная арматура на трубопроводах насосной станции должны обеспечивать возможность отключения каждого насоса. Схема соединения насосов с учетом этого требования представлена на рис. 7.9.

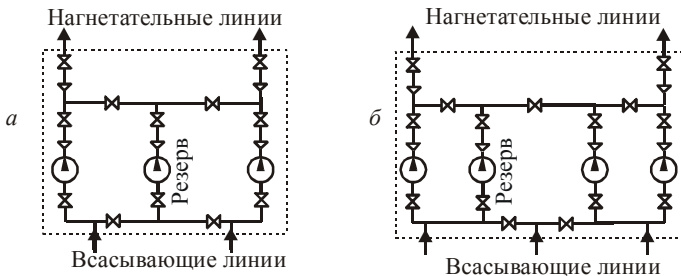


Рис. 7.9. Схема насосной станции:

а – с двумя рабочими насосами; б – с тремя рабочими насосами;

⊙ – насос; ✕ – запорное устройство; ▽ – обратный клапан

При небольшом числе насосов (до трех) число всасывающих линий равно числу работающих насосов. На каждой из них устанавливается водозаборное устройство, обратный клапан и задвижка (рис. 7.10). При большом числе насосов устраивается коллектор (рис. 7.11), распределяющий воду от водозаборных устройств к насосам. Оптимальная скорость воды во всасывающей линии – 1,0...1,6 м/с.

Нагнетательных линий обычно две, оптимальная скорость воды в них 1,5...2,5 м/с.

В насосных станциях применяют различные схемы расположения агрегатов, представленные на рис. 7.12.

К насосной станции



Рис. 7.10. Всасывающие линии для станции из двух насосов

К насосной станции

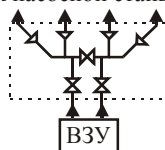
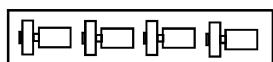


Рис. 7.11. Схема коллектора для четырех насосов



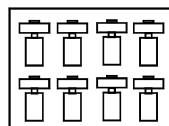
Однорядное, вдоль здания



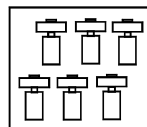
Однорядное, поперек здания



Концентрическое (для вертикальных насосов)



Двухрядное



Двухрядное шахматное

Рис. 7.12. Схемы расположения насосов

Число насосов выбирается из экономических расчетов с обязательной установкой резервных насосов (табл. 7.5). Обычно при неравномерной подаче применяется большое количество насосов малой производительности (для повышения эффективности при регулировании). При

равномерной подаче оптимальное количество насосов – два работающих и один резервный.

Таблица 7.5

Количество резервных насосов

Число рабочих насосов	Число резервных насосов	
	Насосные станции I и II категории	Насосные станции III категории
1 – 3	1	1
4 – 6	2	1
7 – 9	3	2
Более 9	4	3

Станции первого подъема рассчитываются на равномерную подачу в течение суток. Их производительность определяется из условий среднего суточного потребления воды. Станции второго подъема должны обеспечивать регулирование подачи, определяемое графиком потребления воды. При этом избыток воды, подаваемой станцией первого подъема, при малом потреблении направляется в емкости, а при увеличении потребления – расходуется. Объем дополнительных емкостей определяется из графика потребления воды (см. подразд. 7.2).

В насосных станциях контролируется расход воды, давление в линиях нагнетания и всасывания, температура подшипников насосов.

7.4. ВЫБОР НАСОСОВ И ПРИВодОВ

Выбор производится по каталогам насосов. Исходными данными для выбора являются:

- подача Q и напор H насоса;
- плотность и характеристики среды (температура, вязкость, наличие агрессивных и механических примесей).

Выбор производится в следующей последовательности.

1. При выборе насоса принимается 10% запаса по напору.
2. Согласно характеристикам среды выбирается тип насоса. Назначение насоса приводится в начале каталога (или раздела каталога, посвященном одному типу насоса). Здесь особое внимание надо обратить на температуру среды, с которой может работать насос и допустимое количество механических и химических примесей в среде. Для перекачки чистой воды могут использоваться насосы типа «К», «В», «Д» и

«НДС», для каждого из которых характерен свой диапазон подач и напоров.

3. На сводный график (см. рис. 1.22) насосов выбранного типа наносится рабочая точка и определяется насос, на который она попадает. Если точка точно на насос не попадает, принимается близлежащий насос, расположенный сверху точки или сверху и немного правее нее. При отсутствии насоса возможны следующие действия:

а) выбор другого типа насосов с диапазонами подач и напоров, соответствующих рабочей точке;

б) поиск насоса, который бы обеспечил работу в заданной точке при замене электродвигателя на другой с иной стандартной частотой вращения;

в) если рабочая точка лежит выше характеристик насосов, то возможна установка двух и более последовательных одинаковых насосов, обеспечивающих в сумме заданный напор;

г) если насосы с заданным напором есть, но не обеспечивается заданная подача, возможна установка двух и более параллельных насосов, обеспечивающих в сумме заданную подачу.

4. После выбора возможность применения насоса обязательно уточняется по его графической характеристике. Рабочая точка должна лежать на линии напорной характеристики насоса или под ней, иначе он не сможет обеспечить заданную подачу (рис. 7.13). Рабочая точка должна обязательно попадать в поле рабочих параметров (рабочую часть) насоса. Особенно недопустима работа слева от поля рабочих параметров, где возможна зона автоколебаний (помпажа). Проверяется также допустимая высота всасывания при заданной подаче.

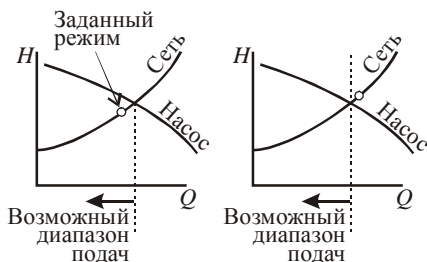


Рис. 7.13. Положение заданной точки относительно напорной характеристики насоса

Насос может выпускаться смонтированным с электроприводом (насосы типа «К») или без электродвигателя. В первом случае КПД и мощ-

ность приводятся в целом для насосной установки, во втором – только для насоса; и при расчете потребляемой электроэнергии и выборе электродвигателя необходимо учитывать КПД привода и передачи и запас по мощности, которые приведены в работе [2, с. 11].

В качестве привода насосов используются паровые турбины, синхронные и асинхронные электродвигатели. Паротурбинный привод сложен в обслуживании, высокооборотен, при малой мощности характеризуется низким КПД. Но его большим достоинством является плавное изменение частоты вращения практически без снижения КПД.

Недостатком асинхронных двигателей, типы которых приведены в источнике [2, табл. 3.2], является превышение в 5–7 раз пусковой силы тока ее номинального значения. Асинхронные электродвигатели большой мощности работают очень неэффективно.

Недостатками синхронных двигателей, типы которых приведены в работе [2, табл. 3.3], является сложность процедуры пуска, для которого требуются специальные обмотки, предназначенные для достижения синхронной скорости.

При мощности свыше 6 МВт экономически выгодно применять паротурбинный привод с обязательным использованием отработанного пара. При мощности от 500 кВт до 6 МВт применяются синхронные электродвигатели, при мощности ниже 500 кВт – асинхронные электродвигатели с частотой вращения более 750 мин^{-1} .

Частота n синхронных двигателей определяется частотой сети переменного тока f и количеством пар полюсов p :

$$n = f/p. \quad (7.17)$$

Частота асинхронных двигателей меньше на величину скольжения s , которая обычно равна 0,01...0,06 и уменьшается при увеличении мощности электродвигателя:

$$n = (1 - s)f/p. \quad (7.18)$$

Стандартные частоты вращения электродвигателей приведены в работе [2, с. 9].

Электродвигатели могут изготавливаться в обычном исполнении, защищенном (покрытыми специальной гидроизоляцией, предохраняющей обмотки от попадания влаги и агрессивных жидкостей) и закрытом исполнении с подводом охлаждающего воздуха извне (для защиты от агрессивной газовой среды).

7.5. ВЫБОР ЧИСЛА НАСОСОВ В НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Насосные станции обычно состоят из нескольких установленных параллельно одинаковых насосов. Для выбора оптимального количества насосов проводится экономический расчет и выбирается вариант с наименьшими приведенными затратами на сооружение и эксплуатацию станции. Рассмотрим методику выбора числа насосов при заданной подаче Q_{\max} .

1. Задается число насосов n .
2. Определяется сопротивление сети H_c при подаче Q_{\max} . В соответствии с принимаемым запасом 10% найденный напор увеличивается :

$$H = 1,1H_c. \quad (7.19)$$

3. Определяется подача через один насос:

$$Q_n = Q_{\max} / n. \quad (7.20)$$

4. По подаче Q_n и напору H_n по сводной напорной характеристике выбирается насос. По напорной характеристике выбранного насоса уточняется его напор H_n при подаче Q_n . Должно выполняться условие $H_n \geq H$, иначе насос не обеспечит требуемую подачу. В противном случае выбирается другой насос, или, если это невозможно, рассматриваемый вариант пропускается.

Для выбранного насоса выписываются его габаритные размеры.

5. Определяется или рассчитывается мощность, потребляемая электроприводом насоса N_n . Для насосов типа «К», поставляемых с электродвигателями, в характеристиках приводится мощность и КПД всей насосной установки. Для насосов других типов приводится мощность и КПД только насосов, и необходимо дополнительно учитывать КПД передачи и электродвигателя с учетом его степени загрузки.

6. Рассчитываются капитальные затраты КЗ, р., на сооружение насосной станции

$$КЗ = C_n + C_{па} + C_{кин} + C_a + C_m + C_3. \quad (7.21)$$

Они включают следующие статьи:

а) стоимость насосов с учетом резервных (см. табл. 7.5) равна

$$C_n = Ц_n(n+n_{рез}). \quad (7.22)$$

В 2002 г. на насосные установки типа «К» и насосы типа «Д» соотношение цены и мощности привода составляло 500...600 р. за 1 кВт;

б) стоимость пусковой аппаратуры принимается в размере 30...50% от стоимости насосов:

$$C_{\text{па}} = (0,3 \dots 0,5) C_{\text{н}}; \quad (7.23)$$

в) стоимость контрольно-измерительных приборов и автоматизации (КИП и А) составляет 10% от стоимости насосов:

$$C_{\text{кип}} = 0,1 C_{\text{н}}; \quad (7.24)$$

г) стоимость арматуры (вентили, клапаны, соединительные муфты, тройники и т.д.) принимается в размере 5% от стоимости насосов:

$$C_{\text{а}} = 0,05 C_{\text{н}}; \quad (7.25)$$

д) стоимость монтажа оборудования равняется 40% от стоимости насосов:

$$C_{\text{м}} = 0,4 C_{\text{н}}; \quad (7.26)$$

е) стоимость здания определяется по его объему V и усредненной стоимости кубического метра здания Π_3 :

$$C_3 = V \Pi_3. \quad (7.27)$$

Объем здания V рассчитывается с учетом размеров насосов, их схемы установки и запаса, который составляет:

- расстояние от насосов до потолка 1,5 м;
- расстояние от насосов до стенки 2 м;
- расстояние между насосами 1,5 м.

Применяют схемы установок насосов, приведенные на рис. 7.12. Схема выбирается с учетом расположения входных и выходных патрубков насосов и должна обеспечивать наименьшую длину разводки трубопроводов внутри станции.

Здание насосной станции обычно представляет кирпичную коробку, возведенную на фундаменте и покрытую железобетонными плитами. Ориентировочно принимается стоимость возведения здания 1500...2000 р/м³; для более точного расчета необходимо определение расхода материалов на здание и стоимости работ по его сооружению.

7. Амортизационные отчисления принимаются из нормативных документов в размере 6...8 % от капитальных затрат:

$$C_{\text{аморт}} = 0,08 \cdot K3. \quad (7.28)$$

8. Определяются текущие годовые затраты ТЗ, р/год, на эксплуатацию станции:

$$ТЗ = C_э + C_p + C_{зп}. \quad (7.29)$$

Они состоят из следующих статей:

а) затраты на электроэнергию определяются по двухставочному тарифу, включающему плату за потребляемую электроэнергию и установочную мощность всех электродвигателей. Для расчета потребляемой мощности используется величина N_n , кВт, определенная в пункте 5, и количество рабочих насосов n . Для расчета установочной мощности используется мощность электродвигателей $N_{уст}$, кВт, и общее число насосов с учетом резервных. Затраты на электроэнергию имеют вид

$$C_э = Ц_э N_n n \tau_{раб} + Ц_{э, уст} N_{уст} (n + n_{рез}). \quad (7.30)$$

где $Ц_э$ – стоимость кВт·ч электроэнергии, р.; $\tau_{раб}$ – количество часов работы насосной станции в год, при непрерывной работе $\tau_{раб} = 24 \cdot 365 = 8760$; $Ц_{э, уст}$ – ставка за 1 кВт установленной мощности электродвигателей, р.;

б) затраты на ремонт и обслуживание оборудования, принимаются в размере 30...50% от амортизационных отчислений:

$$C_p = (0,3 \dots 0,5) C_{аморт}; \quad (7.31)$$

в) заработная плата обслуживающего персонала в год складывается из месячной зарплаты Π_i , р., каждого работника:

$$C_{зп} = 12 \sum \Pi_i; \quad (7.32)$$

г) затраты на заработную плату складываются из основной и дополнительной зарплаты персонала и начислений на заработную плату. При непрерывной работе в штат не крупной насосной станции входят три машиниста, один слесарь-ремонтник и один мастер, на крупных станциях создается бригада по ремонту со своим мастером. Основная заработная плата – это сумма месячных окладов персонала (МО), умноженная на 12 месяцев. Дополнительная заработная плата (премии, отпускные) принимаются в размере до 50% от основной. Начисления на зарплату составляют 35,8% от фонда заработной платы или 56% от основной и дополнительной зарплаты. Таким образом,

$$C_{зп} = 1,56 \cdot 1,5 \cdot 12 \cdot \sum МО. \quad (7.33)$$

9. Определяются приведенные затраты Е, р/год:

$$Е = ТЗ + C_{аморт}. \quad (7.34)$$

Расчет приведенных затрат (пункты 1–9) выполняется при разном числе насосов. Расчет начинают с двух насосов, затем рассчитываются варианты для трех, четырех насосов и т. д. Результаты расчета заносятся в таблицу, где приводятся капитальные, текущие и приведенные затраты и их составляющие. Расчет заканчивается, когда сумма приведенных затрат последнего варианта становится больше, чем предыдущего. Принимается вариант, соответствующий минимальному значению приведенных затрат.

После выбора числа насосов строится их суммарная напорная характеристика и напорная характеристика сети, на суммарной характеристике определяется рабочая точка при заданной подаче и уточняются напор $H_{уст}$ и мощность $N_{уст}$ насосной установки для этой точки.

В заключение рассчитываются технико-экономические показатели насосной станции:

- годовая производительность по воде;
- удельный расход воды на единицу продукции;
- годовой расход электроэнергии по насосной станции;
- удельный расход электроэнергии на перекачку 1 м^3 воды;
- себестоимость перекачки 1 м^3 воды.

Если насосная станция будет работать в разных режимах, возможны два варианта расчетов. Если точно известны значения подач Q_i и время работы с этими подачами τ_i , то особенности расчета (при заданном числе насосов) следующие:

а) по максимальной подаче выбирается тип насосов и производится расчет капитальных затрат;

б) для каждой подачи выбирается способ регулирования, определяется мощность N_i , потребляемая насосной станцией при этом способе регулирования, и с учетом времени работы с каждой мощностью рассчитываются затраты на электроэнергию:

$$C_3 = C_3 \sum N_i \tau_i + C_{э. уст} N_{уст} (n + n_{рез}). \quad (7.35)$$

Но обычно на практике режимы подачи задаются не точные, а усредненные по какому-то интервалу времени. Поэтому в большинстве случаев насосная станция рассчитывается, исходя из условий постоянной работы с максимальной подачей, а затем, исходя из найденного числа насосов и их типов, производится выбор наиболее экономичного способа регулирования при различных подачах.

7.6. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ

Для охлаждения оборотной воды используются устройства, передающие тепло воды в окружающую среду. Классификация охлаждающих устройств приведена на рис. 7.14.

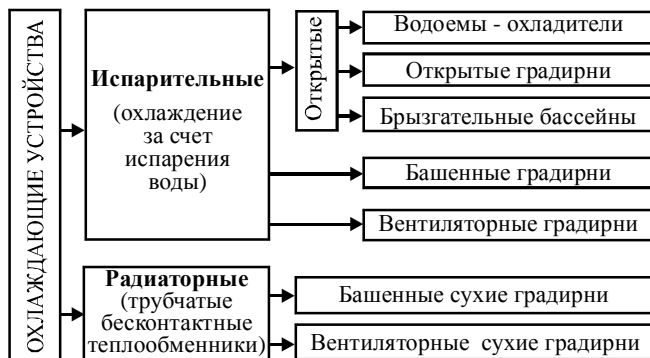


Рис. 7.14. Классификация охлаждающих устройств

В испарительных устройствах горячая вода контактирует с окружающей средой. Часть воды, от 1 до 5%, испаряется, охлаждая оставшуюся воду. Испарение зависит от скорости ветра и температуры окружающей среды, поэтому работа охлаждающих устройств открытого типа сильно зависит от параметров окружающей среды. Чтобы исключить такое влияние и обеспечить стабильное испарение, в градирнях стремятся обеспечить постоянную скорость воздуха его искусственным перемещением (вентиляторные градирни) или под действием естественной тяги (башенные градирни).

Рассмотрим перечисленные типы охлаждающих устройств.

Водохранилища-охладители. Вода подается в естественный или искусственно созданный водоем (озеро, пруд), взамен забирается холодная вода. Водохранилища позволяют охлаждать воду при отрицательных температурах окружающей среды, просты в эксплуатации, но требуют большей площади, которая определяется по специальным монограммам. Ориентировочно для охлаждения $1 \text{ м}^3/\text{ч}$ воды требуется $30 \dots 50 \text{ м}^2$ площади водной поверхности.

Открытые градирни. Вода охлаждается, стекая по специальной решетке, называемой оросительным устройством, в бассейн.

Открытые градири разделяются на следующие виды:

- капельные, в которых вода, падая на отбойные тарелки, расплывается каплями;
- пленочные, в которых вода стекает в виде пленки;
- брызгательные, где вода разбрызгивается специальными соплами.

Расчет градири производят исходя из площади орошения, которая в среднем для капельных градирен составляет $1,7 \dots 2,2 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$, для пленочных $2,2 \dots 4,4 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$, для брызгательных $1,4 \dots 1,7 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$.

Открытые градири применяются при небольших расходах воды, просты конструктивно, но у них низкая степень охлаждения, сильно зависящая от скорости ветра.

Брызгательные бассейны. Это открытый резервуар (рис. 7.15), с расположенными над уровнем воды брызгательными устройствами, представляющими ряды распределительных труб с размещенными на равном расстоянии соплами или пучками сопел (рис. 7.16).

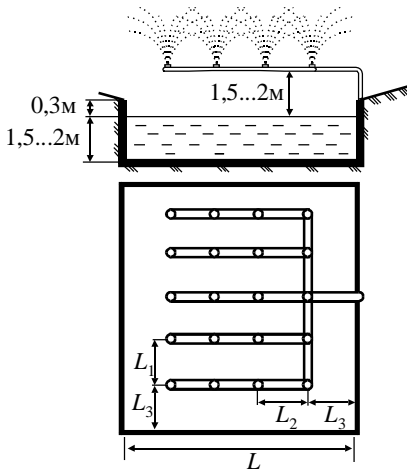


Рис. 7.15. Брызгательный бассейн

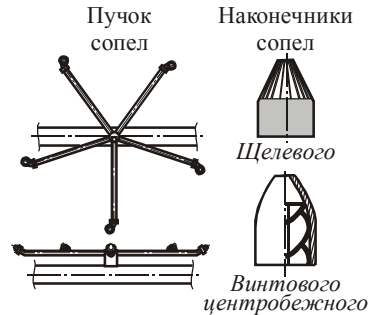


Рис. 7.16. Сопла брызгательных бассейнов

Расход воды через сопло V_c , м/с, определяется по избыточному давлению воды в нем Δp , Па:

$$V_c = k \sqrt{\Delta p}, \quad (7.36)$$

где k – коэффициент, зависящий от типа сопла (табл. 7.6).

Избыточное давление в соплах Δp обычно составляет 50 кПа. Общее число сопел определяется по расходу воды через сопло и общему расходу охлаждающей воды, размеры бассейна – по табл. 7.6. Брызгательные бассейны просты, но у них низкая степень охлаждения и высокие потери воды из-за уноса капель ветром.

Таблица 7.6

Размеры брызгательного бассейна

Сопло	Коэффициент сопла, $\times 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}\cdot\text{Па}^{0,5}$	Размеры, м			
		L	L_1	L_2	L_3
Винтовое центробежное	2,3	≤ 50	10...12	3...3,5	7...10
Щелевое	4,7...5,5		8...10	4...4,5	5...10
Бутылочное	0,7... 1,4		6...8	4,0	

Башенные градирни. Представляют собой цилиндрический сужающийся кверху корпус, внутри которого расположено оросительное устройство (рис. 7.17). Вода подается сверху и стекает вниз. Нагреваясь, воздух под действием естественной тяги поднимается вверх, этим создается постоянная скорость воздуха и улучшается испарение.

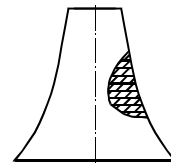


Рис. 7.17. Башенная градирня

Башенные градирни унифицированы и выбираются из стандартных типов. Их достоинство заключается в небольшой площади и устойчивом процессе охлаждения. Недостатки – большая материалоемкость и стоимость.

Вентиляторные градирни. Их конструкция аналогична открытым градирням, но осуществляется дополнительная циркуляция воздуха вентиляторами, располагаемыми сверху, создающими идущий вниз со скоростью 4...5 м/с поток воздуха. Так как в вентиляторных градирнях испарение интенсифицируется, требуется меньший объем оросительного устройства и такие градирни дешевле в 2 раза, чем башенные и брызгательные бассейны. Они допускают управление процессом охлаждения, но требуют затрат электроэнергии для работы вентиляторов и характеризуются повышенным уносом воды.

Сухие градирни. В них вода протекает по трубам, в межтрубном пространстве проходит поток воздуха, создаваемый вентилятором (вентиляторная сухая градирня) или естественной тягой (башенная сухая градирня). Преимуществом сухих градирен является отсутствие потерь воды, высокая стабильность работы, недостатком – высокая стоимость и большие затраты на эксплуатацию.

7.7. ОЧИСТКА ПРОМЫШЛЕННЫХ СТОЧНЫХ ВОД

Задачей очистки промышленных стоков является удаление из воды взвешенных частиц и примесей. В системах технического водоснабжения применяют следующие очистные сооружения:

1. Отстойники, в которых вода движется с небольшой скоростью и примеси оседают на дно (рис. 7.18).

2. Гидроциклоны, осуществляющие отделение осадка за счет центробежных сил.

3. Фильтры (самотечные и напорные):

– крупнозернистые, в качестве наполнителя в которых используется песок, гравий, антрацит;

– сетчатые, металлические или тканевые.

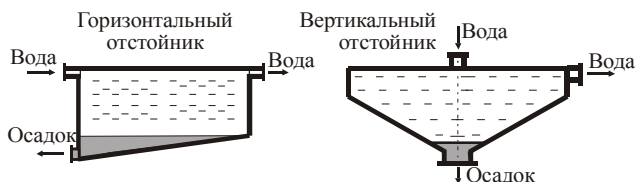


Рис. 7.18. Отстойники

Обычно очистка воды двухступенчатая, сначала в отстойниках или циклонах, затем в фильтрах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры (любое издание).

2. Трубаев П. А. Практикум по гидравлическим машинам и компрессорам: Учеб. пособие / Трубаев П. А., Беседин П. В. – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 2001. – 108 с.

3. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / Под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 624 с.; – То же. – 2-е изд. – М., 1990 г. – (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 3).

4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / Под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 588 с. – (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 4).

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Классификация и характеристики нагнетателей.....	4
1.1. Классификация нагнетателей	4
1.2. Подача, давление и напор, развиваемые нагнетателями	9
1.3. Единицы измерения давления	10
1.4. Работа, мощность и КПД нагнетателей	12
1.5. Графические характеристики нагнетателей	14
2. Гидравлический расчет сетей	18
2.1. Сопротивление и напорная характеристика сети для перемещения жидкостей	18
2.2. Определение оптимального диаметра трубопровода	21
2.3. Особенности расчета линий для транспортировки горячих газов	25
2.4. Расчет газопроводов и воздухопроводов высокого давления	27
2.5. Устойчивость работы сети (помпаж)	30
3. Работа динамических нагнетателей в сети	32
3.1. Совместная работа нагнетателя и сети. Регулирование подачи	32
3.2. Схемы соединения нагнетателей	34
3.3. Параллельное соединение	35
3.4. Закономерности параллельной работы	37
3.5. Работа нагнетателей в распределенной сети	40
3.6. Последовательное соединение	42
3.7. Смешанное соединение	45
3.8. Регулирование установки из нескольких нагнетателей	46
4. Центробежные нагнетатели	47
4.1. Конструкция центробежных машин	47
4.2. Уравнение Эйлера для центробежных машин	48
4.3. Статический и динамический напор	52
4.4. Теоретические и действительные характеристики центробежных нагнетателей	55

4.5. Подобие центробежных машин	56
4.6. Безразмерные характеристики и коэффициент быстроходности	59
4.7. Пересчет характеристик центробежных машин	62
4.8. Регулирование подачи	65
4.9. Центробежные насосы	75
4.10. Кавитация и допустимая высота всасывания	78
4.11. Центробежные вентиляторы	82
5. Осевые нагнетатели	85
5.1. Конструкция осевых нагнетателей	85
5.2. Решетка профилей	86
5.3. Уравнение энергии и теоретический напор	88
5.4. Характеристики и регулирование осевых нагнетателей	89
6. Поршневые и роторные насосы	90
6.1. Принцип действия поршневого насоса	90
6.2. Индикаторная диаграмма	92
6.3. Подача поршневого насоса	94
6.4. Напорная характеристика и регулирование поршневых насосов	98
6.5. Индикаторная мощность и КПД насосов	100
6.6. Допустимая высота всасывания	103
6.7. Роторные насосы	105
7. Системы технического водоснабжения	108
7.1. Схемы технического водоснабжения	108
7.2. Баланс воды предприятия	112
7.3. Насосные станции	117
7.4. Выбор насосов и приводов	119
7.5. Выбор числа насосов в насосной станции	122
7.6. Устройства для охлаждения воды	126
7.7. Очистка промышленных сточных вод	129
Библиографический список	129

Учебное издание

ТРУБАЕВ Павел Алексеевич

БЕСЕДИН Павел Васильевич

ГРИШКО Борис Михайлович

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ
И СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ**

Редактор Г. Н. Афонина

Изд. лиц. ИД № 00434 от 10.11.99 г.

Подписано в печать

Формат 60×84¹/₁₆. Усл. печ. л. 7,7

Уч.-изд. л. 8,3. Тираж 100 экз.

Заказ

Цена

Отпечатано в Белгородской государственной
технологической академии строительных материалов

308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46