

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное
бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Н.Х. ЗИННАТУЛЛИН, В.К. ИЛЬИН, А.И. ХАЙБУЛЛИНА

НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Учебное пособие

Казань 2016

УДК.621

ББК 363

3-63

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор Казанского национального
исследовательского технологического университета *Ф.М. Гимранов*;

доктор технических наук, профессор Казанского государственного
энергетического университета *А.Я. Мутрисков*

Зиннатуллин Н.Х., Ильин В.К., Хайбуллина А.И.

3-63 **Нагнетатели и тепловые двигатели:** учебное пособие /
Н.Х. Зиннатуллин, В.К. Ильин, А.И. Хайбуллина. – Казань: Казан. гос.
энерг. ун-т, 2016. – 158 с.

В пособии излагаются теоретические аспекты и конструктивные особенности насосов, вентиляторов, компрессорных машин, паро- и газотурбинных установок и двигателей внутреннего сгорания; рассматриваются их основные рабочие параметры, области применения и конструктивные элементы.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 - Теплоэнергетика и теплотехника при изучении дисциплины «Нагнетатели и тепловые двигатели».

УДК.621

ББК 363

© Зиннатуллин Н.Х., Ильин В.К., Хайбуллина А.И., 2016

© Казанский государственный энергетический университет, 2016

ВВЕДЕНИЕ

Большинство современных технологических процессов связано с перемещением жидких и газообразных сред. Для выполнения этой технологической операции используются нагнетатели – насосы, компрессорные машины и вентиляторы.

Наибольшее распространение в промышленности получили лопастные машины. Они применяются для перемещения жидкостей и газов. Создаваемый ими напор достигает до 2500 м вод.ст. и выше, а производительность – до $10^6 \text{ м}^3/\text{ч}$ при работе на жидкостях и до $10^7 \text{ м}^3/\text{ч}$ – при работе на газах.

В теплоэнергетических установках для питания котлов, подачи конденсата в системе регенеративного подогрева питательной воды, циркуляционной воды в конденсаторах турбин, сетевой воды в системах теплофикации применяются центробежные насосы. Техническое, хозяйственное и противопожарное водоснабжение электрических станций также основывается на применении центробежных насосов.

В последнее время в связи с ростом мощности паровых турбин подачу циркуляционной воды в конденсаторы осуществляют быстроходными осевыми насосами.

Центробежные вентиляторы большой производительности и напоров применяются в качестве дымососов и дутьевых вентиляторов компрессорных агрегатов.

Из насосов объемного типа в теплоэнергетических установках для питания паровых котлов небольшой паропроизводительности применяются поршневые насосы. Ротационные насосы применяются в системах смазки и регулирования турбоагрегатов, крупных насосов и компрессоров.

Струйные насосы используются для удаления воздуха из конденсаторов паровых турбин и в абонентских теплофикационных вводах в качестве смесителей прямой и обратной воды.

Поршневые компрессоры применяются для обдувки поверхностей нагрева котельных агрегатов и снабжения сжатым воздухом пневматического ремонтного инструмента электростанции.

Эрлифты иногда используются на тепловых электростанциях для подъема воды из буровых скважин основного или резервного хозяйственного водоснабжения.

В энергетическом хозяйстве промышленных предприятий широко применяются насосы всех видов. Центробежные насосы употребляются здесь во всех системах хозяйственного и технического водоснабжения, а также для подачи различных химических реагентов, растворов и масел в технологических системах производства.

Центробежные компрессоры (турбокомпрессоры) являются основным видом компрессорных машин в металлургическом и коксохимическом производствах, где они служат для подачи дутьевого воздуха и газов. Эти машины получили широкое распространение в системах дальнего газоснабжения для транспортировки газов на большие расстояния.

Вентиляционное хозяйство промышленных предприятий базируется, главным образом, на центробежных вентиляторах.

Осевые компрессоры применяются при небольшом давлении и тогда, когда требуется большой расход газа. Они широко используются в газотурбинных установках.

Осевые насосы используются в промышленной теплоэнергетике для подачи больших расходов.

Пневматическое хозяйство металлообрабатывающих и машиностроительных предприятий получает энергию в виде сжатого воздуха обычно от поршневых и реже – от ротационных компрессоров.

В химической промышленности для синтеза технических газов используют поршневые компрессоры высокого давления.

Струйные насосы применяются в системах гидрозолоудаления тепловых электростанций, при производстве земляных работ методом гидромеханизации.

Машины, преобразующие теплоту в механическую энергию, называются тепловыми двигателями. Теплота получается при химических реакциях окисления органических веществ и при ядерных реакциях ядерного топлива. В промышленности превращение теплоты в электричество происходит с промежуточным преобразованием ее в механическую работу.

По способу превращения теплоты в механическую работу различают следующие типы тепловых двигателей:

- паровые машины;
- паровые и газовые турбины;
- двигатели внутреннего сгорания;
- реактивные двигатели (турбореактивные и реактивные).

Паровая турбина является двигателем, в котором внутренняя энергия пара превращается в кинетическую, а кинетическая – в механическую энергию вращения ротора. Ротор турбины непосредственно соединен с ротором электрического генератора, насоса, компрессора и др.

Поршневая паровая машина применяется в паровозах.

Газовая турбина по принципу действия и конструктивно сходна с паровой. В ней рабочим телом являются продукты сгорания топлива в смеси с воздухом. Газотурбинные установки (ГТУ) уступают паротурбинным (ПТУ) по мощности и долговечности; они более требовательны к применяемым сортам топлива.

Газовые турбины как самостоятельные силовые агрегаты, кроме авиации (турбореактивные двигатели), применяются значительно меньше, чем паровые; они устанавливаются на ТЭС в качестве резервных, пиковых установок, на газоперекачивающих компрессорных станциях, на крупных предприятиях – в качестве утилизационных турбин, на железнодорожных газотурбовозах и на судах.

В тех случаях, когда требуются компактные и мобильные силовые установки малой и средней мощности (до 10 МВт), применяются поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

В ДВС рабочим телом являются газообразные продукты сгорания. Процесс преобразования теплоты в механическую работу проходит при высокой разности термодинамических потенциалов газов – при горении в конце расширения.

Топливом для ДВС являются жидкие углеводородные топлива (бензин, дизельные топлива) или природный газ.

Целью учебного пособия является овладение основами и принципами действия компрессоров различных типов, нагнетателей, вентиляторов, паровых и газовых турбин, используемых в энергетическом хозяйстве промышленных предприятий, методами технико-экономических показателей их работы.

Задача дисциплины – привить навыки выбора нагнетателей и тепловых двигателей для предприятий теплоэнергетического профиля.

В результате данное пособие позволяет сформировать у студента:

- способность демонстрировать базовые знания в области естественнонаучных дисциплин, готовность выявлять естественнонаучную сущность проблем, возникающих в ходе профессиональной деятельности, применять для их разрешения основные законы естествознания, методы математического анализа и моделирования, теоретического и экспериментального исследования;

- способность участвовать в сборе и анализе исходных данных для проектирования энергообъектов и их элементов в соответствии с нормативной документацией;

- готовность к участию в организации метрологического обеспечения технологических процессов при использовании типовых методов контроля режимов работы технологического оборудования;

- готовность к участию в работах по освоению и доводке технологических процессов;

- готовность участвовать в типовых, плановых испытаниях и ремонтах технологического оборудования, монтажных, наладочных и пусковых работах.

ЧАСТЬ 1. НАГНЕТАТЕЛИ

1. НАСОСЫ

Перемещение жидкостей в промышленности осуществляется гидравлическими машинами. Гидравлические машины, предназначенные для перекачивания капельных жидкостей, называются насосами.

1.1. Классификация насосов. Насосные установки

Насосы можно классифицировать по разным признакам:

- по принципу действия;
- по виду подводимой энергии, когда жидкость проходит через насос;
- по назначению;
- по роду перекачиваемых жидкостей;
- по типу привода и т.д.

По принципу действия насосы подразделяются на объемные и динамические.

Объемные насосы. В объемных насосах энергия и давление повышаются в результате вытеснения жидкости из замкнутого пространства телами, движущимися возвратно-поступательно или вращательно. К этой группе относятся поршневые, инжекторные, диафрагменные, ротационные (винтовые, шестеренные, пластинчатые, аксиально- и радиально-поршневые и др.) насосы.

Динамические насосы. В динамических насосах энергия и давление жидкости повышаются за счет центробежных сил или сил инерции. К этой группе относятся лопастные (центробежные, осевые, вихревые) и струйные насосы.

Классификация насосов по основному виду энергии, которая подводится к жидкости в насосе:

- насосы, в которых энергия подводится в основном в виде энергии давления: поршневые, плунжерные, диафрагменные, ротационные, монтежю, гидравлический таран, шланговые;
- насосы, в которых энергия подводится, в основном, в виде кинетической энергии: лопастные, струйные;
- насосы, в которых изменяется энергия положения: газлифты (эрлифты), сифоны, водоподъемники.

В механических насосах механическая энергия двигателя превращается в энергию перекачиваемой жидкости, в немеханических насосах энергия газа (газлифт, монтежю) или жидкости (струйные, таран гидравлический) – в энергию перекачиваемой жидкости.

Элементы насосной установки. Насосная установка (рис. 1.1) состоит из насоса 1, всасывающей трубы 4, соединяющей насос с питательным баком 2 и нагнетательной трубы 5, соединяющей насос с напорным баком 3.

В начале всасывающей трубы устанавливается сетка 6 с обратным клапаном 7. Сетка служит для грубой очистки жидкости, поступающей в трубу. Обратный клапан предупреждает утечку жидкости из всасывающей трубы во время остановки насоса и во время его заливки перед пуском.

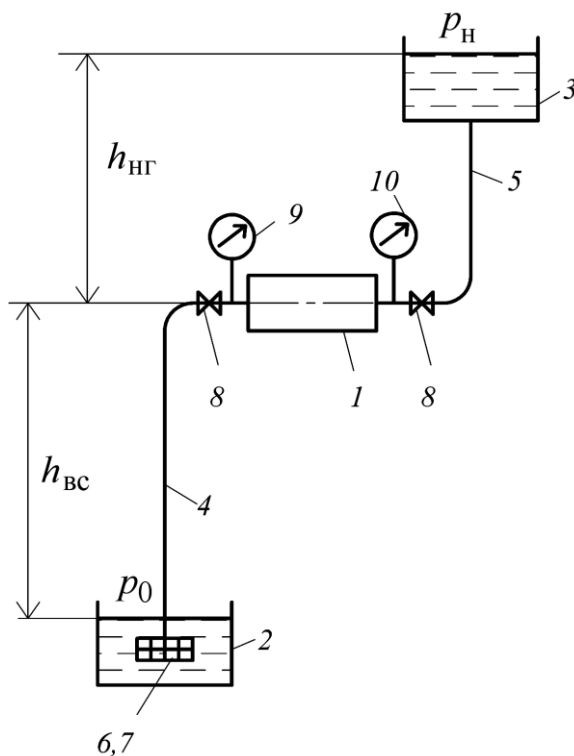


Рис. 1.1. Схема насосной установки

К всасывающей трубе присоединен вакуумметр 9, к нагнетательной линии — манометр 10. Насос соединен трубами всасывания и нагнетания при помощи монтажных задвижек 8.

Высота всасывания $h_{вс}$ отсчитывается от уровня свободной поверхности жидкости в питательном баке до оси насоса. Высота нагнетания $h_{нг}$ — от оси насоса до уровня свободной поверхности в напорном баке.

Для нормальной работы насоса необходимо:

$$p_0 > p_{вс} > p_t \quad \text{и} \quad p_{нг} > p_H, \quad (1.1)$$

где p_0 и p_H — давление на свободной поверхности в питательном и напорном баках, соответственно, Па; $p_{вс}$ — давление всасывания на входе в насос, Па;

$p_{\text{нг}}$ – давление нагнетания на выходе из насоса, Па; p_t – давление насыщенных паров жидкости при данной температуре, Па.

1.2. Основные рабочие параметры насосов

Основные рабочие параметры насосов: напор, подача, мощность, КПД и всасывающая способность.

Подача, или объемная производительность насоса, $\dot{V}$ – объемное количество жидкости, подаваемой насосом в нагнетательную трубу за единицу времени, м³/ч.

Напор насоса H – это удельная энергия, отнесенная к единице веса, приобретенная жидкостью в результате прохождения через насос, м вод.ст.

Полный напор жидкости на входе обозначим через H_1 , на выходе – H_2 :

$$\left. \begin{aligned} H_1 &= \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{вс}}^2}{2g} + h_{\text{вс}} \\ H_2 &= \frac{p_{\text{нг}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{нг}}^2}{2g} + h_{\text{вс}} \end{aligned} \right\}. \quad (1.2)$$

В этих уравнениях $w_{\text{вс}}$, $w_{\text{нг}}$ – скорости на линиях всасывания и нагнетания, соответственно, м/с; $p_{\text{вс}}$, $p_{\text{нг}}$ – давление жидкости перед входом в насос и после выхода из насоса, соответственно, Па; $h_{\text{вс}}$ – высота всасывания, м.

Напор насоса найдем как $H = H_2 - H_1$. Тогда из уравнений (1.2) определим напор, развиваемый насосом:

$$H = \frac{p_{\text{нг}} - p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{нг}}^2 - w_{\text{вс}}^2}{2g}. \quad (1.3)$$

Величины $p_{\text{нг}}$ и $p_{\text{вс}}$ могут быть определены манометром и вакуумметром.

Преобразуем уравнение (1.3), выразив его через параметры насосной установки. Для этого запишем уравнение Бернулли для сечений 0-0 и 1-1, а также 2-2 и н-н (рис. 1.2). Из них найдем $p_{\text{нг}}$, $p_{\text{вс}}$, $w_{\text{вс}}$, $w_{\text{нг}}$ и подставим в уравнение (1.3). В результате получим (скорости изменения положения свободных поверхностей в питательных и напорных пренебрежимо малы по сравнению со скоростями движения жидкости в трубопроводах):

$$H = \frac{p_{\text{к}} - p_0}{\rho g} + h_{\text{нг}} + h_{\text{вс}} + \Delta h_{\text{нг}} + \Delta h_{\text{вс}}. \quad (1.4)$$

Согласно уравнению (1.4) напор, развиваемый насосом H , расходуется на преодоление противодействия $\frac{p_H - p_0}{\rho g}$, на подъем жидкости $h_{\text{нг}} + h_{\text{вс}}$ и на преодоление всех (местных и по длине) гидравлических сопротивлений линии всасывания $\Delta h_{\text{вс}}$ и нагнетания $\Delta h_{\text{нг}}$.

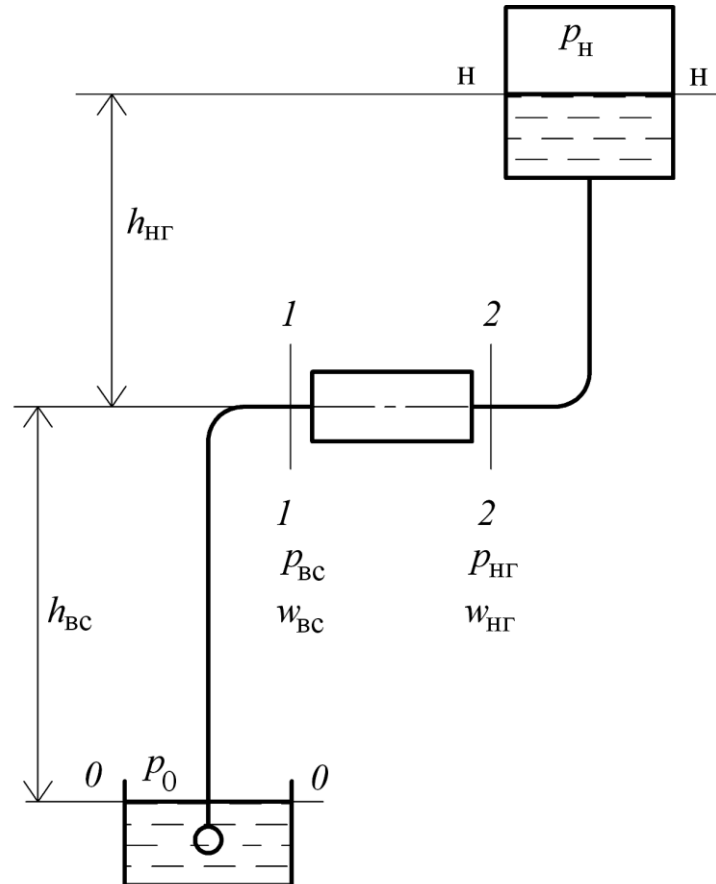


Рис. 1.2. Схема насосной установки

В случае равенства давлений в питательном и напорном баках уравнение упрощается и принимает вид:

$$H = h_{\text{нг}} + h_{\text{вс}} + \Delta h_{\text{нг}} + \Delta h_{\text{вс}}. \quad (1.5)$$

Уравнение (1.4) для напора насоса записано через параметры насосной установки. Поскольку параметры насоса и сети одинаковы ($H_{\text{н}} = H_{\text{с}}, \dot{V}_{\text{н}} = \dot{V}_{\text{с}}$), уравнение (1.4) может быть принято за уравнение сети трубопроводов.

Определим мощность и КПД насоса (рис. 1.3).

Весовую подачу насоса можно определить по формуле:

$$\dot{G} = \dot{V} \rho g, \text{ [кг/с]}. \quad (1.6)$$

Тогда полезная мощность насоса N_0 будет определена как:

$$N_0 = \dot{G} H. \quad (1.7)$$

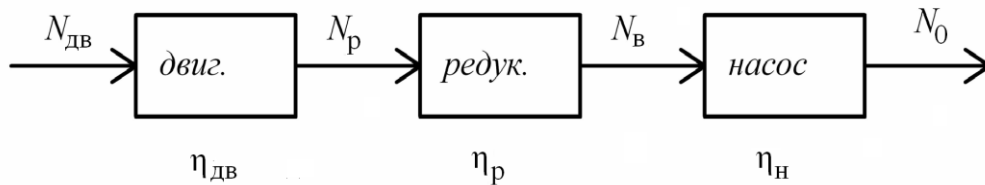


Рис. 1.3. Схема мощностей и КПД насосной установки

Мощность на валу насоса $N_в$ превращает N_0 на величину всех энергетических потерь, имеющих место в процессе преобразования энергии. Эти потери обычно учитываются полным КПД насоса $\eta_н$:

$$N_в = \frac{N_0}{\eta_н}. \quad (1.8)$$

Потери энергии в насосе принято расчленять на три составляющих: гидравлические, объемные и механические:

$$\eta_н = \eta_г \cdot \eta_0 \cdot \eta_м. \quad (1.9)$$

Гидравлические потери обусловлены потерей напора при движении жидкости в самом насосе ΔH и учитываются с помощью гидравлического КПД $\eta_г$:

$$\eta_г = \frac{H}{H + \Delta H}. \quad (1.10)$$

Объемные потери связаны с потерей энергии вместе с утекающей жидкостью в количестве $\Delta \dot{V}$ и учитываются с помощью объемного КПД η_0 :

$$\eta_0 = \frac{\dot{V}}{\dot{V} + \Delta \dot{V}}. \quad (1.11)$$

Потери мощности на механическое трение в подшипниках, сальниках и др. ΔN_T учитываются с помощью механического КПД η_M :

$$\eta_M = \frac{N_B - \Delta N_T}{N_B}. \quad (1.12)$$

Величина $N_B - \Delta N_T = N_{\text{и}}$ представляет собой мощность, затрачиваемую насосом в рабочей полости насоса и называется индикаторной мощностью.

Произведение $\eta_{\text{г}} \cdot \eta_0$ представляет собой индикаторный КПД насоса $\eta_{\text{и}}$:

$$\eta_{\text{и}} = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_0 = \frac{N_0}{N_{\text{и}}}. \quad (1.13)$$

Мощность, подведенная к редуктору, определяется:

$$N_{\text{р}} = \frac{N_{\text{в}}}{\eta_{\text{р}}}. \quad (1.14)$$

Мощность, подведенная к двигателю, определяется:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{р}}}{\eta_{\text{дв}}}. \quad (1.15)$$

Установочная мощность двигателя берется с запасом:

$$N_{\text{уст}} = k_3 \cdot N_{\text{дв}}, \quad (1.16)$$

где k_3 – коэффициент запаса мощности. Значение k_3 меняется от 1,1 до 1,4. Большие значения k_3 берутся при малых мощностях.

Определим КПД насосной установки $\eta_{\text{уст}}$:

$$\eta_{\text{уст}} = \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{дв}}. \quad (1.17)$$

Тогда установочная мощность двигателя определяется:

$$N_{\text{уст}} = k_3 \cdot \eta_{\text{уст}} \cdot N_0. \quad (1.18)$$

Всасывающая способность будет рассмотрена позже для каждого вида насоса в отдельности.

1.3. Лопастные насосы

1.3.1. Центробежные насосы

Среди лопастных насосов центробежные насосы являются наиболее распространенными.

Рассмотрим устройство и принцип действия центробежных насосов (рис. 1.4).

Центробежный насос состоит из рабочего колеса 1, корпуса 2, приводного вала 3, всасывающего 4 и нагнетающего 5 трубопроводов.

В центробежном насосе передача энергии от электродвигателя потоку жидкости осуществляется при помощи рабочего колеса с профилированными лопатками. При вращении рабочего колеса насоса жидкость, заполняющая пространство между лопатками, также приводится во вращение. Под влиянием центробежных сил жидкость перемещается к периферии колеса и выбрасывается в канал (спиральная камера), окружающий колесо. Одновременно на входе в рабочее колесо давление понижается (становится ниже атмосферного). Под действием образовавшегося перепада давлений жидкость непрерывно всасывается насосом. Так как окружная скорость на периферии больше, чем у входа на лопатки, абсолютная скорость на выходе с лопатки становится больше, чем на входе. Скорость движения жидкости, выходящей из каналов рабочего колеса, составляет $20 \div 80$ м/с. Таким образом, жидкость, пройдя через рабочее колесо, получает приращение энергии.

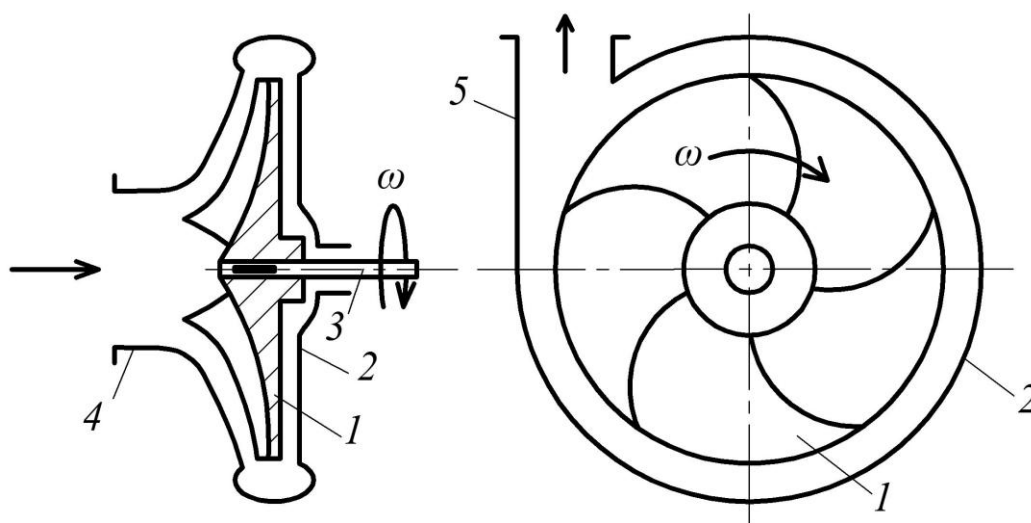


Рис. 1.4. Схема центробежного насоса

В дальнейшем кинетическая энергия, полученная жидкостью, преобразуется в потенциальную (энергию давления) в спиральной камере (улитке) насоса, поперечное сечение которой постепенно увеличивается к выходному патрубку. При этом скорость жидкости снижается и кинетическая энергия потока частично преобразуется в энергию давления. Скорость движения в нагнетательном патрубке должна быть не более $3 \div 5$ м/с.

Центробежные насосы перед пуском необходимо заливать прокачиваемой жидкостью, так как разрежение, создаваемое при вращении рабочего колеса в воздушной среде, недостаточно для подъема жидкости к насосу. Для того чтобы жидкость могла удерживаться в насосе, на нижнем конце всасывающей трубы, спускаемый в питательный бак или водоем, устанавливают приёмный (обратный) клапан с сеткой-фильтром. Приёмный клапан пропускает жидкость только в одном направлении – к насосу.

1.3.1.1. Классификация центробежных насосов

Центробежные насосы различают:

- по числу ступеней (рис. 1.5, а и б);
- по способу подвода жидкости к колесу (рис. 1.5, в и г);

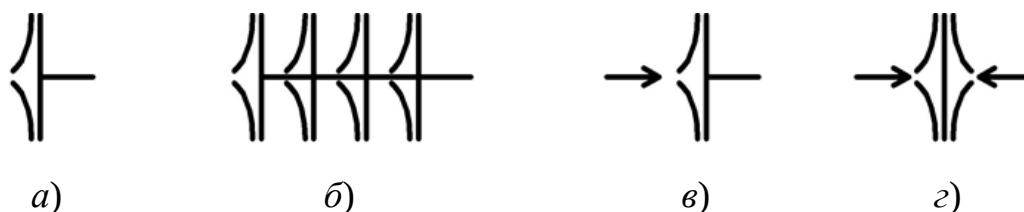


Рис. 1.5. Схемы рабочих колес центробежных насосов: а – одноступенчатый, б – многоступенчатый, в – с односторонним подводом жидкости, г – с двусторонним подводом жидкости

- по величине создаваемого напора H : низконапорные $H = 5\text{--}40$ м вод. ст., средненапорные $H = 20\text{--}200$ м вод. ст., высоконапорные $H > 200$ м вод. ст.;
- по величине подачи $\dot{V}$: малой до $4 \text{ м}^3/\text{час}$, средней $4\text{--}1600 \text{ м}^3/\text{час}$, большой более $16000 \text{ м}^3/\text{час}$;
- по назначению: для передачи воды, масел, нефти, кислот, бензина, загрязненных жидкостей, жидкого металла и т.д.;
- по способу отвода жидкости из рабочего колеса в камеру: спиральные и турбинные;
- по способу разъема корпуса, расположению вала и по другим признакам.

1.3.1.2. Основное уравнение центробежных машин

Основное уравнение определяет напор, создаваемый машиной.

В настоящее время существуют две теории, с помощью которых получают основное уравнение центробежных машин, – вихревая и струйная теории.

Вихревая теория

Суть вихревой теории состоит в том, что лопатка центробежного насоса рассматривается как крыло самолета, к которому легко применить основные законы гидромеханики. Возникновение подъемной силы, а следовательно и давления на лопатки, в этом случае представляют следующим образом: профиль лопатки обтекается плоским потенциальным потоком жидкости в неограниченном пространстве. Этот поток можно мысленно разделить на два потока: на поток идеальной жидкости, обтекающий профиль со скоростью w_∞ , и на чисто циркуляционный поток $w_{\text{цирк}}$ (рис. 1.6).

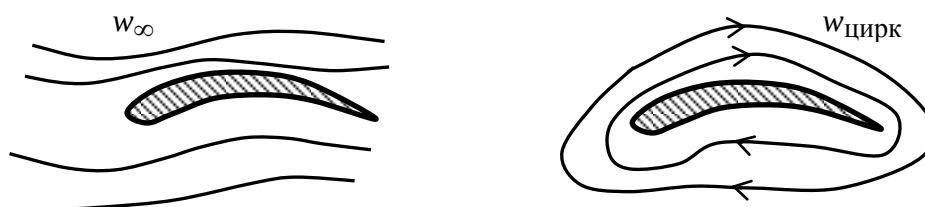


Рис. 1.6. Схема потоков жидкости

При геометрическом сложении обоих этих движений получим на верхней стороне профиля скорости больше, чем на нижней. Так как внешний поток потенциальный, а не вихревой, для него справедливо уравнение Бернулли, согласно которому на верхней стороне профиля давление будет меньше, чем на нижней.

По Жуковскому:

$$P = \rho w_\infty l \cdot \Gamma, \quad (1.19)$$

где P – подъемная сила, Н; ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ; l – радиальный размер лопатки, м; Γ – циркуляция скорости вокруг лопатки.

По Канторовичу, $\Gamma = 2lw_{\text{цирк}}$. Тогда:

$$P = 2\rho l^2 w_{\infty} w_{\text{цирк}}. \quad (1.20)$$

Однако окончательные выводы, получаемые на основании этой теории, слишком громоздки и неудобны для практики. Применение компьютерных технологий возможно изменит неблагоприятную ситуацию. Эта теория широко применяется для расчета осевых насосов, так как в этих машинах жидкость движется, в основном, в осевом направлении.

Струйная теория Эйлера

При протекании жидкости через канал между лопатками колеса каждая частица жидкости участвует в двух основных движениях: относительном, вдоль линии канала со скоростью w , и переносном, с окружной скоростью $u = \omega r$, где ω – угловая скорость вращения колеса, $1/\text{с}$; r – радиус окружности, на которой находится в данный момент частица жидкости, м .

Абсолютная скорость $\bar{c}$ частицы складывается геометрически из скоростей переносного и относительного движений:

$$\bar{c} = \bar{u} + \bar{w}. \quad (1.21)$$

Скорости переносного движения различны для различных точек рабочего колеса.

Будем считать, что траектория частицы жидкости совпадает с очертанием профиля лопатки. Такую картину наблюдали бы, если бы число лопаток было бесконечно велико, а их толщины были бесконечно малыми. Это означает, что относительная скорость w является касательной во всех точках к профилю лопатки. Переносная скорость u направлена по касательной к окружности.

Индексами 1 обозначим величины, относящиеся к входному сечению, а индексами 2 – к выходному. Углы β_1 и β_2 (между касательной к окружности и касательной к лопатке) называются углами входа и выхода лопаток, углы α_1 и α_2 (между касательной к окружности и абсолютной скоростью) – углами входа и выхода жидкости (рис. 1.7).

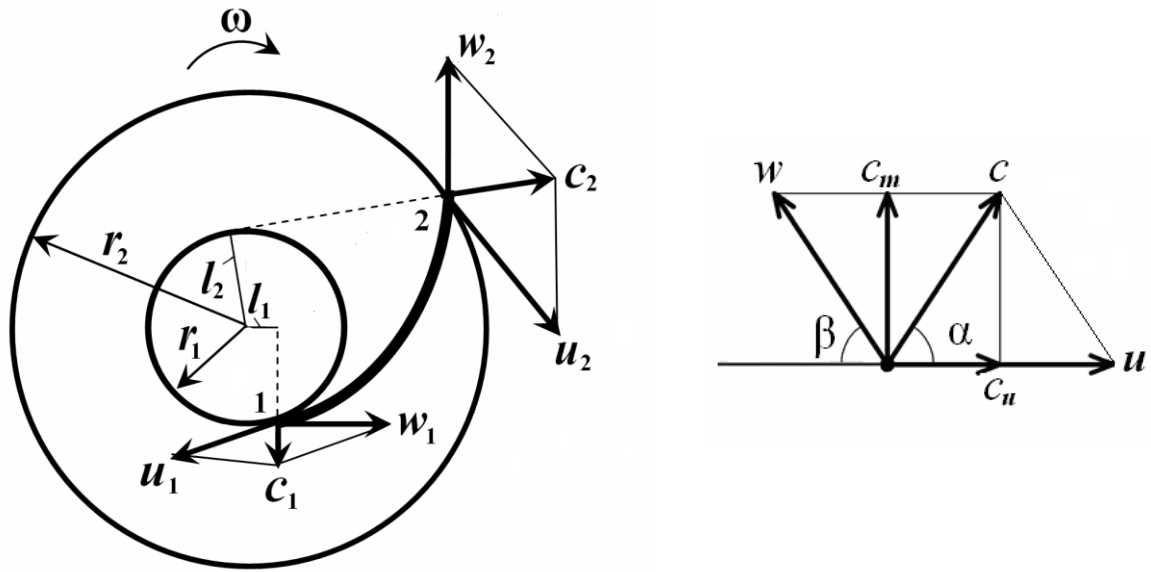


Рис. 1.7. Картина скоростей рабочего колеса центробежного насоса

Для вывода основного уравнения центробежных машин воспользуемся теоремой о моменте количества движения. Для нашего случая она может быть сформулирована следующим образом: изменение в единицу времени момента количества движения относительно оси колеса равно крутящему моменту на валу машины.

Крутящий момент на валу машины $M_{кр}$ определяется как:

$$M_{кр} = \frac{N_T}{\omega} = \frac{\dot{G}_T H_{T\infty}}{\omega}. \quad (1.22)$$

Здесь N_T – мощность на валу машины, Вт; ω – угловая скорость вращения вала, 1/с; $\dot{G}_T$ – весовая подача машины, кг/с; $H_{T\infty}$ – теоретический напор машины при бесконечном числе лопаток, Па.

Момент количества движения жидкости в единицу времени на входе жидкости в рабочее колесо:

$$M_{1кд} = \dot{M} c_1 l_1;$$

на выходе:

$$M_{2кд} = \dot{M} c_2 l_2;$$

изменение:

$$\Delta M_{\text{кд}} = M_{2\text{кд}} - M_{1\text{кд}} = \dot{M}(c_2 l_2 - c_1 l_1), \quad (1.23)$$

где $\dot{M}$ – массовая подача жидкости, кг/с.

В выражении (1.23) неизвестные величины l_1, l_2 заменим через известные. С этой целью общую скорость c разложим на две составляющие:

$$\bar{c} = \bar{c}_m + \bar{c}_u. \quad (1.24)$$

где c_m – меридиональная (радиальная) скорость, проходящая через центр рабочего колеса, м/с; c_u – проекция абсолютной скорости на направление переносной скорости u , для которой плечо r . С учетом этого перепишем уравнение (1.23):

$$\Delta M_{\text{кд}} = \dot{M}(c_2 l_2 - c_1 l_1) = \dot{M}(c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1). \quad (1.25)$$

По теореме

$$\Delta M_{\text{кд}} = M_{\text{кр}} \text{ или } \frac{\dot{G}_T H_{T\infty}}{\omega} = \dot{M}(c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1). \quad (1.26)$$

Решая зависимость (1.26) относительно $H_{T\infty}$, получим:

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g}(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}). \quad (1.27)$$

Это и есть основное уравнение центробежных машин – уравнение Эйлера. Оно было получено Эйлером в 1754 г., а центробежный насос был изобретен в 1835 г.

С целью достижения максимального значения $H_{T\infty}$ рабочие колеса обычно выполняют так, что жидкость входит на лопатку почти радиально. В этом случае $\alpha_1 = 90^\circ$ и $c_{u1} = 0$. Тогда получим:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{u2}}{g}. \quad (1.28)$$

Действительный напор H , создаваемый насосом, меньше теоретического по двум причинам:

– часть напора затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса;

– не все частицы жидкости в канале между двумя лопатками движутся по одинаковым траекториям, вследствие этого возникает циркуляция жидкости в канале.

Первая учитывается гидравлическим КПД η_{Γ} , вторая – коэффициентом конечного числа лопаток K_z .

В результате для действительного напора H получим выражение:

$$H = \psi \frac{u_2^2}{2g}, \quad (1.29)$$

где $\psi = 2\eta_{\Gamma}K_z\phi$ – коэффициент напора; ϕ – коэффициент закручивания потока $\phi = \frac{c_{u2}}{u_2}$.

Для насосов со спиралеобразным отводом жидкости из рабочего колеса $\psi = 0,7 \div 0,9$, для насосов турбинного типа (с направляющим аппаратом в корпусе насоса) $\psi = 0,9 \div 1,1$.

По формуле (1.29) обычно определяется ориентировочное значение напора центробежного насоса.

1.3.1.3. Степень реактивности рабочего колеса

В общем случае напор, создаваемый рабочим колесом, можно представить в виде:

$$H_{T\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}, \quad (1.30)$$

где p_1 и p_2 – давление жидкости на входе и на выходе из рабочего колеса, соответственно, Па. Первый член правой части уравнения (1.30) является статическим напором рабочего колеса $H_{T\infty ст}$, второй – динамическим напором $H_{T\infty д}$.

Для увеличения потенциальной энергии жидкости за счет кинетической энергии, используют специальные устройства: направляющий аппарат или спиральную камеру, диффузор. А это связано с потерями напора.

Поэтому для увеличения η_r насоса выгоднее создание статического напора внутри самого рабочего колеса.

Используя треугольник скоростей (рис. 1.7), преобразуем уравнение (1.27):

$$\begin{aligned}c^2 &= c_m^2 + c_u^2, \\c_m^2 &= w^2 - (u - c_u)^2, \\c^2 &= w^2 - u^2 + 2uc_u, \\uc_u &= \frac{1}{2}(c^2 + u^2 - w^2), \\H_{T\infty} &= \frac{1}{g}(u_2c_{u2} - u_1c_{u1}) = \frac{1}{2g}[(c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)].\end{aligned}$$

Тогда, сравнивая полученное уравнение с уравнением (1.30), имеем:

$$H_{T\infty\text{ст}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \quad (1.31)$$

Первый член уравнения $\frac{1}{2g}(u_2^2 - u_1^2)$ характеризует приращение статического напора за счет центробежных сил, второй $\frac{1}{2g}(w_1^2 - w_2^2)$ – за счет изменения величин относительных скоростей в межлопаточных каналах.

Известно, что чем больше разность скоростей в канале переменного сечения, тем больше потери в процессе преобразования кинетической энергии в потенциальную. Поэтому довольно часто принимают $w_1 = w_2$ и увеличение $H_{T\infty\text{ст}}$ идет за счет u_2 . Увеличение $H_{T\infty\text{д}}$ может быть получено за счет c_2 .

Для оценки способности рабочего колеса создавать статическое давление вводят понятие «степень реактивности» или «коэффициент статического напора»:

$$K_p = \frac{H_{T\infty\text{ст}}}{H_{T\infty}} = 1 - \frac{H_{T\infty\text{д}}}{H_{T\infty}}. \quad (1.32)$$

На основании данных практики насосы с приемлемыми КПД работают при:

$$H_{\text{тоот}} = (0,7 \div 0,8) H_{\text{тоо}}. \quad (1.33)$$

1.3.1.4. Влияние угла выхода лопатки β_2 на напор

Рассмотрим случай, когда $\alpha_1 = 90^\circ$, т.е. $c_{u1} = 0$, однако формула (1.26) не содержит параметр β_2 . Видоизменим формулу (1.26), используя треугольник скоростей (рис.1.8).

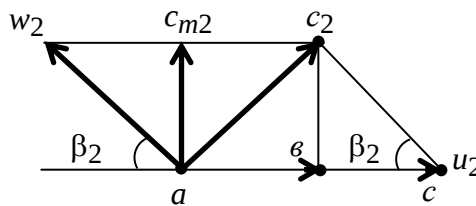


Рис. 1.8. План скоростей на выходе из лопатки

$$\begin{aligned} ac &\rightarrow u_2, ab \rightarrow c_{u2}, bc \rightarrow (u_2 - c_{u2}), \\ (u_2 - c_{u2}) &= c_{m2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2, \\ c_{u2} &= u_2 - c_{m2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2. \end{aligned}$$

Тогда получим:

$$H_{\text{тоо}} = \frac{u_2}{g} (u_2 - c_{m2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (1.34)$$

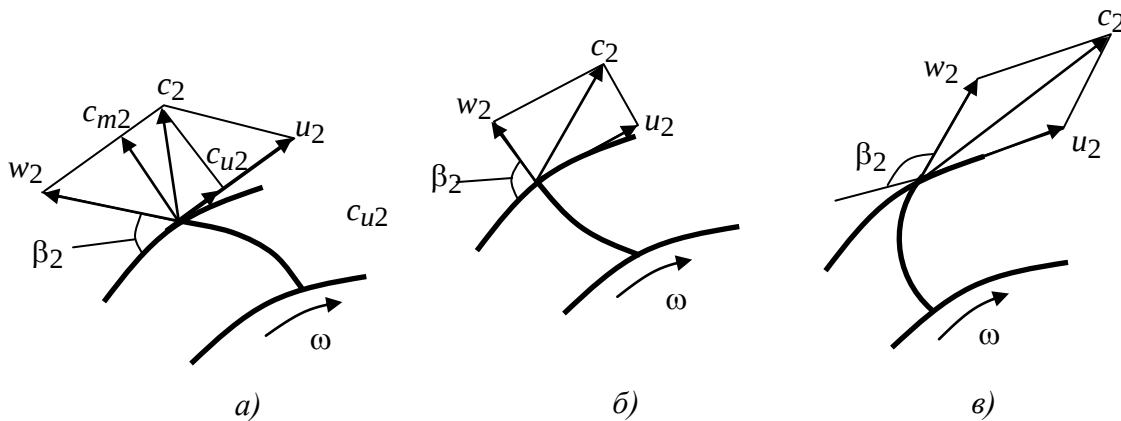


Рис. 1.9. Типы лопаток центробежного насоса:

a – лопатки загнуты назад, *б* – радиальные лопатки, *в* – лопатки загнуты вперед

Исследуем полученное выражение (1.34) для углов $\beta_2 < 90^\circ$, $\beta_2 = 90^\circ$, $\beta_2 > 90^\circ$ (рис.1.9).

Пусть $\beta_2 < 90^\circ$.

Из треугольника скоростей видно, что при какой-то величине угла $\beta_{2\min}$ вектор абсолютной скорости c_2 станет равным c_{2m} , тогда $c_{u2} = 0$, следовательно, $H_{\infty} = 0$. При некотором угле $\beta_{2\min}$ насос с лопатками, загнутыми назад, перестанет создавать напор. Тогда из уравнения (1.34) получим:

$$\begin{aligned} u_2 - c_{m2} \operatorname{ctg} \beta_{2\min} &= 0, \\ \beta_{2\min} &= \operatorname{arcctg} \frac{u_2}{c_{m2}}. \end{aligned} \quad (1.35)$$

Пусть $\beta_2 = 90^\circ$.

Для этого случая $u_2 = c_{u2}$, $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$. Следовательно;

$$H_{\infty} = \frac{u_2^2}{g}.$$

Рассмотрим динамическую часть напора при $\beta_2 = 90^\circ$: $c_{m2} = w_2$, $c_{m1} = c_{m2}$, $c_{m1} = c_1$, тогда $c_1 = c_{m2}$. Следовательно, имеем:

$$H_{m\infty\text{д}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_2^2 - c_{m2}^2}{2g} = \frac{c_{u2}^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g}. \quad (1.36)$$

Другими словами, для радиальных лопаток, у которых $\beta_2 = 90^\circ$, полный напор, создаваемый рабочим колесом, состоит из равных двух частей – динамической и статической:

$$H_{\infty\text{д}} = H_{\infty\text{ст}} = \frac{u_2^2}{2g}, K_p = 0,5.$$

Пусть $\beta_2 > 90^\circ$.

Тогда $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$, $c_{u2} > u_2$.

Рассмотрим рабочее колесо, у которого $\beta_2 > 90^\circ$ и $c_{u2} = 2u_2$. Тогда динамический напор будет равен:

$$H_{T\infty D} = \frac{c_{u2}^2}{2g} = \frac{(2u_2)^2}{2g} = \frac{2u_2^2}{g}.$$

Полный напор:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{u2}}{g} = \frac{2u_2^2}{g}.$$

Следовательно, $H_{T\infty} = H_{T\infty D}$, а это означает, что $H_{T\infty C} = 0$. Отсюда - следует, что при угле $\beta_{2\max}$ и $c_{u2} = 2u_2$ напор колеса $H_{T\infty}$ создается только в динамической форме. При угле $\beta_2 > \beta_{2\max}$ насос не сможет создавать напор, так как тогда $H_{T\infty D} > H_{T\infty}$, чего быть не может (рис. 1.10).

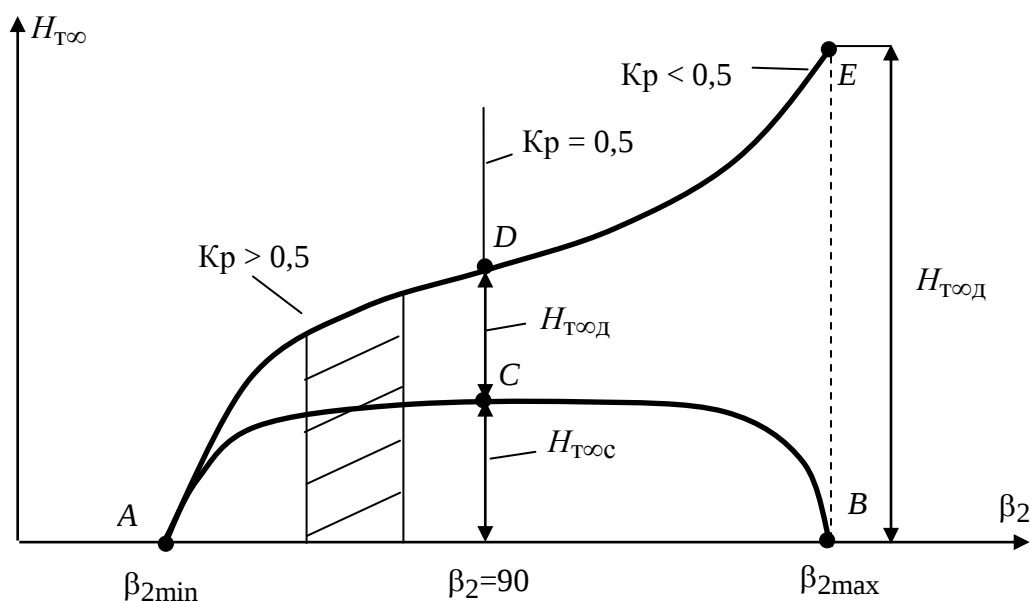


Рис. 1.10. График изменения $H_{T\infty}$ в зависимости от β_2

Здесь линия ACB характеризует изменение статического напора $H_{T\infty C}$, линия ADE – изменение полного напора.

В настоящее время в центробежных насосах применяются углы $\beta_2 = 15 \div 30^\circ$, иногда до 50° .

Большие β_2 приводят к большим скоростям, следовательно к большим гидравлическим потерям.

1.3.1.5. Осевая нагрузка на рабочее колесо

Осевая сила в центробежном насосе возникает в результате неравенства давлений на переднюю и заднюю внешние поверхности дисков рабочего колеса (рис. 1.11).

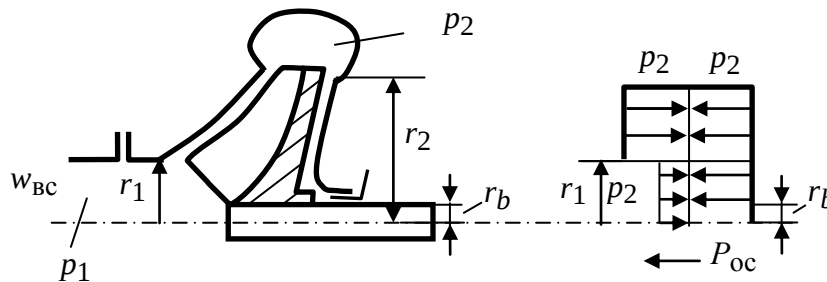


Рис. 1.11. Схема распределения осевых давлений в рабочем колесе центробежного колеса

Пренебрегая вращением жидкости в зазоре между колесом и корпусом и считая, что давление в зазоре как слева, так и справа остается вдоль радиуса колеса постоянными, можно записать:

$$P_{ос} = (p_2 - p_1)(r_1^2 - r_b^2)\pi. \quad (1.37)$$

Эта сила будет направлена справа налево. Действительная величина силы $P_{ос}$ будет немного меньше. Кроме осевой силы $P_{ос}$ будет возникать и другая осевая сила $P_{он}$, направленная в противоположную сторону. Сила $P_{он}$ возникает в результате изменения направления движения потока (осевого на радиальное) при входе на колесо. Силу $P_{он}$ можно вычислить по закону количества движения:

$$P_{он} = \dot{M}w_{вс} = \rho\dot{V} \cdot w_{вс}, \quad (1.38)$$

где $\dot{M}, \dot{V}$ – массовый и объемный расход жидкости, соответственно, кг/с и м³/с; $w_{вс}$ – скорость всасывания жидкости. Результирующая осевых сил одноступенчатого насоса будет равна

$$P_1 = P_0 - P_{он}. \quad (1.39)$$

Эта сила P будет направлена справа налево. Для насосов, имеющих i число ступеней, осевая сила будет вычисляться по формуле:

$$P_i = P_1 \cdot i. \quad (1.40)$$

Вышеприведенные формулы справедливы для горизонтальных насосов. Для вертикальных насосов необходимо учитывать вес ротора насоса:

$$P_b = P_i \pm G. \quad (1.41)$$

Знак перед G зависит от расположения всасывания: если всасывание снизу, то знак плюс, и наоборот.

Наибольшую силу представляет P_0 , величина ее может достигать, в зависимости от напора и размеров колеса, нескольких тысяч килограммов. Неуравновешенная осевая сила приводит к износу подшипников, смещению ротора и касанию рабочих колес о корпус.

Разгрузка осевой силы достигается соответствующим расположением колес на валу насоса, применением колес с двухсторонним всасыванием, специальной конструкцией рабочих колес, специальных гидравлических разгрузочных устройств (поршни, диски, шайбы и т.д.) (рис. 1.12).

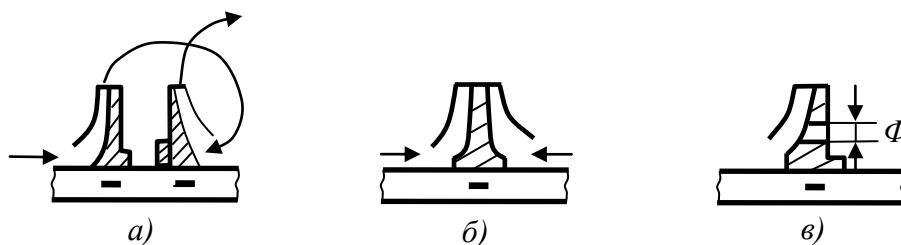


Рис. 1.12. Способы разгрузки осевой силы:

a – парное расположение рабочих колес; b – двухстороннее всасывание жидкости;
 v – отверстия (4–6 штук) в задней стенке

Наиболее совершенный способ разгрузки осевой силы – применение специальных гидравлических устройств. Однако конструктивно они сложны.

1.3.1.6. Характеристики центробежных насосов

Зависимость напора H , потребляемой мощности N_B и КПД насоса η_H от его производительности (подачи) $\dot{V}$ при постоянном числе оборотов рабочего колеса n называются характеристиками насоса. Главная характеристика – зависимость $H - \dot{V}$.

Теоретические характеристики получают на основе анализа основного уравнения центробежных машин, действительные (рабочие) характеристики строятся на основании обработки результатов испытаний реальных машин.

Пусть $\alpha_1 = 90^\circ$, тогда $c_{u1} = 0$, и для анализа можно использовать уравнение (1.28). Однако это уравнение не содержит необходимый параметр $\dot{V}$ – подачу. Поэтому это уравнение преобразуем, используя треугольник скоростей. Получим уравнение с участием c_{u2} .

Умножая c_{m2} на площадь выхода жидкости из рабочего колеса F , можно найти подачу насоса:

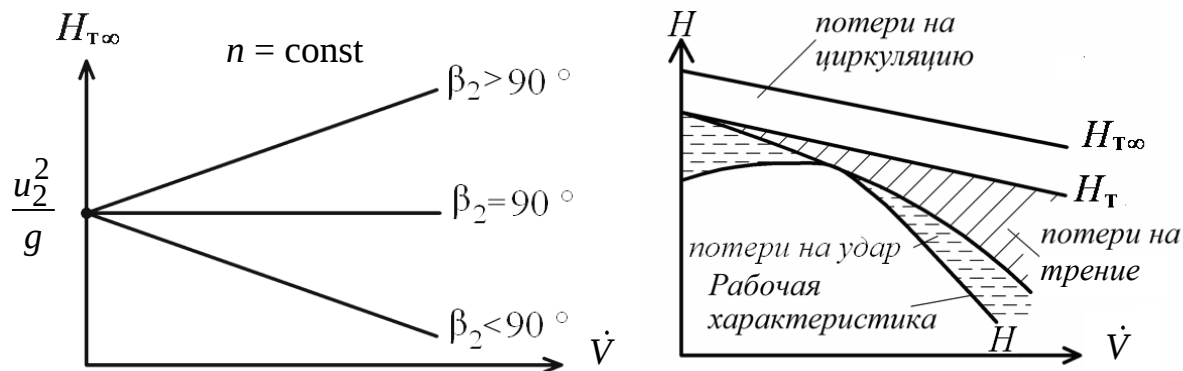
$$\dot{V} = c_{m2} \cdot F = c_{m2} \cdot 2\pi r_2 \cdot b_2 \cdot \eta_{ст}, \quad (1.42)$$

где b_2 – расстояние между дисками рабочего колеса на выходе, м; $\eta_{ст}$ – коэффициент стеснения, учитывающий наличие лопаток.

Уравнение (1.34) с учетом (1.42) представим в виде:

$$H_{т\infty} = \frac{u_2}{g} (u_2 - c_{m2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2) = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{\dot{V}}{F} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 \right). \quad (1.43)$$

Как видно из рис. 1.13, лопатки, загнутые вперед ($\beta > 90^\circ$), при прочих равных условиях обеспечивают наибольшее значение $H_{т\infty}$. Однако такие лопатки резко увеличивают скорость c_2 , обуславливая большие гидравлические потери внутри насоса. На практике угол выхода лопатки β_2 принимают в пределах $\beta_2 = 15\text{--}35^\circ$, иногда до 50° .



1.13. Характеристики центробежного насоса

Действительная (рабочая) характеристика насоса отличается от теоретической. Необходимо учесть потери напора в рабочем колесе, а именно:

- потери на трение в каналах колеса;
- потери на удар при входе в рабочее колесо и переходе в спиральную камеру;
- потери, связанные с циркуляцией жидкости в каналах колеса, т.е. потери, связанные с конечностью числа лопаток.

Обычно действительную (рабочую) характеристику устанавливают опытным путем. При этом учитывают также объемный η_0 и механический η_m КПД.

На рис. 1.14 представлены рабочие характеристики центробежного насоса при постоянном числе оборотов вала насоса $n = \text{const}$.

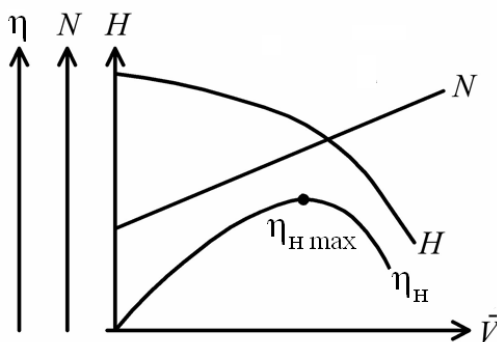


Рис. 1.14. Рабочие характеристики центробежного насоса

Как видно из рис. 1.14, с ростом подачи $\dot{V}$ напор H уменьшается, а потребляемая мощность N увеличивается. КПД насоса η_H при некотором $\dot{V}$ имеет максимум.

1.3.1.7. Основы теории подобия центробежных насосов и формулы пересчета

Центробежный насос заранее рассчитать невозможно. Поэтому изготавливают модель, ее исследуют и полученные результаты используют для расчета натуре. При этом используют условия гидродинамического подобия. Гидродинамическое подобие требует равенства критериев подобия (Re , Gr) и подобие геометрических параметров, подобие поля скоростей и равенства КПД модели и натуре. Рассмотрим случай, когда модель и натура перекачивают одну и ту же жидкость. Определим соотношения

между основными параметрами подобных насосов (модели и натуре). Параметры, относящиеся к натуре, обозначим знаком н, а модели – м.

Линейные параметры выхода ($D_2, b_2, \beta_2, \alpha_2$ и т.д.) обозначим через l , тогда можно записать:

$$\frac{l_H}{l_M} = \lambda, \quad (1.44)$$

где λ – константа подобия. На основании плана скоростей (рис. 1.15) получим:

$$\frac{w_{2H}}{w_{2M}} = \frac{c_{2H}}{c_{2M}} = \frac{c_{m2H}}{c_{m2M}} = \frac{c_{u2H}}{c_{u2M}} = \frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{\omega_H \cdot r_{2H}}{\omega_M \cdot r_{2M}} = \lambda \frac{n_H}{n_M}. \quad (1.45)$$

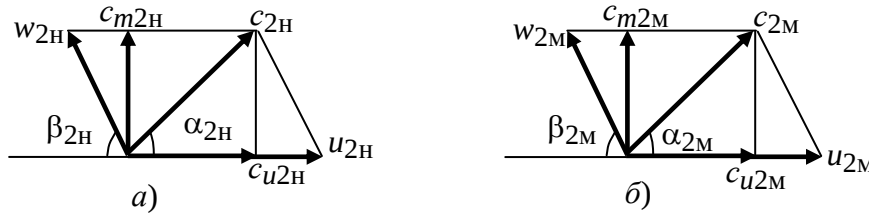


Рис. 1.15. Планы скоростей на выходе для натуре *a* и модели *б*

Теоретическую подачу насоса можно определить по формуле:

$$\dot{V}_T = 2\pi r_2 b_2 \cdot c_{m2}. \quad (1.46)$$

С учетом объемных КПД, η_0 можно записать:

$$\frac{\dot{V}_H}{\dot{V}_M} = \frac{2\pi r_{2H} b_{2H} \cdot c_{m2H} \cdot \eta_{0H}}{2\pi r_{2M} b_{2M} \cdot c_{m2M} \cdot \eta_{0M}} = \lambda^3 \frac{n_H}{n_M}. \quad (1.47)$$

Из уравнения (1.47) видно, что подача насоса пропорциональна кубу отношения линейных размеров натуре и модели и первой степени отношения числа оборотов.

Рассмотрим напор:

$$H = \psi \frac{u_2^2}{2g}, \quad (1.48)$$

где $\psi = 2\phi\eta_\Gamma \cdot K_z$, $K_z = f(r_1, r_2, \beta_2, \beta_1, z)$.

Отношение напоров натуры и модели:

$$\frac{H_{\text{н}}}{H_{\text{м}}} = \frac{\eta_{\text{гн}}}{\eta_{\text{гм}}} \frac{K_{\text{зн}}}{K_{\text{зм}}} \frac{u_{2\text{н}}^2}{u_{2\text{м}}^2}.$$

Предполагая равенство $K_{\text{зн}} = K_{\text{зм}}$, получим:

$$\frac{H_{\text{н}}}{H_{\text{м}}} = \left(\frac{u_{2\text{н}}}{u_{2\text{м}}} \right)^2 = \left(\frac{2\pi r_{2\text{н}} n_{\text{н}}}{2\pi r_{2\text{м}} n_{\text{м}}} \right)^2 = \left(\lambda \frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{м}}} \right)^2. \quad (1.49)$$

Таким образом, соотношение напоров натуры и модели равно квадрату отношений линейных размеров и числу оборотов натуры и модели.

Рассмотрим мощность насоса:

$$N_b = \frac{\rho g \dot{V} H}{\eta_{\text{н}}}.$$

$$\frac{N_{b\text{н}}}{N_{b\text{м}}} = \frac{\rho g \dot{V}_{\text{н}} H_{\text{н}}}{\rho g \dot{V}_{\text{м}} H_{\text{м}}} \frac{\eta_{\text{нн}}}{\eta_{\text{нм}}} = \lambda^5 \left(\frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{м}}} \right)^3. \quad (1.50)$$

Из полученной формулы видно, что отношение мощности натуры и модели равно пятой степени отношения линейных размеров и третьей степени числа оборотов.

Полученные соотношения (1.47), (1.49) и (1.50) используются не только при моделировании новых машин, но и для пересчета основных рабочих параметров одного и того же насоса ($\lambda = 1$) при изменении его числа оборотов n_1 до n_2 :

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (1.51)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad (1.52)$$

$$\frac{N_{b1}}{N_{b2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3. \quad (1.53)$$

Полученные соотношения известны в литературе как законы пропорциональности.

Как видно из формул (1.51), (1.52) и (1.53), производительность насоса прямо пропорциональна числу оборотов; напор, развиваемый насосом, прямо пропорционален квадрату числа оборотов; мощность на валу насоса пропорциональна кубу числа оборотов.

Полученные соотношения известны в литературе как законы пропорциональности.

1.3.1.8. Универсальные характеристики центробежных насосов

Универсальная характеристика позволяет установить экономический режим работы насоса. Универсальная характеристика представляет совмещенные на одной диаграмме рабочие характеристики центробежного насоса при работе его различных числах оборотов. Для построения универсальной характеристики насоса требуются экспериментальные данные по $\dot{V} - H$ и $\eta_H - \dot{V}$ при различных оборотах (рис. 1.16).

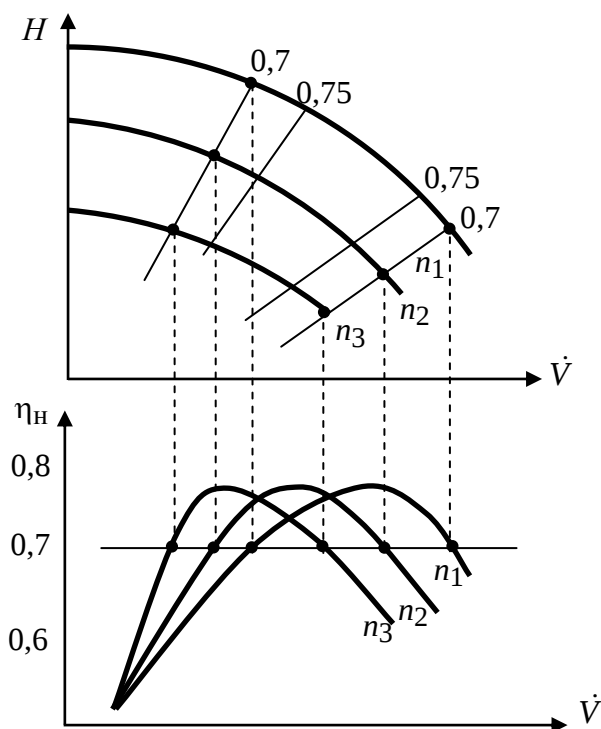


Рис. 1.15. Универсальная характеристика центробежного насоса при $n_1 > n_2 > n_3$

Максимальное значение η_H центробежного насоса с уменьшением числа оборотов n перемещается в сторону малых $\dot{V}$. Универсальная характеристика $\dot{V}$ является неотъемлемой частью паспорта насоса.

1.3.1.9. Работа центробежного насоса на сеть

Насос данной насосной установки работает на таком режиме, при котором потребный напор равен напору насоса, т.е. при котором энергия, потребляемая при движении жидкости по трубопроводам установки (потребный напор), равна энергии, сообщаемой жидкости насосом (напор насоса).

Для анализа работы центробежного насоса на сеть необходимо иметь характеристики насоса и сети.

При рассмотрении напора, развиваемого насосом, нами была получена формула (1.4). Она записана в параметрах сети, т.е. может быть принята за характеристики сети. Обычно в условиях данной сети высота $\frac{p_H - p_0}{\rho g} + h_{\text{нп}} + h_{\text{вс}}$ остается постоянной. Назовем эту высоту статическим напором и обозначим как $H_{\text{ст}}$. Движение жидкости в трубопроводе явно турбулентное, поэтому величины $\Delta h_{\text{нп}} + \Delta h_{\text{вс}}$ можно представить как $\Delta h_{\text{нп}} + \Delta h_{\text{вс}} = A\dot{V}^2$. Итак, вместо формулы (1.4) можно записать:

$$H = H_{\text{ст}} + A\dot{V}^2, \quad (1.54)$$

где A – коэффициент пропорциональности.

Формула (1.54) является характеристикой сети, т.е. она связывает потребный напор сети с расходом жидкости.

Характеристику насоса $H - \dot{V}$ можно взять из технического паспорта насоса. Опишем эту характеристику формулой:

$$H = f(\dot{V}). \quad (1.55)$$

Задачу совместной работы насоса и сети можно решить двумя способами: аналитическим и графическим.

Аналитический способ: имеем два уравнения с двумя неизвестными (1.54) и (1.55). Совместное их решение позволит найти общие H и $\dot{V}$ для насоса и сети. В пределах изменения параметров, входящих в уравнения (1.54) и (1.55), можно анализировать совместную работу насоса и сети.

Графический способ: представим формулу (1.54) в виде графика и совместим её с характеристикой данного насоса на общем графике в координатах $H - \dot{V}$ (рис. 1.17).

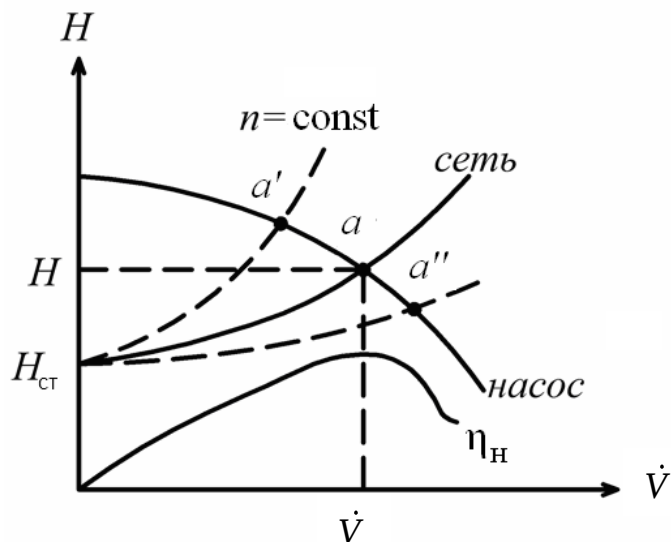


Рис. 1.17. Характеристики насоса и сети

Точку пересечения двух кривых a , отражающих характеристики насоса и сети, называют рабочей точкой. В этой точке подача насоса равна расходу сети, а напор, развиваемый насосом, равен напору, необходимому для пропуска данного расхода через данный трубопровод.

Если параметры точки a $H - \dot{V}$ не устраивают производственные потребности, то, меняя сопротивление на линии нагнетания, можно изменить её положение. Закрывая задвижку на линии нагнетания, уменьшаем подачу (точка a'), открывая – увеличиваем (точка a'').

Необходимое требование эксплуатации насоса – рабочая точка a должна находиться в зоне максимального КПД насоса η_H . В случае невозможности выполнения этого требования можно менять число оборотов насоса n или этот насос менять на другой.

1.3.1.10. Неустойчивая работа центробежного насоса (помпаж)

В некоторых случаях работа насоса является неустойчивой: подача резко изменяется от наибольшего значения до нуля, напор колеблется в значительных пределах, наблюдаются гидравлические удары, шум и сотрясение всей машины и трубопроводов. Это явление называется помпажем. Помпаж происходит у насосов, имеющих кривую напоров

$H = f(\dot{V})$ с падающей левой ветвью (рис. 1.18), т.е. кривую напоров, имеющих максимум при $\dot{V} > 0$. Такую характеристику имеют обычно тихоходные насосы.

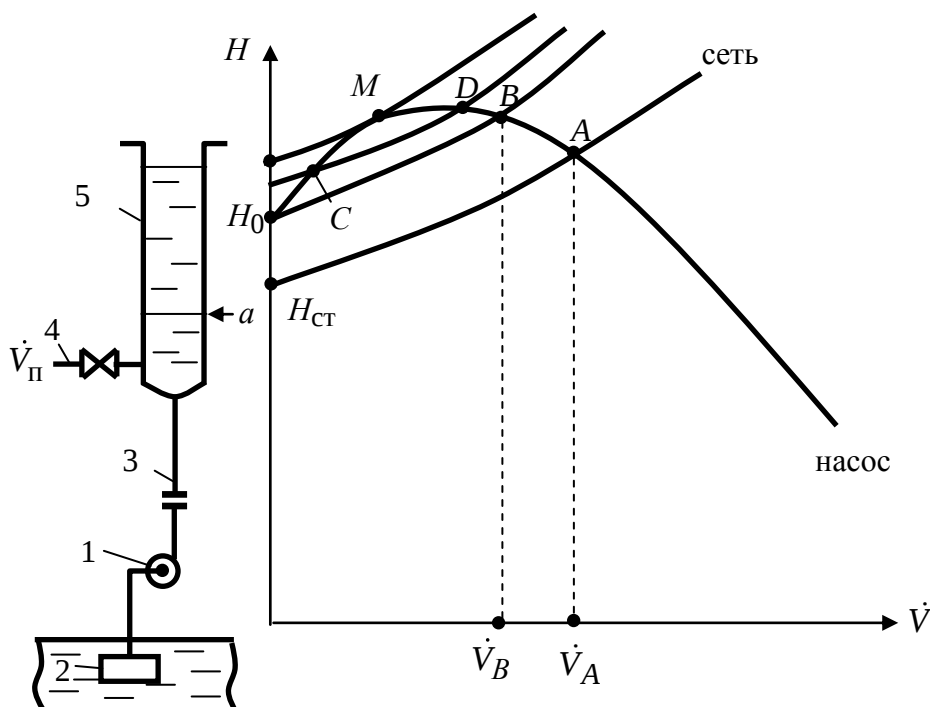


Рис. 1.18. Помпаж

Пусть насос 1 подает жидкость по трубопроводу 3 в резервуар 5, откуда она поступает по трубе 4 к потребителю. В начальный момент резервуар заполнен жидкостью до уровня a . При этом насос работает в режиме A . Если расход жидкости, сливаемой к потребителю, $\dot{V}_\Pi$ меньше расхода $\dot{V}_A$, то уровень жидкости в резервуаре повышается, характеристика сети смещается вверх и подача насоса в соответствии с кривой напора $H = f(\dot{V})$ уменьшается до тех пор, пока рабочая точка не займет положение M . Если при этом подача насоса превышает расход потребителя, то уровень в резервуаре повышается еще больше и характеристика сети пойдет выше характеристики насоса. При этом потребный напор сети станет больше напора насоса, в результате чего пройдет срыв подачи. Под действием обратного потока жидкости обратный клапан 2 закроется. Насос будет работать при $\dot{V} = 0$ и $H = 0$. Из-за отсутствия подачи жидкости в резервуар 5 уровень жидкости в нем будет понижаться, поскольку расход потребителя $\dot{V}_\Pi > 0$. После того как уровень жидкости понижается до уровня H_0 , насос снова вступает в работу. Подача резко, скачкообразно, возрастает до $\dot{V}_B$. Уровень жидкости в резервуаре опять начнет постепенно подниматься и явление повторится.

Срыв подачи насоса и переход его на холостой режим работы могут получиться и при неизменной характеристике сети, если характеристика сети пересекает характеристику насоса в двух точках, C и D (рис. 1.9).

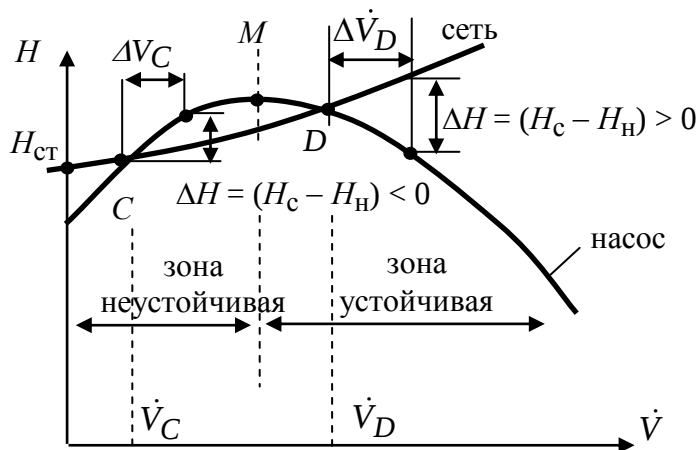


Рис. 1.9. Помпаж для насосной установки, имеющей две рабочие точки

Предположим насос подавал $\dot{V}_D$. Пусть в результате каких-то причин произошло внезапное кратковременное снижение $H_{ст}$. Подача в системе увеличится на $\Delta\dot{V}_D$. При этом возникает разность напоров $\Delta H = (H_c - H_n) > 0$. Недостаток поступающей энергии в систему H_n в сравнение отдаваемой к жидкости H_c может быть компенсирован только за счет кинетической энергии в системе всей массы жидкости. Поэтому скорость падает, достигает $\dot{V}_D$ и наступает равновесие.

Рассмотрим точку C . Предположим кратковременно увеличился $H_{ст}$. Тогда возникает $\Delta\dot{V}_C$ и $\Delta H = (H_c - H_n) < 0$, т.е. избыток энергии, поступающей в систему, ΔH . Возрастает кинетическая энергия системы, т.е. возрастает подача, что ведет к дальнейшему отклонению системы от равновесного положения. Расход достигнет значения $\dot{V}_D$.

Таким образом, отклонение режима работы насоса от равновесного режима (точка C) не возвращается в первоначальное положение. Следовательно, режимы работы насоса, лежащие левее точки M , неустойчивы.

Таким образом, восходящая ветвь характеристики насоса характеризует неустойчивую работу, а нисходящая — устойчивую. Уменьшение угла выхода лопатки β_2 приводит к уменьшению зоны неустойчивой работы насоса.

1.3.1.11. Параллельная и последовательная работа двух центробежных насосов

Параллельная работа насосов. Параллельная работа применяется в тех случаях, когда одним центробежным насосом нельзя обеспечить заданную задачу (производительность), даже если принять максимально возможный диаметр ротора насоса и повысить до предела его обороты. Параллельная работа насосов применяется и в тех случаях, когда расход перекачиваемой жидкости меняется в широких пределах: при больших расходах несколько насосов работают параллельно, а при малых – только один. Насосы необходимо подобрать таким образом, чтобы они работали в зоне высокого КПД при всех комбинациях подачи. Выбор насосов для параллельной работы должен быть согласован с характеристикой сети трубопровода так, чтобы рабочая точка лежала в зоне максимального КПД насосов. При этом идентичность характеристик насоса необязательна. Параллельное включение рабочих колес может быть реализовано в многоколесных центробежных насосах. Однако без острой необходимости не следует прибегать к совместной работе насосов, в частности, к параллельной, так как она всегда является менее экономичной как по капиталовложениям, так и по эксплуатационным расходам.

Рассмотрим параллельную работу двух одинаковых насосов (рис. 1.20).

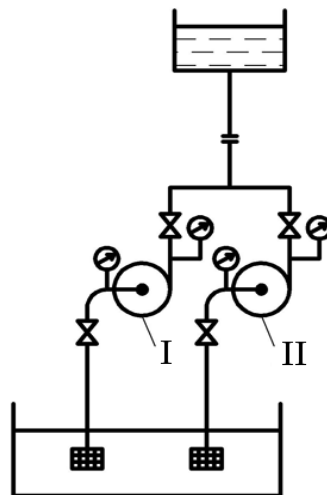


Рис. 1.20. Схема установки с двумя параллельно включенными насосами

Исследование работы двух одинаковых насосов производят следующим образом. На диаграмме $H - \dot{V}$ строят характеристику сети трубопроводов. Затем на график накладывают характеристики параллельно работающих насосов I и II и строят их суммарную характеристику $I + II$ (рис. 1.21).

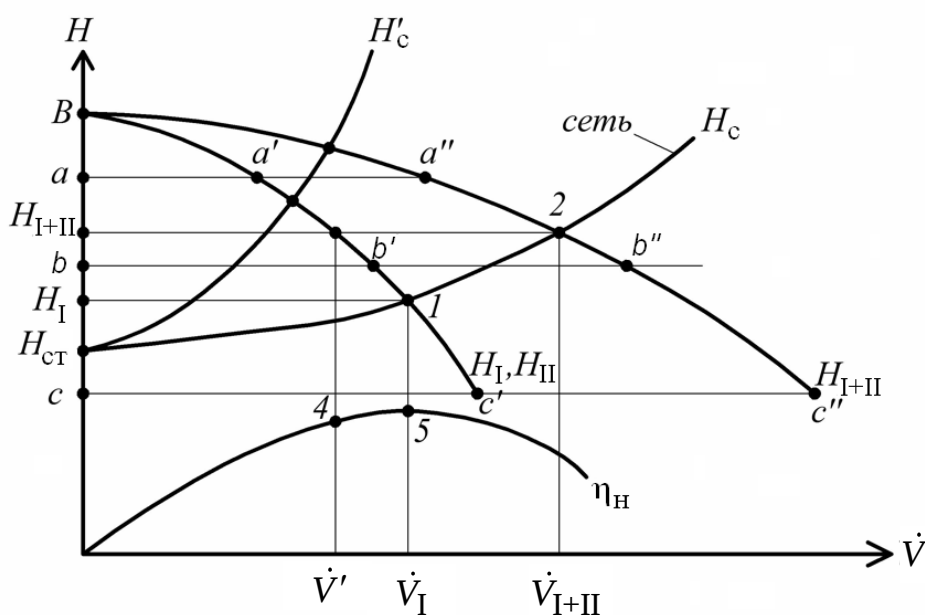


Рис. 1.21. Параллельная работа двух одинаковых установок

Для построения суммарной характеристики необходимо провести ряд горизонтальных прямых и сложить при постоянных H абсциссы (расходы): $aa' = a'a''$, $bb' = b'b''$ и $cc' = c'c''$. По точкам B , a'' , b'' и c'' строят суммарную характеристику H_{I+II} .

Точка 1 характеризует рабочую точку одного отдельно работающего насоса, точка 2 – двух насосов, включенных параллельно.

Как видно из рис. 1.21, $\dot{V}_{I+II} > \dot{V}_{I,II}$, но $\dot{V}_{I+II} < (\dot{V}_I + \dot{V}_{II})$. Однако при этом увеличивается и напор: $H_{I+II} > H_{I,II}$, хотя этого и не требовалось. Точка 3 характеризует рабочую точку одного насоса, а точка 4 – КПД одного насоса при их параллельном включении. Точка 5 характеризует КПД отдельно работающего насоса.

При больших сопротивлениях на линии нагнетания коэффициент пропорциональности в формуле (1.54) A имеет большое значение, и характеристика сети имеет крутой вид – H'_c . Как видно из рис. 1.21, в этом случае параллельное включение насосов нецелесообразно.

Рассмотрим параллельную работу насосов с разными характеристиками, представленную на рис. 1.22.

Начало совместной работы двух насосов характеризуется точкой B . Первый насос может начать работу только тогда, когда второй насос с увеличением производительности снизит свой напор до максимального напора, подаваемого первым насосом. Начиная с точки B , можно строить суммарную характеристику. Построение суммарной характеристики

выполняется путем сложения абсцисс отдельных характеристик насосов: $aa' + a'a'' = aa'''$, $bb' + b'b'' = bb'''$, $cc' + c'c'' = cc'''$. По точкам B , a''' , b''' и c''' строится суммарная характеристика. Точки 1 и 2 характеризуют рабочие точки отдельно работающих первого и второго насосов; точка 3 – рабочую точку двух насосов, включенных параллельно; точки 4 и 5 соответствуют рабочим точкам первого и второго насосов, включенных параллельно в общую сеть.

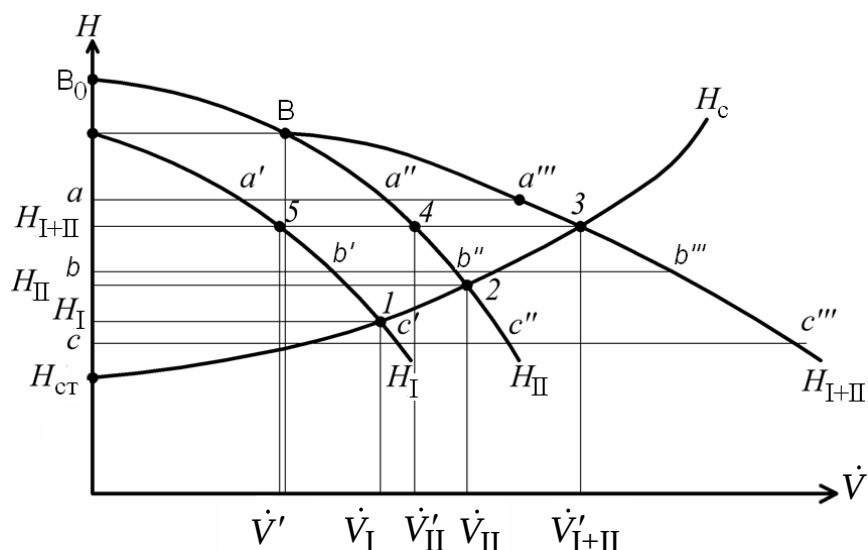


Рис. 1.22. Параллельная работа двух насосов, имеющих разные характеристики

Как видно из рис. 1.22, $\dot{V}_{I+II} < (\dot{V}_I + \dot{V}_{II})$, $H_{I+II} > H_{I,II}$. На участке B_0B совместная работа насосов нецелесообразна, так как $H_{II} > H_I$ и первый насос будет работать в режиме противотока. В этом случае первый насос необходимо отключить.

Отсюда следует практически важный вывод о том, что на параллельную работу следует подключать только такие насосы, у которых развиваемые напоры равны или близки (подача не имеет значения).

В заключение отметим, что параллельное включение насосов может дать необходимое увеличение подачи только при небольших сопротивлениях на линии нагнетания.

Последовательная работа центробежных насосов (рис. 1.23). Последовательное соединение центробежных насосов обычно применяется для увеличения напора в тех случаях, когда один насос не может создавать требуемого рабочего напора. Необходимым условием последовательной работы насосов является близость их характеристик по расходу. По напору такого требования нет. Однако необходимо иметь в виду, что сальники и другие части насоса рассчитаны на определенное давление.

Обычно в каталогах, в технических характеристиках насосов, указывается предельно допустимое давление во входном патрубке, которое и ограничивает возможность последовательного соединения насосов.

Однако без острой необходимости не рекомендуется использовать совместную работу центробежных насосов – она ведет к увеличению капиталовложений и эксплуатационных расходов.

Возможны случаи: $H_{ст} > H_{0I}, H_{0II}$ или $H_{ст} < H_{0I}, H_{0II}$.

где $H_{ст}$ – статический (полезный) напор сети, Па; H_{0I} и H_{0II} – напоры насосов I и II при $\dot{V} = 0$, соответственно, Па.

Дальше рассмотрим второй случай (как более общий). Частным случаем последовательного соединения являются многоступенчатые насосы, у которых имеется несколько рабочих колес, расположенных в одном корпусе.

При последовательной работе передача жидкости идет из насоса в насос: жидкость по приемному трубопроводу входит в первый насос, выходит из него и подводится ко второму насосу и т.д. Таким образом, жидкость проходит через все насосы.

Исследование последовательного соединения насоса выполняют аналогично параллельному. На диаграмме $H - \dot{V}$ строят характеристику сети трубопроводов, затем характеристики отдельных насосов I и II и суммарную характеристику.

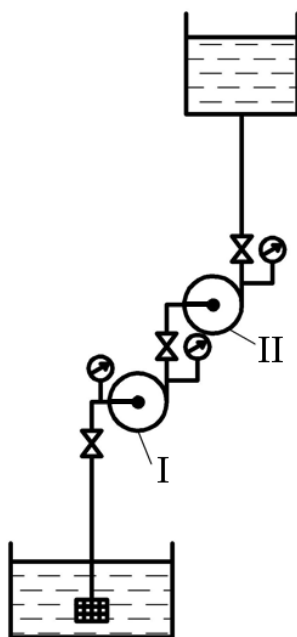


Рис. 1.23. Схема установки с двумя последовательно включенными насосами

Для построения суммарной характеристики необходимо провести ряд вертикальных прямых и сложить напоры насосов при постоянных $\dot{V}$.

На рис. 1.24 рассмотрен случай работы одинаковых насосов. Здесь $aa' = a'a''$, $bb' = b'b''$, $cc' = c'c''$. По точкам H_{0I+II} , a'' , b'' и c'' строят суммарную характеристику H_{I+II} .

Точка 1 характеризует рабочую точку одного, отдельно работающего насоса, точка 2 – двух насосов, включенных последовательно. Как видно из рис. 1.24, $H_{I+II} > H_{I,II}$, но $H_{I+II} < (H_I + H_{II})$. Произошло также и увеличение подачи: $\dot{V}_{I+II} > \dot{V}_{I,II}$, хотя этого и не требовалось. Точка 3 – рабочая точка насоса, включенного в последовательную сеть; 4 – КПД отдельно работающего насоса; точка 5 – КПД отдельного насоса, включенного в последовательную сеть.

Крутизна характеристики сети зависит, в основном, от сопротивления линии нагнетания: большое сопротивление – кривая крутая H'_c (рабочая точка 2'), иначе – кривая H''_c (рабочая точка 2''). Таким образом, только при больших сопротивлениях на линии нагнетания реализуется существенное увеличение общего (суммарного напора). При незначительных сопротивлениях цель не достигается – суммарный напор мало отличается от напоров отдельных насосов.

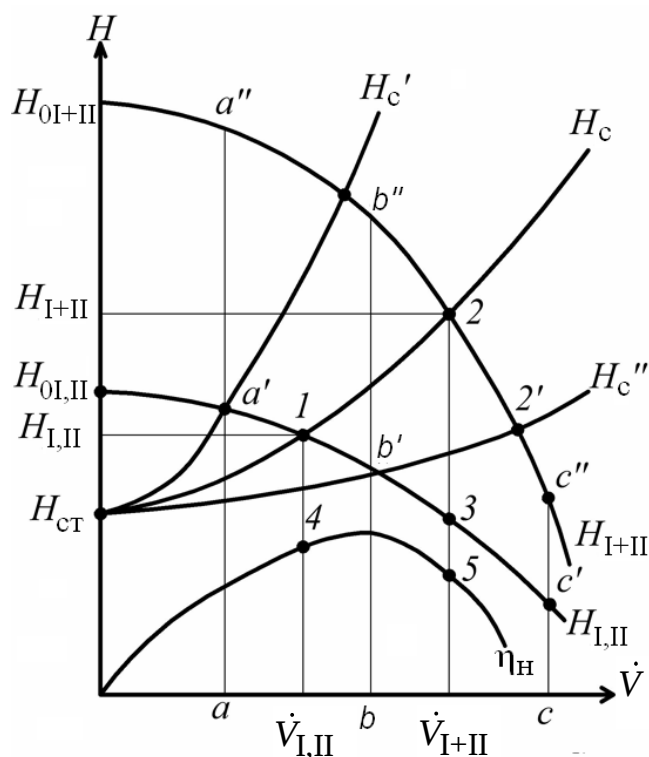


Рис. 1.24. Последовательная работа двух последовательных насосов

$$\frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{вс}}^2}{2g} + h_{\text{вс}} + \Delta h_{\text{вс}}, \quad (1.56)$$

где $w_{\text{вс}}$ – скорость движения жидкости во всасывающем патрубке, м/с, $\Delta h_{\text{вс}}$ – потери напора на всасывающей линии, м вод.ст., $h_{\text{вс}}$ – высота всасывающей линии, м, $p_{\text{вс}}$ – давление жидкости в сечении 1–1, Па. Из уравнения (1.56) определим высоту всасывания:

$$h_{\text{вс}} = \frac{p_0 - p_{\text{вс}}}{\rho g} - \left(\frac{w_{\text{вс}}^2}{2g} + \Delta h_{\text{вс}} \right). \quad (1.57)$$

Как видно из формулы (1.57), чем меньше $p_{\text{вс}}$, тем больше высота всасывания насоса. Определим нижний предел изменения $p_{\text{вс}}$.

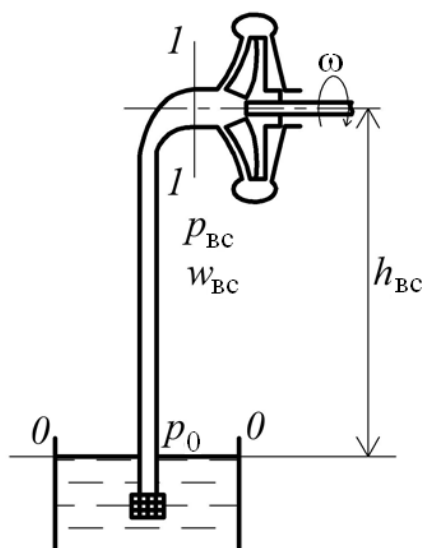


Рис. 1.26. Линия всасывания насосной установки

Если давление $p_{\text{вс}}$ окажется меньше давления насыщенных паров жидкости при данной температуре p_t , т.е. $p_{\text{вс}} < p_t$, тогда из жидкости начинают выделяться пары и растворенные в ней газы. Интенсивное образование пузырьков может привести к разрыву потока жидкости с образованием паровой (газовой) подушки. В этом случае насос перестает качать, подача падает до нуля.

Предположим, разрыва потока нет, жидкость пузырьками пара (газа) при своем движении попадает в область более высоких давлений. При $p > p_t$ происходит мгновенная конденсация паров жидкости. Жидкость мгновенно

проникает в пустоты, образующиеся при конденсации пузырьков, что приводит к многочисленным мелким гидравлическим ударам. Этот процесс называется кавитацией. Местное повышение давления может достигать 10 МПа.

Вследствие кавитации может произойти:

- снижение H , $\dot{V}$ и η_H ;
- полное прекращение подачи – разрыв потока;
- возникновение вибрации, ударов, шумов;
- механическое разрушение твердых поверхностей насоса.

Возникновение кавитации в центробежном насосе вероятнее всего во всасывающей полости насоса. Для предотвращения кавитации необходимо, чтобы $p_{\text{вс}}^{\min} > p_t$.

Определим максимальную высоту всасывания насоса, принимая $p_{\text{вс}} = p_t$:

$$h_{\text{вс}}^{\max} = \frac{p_0 - p_t}{\rho g} - \left(\frac{w_{\text{вс}}^2}{2g} + \Delta h_{\text{вс}} \right). \quad (1.58)$$

Допустимую высоту всасывания можно определить с учетом кавитационного запаса $\Delta H_{\text{кав}}$:

$$h_{\text{вс}}^{\text{доп}} = h_{\text{вс}}^{\max} - \Delta H_{\text{кав}}. \quad (1.59)$$

Значения кавитационного запаса $\Delta H_{\text{кав}}$ приводятся в каталогах по насосам и в паспорте насоса.

Высота всасывания центробежного насоса для воды при нормальных условиях составляет $h_{\text{вс}} = 6\text{--}7$ м.

1.3.1.13. Регулирование подачи центробежных насосов

Основной задачей регулирования является обеспечение необходимой подачи в сеть.

Применяется два метода регулирования:

- 1) при $n = \text{const}$;
- 2) путем изменения числа оборотов вала насоса.

1.1. Регулирование дросселированием жидкости (рис. 1.27). Данный способ регулирования сводится к прикрытию или открытию задвижки на нагнетательном трубопроводе. Регулировать подачу задвижкой на линии всасывания нельзя, так как это может привести к срыву подачи.

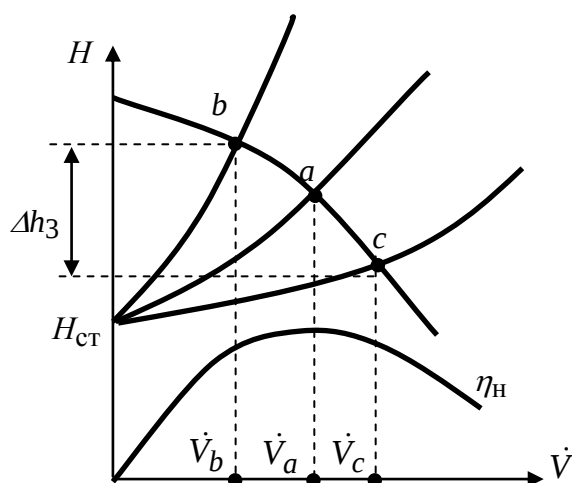


Рис. 1.27. Регулирование подачи насоса дроселированием

Характеристика сети имеет вид: $H_c = H_{ст} + A\dot{V}^2$. При закрытии задвижки коэффициент A увеличивается (кривая крутая), при открытии — уменьшается (кривая пологая). Этот способ регулирования простой, однако неэкономичен вследствие дополнительных потерь напора в задвижке Δh_3 .

1.2. Регулирование подачи поворотными направляющими лопатками на входе в работе колеса (рис. 1.28).

Как видно из основного уравнения центробежных машин, напор зависит от условия входа жидкости в рабочее колесо, т.е. от угла α_1 . Закручивание потока, поступающего в рабочее колесо, влияет на величину напора и при заданной характеристике сети изменяет подачу машины.

Направляющий аппарат на входе выполняется в двух вариантах — осевом и радиальном.

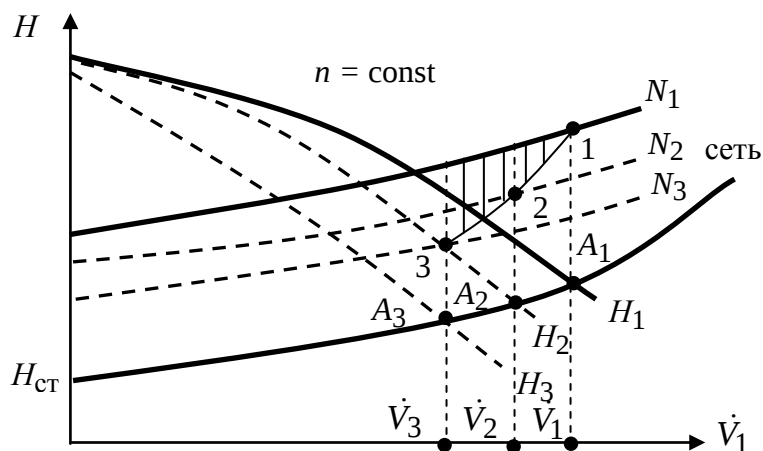


Рис. 1.28. Регулирование подачи насоса поворотными направляющими лопатками

$H_2, N_2, \dot{V}_2$ и $H_3, N_3, \dot{V}_3$ – характеристики насоса для двух случаев регулирования. A_1, A_2 и A_3 – рабочие точки, кривая 1–2–3 – кривая уменьшения мощности насоса. Точки 1, 2 и 3 характеризуют рабочие мощности для рабочих точек. Заштрихованная часть характеризует экономию мощности. Метод экономичен, однако усложняется конструкция насоса.

1.3. Регулирование подачи переключением ступеней многоступенчатого насоса с последовательной работы на параллельную и наоборот (рис. 1.29).

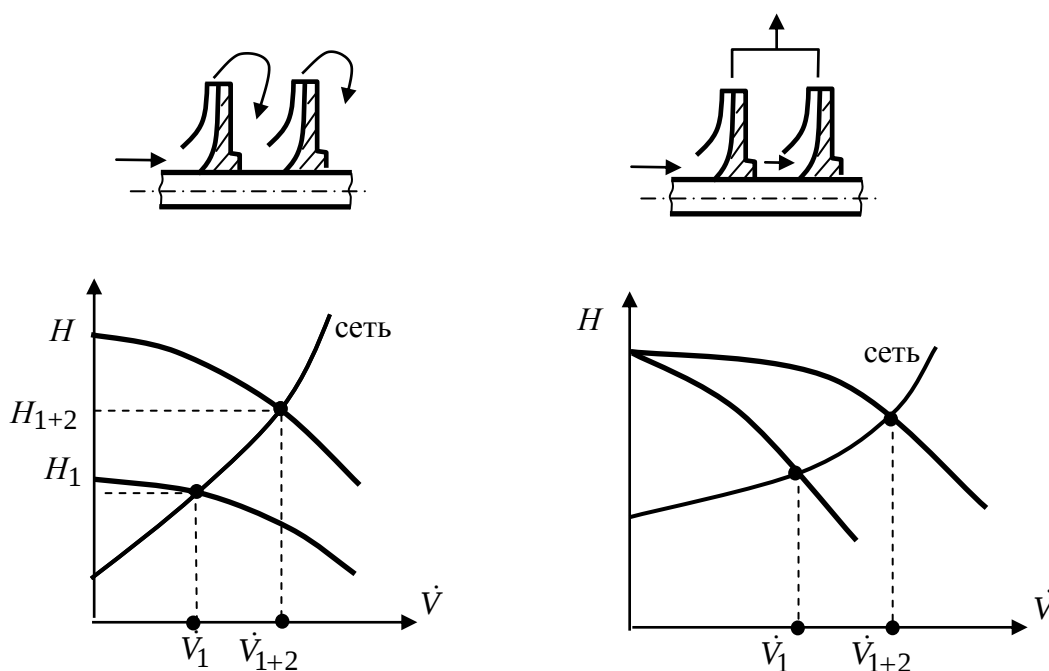


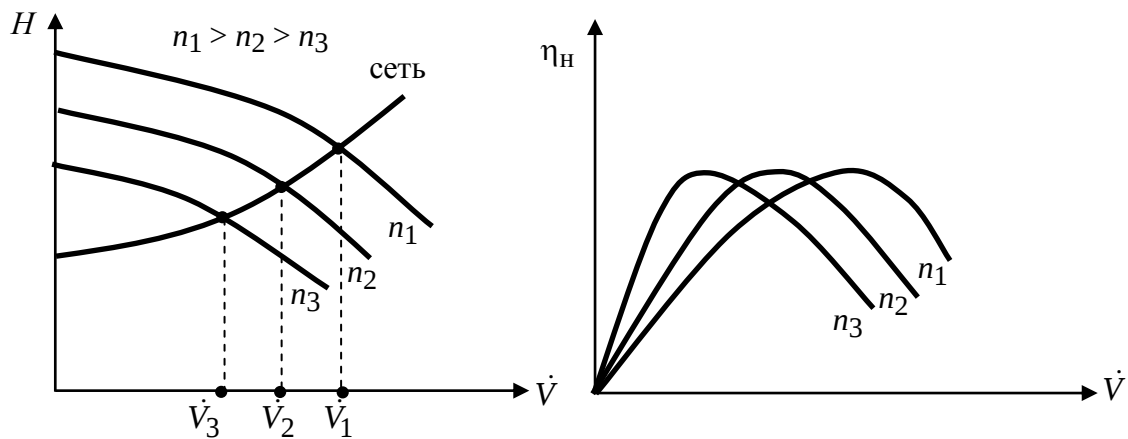
Рис. 1.29. Регулирование подачи насоса переключением ступеней многоступенчатого насоса

Параллельное включение используется для увеличения подачи, последовательное – для увеличения потребного напора. Метод экономичен, однако усложняется конструкция насоса. Метод используется для больших установок.

2. Регулирование подачи с изменением числа оборотов машины.

Метод более экономичен, чем регулирование дросселированием. На рис. 1.30 приведены графики изменения $\dot{V}$.

Изменение $\dot{V}(n)$ должно быть согласовано графиками изменения КПД насоса от оборотов вала насоса – $\eta_n(n)$.

Рис. 1.30. Регулирование подачи изменением N

Самый простой и самый неэкономичный метод регулирования подачи – регулирование перепуском. Оно осуществляется перепуском части жидкости, подаваемой насосом, из напорного трубопровода во всасывающий по обводному трубопроводу, на котором установлена задвижка. Этот метод относится к регулированию не самой машины, а системы (установки).

1.3.1.14. Преимущества и недостатки центробежных насосов

Основными преимуществами центробежных насосов являются:

- равномерная подача и постоянство напора при данном режиме работы;
- быстходность, легкость конструкции;
- простота устройства, а следовательно, легкость обслуживания;
- простота регулирования;
- высокая $h_{вс}$;
- возможность перекачивания загрязненных жидкостей;
- широкие пределы изменения H и $\dot{V}$.

Недостатки центробежных насосов:

- неспособность всасывания без предварительной заливки;
- требуется высокая герметизация всасывающей линии;
- неразрывная связь подачи и напора;
- зависимость КПД η_H от режима работы насоса;
- малый КПД η_H при малых подачах $\dot{V}$;
- снижение КПД η_H с увеличением вязкости жидкости.

1.3.2. Осевые насосы

Осевые насосы применяются для больших расходов жидкости (десятки кубических метров в секунду) и малых напоров (5–20 м).

Теоретический напор осевого насоса, как и для центробежного, определяется по уравнению Эйлера (1.22).

Рабочее колесо 1 при вращении в корпусе 2 сообщает жидкости движение в осевом направлении. При этом поток несколько закручивается. Для преобразования вращательного движения потока в поступательное в корпусе насоса устанавливается неподвижный направляющий аппарат 3 (рис. 1.31). Лопасти рабочего колеса выполняются в виде винта.

При вращении колеса в потоке жидкости возникает разность давлений по обе стороны каждой лопасти. Силы давления лопастей на поток создадут вынужденное вращательное и поступательное движения жидкости, увеличивая её давление и скорость, т.е. механическую энергию потока жидкости.

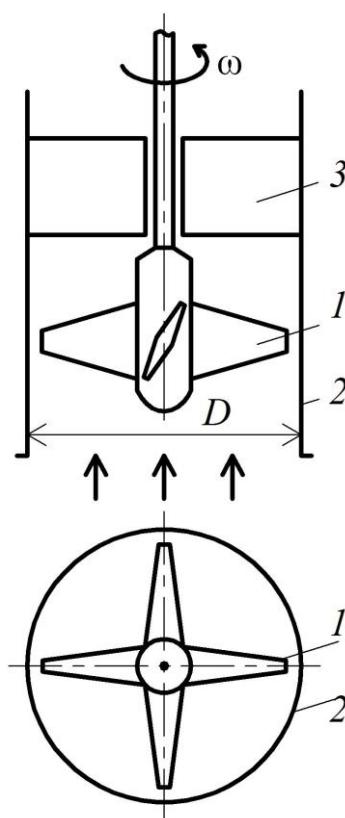


Рис. 1.31. Схема осевого насоса

Рассмотрим треугольники скоростей на входе жидкости в рабочее колесо (рис. 1.32, а) и на выходе (рис. 1.32, б).

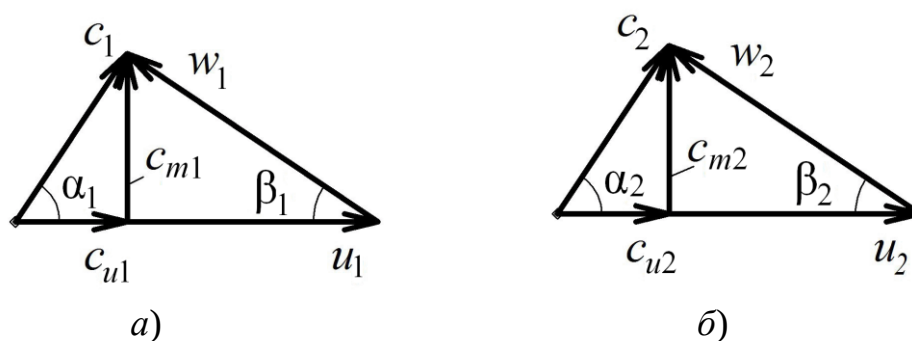


Рис. 1.32. Треугольники скоростей для рабочего колеса осевого насоса

Окружная (переносная) скорость вращения, как известно, определяется по формуле:

$$u = \omega r,$$

где ω – угловая скорость вращения, 1/с. Окружная скорость на входе в рабочие колеса и на выходе будут одинаковыми, т.е. $u_2 = u_1 = u$. Следовательно, можно записать:

$$H_{\infty} = \frac{u}{g}(c_{u2} - c_{u1}). \quad (1.60)$$

Это и есть основное уравнение осевого насоса. Оно показывает, что величина напора осевого насоса пропорциональна произведению окружной скорости на изменение составляющей абсолютной скорости потока в направлении переносного движения потока.

Из треугольников скоростей определим c_{u2} и c_{u1} :

$$\left. \begin{aligned} c_{u1} &= u - c_{m1} \operatorname{ctg} \beta_1, \\ c_{u2} &= u - c_{m2} \operatorname{ctg} \beta_2. \end{aligned} \right\}. \quad (1.61)$$

Значения c_{m1} и c_{m2} могут быть определены из уравнения неразрывности:

$$\rho S_1 c_{m1} = \rho S_2 c_{m2}, \quad (1.62)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ; $S_{1,2}$ – площадь поперечного сечения осевого насоса на входе и на выходе, м^2 : $S_1 = \frac{\pi D^2}{4} = S_2$. Тогда получим, что $c_{m1} = c_{m2} = c_m$.

С учетом (1.61) и (1.62) уравнение (1.60) перепишем в виде:

$$H_{\infty} = \frac{uc_m}{g} (\operatorname{ctg}\beta_1 - \operatorname{ctg}\beta_2). \quad (1.63)$$

Согласно уравнению (1.63), для создания напора требуется, чтобы β_1 было меньше β_2 . Чем больше разница между β_1 и β_2 , тем больше закрутка лопатки. Лопатки рабочего колеса необходимо профилировать таким образом, чтобы величина напора H_{∞} по радиусу была постоянна, т.е. значения β_1 и β_2 по радиусу должны быть разными. Другими словами, закрутка лопасти по радиусу должна меняться так, чтобы H_{∞} по радиусу не менялся.

Реальный напор осевого насоса может быть определен по формуле:

$$H = \frac{u^2}{g} \eta_{H0} (\operatorname{ctg}\beta_1 - \operatorname{ctg}\beta_2). \quad (1.64)$$

где η_{H0} – КПД насоса, который определяется по формуле:

$$\eta_{H0} = \varphi \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{м}}, \quad (1.65)$$

где $\varphi = \frac{c_m}{u}$; η_{Γ} – гидравлический КПД насоса; $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД насоса.

Наиболее существенное значение для осевого насоса имеют гидравлические потери, связанные с гидромеханикой потока. Величина объемных потерь при сравнительно малых зазорах и большой производительности насоса, а также механических потерь, вызванных трением в подшипниках и уплотнительных сальниках, незначительна по сравнению с величиной гидравлических потерь. Гидравлические потери в насосе состоят из потерь в рабочем колесе и направляющем аппарате, а также потерь, вызванных трением жидкости о стенки корпуса и втулку рабочего колеса. Наиболее значительными из них являются потери в рабочем колесе и направляющем аппарате.

Обычно принимают:

$$\begin{aligned} \eta_{\Gamma} &= 0,75 - 0,92, \\ \eta_{\text{м}} &= 0,94 - 0,98, \\ \eta_{H0} &= \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{м}} = 0,70 - 0,90, \\ \eta_0 &= 1. \end{aligned}$$

Коэффициент φ может быть определен исходя из уравнения расхода:

$$\varphi = \frac{4\dot{V}}{\pi D^2 \omega \cdot r_{\text{ср}}}, \quad (1.66)$$

где $\dot{V}$ – объемный расход насоса, м³/с. Принимая $r_{\text{ср}} \approx D/2$, получим:

$$\varphi = 8\dot{V} / \pi D^3 \omega. \quad (1.67)$$

По сравнению с центробежными осевые насосы отличаются простотой конструкции и меньшими размерами при той же производительности. Их недостатком является ограниченная высота всасывания.

1.3.2.1. Рабочие характеристики осевых насосов

Характеристики $\dot{V} - H$ и $\eta_{\text{НО}} - \dot{V}$ для осевого насоса более крутые, чем для центробежного. Отличительной особенностью характеристики $N - \dot{V}$ осевого насоса является превышение мощности холостого хода (при $\dot{V} = 0$) над мощностью, потребляемой на рабочих режимах. Отклонение подачи осевого насоса от расчетной приводит к резкому снижению КПД (рис. 1.33).

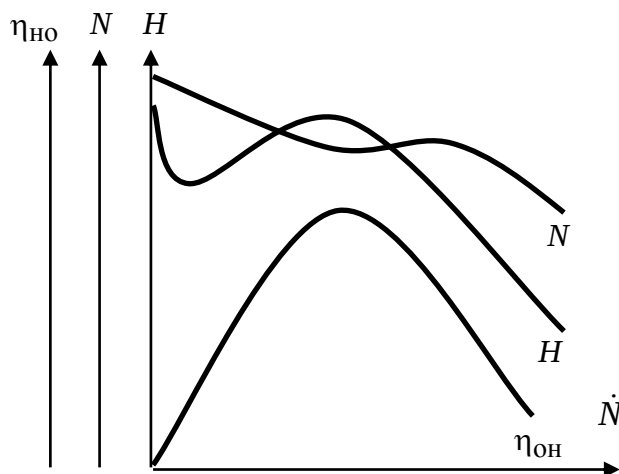


Рис. 1.33. Рабочие характеристики осевого насоса

Основной причиной, по которой характеристики осевых насосов отличаются от характеристики центробежных, является возникновение в каналах осевых машин паразитных токов жидкости. Ранее, в целях упрощения теоретического исследования, мы полагали, что в потоке жидкости, протекающей через осевой насос, отсутствуют радиальные

составляющие скорости. В действительности, в межлопаточных каналах, вследствие вращения рабочего колеса, возникает вторичный ток жидкости в плоскости, перпендикулярной оси вращения колеса, вызывающий отклонение движения частиц жидкости от осевого направления.

Седловина на характеристике $H - \dot{V}$ объясняется снижением подъемной силы лопасти при малых производительностях и повышенных углах атаки. Из анализа рассмотренных характеристик осевых машин можно сделать следующие выводы:

- 1) в целях недопущения перегрузки двигателя осевого насоса его пуск надо производить всегда при открытой задвижке на линии нагнетания;
- 2) расход насоса не рекомендуется регулировать путем прикрытия или открытия задвижки на линии нагнетания, так как это вызывает резкое изменение КПД насоса.

Регулировать расход можно изменением числа оборотов или углом установки лопасти. Последний метод регулирования осуществляется путем применения рабочих колес с поворотными лопастями.

На рис. 1.34 представлены универсальные характеристики насоса, полученные при различных углах поворота лопастей рабочего колеса φ_{Π} . Угол $\varphi_{\Pi} = 0$ соответствует расчетному значению угла β_1 . Универсальные характеристики осевых насосов строятся и при различных числах оборотов вала насоса. Подбор осевых насосов осуществляется по универсальным характеристикам.

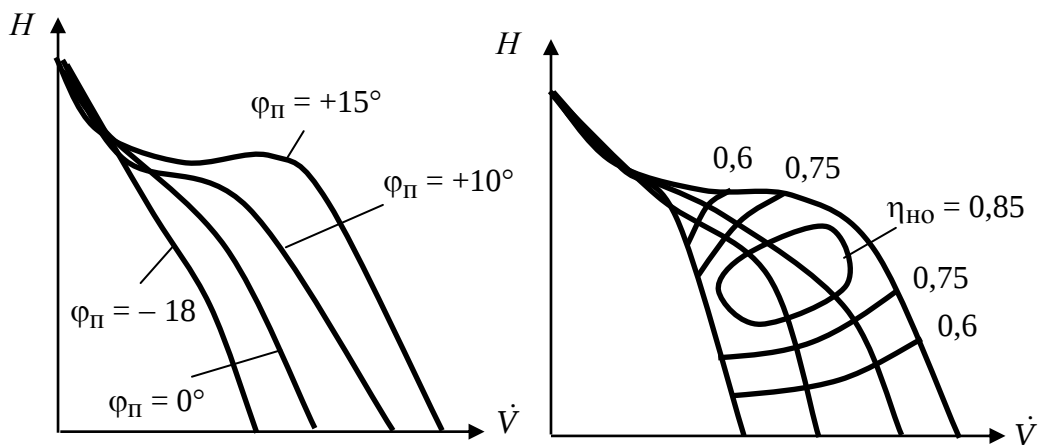


Рис. 1.34. Универсальные характеристики осевого насоса

Для обеспечения бескавитационной работы осевого насоса определяют критическое число оборотов насоса $n_{\text{кр}}$. С целью предупреждения кавитации лопастное колесо необходимо устанавливать как можно глубже под уровень жидкости; температура жидкости должна быть как можно ниже, а профили лопастей и их угол установки должны обеспечить минимальное значение кавитационного коэффициента K (для воды при температуре 20°C $K = 0,3$).

Известно, что чем больше производительность насоса, тем больше опасность кавитации. Во избежание кавитации в этом случае высота всасывания не должна превышать 1–2 м.

1.3.3. Вихревые насосы

Вихревые насосы относятся к лопастным насосам. По типу рабочего колеса вихревые насосы делятся на насосы закрытого и открытого типов. У насосов закрытого типа лопатки рабочего колеса короткие, а открытого – длинные. От типа колеса зависят кавитационные свойства, а также самовсасывающая способность и способность работать на смеси жидкости и газа.

На рис. 1.35 представлена схема вихревого насоса закрытого типа.

Вихревой насос состоит из рабочего колеса 1 с короткими радиальными лопатками и неподвижного корпуса 2, снабженного всасывающим 3 и напорным 4 патрубками. В корпусе имеется концентрический отводной канал, который прерывается перемычкой, служащей уплотнением между напорной и всасывающей линиями. В вихревом насосе не обеспечивается герметичное разделение всасывающего и напорного трубопроводов, т.е. насос является проточным так же, как и все лопастные насосы.

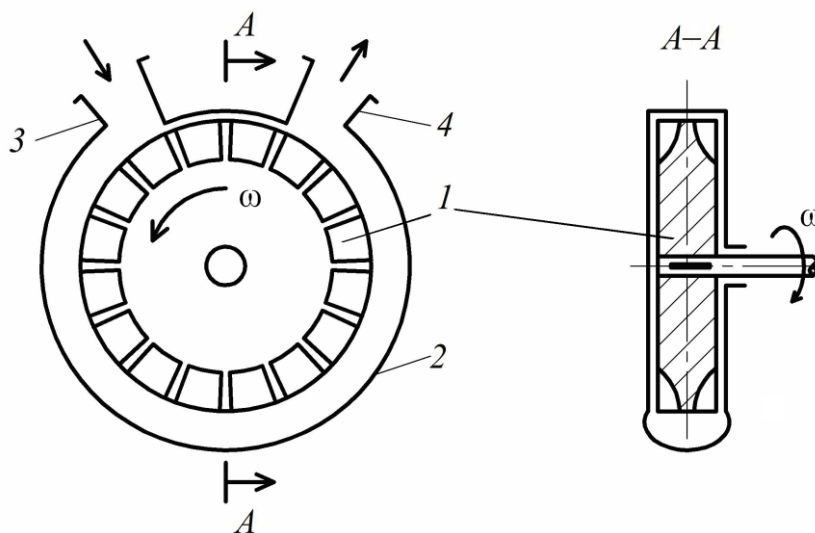


Рис. 1.35. Схема вихревого насоса закрытого типа

В вихревых насосах центробежная сила используется несколько раз. Поэтому напор, создаваемый ими, в 4–5 раз превышает напор центробежных машин, имеющих ту же окружную скорость.

Центробежные силы вызывают непрерывное истечение жидкости из межлопастных каналов в концентрический отводной канал. Ввиду неразрывности потока жидкость непрерывно втекает в межлопастные каналы

из отводного канала. За время прохождения всей длины отводного канала жидкость несколько раз попадает в каналы между лопатками и каждый раз получает от рабочего колеса новый импульс. При этом жидкость совершает сложное извилистое винтообразное движение.

В вихревых насосах определяется внутренний КПД рабочего процесса $\eta_{\text{вн}}$. Значение $\eta_{\text{вн}}$ вычисляют как отношение полезной теоретической мощности к теоретической мощности, затрачиваемой колесом. Кроме внутренних потерь, свойственных процессу передачи энергии от рабочего колеса к потоку и оцениваемых внутренним КПД $\eta_{\text{вн}}$, в вихревых насосах наблюдаются объемные, гидравлические и механические потери. Объемные потери обусловлены перетеканием жидкости через перемычки.

Гидравлические потери энергии возникают вследствие трения и вихреобразования при поступательном движении жидкости по отводному каналу. Механические потери – потери энергии на трение в сальниках, подшипниках и на трение на рабочих поверхностях колеса в жидкости.

Столь значительные потери энергии приводят к тому, что при наиболее благоприятных для вихревых насосов режимах общий КПД машины не превышает 50 %.

На рис. 1.36 представлены рабочие характеристики вихревого насоса. Напор насоса H зависит от расхода $\dot{V}$ в меньшей степени, чем для центробежного насоса. Если окружная составляющая скорости жидкости в отводном канале равна окружной скорости рабочего колеса, то жидкость в колесе и канале вращается как одно целое с одинаковой окружной скоростью.

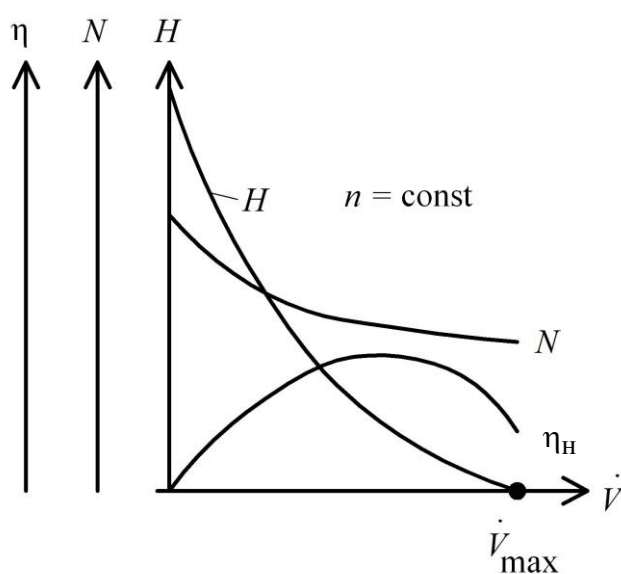


Рис. 1.36. Рабочие характеристики вихревого насоса

В этом случае взаимодействие потока жидкости в колесе и в канале отсутствует, продольные вихри не возникают, и напор вихревого рабочего процесса $H = 0$, при этом $\dot{V} = \dot{V}_{\max}$.

Для этого случая можно записать:

$$\dot{V}_{\max} = S \cdot u_2, \quad (1.68)$$

где S – площадь сечения отводного канала, м^2 ; u – окружная скорость колеса на радиусе центра тяжести сечения S , м/с .

Чем меньше подача, тем больше разница окружных составляющих скоростей жидкости в колесе и в канале, тем больше силы, вызывающие продольный вихрь, и выше напор. С увеличением подачи разница между $\dot{V}$ и $S \cdot u$ уменьшается, силовое взаимодействие потоков понижается, как и потребляемая мощность насоса.

Действительный напор вихревого насоса может быть определен по формуле:

$$H = \psi \frac{u_2^2}{2g}.$$

где ψ – коэффициент напора; u_2 – окружная скорость колеса на радиусе центра тяжести сечения канала, м/с . Коэффициент напора может меняться в пределах $\psi = 2,0\text{--}5,0$.

Подачу насоса определяют по формуле:

$$\dot{V} = cS \cdot u_2. \quad (1.69)$$

Коэффициент подачи c меняется в пределах $c = 0,50\text{--}0,65$.

По сравнению с центробежным вихревой насос компактнее, конструкция его – проще и дешевле. Вихревые насосы, в основном, являются самовсасывающими. Они могут работать на смеси газа и жидкости. В вихревом насосе изменение напора меньше влияет на подачу, чем в центробежном, о чем свидетельствует крутая характеристика $H - \dot{V}$ (рис. 1.36).

Вихревые насосы обычно применяют при необходимости создавать большой напор при малой подаче.

В вихревых насосах жидкость подводится к рабочему колесу на периферии его, т.е. в зоне высоких скоростей. Поэтому возможность

возникновения кавитации весьма велика. Предупредить возникновение кавитации можно повышением давления на входе в вихревое колесо. Для этого следует установить на валу вихревого насоса дополнительное центробежное колесо. Применение предвключенного центробежного колеса позволяет существенно повысить скорость жидкости на входе в вихревое колесо и получить более высокое давление вихревого колеса и насоса в целом. КПД центробежно-вихревого насоса выше, чем чисто вихревого насоса. Если у наиболее распространенных вихревых насосов КПД составляет 33–35 %, то для центробежно-вихревых – 50–65 %.

Регулирование производительности вихревых насосов производится дросселированием потока на выходе или изменением числа оборотов.

В химической промышленности они применяются для подачи кислот, щелочей и других химически агрессивных реагентов. Здесь требуются насосы с малыми подачами (мала скорость химической реакции) и высокими напорами (велики гидравлическое сопротивление реакторов и давление, при котором протекает реакция).

Вихревые насосы применяются также для перекачивания легколетучих жидкостей (бензина, спирта, эфира и т.д.) Испарение легких фракций этих жидкостей приводит к тому, что в насос засасывается смесь жидкости.

Вихревые насосы незаменимы там, где требуются малые подачи при большом напоре: небольшие автоматические насосные станции, автомойка, на судах для подачи мытьевой и питьевой воды, питательные насосы малых котельных КПД.

Большинство вихревых насосов обладают самовсасывающей способностью. Однако они не пригодны для перекачивания жидкостей с большой вязкостью, а также жидкостей, содержащих абразивные частицы.

1.3.4. Выбор, маркировка и условные обозначения лопастных насосов

Выбор насоса производится по каталогам, по сводной диаграмме $\dot{V} - H$ для данного типа.

Исходные данные для выбора насоса:

– подача $\dot{V}$ и напор H . Напор определяется по характеристике сети трубопроводов;

– перекачиваемая среда, ее вязкость и температура, химическая активность, наличие твердых веществ и их величина, ее взрыво- и пожароопасность, токсичность;

– условия эксплуатации (на открытом воздухе, в помещении, влажность, взрыво- и пожароопасность помещения).

Выбранный насос должен работать в зоне максимального КПД.

Ниже приводятся примеры маркировки лопастных насосов.

1. Для пресной воды и других не корродирующих черные металлы жидкостей.

Центробежные котельные – К.

Консольные моноблочные – КМ.

Центробежные двухстороннего входа – Д.

Центробежные вертикальные нерегулируемые – В.

Центробежные вертикальные регулируемые – ВР.

Осевые вертикальные нерегулируемые – ОВ.

Осевые вертикальные регулируемые – ОПВ.

Осевые горизонтальные регулируемые – ОПГ.

Осевые моноблочные – ОПВ.

Вихревые – ВК, ВКС, ВКО.

Центробежно-вихревые – ЦВК, ЦВКС.

Многоступенчатые центробежные – ЦНС, МС.

2. Для энергосистем.

Питательные – ПЭ, ПТ, ПТН.

Конденсаторные – КС, КсД.

Сетевые – СЭ.

3. Для химических производств.

Центробежные котельные для жидкостей с объемной концентрацией твердой фазы не более 0,1 % – Х, ХМ, ХО.

Центробежные котельные для жидкостей с объемной концентрацией твердой фазы не более 1,5 % – АХ.

Центробежные герметичные – ЦГ, ЦГВ.

Осевые горизонтальные – ОХГ.

Центробежные для бумажной массы – БМ.

Условные обозначения насосов даются в ГОСТах на каждый вид машин. Обычно первые буквы в обозначении выражают тип насосов, две последующие группы цифр – подачу и напор.

1.4. Поршневые насосы

Среди объемных насосов наиболее распространенными являются поршневые насосы.

На рис. 1.37 изображена схема поршневого насоса простого действия. Он состоит из поршня 1 со штоком 3, движущихся возвратно-поступательно внутри цилиндра 2 и двух клапанов: всасывающего 4 и нагнетательного 5. Снизу к корпусу насоса присоединена всасывающая труба 6, сверху – нагнетательная 7.

Возвратно-поступательное движение поршня со штоком создается приводом. В качестве привода могут служить: паровая машина (прямодействующие насосы), кривошипно-шатунные механизмы, эксцентриковая или кулачковая передача. Рассмотрим рабочие процессы машины.

При ходе поршня вправо объем полости A увеличивается, давление p_A уменьшается и нагнетательный клапан 5 плотно прижимается к седлу. Под действием разности давлений $p_0 - p_A$ всасывающий клапан 4 открывается и цилиндр заполняется жидкостью, т.е. происходит всасывание. Поршень доходит до правого крайнего положения, останавливается и начинает двигаться влево.

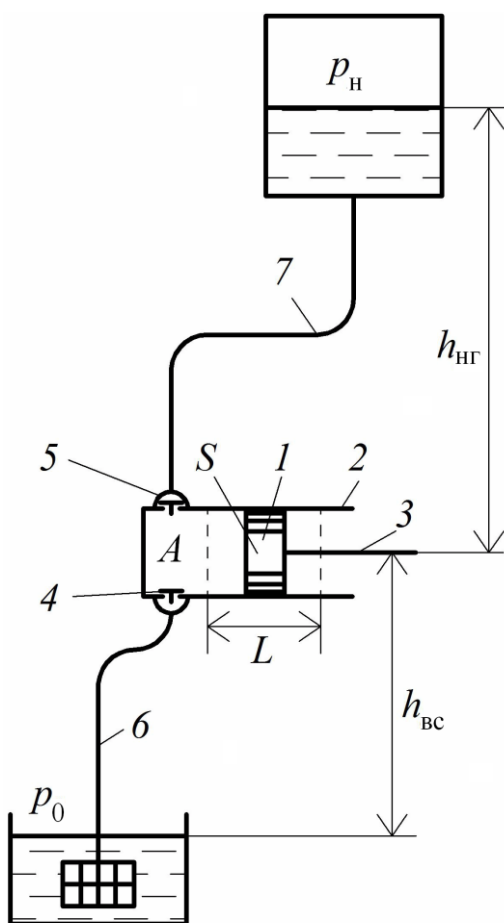


Рис. 1.37. Схема поршневого насоса простого действия

При ходе поршня влево объем A уменьшается, давление p_A растет, всасывающий клапан 4 плотно прижимается к седлу. При $p_A > p_H$ нагнетательный клапан 5 открывается и жидкость вытесняется из цилиндра, т.е. происходит нагнетание. Давление в полости A резко растет, и нагнетание начинается сразу же в начале хода нагнетания.

Изображенная на рис. 1.37 машина за один оборот вала кривошипа совершает один процесс всасывания и один процесс нагнетания и называется машиной простого действия. Через L обозначен ход поршня.

Схемы поршневых насосов двойного, тройного и четверного действий представлены на рис. 1.38.

Насос двойного действия за один оборот вала кривошипа совершает два процесса всасывания, два – нагнетания на общую линию; насосы тройного действия – три, четверного – четыре.

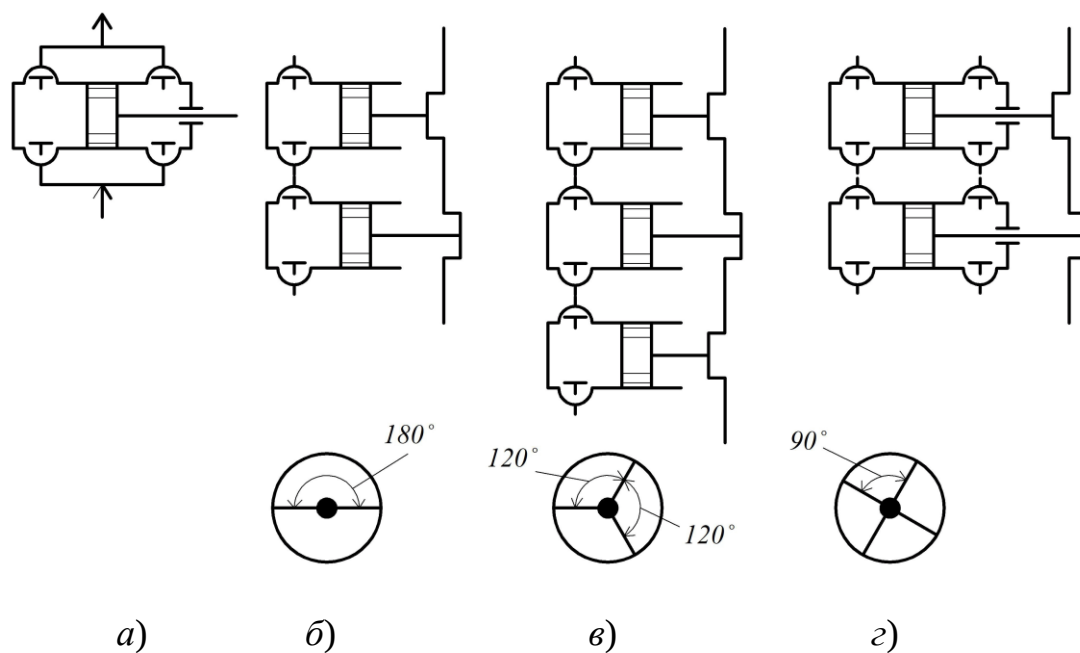


Рис. 1.38. Схемы поршневых насосов: а, б – двойного действия; в – тройного действия; г – четверного действия

Особенности работы насоса можно наглядно изобразить на теоретической индикаторной диаграмме, показывающей изменение давления в цилиндре в зависимости от положения поршня при работе машины (рис. 1.39).

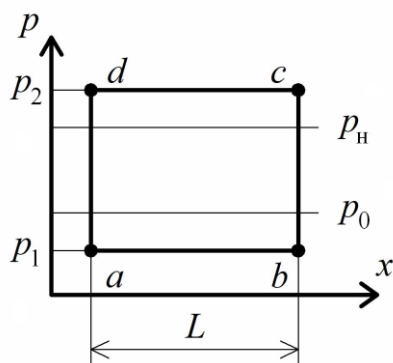


Рис. 1.39. Теоретическая индикаторная диаграмма

Линия ab характеризует всасывание, bc – резкий рост давления от p_1 (давление всасывания) до p_2 (давление нагнетания) в начальный момент нагнетания, cd – нагнетание, da – резкое снижение давления в начале всасывания.

Площадь индикаторной диаграммы в некотором масштабе равна работе, сообщаемой жидкости поршнем за один оборот кривошипа. Разность давлений нагнетания и всасывания называется индикаторным давлением $p_{\text{и}}$:

$$p_{\text{и}} = p_2 - p_1. \quad (1.70)$$

Кроме указанной классификации – по типу привода и по кратности действия – поршневые насосы могут быть объединены в группы по другим признакам:

- по расположению оси цилиндра (горизонтальные и вертикальные);
- по конструкции поршня (дисковый, дифференциальный, с проходным поршнем – с клапаном в теле поршня, плунжерный (рис. 1.40));

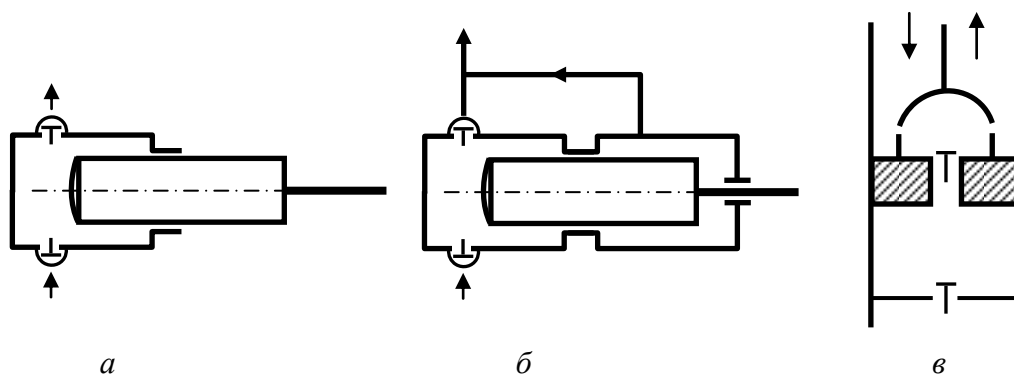


Рис. 1.40. Насосы: a – плунжерный, b – дифференциальный, c – с проходным поршнем

– по давлению (низкие – до 1 МПа, средние – до 2 МПа, высокие – свыше 2 МПа);

– по производительности (малый – до $4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, средний – до $15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, большой – свыше $15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$).

1.4.1. Производительность (подача) поршневых насосов

В поршневых насосах различают среднюю и мгновенную подачи.

Теоретическая средняя подача поршневого насоса определяется исходя из рабочего объема цилиндра $V_{\text{ц}}$ и кратности машины.

Рабочий объем цилиндра равен:

$$V_{\text{ц}} = S \cdot L, \quad (1.71)$$

где S – площадь поршня, м^2 .

Если число двойных ходов поршня в секунду равно n , то средняя теоретическая производительность насоса простого действия определяется как:

$$\dot{V}_{\text{ст1}} = S \cdot L \cdot n, \quad (1.72)$$

двойного действия:

$$\dot{V}_{\text{ст2}} = (2S - S_{\text{ш}}) \cdot L \cdot n \quad \text{или} \quad \dot{V}_{\text{ст2}} = 2SL \cdot n, \quad (1.73)$$

где $S_{\text{ш}}$ – площадь поперечного сечения штока, м^2 .

Для машин с кратностью действия, равной i , можно записать:

$$\dot{V}_{\text{сти}} = SL \cdot n \cdot i. \quad (1.74)$$

Действительная средняя подача будет меньше теоретической из-за объемных потерь:

$$\dot{V}_{\text{с}} = \dot{V}_{\text{ст}} \cdot \eta_0, \quad (1.75)$$

где η_0 – объемный КПД насоса. Для поршневых насосов обычно $\eta_0 = 0,92\text{--}0,98$. На величину η_0 оказывают влияние:

- утечки жидкости через неплотности в системе;
- запаздывание закрытия всасывающего и нагнетательного клапанов в конце всасывания и нагнетания;
- наличие в жидкости пузырьков воздуха (газа), ранее растворенного и выделившегося в области низкого давления перед поступлением жидкости в цилиндр.

Рассмотрим мгновенную подачу поршневого насоса. Если жидкость непрерывно следует за поршнем, не отрываясь от него, тогда мгновенная теоретическая подача будет определяться по формуле:

$$\dot{V}_T = S \cdot w_{\Pi}, \quad (1.76)$$

где w_{Π} – скорость движения поршня, м/с.

Определим скорость движения поршня (рис. 1.41). Если длина шатуна l гораздо больше радиуса кривошипа r , ($l/r \geq 5$), тогда $AB \approx x$, $AB = AO - BO$.

Следовательно, можно записать:

$$x = r - r \cos \varphi,$$

$$dx/dt = w_{\Pi} = r \sin \varphi \cdot d\varphi/dt = \omega r \sin \varphi.$$

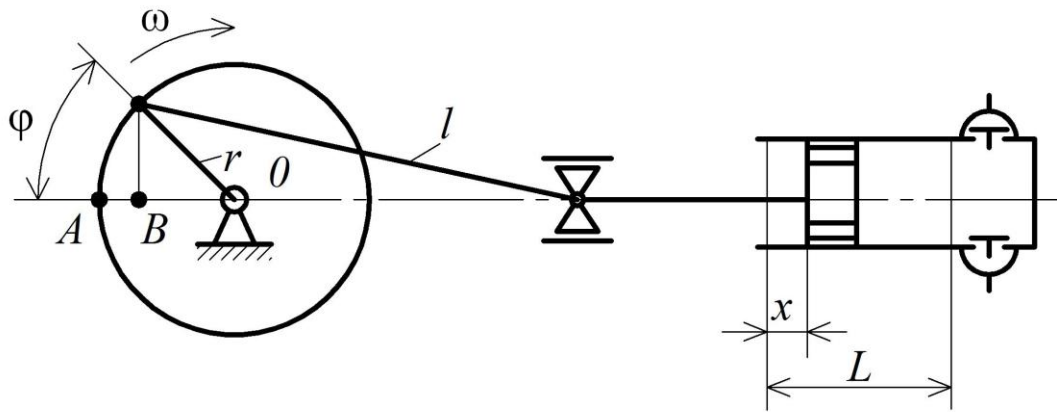


Рис. 1.41. Схема поршневого насоса простого действия с кривошипно-шатунным механизмом

Для мгновенной теоретической подачи получим:

$$\dot{V}_T = S \cdot \omega r \sin \varphi. \quad (1.77)$$

Рассмотрим диаграммы подачи поршневых насосов с различной кратностью действия (рис. 1.42).

На рис. 1.42, а представлен график подачи поршневого насоса простого действия. До $\varphi = \pi$ идет процесс нагнетания, далее от π до 2π – всасывание. Максимальная подача устанавливается при $\varphi = \pi/2$:

$$\dot{V}_{T1\max} = S\omega r. \quad (1.78)$$

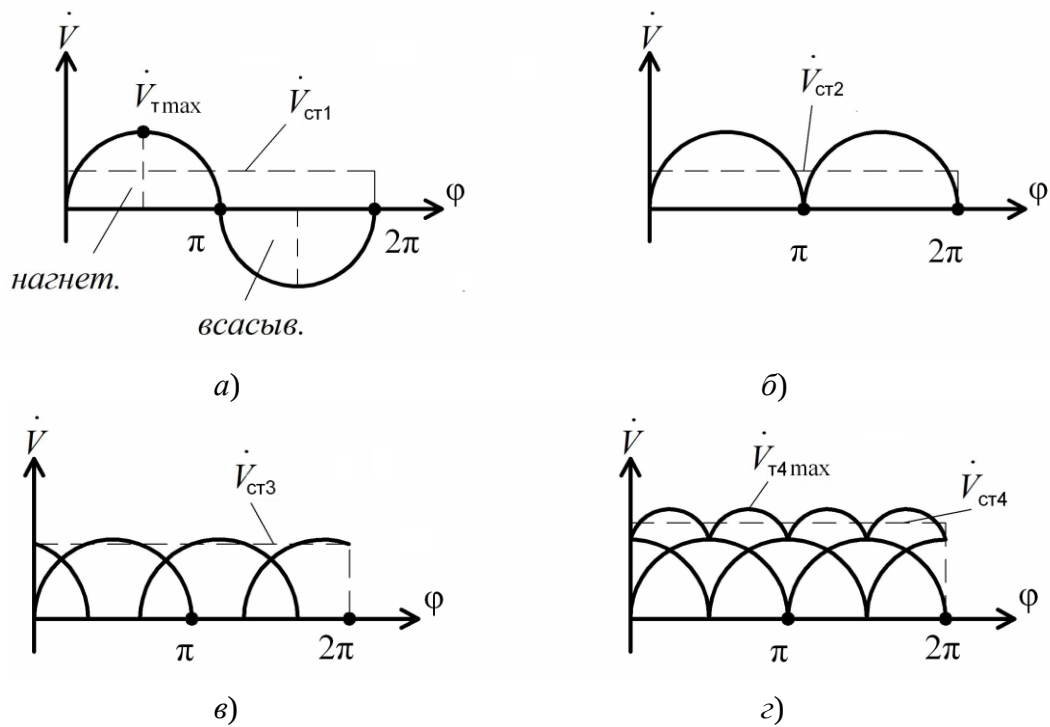


Рис. 1.42. Диаграммы подачи поршневого насоса: а – простого действия; б – двойного действия; в – тройного действия; г – четверного действия

Для насоса простого действия характерна прерывистая подача жидкости, связанная с чередованием процессов всасывания и нагнетания. Степень неравномерности подачи m может быть охарактеризована отношением максимальной мгновенной подачи к средней. Для насоса простого действия:

$$m_1 = \frac{\dot{V}_{T1\max}}{\dot{V}_{CT1}} = \frac{S\omega r}{SL \cdot n} = \frac{2\pi n \cdot r}{2r \cdot n} = \pi = 3,14, \quad (1.79)$$

двойного действия:

$$m_2 = \frac{S\omega r}{2SL \cdot n} = \frac{\pi}{2} = 1,57, \quad (1.80)$$

тройного действия:

$$m_3 = \frac{S\omega r}{3SL \cdot n} = \frac{\pi}{3} = 1,047. \quad (1.81)$$

Для насосов четверного действия $\dot{V}_{T4\max}$ определяется как удвоенная ордината одного насоса при $\varphi = \pi/4$: $\dot{V}_{T4\max} = 2S\omega r \sin \frac{\pi}{2}$. Итак, имеем:

$$m_4 = \frac{2S\omega r \sin \frac{\pi}{4}}{4SL \cdot n} = \frac{\pi}{2} \cdot 0,7071 = 1,111. \quad (1.82)$$

Как видно из формул (1.79)–(1.82), наибольшей равномерностью подачи отличается насос тройного действия, наибольшей неравномерностью – насос простого действия. Для выравнивания подачи могут быть использованы воздушные колпаки.

Регулирование производительности поршневых насосов согласно формулам (1.74) и (1.75) возможно путем изменения L , n и η_0 :

- изменение хода поршня путем регулирования радиуса кривошипа ($L = 2r$) применяется для малых насосов;
- варьирование скорости вращения кривошипа путем установки редуктора с разными передаточными числами применяется на больших насосах;
- переброска части жидкости из нагнетательного трубопровода во всасывающий по обратной линии снижает η_0 и, следовательно, подачу насоса $\dot{V}_c$. Однако этот способ регулирования подачи экономически невыгоден.

1.4.2. Клапаны

Клапаны предназначены для попеременного соединения и разобщения цилиндра насоса со всасывающим и нагнетательным трубопроводами.

Основные требования к клапанам:

- герметичность перекрытия седла;
- работа без стука;
- создание минимальных гидравлических сопротивлений;
- бесшумное открытие и закрытие.

Типы клапанов:

- самодействующие (открытие и закрытие проходит автоматически, за счет Δp);
- тарельчатые (для чистой жидкости);
- шарнирные или откидные (для загрязненных жидкостей);
- шаровые (для высоковязких жидкостей);
- приводные (применяются редко, в особых случаях).

Наиболее распространенные клапаны – тарельчатые. Для плотной посадки клапана на седло требуется увеличить его вес. Однако при этом увеличивается инерция клапана, т.е. гидравлическое сопротивление. Поэтому клапан делают легким, плотность посадки достигается за счет использования пружины.

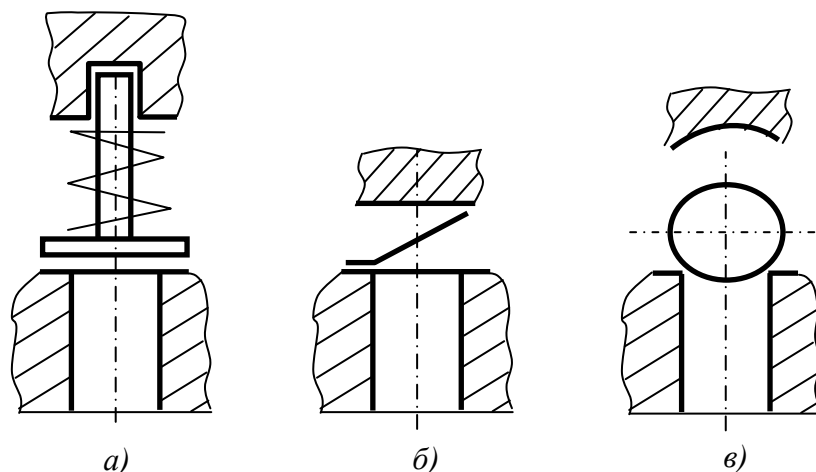


Рис. 1.43. Типы клапанов: *а* – тарельчатый, *б* – откидной, *в* – шаровой

Герметичность клапана достигается хорошей обработкой опорных поверхностей и выбором соответствующего материала для поверхностей. Для чистой жидкости применяются металлы, а для загрязненных – кожа, резина, дерево, разнообразные пластмассы.

Определим гидравлическое сопротивление клапана:

$$\Delta p_{\text{кл}} \cdot \frac{\pi d_{\text{кл}}^2}{4} = G + R, \quad (1.83)$$

$$\Delta p_{\text{кл}} = p_1 - p_2. \quad (1.84)$$

где p_1, p_2 – давление до и после клапана, соответственно, Па; $d_{\text{кл}}$ – диаметр клапана, м; G – вес клапана, кг; R – сила натяжения пружины, Н.

Уравнение (1.83) можно привести к виду:

$$\Delta h_{\text{кл}} = \xi_{\text{кл}} \frac{w_{\text{кл}}^2}{2g}, \quad (1.85)$$

где $\xi_{\text{кл}}$ – коэффициент сопротивления клапана; $w_{\text{кл}}$ – скорость в седле клапана, м/с.

Расчет клапанов сводится к определению его диаметра $d_{\text{кл}}$, наибольшей высоты подъема и нагрузки на клапан $G + R$.

1.4.3. Процессы всасывания и нагнетания поршневых насосов

Процесс всасывания. Особенность всасывания поршневого насоса, в отличие от центробежного, заключается в том, что скорость движения жидкости во всасывающей трубе не остается постоянной с течением времени. Она изменяется пропорционально переменной скорости движения поршня. Из графика на рис. 1.42 видно, что в первую половину хода поршня скорость его увеличивается от нуля до максимума, во вторую – уменьшается от минимума до нуля.

При нормальной работе насоса всасываемая жидкость неразрывно следует за поршнем. Поэтому в первую половину хода поршня жидкость во всасывающей трубе движется ускоренно, а во вторую – замедленно.

Часть напора $\frac{p_0}{\rho g}$, соответствующего давлению на свободной поверхности питательного бака (рис. 1.37), в первую половину хода поршня затрачивается на сообщение жидкости ускорения. Благодаря этому разрежение под поршнем увеличивается. Во второй половине хода поршень, наоборот, движется замедленно, с отрицательным ускорением, жидкость тормозится замедляющим свое движение поршнем, и давление под поршнем возрастает. На рис. 1.43 представлена схема всасывающей линии поршневого насоса.

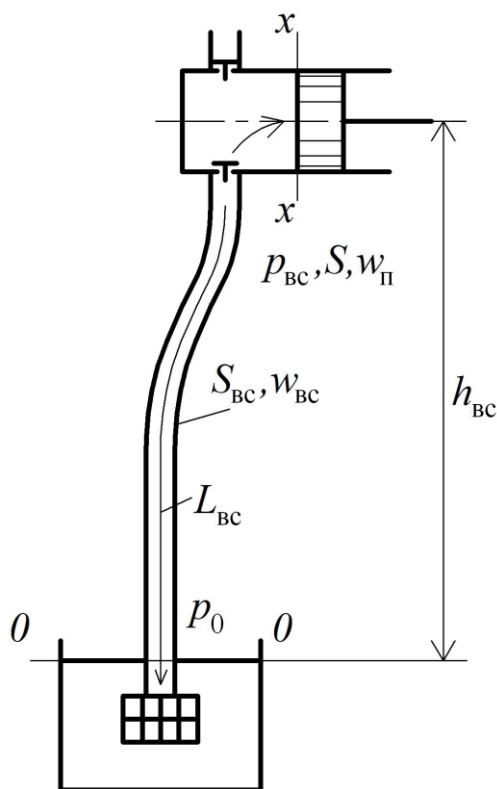


Рис. 1.43. Схема всасывающей линии поршневого насоса

Запишем уравнение Бернулли для сечений 0–0 и x–x:

$$\frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + h_{\text{вс}} + \frac{w_{\text{п}}^2}{2g} + \Delta h_{\text{вс}} + \Delta h_{\text{вскл}} \pm \Delta h_{\text{ин}}. \quad (1.86)$$

где p_0 – давление на свободной поверхности питательного бака, Па; $p_{\text{вс}}$ – давление в полости насоса, Па; $h_{\text{вс}}$ – высота всасывания, м; $w_{\text{п}}$ – скорость движения поршня, м/с; $\Delta h_{\text{вс}}$ – суммарные гидравлические потери всасывающей линии, м; $\Delta h_{\text{вскл}}$ – гидравлические сопротивления всасывающего клапана, м; $\Delta h_{\text{ин}}$ – напор, затрачиваемый на преодоление инерционного сопротивления жидкости благодаря неустановившемуся характеру ее движения во всасывающей линии, м.

Рассмотрим каждый член уравнения (1.86) в отдельности.

Довольно часто $p_0 = p_{\text{атм}}$. В химической технологии встречаются случаи, когда питательный бак закрыт. В этом случае с течением времени давление p_0 будет уменьшаться. Предполагая, что объем воздуха над жидкостью в питательном баке $V_{\text{в}}$ меняется по изотерме, получим формулу для расчета давления p_0 :

$$p_0 = \frac{V_{\text{в}}}{V_{\text{в}} + \dot{V} \cdot t} \cdot p_{01}, \quad (1.87)$$

где p_{01} – первоначальное давление воздуха над жидкостью, Па; $V_{\text{в}}$ – первоначальный объем воздуха над жидкостью, м³; $\dot{V}$ – подача насоса, м³/с; t – время наблюдения, с.

Давление $p_{\text{вс}}$ должно быть меньше давления p_0 , иначе не будет всасывания. Чем меньше $p_{\text{вс}}$, тем лучше условия для всасывания. Нижний предел давления $p_{\text{вс}}$ обусловлен кавитацией. Если $p_{\text{вс}} \leq p_t$ (давление парообразования жидкости при данной температуре), будет кавитация и наступит ударная работа насоса. Поршень в момент всасывания оторвется от жидкости, и в начале нагнетания произойдет удар поршня о жидкость. Следовательно, крайнее значение $p_{\text{вс min}} = p_t$.

Высота всасывания $h_{\text{вс}}$ в уравнении (1.86) является искомой величиной. Скоростной напор поршня $\frac{w_{\text{п}}^2}{2g}$ меняется по закону синуса:

$$w_{\text{п}}^2 / 2g = (\omega r \sin \varphi)^2 / 2g. \quad (1.88)$$

Так как жидкость во всасывающей трубе движется непрерывно вслед за поршнем, то, исходя из условия неразрывности потока, получим выражение для скорости жидкости во всасывающей трубе:

$$w_{\text{BC}} \cdot S_{\text{BC}} = w_{\text{П}} \cdot S, \quad w_{\text{BC}} = w_{\text{П}} \frac{S}{S_{\text{BC}}}.$$

Определим суммарное гидравлическое сопротивление всасывающей линии Δh_{BC} :

$$\Delta h_{\text{BC}} = \Delta h_{L_{\text{BC}}} + \Delta h_{\text{BCM}_1} + \Delta h_{\text{BCM}_2} + \dots$$

$$\Delta h_{\text{BC}} = \left(\lambda \frac{L_{\text{BC}}}{d_{\text{BC}}} + \xi_1 + \xi_2 + \dots \right) \frac{w_{\text{BC}}^2}{2g} = \left(\lambda \frac{L_{\text{BC}}}{d_{\text{BC}}} + \xi_1 + \xi_2 + \dots \right) \left(\frac{S}{S_{\text{BC}}} \right)^2 \frac{w_{\text{П}}^2}{2g}. \quad (1.89)$$

Как видно из выражения (1.89), Δh_{BC} , как и скоростной напор поршня, меняется по закону синуса.

Гидравлическое сопротивление всасывающего клапана $\Delta h_{\text{BC КЛ}}$ определяется по формуле (1.85).

Скорость жидкости при прохождении через седло клапана w_{C} определим из условия неразрывности:

$$w_{\text{C}} \cdot S_{\text{C}} = S \cdot w_{\text{П}}, \quad w_{\text{C}} = w_{\text{П}} \frac{S}{S_{\text{C}}},$$

где S_{C} – площадь поперечного сечения седла, м^2 . Тогда получим:

$$\Delta h_{\text{ВСКЛ}} = \xi_{\text{КЛ}} \left(\frac{S}{S_{\text{BC}}} \right)^2 \frac{w_{\text{П}}^2}{2g}. \quad (1.90)$$

Как видно из выражения (1.90), $\Delta h_{\text{ВСКЛ}}$ меняется по закону синуса.

Рассмотрим инерционные потери напора $\Delta h_{\text{ИН}}$. Сначала найдем массу жидкости, находящейся во всасывающей линии длиной $L_{\text{ИН}}$, и ее ускорение:

$$M = \rho L_{\text{BC}} \cdot S_{\text{BC}}, \quad \frac{dw_{\text{BC}}}{dt} = \frac{S}{S_{\text{BC}}} \frac{dw_{\text{П}}}{dt} = \frac{S}{S_{\text{BC}}} \omega^2 r \cos \varphi.$$

Согласно второму закону Ньютона, найдем силу инерции $P_{\text{ИН}}$:

$$P_{\text{ин}} = M \frac{dw_{\text{вс}}}{dt} = \rho L_{\text{вс}} S \omega^2 r \cos \varphi.$$

Относя силу инерции к площади всасывающей линии и к ρg , получим выражение для инерционного напора $\Delta h_{\text{ин}}$:

$$\Delta h_{\text{ин}} = \frac{P_{\text{ин}}}{S_{\text{вс}} \cdot \rho g} = \frac{L_{\text{вс}}}{g} \frac{S}{S_{\text{вс}}} \omega^2 r \cos \varphi. \quad (1.91)$$

Итак, инерционный напор меняется по закону косинуса.

Как известно, при $\varphi = 0$, $\sin \varphi = 0$, $\cos \varphi = 1$,
 при $\varphi = \pi/2$, $\sin \varphi = 1$, $\cos \varphi = 0$,
 при $\varphi = \pi$, $\sin \varphi = 0$, $\cos \varphi = -1$

и т.д.

Расчеты показывают, что

$$\left(\frac{w_{\text{п}}^2}{2g} + \Delta h_{\text{вс}} + \Delta h_{\text{вс кл}} \right)_{\text{max}} < \Delta h_{\text{ин max}}.$$

Поэтому анализ уравнения (1.86) проведем при максимальном значении инерционного напора $\Delta h_{\text{ин max}}$, т.е. при $\varphi = 0$. Тогда будем иметь:

$$\frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_{\text{вс min}}}{\rho g} + \left(\frac{L_{\text{вс}}}{g} \frac{S}{S_{\text{вс}}} \right) \cdot \omega^2 r + h_{\text{вс}}. \quad (1.92)$$

При $\varphi = 0$ инерционный напор имеет максимальное значение, это положение поршня наиболее опасное с точки зрения закипания жидкости, так как давление в полости насоса $p_{\text{вс min}}$ имеет минимальное значение.

Уравнение (1.92) позволяет решить задачи:

- определения допустимой высоты всасывания при $\omega = \text{const}$;
- определения допустимого числа оборотов вала кривошипа при $h_{\text{вс}} = \text{const}$.

Определим высоту всасывания. Максимальное значение $h_{\text{вс max}}$ определяется при $p_{\text{вс min}} = p_t$:

$$h_{\text{вс max}} = \frac{p_0 - p_t}{\rho g} - \frac{L_{\text{вс}}}{g} \frac{S}{S_{\text{вс}}} \cdot \omega^2 r. \quad (1.93)$$

Допустимое значение $h_{\text{вс.доп.}}$:

$$h_{\text{вс.доп.}} = h_{\text{вс max}} - \Delta H_{\text{кав}}, \quad (1.94)$$

где $\Delta H_{\text{кав}}$ – кавитационный запас.

Допустимая высота всасывания для воды при нормальных условиях не превышает 4,0–5,5 м.

Определим частоту вращения вала кривошипа. Из уравнения (1.44) получим:

$$\omega_{\text{max}} = \sqrt{\left[\frac{p_0 - p_t}{\rho g} - h_{\text{вс}} \right] \frac{g S_{\text{вс}}}{L_{\text{вс}} \cdot S \cdot r} \cdot \omega^2 r}. \quad (1.95)$$

Допустимое значение $\omega_{\text{доп}}$ должно быть меньше максимального $\omega_{\text{доп}} > \omega_{\text{max}}$.

Разумеется, возможна постановка задач определения предельных значений $L_{\text{вс}}$, $d_{\text{вс}}$ и других параметров насоса.

Процесс нагнетания

Запишем уравнение Бернулли для сечений $x-x$ и $n-n$ (рис. 1.44).

$$\frac{p_{\text{нг}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{п}}^2}{2g} = \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + h_{\text{нг}} + \Delta h_{\text{нг}} + \Delta h_{\text{нг кл}} \pm \Delta h_{\text{ин}}. \quad (1.96)$$

Из условия нагнетания обычно определяют максимальное значение давления нагнетания $p_{\text{нг max}}$. На это давление рассчитываются детали корпуса насоса. Анализ показывает, что наибольшая величина $p_{\text{нг max}}$ устанавливается в начале хода поршня, т.е. при $\varphi = 0$. Для этого случая уравнение (1.96) можно упростить и оно примет вид:

$$\frac{p_{\text{нг max}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + h_{\text{нг}} + \frac{L_{\text{нг}}}{g} \frac{S}{S_{\text{нг}}} \omega^2 r. \quad (1.97)$$

На рис. 1.45 представлена индикаторная диаграмма поршневого насоса. Линия всасывания ab определяется по формуле (1.86), точка a – по формуле (1.96); линия нагнетания cd – по формуле (1.97), точка c – по формуле (1.97).

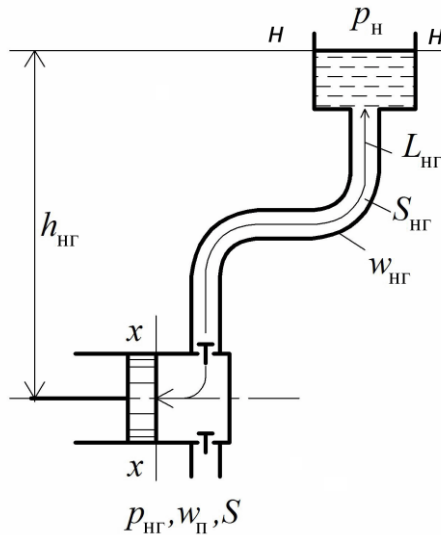


Рис. 1.44. Схема линии нагнетания поршневого насоса

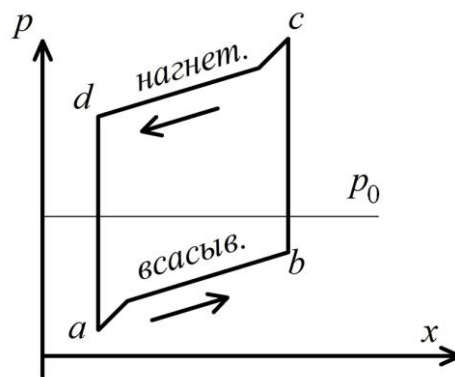


Рис. 1.45. Индикаторная диаграмма поршневого насоса

Приведенный анализ относится к насосу простого действия. Этот анализ может быть использован и для насосов двойного действия, только в последнем случае колебания скоростей воды происходят два раза за один оборот вала.

Наименьшее влияние сил инерции имеет место в насосах тройного действия.

1.4.4. Индикаторная диаграмма

Индикаторная диаграмма показывает изменение давления в цилиндре поршневого насоса в зависимости от хода поршня.

По индикаторной диаграмме можно определить мощность, потребляемую насосом в цилиндре. Это мощность называется индикаторной мощностью.

Рассмотрим процесс всасывания. Усилие, приложенное к поршню при его всасывающем ходе, равно

$$(p_0 - p_{\text{вс}}) \cdot S = P_{\text{вс}}.$$

Совершаемая при этом работа

$$A_{\text{вс}} = P_{\text{вс}} \cdot L. \quad (1.98)$$

При нагнетании имеем:

$$(p_{\text{нг}} - p_{\text{н}}) \cdot S = P_{\text{нг}},$$

$$A_{\text{нг}} = P_{\text{нг}} \cdot L. \quad (1.99)$$

Полная работа за 1 двойной ход поршня при $p_0 = p_{\text{н}}$:

$$A = A_{\text{вс}} + A_{\text{нг}} = (p_{\text{нг}} - p_{\text{н}})S, \quad (1.100)$$

где p_i – индикаторная мощность, Вт.

На рис. 1.46 представлена реальная индикаторная диаграмма.

Наклон линий da и cb объясняется не мгновенным, а постепенным закрыванием и открыванием всасывающего и нагнетательного клапанов.

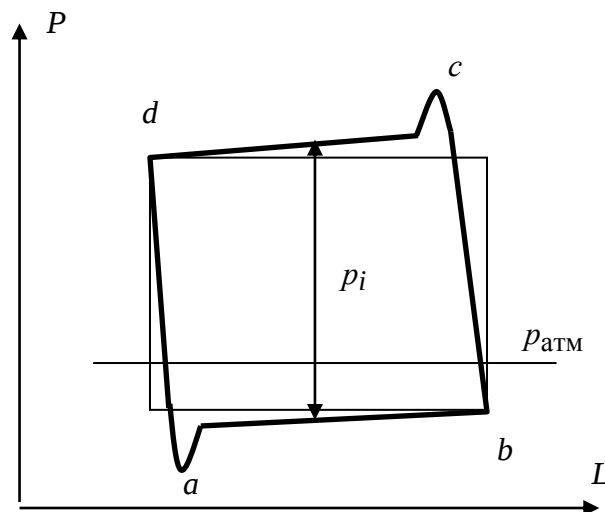


Рис. 1.46. Реальная индикаторная диаграмма поршневого насоса

Зигзаги в точках *a* и *c* характеризуют изменение давления, связанные с колебаниями (затухающими) клапанов всасывания и нагнетания.

Зная индикаторное давление (средняя высота индикаторной диаграммы), можно определить индикаторную мощность:

$$N_i = p_i \cdot S \cdot L \cdot n = p_i \dot{V}, \quad (1.101)$$

где n – число двойных ходов поршня в секунду.

По форме индикаторной диаграммы можно судить об исправности насоса (рис. 1.47).

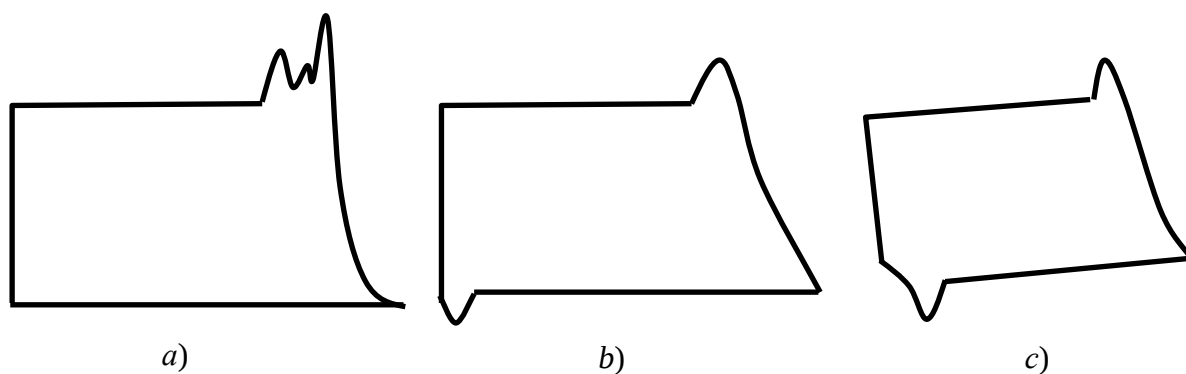


Рис. 1.47. Индикаторная диаграммы «больных» поршневых насосов

Случай *a*: чрезмерно большая высота всасывания, при которой жидкость не заполняет целиком рабочую камеру насоса.

Случай *b*: вместе с жидкостью в рабочую камеру засасывается воздух.

Случай *c*: в камере насоса имеется воздух.

1.4.5. Воздушные колпаки поршневых насосов

Воздушные колпаки устанавливаются на линии всасывания и нагнетания (рис. 1.48). На линии всасывания – для увеличения высоты всасывания $h_{вс}$ при $\omega = \text{const}$ или, наоборот, для увеличения ω при $h_{вс} = \text{const}$.

На линии нагнетания воздушные колпаки устанавливаются для выравнивания подачи.

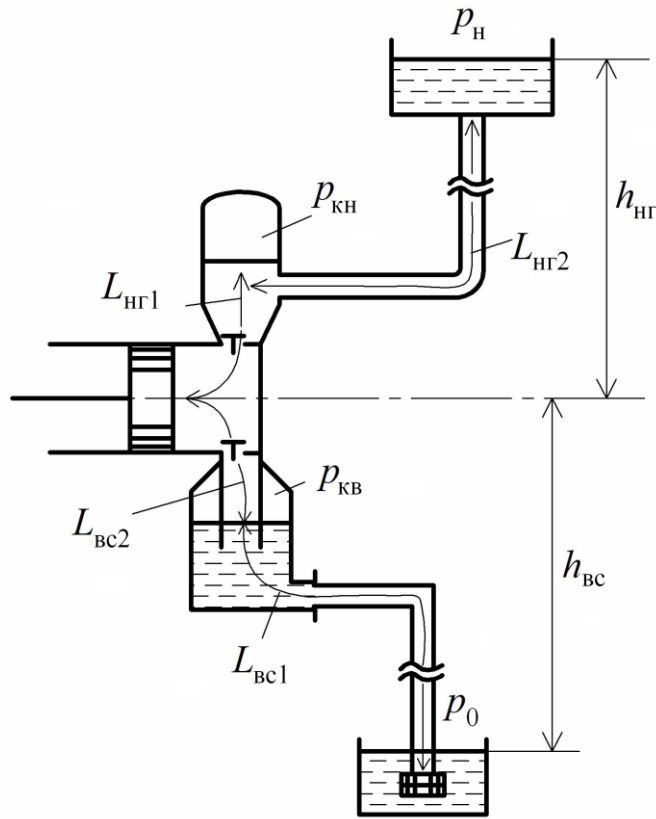


Рис. 1.48. Схема установки воздушных колпаков

Линия всасывания. Всасывающий воздушный колпак помещается под всасывающим клапаном и соединяется с насосом короткой трубой длиной L_{BC2} . Жидкость поступает в колпак снизу через всасывающую трубу длиной L_{BC1} . Обычно $L_{BC1} \gg L_{BC2}$.

Всасывание жидкости из колпака происходит неравномерно, что вызывает в нем периодические колебания уровня жидкости. При достаточно большом объеме воздуха в колпаке колебания уровня будут невелики, благодаря этому давление воздуха в колпаке p_{KB} остается почти постоянным. Это означает, что движение жидкости на участке трубы L_{BC1} почти равномерное. Неустановившимся движение жидкости остается только на участке L_{BC2} . Это значительно улучшает условия всасывания насоса, позволяет увеличить высоту всасывания.

Для этого случая максимальная высота всасывания определяется по формуле:

$$h_{BCmax} = \frac{p_0 - p_t}{\rho g} - \left[\Delta h_{L_{BC1}} + \frac{L_{BC2}}{g} \frac{S}{S_{BC}} \omega^2 r \right], \quad (1.102)$$

где $\Delta h_{L_{\text{вс1}}}$ – гидравлическое сопротивление всасывающей линии на участке $L_{\text{вс1}}$, Па. Как показывают расчеты, $h_{\text{всmax}}$ с воздушным колпаком больше $h_{\text{всmax}}$ без колпака, так как $\left(\frac{L_{\text{вс}}}{g} \frac{S}{S_{\text{вс}}} \omega^2 r \right) > \left(\Delta h_{L_{\text{вс1}}} + \frac{L_{\text{вс2}}}{g} \frac{S}{S_{\text{вс}}} \omega^2 r \right)$.

Линия нагнетания. Нагнетательный колпак отсекает от насоса почти весь нагнетательный трубопровод, и силы инерции проявляются только на коротком участке $L_{\text{нг1}}$ между насосом и колпаком. Для этого случая максимальное давление нагнетания определяется по формуле:

$$\frac{p_{\text{нг max}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + h_{\text{нг}} + \Delta h_{L_{\text{нг2}}} + \frac{L_{\text{нг1}}}{g} \frac{S}{S_{\text{нг}}} \omega^2 r. \quad (1.103)$$

Максимальное давление нагнетания с воздушным колпаком $p_{\text{нг max}}$ меньше, чем без колпака.

Рассмотрим подачу насоса с воздушным колпаком. До угла φ_1 идет подача только в линию нагнетания (рис. 1.49). С ростом φ возрастает скорость нагнетания $w_{\text{нг}}$, следовательно, увеличивается и сопротивление линии нагнетания.

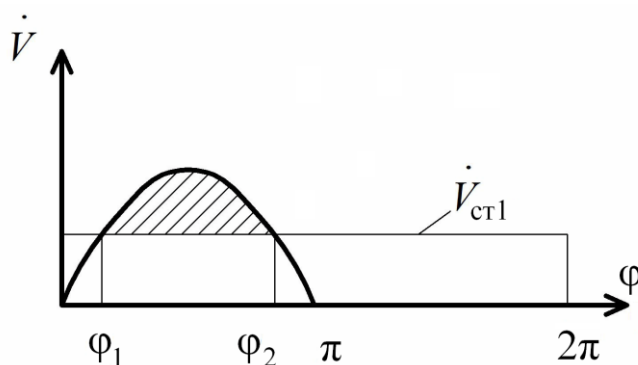


Рис. 1.49. Диаграмма подачи поршневого насоса с воздушным колпаком

До угла φ_2 идет аккумуляция жидкости в воздушном колпаке (заштрихованная часть графика подачи) и подача ее в нагнетательную линию. С угла φ_2 и далее подача осуществляется только в линию нагнетания. Во время всасывания (от π до 2π) аккумулярованная часть жидкости за счет разности давлений $p_{\text{кн}}$ и $p_{\text{н}}$ подается в линию нагнетания. Таким образом, происходит выравнивание подачи по времени.

Определим объем воздушного колпака V . Из конструктивных соображений принимается:

$$V = \frac{3}{2} V_{\text{ср}}, \quad (1.104)$$

где $V_{\text{ср}}$ – средний объем воздуха в воздушном колпаке, м³.

Введем обозначения:

$$\begin{aligned} p_{\text{кс}} &= \frac{p_{\text{к max}} + p_{\text{к min}}}{2}; \\ V_{\text{ср}} &= \frac{V_{\text{max}} + V_{\text{min}}}{2}; \\ m &= \frac{p_{\text{к max}} - p_{\text{к min}}}{p_{\text{кс}}}. \end{aligned} \quad (1.105)$$

где $p_{\text{к}}$ – давление воздуха в колпаке, Па; $p_{\text{кс}}$ – среднее давление воздуха в колпаке, Па; m – степень неравномерности давления в колпаке.

По закону Бойля – Мариотта можно записать:

$$\frac{p_{\text{к max}}}{p_{\text{к min}}} = \frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{min}}}. \quad (1.106)$$

Заменим давления в уравнении (1.106), используя соотношение (1.105). Тогда для среднего объема воздуха в колпаке получим уравнение:

$$V_{\text{ср}} = \frac{V_{\text{max}} - V_{\text{min}}}{m} = \frac{\Delta V}{m}. \quad (1.107)$$

Значение ΔV зависит от кратности действия и рабочего объема цилиндра насоса $S \cdot L$:

для насоса простого действия: $\Delta V = 0,55S \cdot L$;
 двойного действия: $\Delta V = 0,21S \cdot L$;
 тройного действия: $\Delta V = 0,009S \cdot L$;
 четверного действия: $\Delta V = 0,14S \cdot L$.

Величины m задаются:

для линии всасывания: $m \geq 5 \%$;
 нагнетания: $m = 1-2 \%$.

В общем случае величина m выбирается потребностью технологического процесса.

1.4.6. Преимущества и недостатки поршневых насосов

Преимущества:

- практическая независимость $\dot{V}$ и H ;
- хорошая всасывающая способность;
- пригодность для малых $\dot{V}$ и больших H ;
- высокий КПД;
- возможность перекачивания самых разнообразных жидких сред (горячих и холодных, вязких и маловязких, чистых и суспензий и т.д.).

Недостатки:

- сложность конструкции и наличие быстроизнашивающихся деталей (поршень, цилиндр, клапана, вал и т.д.);
- трудность регулирования $\dot{V}$ и получения больших $\dot{V}$;
- неравномерность подачи;
- тихоходность;
- большие размеры и вес;
- сложность обслуживания.

1.5. Роторные насосы

По принципу преобразования энергии роторные насосы относятся к той же группе, что и поршневые насосы, так как сообщение энергии жидкости в них также идет преимущественно за счет изменения давления при незначительном изменении скоростного напора.

Способ действия роторного (ротационного) насоса заключается в том, что поступающая жидкость попадает в замкнутый объем и затем перемещается путем вращательного движения ротора, снабженного рядом вытеснителей, периодически отсекающих захваченную жидкость до тех пор, пока она не перейдет в линию нагнетания.

При достаточно большом количестве вытеснителей, непрерывно следующих один за другим, достигается практически равномерная подача. Этим свойством, а также отсутствием клапанов, большим числом оборотов и компактностью роторные насосы выгодно отличаются от поршневых. Они применяются для подачи чистых жидкостей различной вязкости, при высоких давлениях и малых подачах.

Эти насосы обладают обратимостью, т.е. способностью работать в качестве гидродвигателей. Это означает, что жидкость, подводимая к насосу под давлением, заставляет вращаться ротор и вал.

Классификация роторных насосов приведена на рис. 1.50.

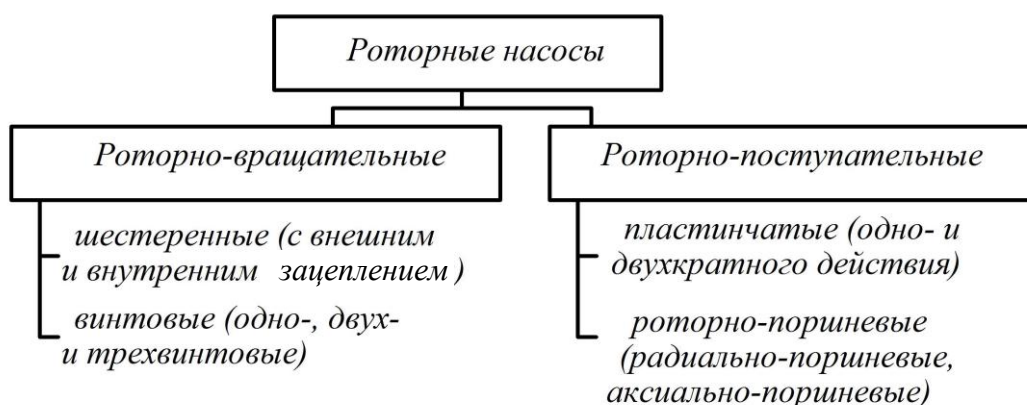


Рис. 1.50. Классификация роторных насосов

В роторно-вращательных насосах рабочий орган совершает только вращательное движение, а в роторно-поступательных – одновременно и вращательное, и возвратно-поступательное движения относительно ротора.

1.5.1. Шестеренные насосы

На рис. 1.51 приведена схема шестеренного насоса. В корпусе насоса 1 помещены два зубчатых колеса – ведущее 2 и ведомое 3, находящиеся в зацеплении. При вращении они засасывают жидкость со стороны выхода зубьев из зацепления и выталкивают со стороны входа зубьев в зацепление. Жидкость переносится между зубьями обеих шестерен.

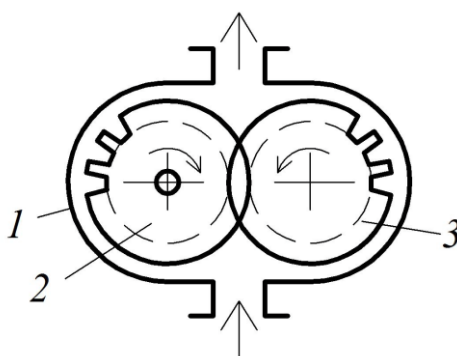


Рис. 1.51. Схема шестеренного насоса

Производительность шестеренного насоса определяется по формуле:

$$\dot{V} = 2 f \cdot L \cdot z \cdot n \cdot \eta_0, \quad (1.108)$$

где f – площадь впадины зуба, м^2 ; L – длина зуба, м ; z – количество зубьев; n – обороты вала насоса в секунду; η_0 – объемный КПД насоса.

Объемный КПД насоса имеет значение $\eta_0 = 0,7\text{--}0,9$. В шестеренных насосах обычно используют эвольвентное зацепление. В этих насосах применяются косозубые, шевронные и прямозубые колеса. Они могут создавать давление до 12 МПа, обеспечивать подачу до $10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$.

Шестеренные насосы применяются в системах смазки машин и механизмов, в различных гидроприводах, для перекачивания нефти, нефтепродуктов и других вязких сред.

1.5.2. Винтовые насосы

Различают одно-, двух- и трехвинтовые насосы. Наибольшее распространение получили трехвинтовые насосы.

Одновинтовой насос. В корпусе насоса 1 с обоймой 2 вращается винт 3 (рис. 1.52). Винт насоса однозаходный, обойма – полый цилиндр с профилированной внутренней поверхностью двухзаходного винта.

При вращении винта в обойме образуются замкнутые полости, заполненные жидкостью. Подача одновинтовых насосов зависит от общего объема замкнутых полостей, образованных в единицу времени. При вращении винта замкнутые полости, заполненные жидкостью, перемещаются по оси насоса и жидкость подается прямо в линию нагнетания.

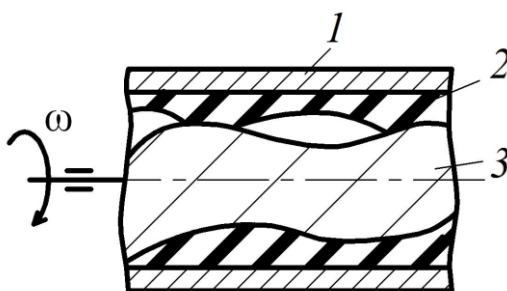


Рис. 1.52. Схема одновинтового насоса

Одновинтовые насосы используются при подаче до $1,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$ и давлении до 3,5 МПа. Они могут быть использованы для перекачки агрессивных жидкостей с механическими примесями, пульпы и других продуктов.

Трехвинтовой насос. В трехвинтовом насосе (рис. 1.53) средний винт 1 – ведущий, остальные – ведомые 2. Нарезка ведущего и ведомых винтов противоположна по направлению. Силовые взаимодействия между ведущим

и ведомым винтами происходят через замкнутую в их впадинах жидкость. При этом выступы ведущего винта играют роль поршней, проталкивающих жидкость вдоль оси, а нарезка ведомых винтов предотвращает возможность перетекания жидкости по винтовой впадине вокруг винта.

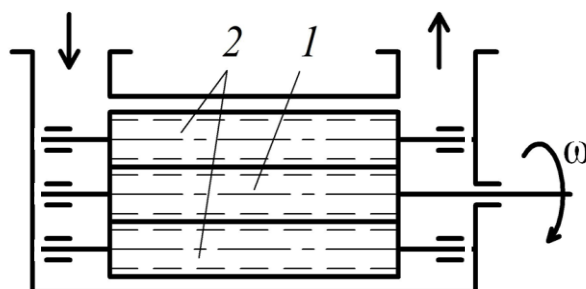


Рис. 1.53 . Схема трехвинтового насоса

При работе жидкость, захватываемая ведомыми винтами из камеры всасывания, заполняет полость между их нарезкой и обоймой. Благодаря вращению винтов жидкость перемещается в осевом направлении и подается в камеру нагнетания. Подача трехходовых винтов определяется по формуле:

$$\dot{V} = St \cdot n \cdot \eta_0, \quad (1.109)$$

где S – свободная площадь между обоймой и телом винтов, м^2 ; t – шаг винта; n – обороты ведущего колеса в секунду; η_0 – объемный КПД насоса.

Трехвинтовые насосы предназначены для перекачки жидкостей, обладающих смазывающей способностью.

Они используются при подачах до $0,2 \text{ м}^3/\text{с}$, создают давление до 18 МПа.

Длина винтов L определяется в зависимости от развиваемого насосом давления p :

$$\begin{aligned} p = 1,5 - 2,0 \text{ МПа}, & \quad L = (1,5 - 2,0)t; \\ p = 5,0 - 7,5 \text{ МПа}, & \quad L = (3 - 4)t; \\ p = 15 - 18 \text{ МПа}, & \quad L = (6 - 8)t. \end{aligned}$$

За счет перепада давления по длине винтов в этих насосах возникает осевая нагрузка. Используется гидравлическая разгрузка винтов насоса.

1.5.3. Пластинчатые насосы

В корпусе 1 вращается эксцентрично расположенный ротор 2, в пазах которого могут перемещаться пластинки 3 (рис. 1.54). Внутренняя поверхность корпуса обработана так, что полость всасывания и полость нагнетания отделены одна от другой пластинами и замыкающимися цилиндрическими поверхностями ab и cd .

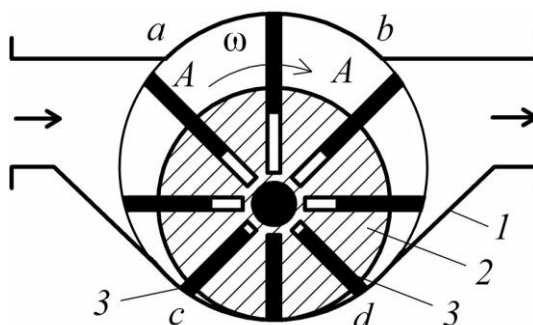


Рис. 1.54. Схема пластинчатого насоса

Для работы насоса необходимо, чтобы длины дуг ab и cd были больше расстояний между концами пластинок во время пробегания их по уплотняющим поверхностям. Таким образом изолируются поверхности всасывания и нагнетания. Вследствие наличия эксцентриситета при вращении ротора жидкость переносится из полости всасывания в полость нагнетания в межлопастных пространствах А.

Производительность пластинчатого насоса определяется по формуле:

$$\dot{V} = S \cdot L \cdot z \cdot n \cdot \eta_0, \quad (1.110)$$

где S – площадь межлопастного пространства при пробегании его по замыкающей дуге, м^2 ; L – ширина пластины, м ; z – количество пластинок; n – число оборотов ротора в секунду; η_0 – объемный КПД насоса. Объемный КПД насоса имеет значение $\eta_0 = 0,94 - 0,98$.

Пластинчатые насосы имеют производительность до $0,06 \text{ м}^3/\text{с}$ на давление до 2 МПа.

1.5.4. Роторно-поршневые насосы

Роторно-поршневые насосы изготавливаются двух типов: аксиально-поршневые (рис. 1.55) и радиально-поршневые (рис. 1.56).

Аксиально-поршневой насос. В неподвижный корпус 1 плотно вставлен ротор 2, в теле которого по окружности расположены плунжеры 3. Ротор сопряжен с карданным валом 4 и с наклонной вращающейся шайбой 5, сидящей на валу электродвигателя 6.

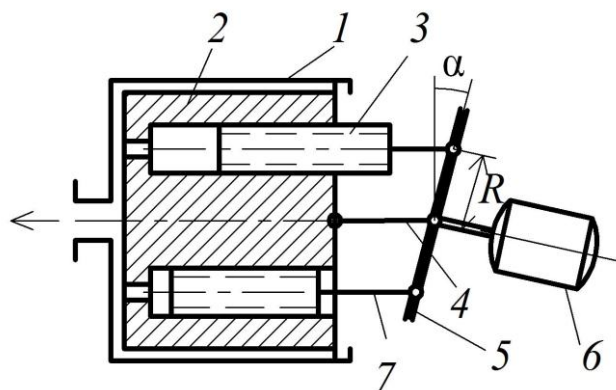


Рис. 1.55. Схема аксиально-поршневого насоса

Плунжеры соединены с шайбой шарнирно при помощи тяг 7. При вращении шайбы и соединенного с ней ротора шарниры бегут по окружности в плоскости шайбы, установленной под углом α к плоскости вращения ротора. Благодаря этому плунжера двигаются по оси, проходя путь, равный $2R\sin\alpha$. За 1 оборот ротора каждый плунжер совершает движение туда-обратно, т.е. всасывает и нагнетает.

Средняя производительность такого насоса может быть определена по формуле:

$$\dot{V} = S \cdot L \cdot z \cdot n \cdot \eta_0, \quad (1.111)$$

где S – площадь поперечного сечения плунжера, м^2 ; L – ход поршня ($L = 2R\sin\alpha$), м; z – число плунжеров; n – число оборотов ротора в секунду; η_0 – объемный КПД насоса.

Объемный КПД насоса имеет значение $\eta_0 = 0,95 - 0,97$, число плунжеров доходит до $z = 7 - 9$. Среднее эксплуатационное давление для этих насосов составляет $p = 16 - 30$ МПа.

Радиально-поршневой насос. Вращающийся ротор 1 расположен внутри корпуса 2 эксцентрично. В роторе радиально расположены поршеньки 3. Внутри осевой расточки ротора расположена неподвижная распределительная перегородка 4 (рис. 1.56).

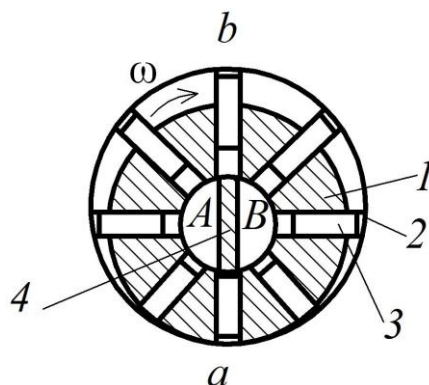


Рис. 1.56. Схема радиально-поршневого насоса

При вращении ротора по часовой стрелке поршеньки, бегущие по дуге ab , отодвигаются от центра и всасывают жидкость из внутренней полости A . Движение концов поршеньков по дуге ba вызывает перемещение их к центру и подачу жидкости в полость B и далее к нагнетательной линии.

Среднюю подачу радиально-поршневого насоса можно определить по следующей формуле:

$$\dot{V} = 2S \cdot e \cdot z \cdot n \cdot \eta_0, \quad (1.112)$$

где S – площадь поперечного сечения поршенька, м^2 ; e – эксцентриситет (ход поршня по цилиндру $L = 2e$), м ; z – число поршеньков; n – число оборотов ротора в секунду; η_0 – объемный КПД насоса ($\eta_0 = 0,97$).

Роторные насосы часто применяются в таких системах, где подача и давление имеют не очень большое значение. Для повышения равномерности необходимо увеличить количество зубьев, пластин поршней или же установить на линии нагнетания насосной установки воздушный колпак.

1.6. Характеристики объемных насосов и их работа на сеть

Основной характеристикой насосов является зависимость между подачей $\dot{V}$ и напором (давлением) H . Для насоса с заданными геометрическими размерами производительность теоретически не зависит от напора. Это значит, что при заданном числе оборотов производительность постоянна и одинакова при всех напорах. Поэтому в системе координат $\dot{V} - H$ теоретическая характеристика $H = f(\dot{V})$ изображена прямой линией (рис. 1.57).

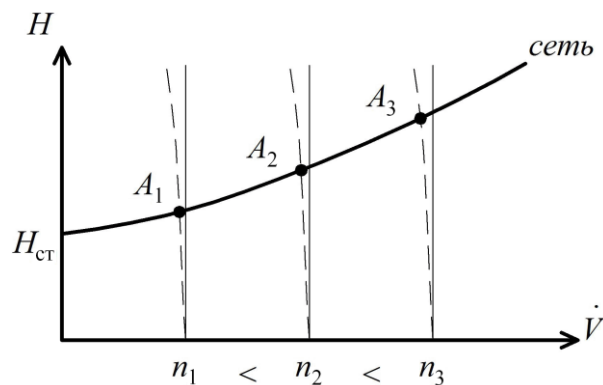


Рис. 1.57. Характеристики объемных насосов

Теоретические характеристики объемных насосов при переменном числе оборотов представлены семейством прямых линий, параллельных оси координат. Действительные же характеристики отклоняются от теоретических за счет уменьшения объемного КПД насоса (на рис. 1.57 – пунктирные линии). При повышении напора объемный КПД η_0 уменьшается вследствие увеличения утечек.

Задача определения напора, создаваемого объемным насосом, решается графически совместным построением характеристики насоса и сети. Точки A_1 , A_2 и A_3 являются рабочими точками. По ним определяются рабочие H и $\dot{V}$ для данного насоса и сети.

Регулирование подачи объемных насосов. Основным способом регулирования подачи объемных насосов является изменение числа оборотов привода машины. Кроме того, регулирование производительности поршневых насосов возможно изменением хода поршня L , переброской части жидкости из нагнетательного трубопровода во всасывающий; в пластинчатых насосах – изменением эксцентриситета; в аксиально-поршневых – изменением угла наклона шайбы; в радиально-поршневых – изменением эксцентриситета.

1.7. Другие типы насосов

1.7.1. Газлифты

Работа газлифта (эрлифта, если газ-воздух) (рис. 1.58) заключается в следующем. В нижнюю часть подъемной трубы 1 по специальной газовой трубе 2 подается сжатый газ (воздух). Там образуется смесь жидкости и газа, которая имеет плотность $\rho_{гж}$ меньше, чем жидкость $\rho_{ж}$. Поэтому смесь поднимается по трубе 1 вверх и в баке 4 освобождается от газа. Таким образом, жидкость из емкости 3 передается в бак 4 на высоту h .

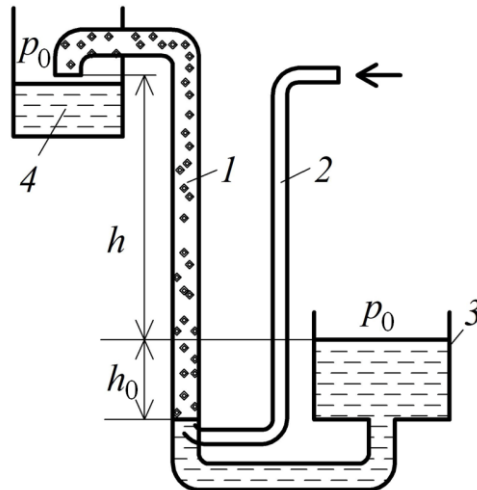


Рис. 1.58. Схема газлифта

Запишем уравнение на уровне ввода газа в трубу 1:

$$p_0 + \rho_{\text{ГЖ}}(h + h_0) = p_0 + h_0 \rho_{\text{Ж}}.$$

Из этого соотношения определим высоту подъема h :

$$h = \frac{\rho_{\text{Ж}} - \rho_{\text{ГЖ}}}{\rho_{\text{ГЖ}}} \cdot h_0. \quad (1.113)$$

Отношение $\frac{\rho_{\text{Ж}} - \rho_{\text{ГЖ}}}{\rho_{\text{ГЖ}}}$ можно выразить через газосодержание φ .

Как известно,

$$\rho_{\text{ГЖ}} = \rho_{\text{Г}}\varphi + \rho_{\text{Ж}}(1 - \varphi)$$

или, поскольку $\rho_{\text{Г}} \ll \rho_{\text{Ж}}$, то

$$\rho_{\text{ГЖ}} \approx \rho_{\text{Ж}}(1 - \varphi). \quad (1.114)$$

Решая совместно (1.113) и (1.114) относительно h , получим:

$$h = \varphi/(1 - \varphi)h_0. \quad (1.115)$$

Из выражения (1.115) следует, что для увеличения высоты подъема жидкости h необходимо повышать газосодержание газожидкостной смеси.

Более точный расчет параметров газлифта требует учета гидравлических потерь при движении двухфазного потока по трубе.

Газлифты обладают небольшим КПД, но просты по устройству и надежны в работе. Применяются они, главным образом, для подъема кислот и других агрессивных и опасных для машин жидкостей.

1.7.2. Монтежю

Монтежю (рис. 1.59) применяется, в основном, для подъема и перекачки агрессивных, взрывоопасных и грязных жидкостей с помощью сжатого воздуха.

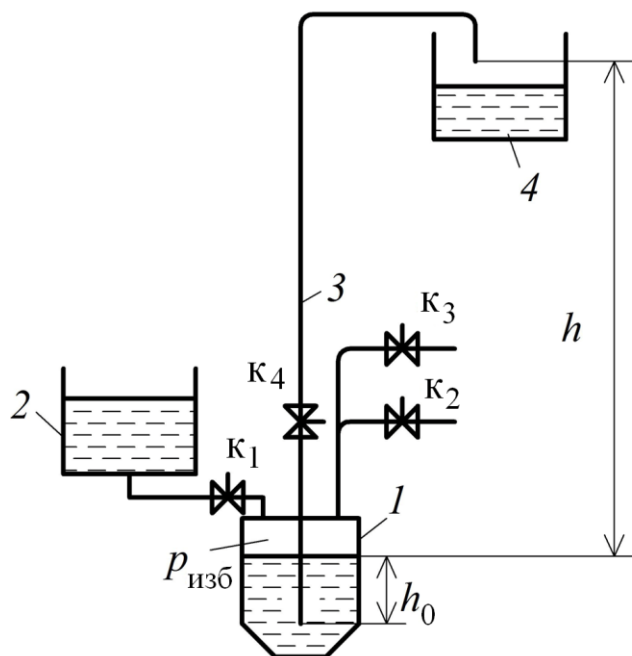


Рис. 1.59. Схема монтежю

Монтежю состоит из герметично закрытого бака 1, установленного ниже питательного бака 2. Жидкость подается в бак 1 через открытый кран K_1 самотоком. В это время краны K_3 и K_4 закрыты, а кран K_2 — открыт. После наполнения бака 1 краны K_1 и K_2 закрываются, а краны K_3 и K_4 открываются. Через кран K_3 поступает сжатый воздух, и по трубе 3 жидкость транспортируется в бак 4.

Для нормальной работы монтежю в начале трубы должно быть давление, равное:

$$\begin{aligned} p &= p_{\text{изб}} + \rho h_0, \\ p &= \rho h + \Delta p, \end{aligned} \quad (1.116)$$

где h – высота подъема жидкости, м, Δp – гидравлическое сопротивление нагнетательной трубы 3, Па.

Монтежю имеет очень малый КПД, так как сжатый газ полностью выпускается в атмосферу перед каждым наполнением бака 1.

Монтежю работает периодически.

1.7.3. Струйные насосы

Струйные насосы (рис. 1.60) применяются для всасывания (эжекторы) и нагнетания (инжекторы) жидкостей, а также для их охлаждения или нагревания путем непосредственного смешения с другими жидкостями, парами или газами.

В струйных насосах рабочая жидкость с большой скоростью вытекает из сопла 1 и поступает в камеру смешения 2. Из-за увеличения скорости в сечении I–I давление в нем, согласно уравнению Бернулли, падает, так что возникает разность давлений между питательным баком 4 и сечением I–I.

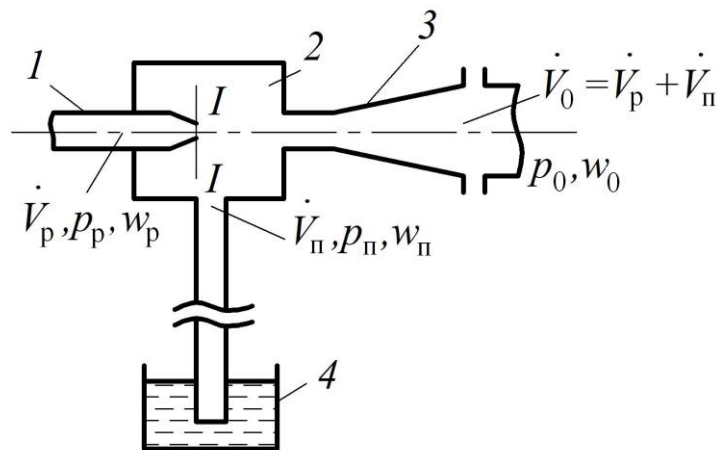


Рис. 1.60. Схема струйного насоса

За счет этой разницы давлений происходит всасывание жидкости из бака 4. После смешения перекачиваемой (полезной) жидкости с рабочей эта смесь поступает в диффузор 3, переходящий в напорный трубопровод. В диффузоре скорость потока уменьшается, давление возрастает.

Обозначим параметры рабочей жидкости в соплах как: $\dot{V}_p, p_p, w_p$; перекачиваемой жидкости перед входом в камеру смешения – $\dot{V}_п, p_п, w_п$;

общего потока на выходе из диффузора – $\dot{V}_0 = \dot{V}_p + \dot{V}_n, p_0, w_0$. Определим напоры:

$$\begin{aligned} & \text{– напор рабочего потока на входе в насос } H_p = \left(\frac{p_p}{\rho g} + \frac{w_p^2}{2g} \right); \\ & \text{– напор общего потока при выходе из насоса } H_0 = \left(\frac{p_0}{\rho g} + \frac{w_0^2}{2g} \right); \\ & \text{– напор перекачиваемого потока при входе в камеру смешения} \\ & H_{\Pi} = \left(\frac{p_{\Pi}}{\rho g} + \frac{w_{\Pi}^2}{2g} \right). \end{aligned}$$

Тогда рабочий напор определится как:

$$H_{\text{раб}} = H_p - H_0, \quad (1.117)$$

полезный напор:

$$H_{\text{пол}} = H_0 - H_{\Pi}. \quad (1.118)$$

Зная величину весовых подач рабочей и перекачиваемой жидкостей, можно определить КПД струйного насоса η :

$$\eta = \frac{H_{\text{пол}} \cdot \dot{G}_{\Pi}}{H_{\text{раб}} \cdot \dot{G}_p} = \psi_{\text{и}} \frac{H_{\text{пол}}}{H_{\text{раб}}}, \quad (1.119)$$

где $\dot{G}_{\Pi} = \rho_{\Pi} \cdot V_{\Pi}$ – весовая подача перекачиваемой жидкости, кг/с; $\dot{G}_p = \rho_p \cdot V_p$ – весовая подача рабочей жидкости, кг/с; $\psi_{\text{и}}$ – коэффициент инжекции. КПД струйных насосов низкий ($\eta = 0,20\text{--}0,35$).

Заметим, что рабочими жидкостями могут быть как капельные жидкости, так и пары и газы.

1.7.4. Гидравлический таран

Гидравлический таран (рис. 1.61) состоит из ударного клапана 1, нагнетательного клапана 2, воздушного колпака 3. Через питательную трубу 4 таран соединяется с питательным бассейном 5 через нагнетательный трубопровод 6 с приемным баком 7.

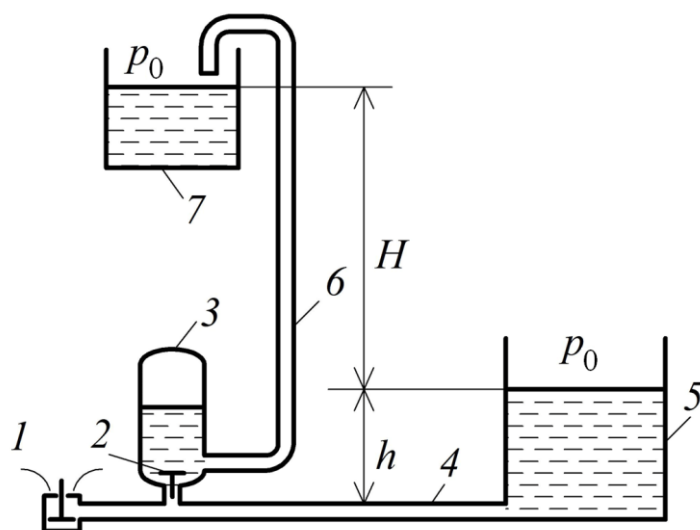


Рис. 1.61. Схема гидравлического тарана

Принцип работы гидравлического тарана. Для упрощения рассуждений будем полагать, что в начальный момент времени нагнетательный и ударный клапаны закрыты, избыточное давление в воздушном колпаке $p_{\text{вк}} = \rho g(H + h)$, а вода в питательной трубе 4 неподвижна.

Для того чтобы таран начал автоматически работать, необходимо открыть ударный клапан 1. Тогда через этот клапан начнется истечение воды, скорость которой вследствие инерции воды, находящейся в питательной трубе 4, будет постепенно увеличиваться от нуля в первоначальный момент времени до какой-то конечной величины $w_{\text{к}}$, стремясь в пределе к скорости установившегося движения w_0 , соответствующей напору h и гидравлическим сопротивлениям системы питательный трубопровод – ударный клапан.

С увеличением скорости истечения будет повышаться гидродинамическое давление, действующее снизу вверх на ударный клапан. Когда сила гидродинамического давления превысит вес клапана, он резко закроется. Произойдет гидравлический удар, давление в трубе 4 перед нагнетательным клапаном повысится до некоторой величины $p > p_{\text{вк}}$, нагнетательный клапан откроется, и вода под повышенным давлением начнет поступать в воздушный колпак 3, сжимая в нем воздух. Из воздушного колпака вода по нагнетательному трубопроводу 6 поступит в приемный резервуар 7. В момент закрытия ударного клапана в питательной трубе 4 начнется волновой процесс, который приведет к изменению скорости и давления в питательном трубопроводе. В связи с этим спустя некоторое время после закрытия ударного клапана давление в питательном трубопроводе падает,

нагнетательный клапан закрывается, а ударный клапан автоматически открывается; начинается новый цикл, протекающий так же, как и первый. Таран начинает работать автоматически, подавая воду определенными порциями в воздушный колпак, который сглаживает пульсацию скорости нагнетаемой воды, обеспечивая сравнительно равномерное движение (во времени) в нагнетательном трубопроводе.

Из схематичного описания таранной установки видно, что таран является водоподъемником, в котором «двигатель» и «насос» объединены в одной машине довольно простой конструкции. Таран непосредственно использует энергию падающей воды для подъема части этой воды на определенную высоту.

Если через $\dot{V}_1$ обозначить объем воды, сбрасываемой через ударный клапан 1, а через $\dot{V}_2$ – расход, поступающий в приемный бак, то энергетический КПД таранной установки выразится отношением:

$$\eta = \frac{\dot{V}_2 \cdot (H + h)}{(\dot{V}_1 + \dot{V}_2) \cdot h}. \quad (1.120)$$

В современных таранных установках H достигает 50 м, полезный расход $\dot{V}_2$ до 20–25 л/с. Гидравлический таран используется тогда, когда имеется значительный запас воды, превышающий потребное количество, и там где есть возможность монтировать установку ниже уровня питательного бассейна.

КПД установки колеблется в пределах 0,2–0,9. Они могут применяться для орошения, водоснабжения и обводнения.

Контрольные вопросы

1. Каковы основные признаки, по которым классифицируются насосы?
2. Опишите основные параметры насосов. Как они определяются?
3. Что называется рабочими характеристиками насоса? Какая из них главная?
4. Почему центробежный насос перед пуском заливается?
5. Почему изменяются параметры центробежного насоса в зависимости от степени закрытия задвижки на линии нагнетания?
6. Как определяется рабочая точка центробежного насоса?
7. Уравнение характеристики сети содержит член $H_{\text{пол}}$ – статический напор. Почему $H_{\text{пол}}$ называют полезным напором?

8. Как определяются оптимальные параметры эксплуатации центробежных насосов?

9. В каких случаях используется последовательное соединение двух насосов в одну сеть? Как определяется в этом случае рабочая точка?

10. В каких случаях используется параллельная работа двух центробежных насосов в одну сеть? Как определяется рабочая точка в этом случае?

11. Перечислите основные статьи капиталовложений и эксплуатационных расходов при сооружении насосной установки и ее эксплуатации.

12. Назовите способы регулирования подачи лопастных насосов.

13. Как влияет температура перекачиваемой жидкости на допустимую высоту всасывания насоса?

14. Каковы способы выравнивания подачи поршневых насосов?

15. Что такое кавитация? Каким образом ее можно предотвратить?

16. Напишите законы пропорциональности центробежного насоса.

17. Назовите способы регулирования подачи объемных насосов.

18. Насосы каких типов обеспечивают высокие подачи и высокие напоры?

19. Какие насосы используются для перекачивания высоковязких жидкостей?

20. Какие параметры поршневого насоса определяются из условия всасывания и нагнетания?

21. С какой целью используются воздушные колпаки на линии всасывания и нагнетания поршневых насосов?

22. Назовите области применения роторных насосов.

23. Что означает обратимость роторных насосов?

24. Каковы достоинства и недостатки лопастных, поршневых и роторных насосов?

25. Охарактеризуйте особенности работы струйных насосов.

26. В каких случаях применяются центробежно-вихревые насосы?

2. КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ

Потребление газов вообще, а сжатых газов в особенности, в настоящее время достаточно велико.

1. Сжатый газ является аккумулятором энергии, которая может расходоваться для привода в движение различных машин и механизмов (пневмоинструменты, механические пневматические тормоза, краны, приборы для автоматизации производства, струйные насосы, монтежу и т.д.).

2. Сжатый газ используется для организации пневмотранспорта сыпучих (зернистых) материалов.

3. Сжатый газ используется в технологических производствах, связанных с процессами, протекающими в газовых средах (производство синтетических спиртов, каучука, аммиака, метана, полимеров и т.д.).

4. Сжатый газ используется для распыления капельных жидкостей.

5. Транспортирование природного газа от его месторождений до потребителя на тысячи километров или газообразных веществ от одного аппарата к другому в ходе технологического процесса производится под давлением.

Устройства для сжатия и перемещения газов называются компрессорами, в которых механическая энергия двигателя преобразуется в энергию сжатого газа. В компрессорных машинах газу сообщаются потенциальная и кинетическая энергии. Потенциальная энергия, как известно, складывается из энергии давления и энергии положения. Из-за малой плотности газа энергия положения незначительна и в расчет не принимается.

Как известно, увеличение давления газа сопровождается возрастанием его температуры.

2.1. Классификация компрессорных машин

Классификацию компрессорных машин (КМ) можно провести по разным признакам:

- по развиваемому давлению;
- по характеристике сжимаемого газа;
- по принципу действия;
- по способу установки и расположению рабочих органов;
- по развиваемой производительности.

Классификация по развиваемому давлению. Энергия, сообщаемая компрессорной машиной газу, обычно оценивается в удельных значениях,

отнесенных к единице объема $\left(\frac{Дж}{м^3} = \frac{Н \cdot м}{м^3} = \frac{Н}{м^2} = Па \right)$, т.е. измеряется давлением.

Если абсолютное давление до сжатия газа – p_1 , после сжатия – p_2 , то степень повышения давления $\varepsilon = p_2 / p_1$. По степени сжатия газа различают:

- компрессоры $\varepsilon \geq 3$;
- газодувки (воздуходувки) $3 \geq \varepsilon \geq 1,5$;
- вентиляторы $1,5 \geq \varepsilon$.

Вакуум-насосы – машины, предназначенные для сжатия газа, находящегося под большим разрежением, до давлений, лишь незначительно превышающих атмосферное.

Экстаустеры – машины, сжимающие большое количество газа, находящегося под разрежением, до давлений, несколько превосходящих атмосферное.

Классификация по характеристике сжимаемого газа. По этому признаку различают машины:

- воздушные;
- для сжатия инертных газов;
- для сжатия химически агрессивных и токсичных газов («газовые машины»). Газовые машины требуют применения специальных материалов для некоторых узлов и специальную смазку рабочих органов.

Классификация по принципу действия (рис. 2.1):

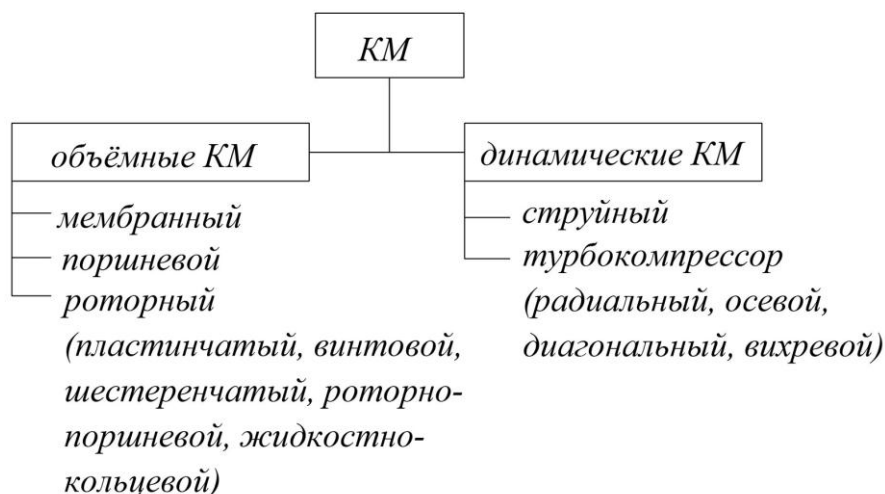


Рис. 2.1. Классификация по принципу действия компрессорных машин

В объемных компрессорах сжатие газа происходит в результате периодического уменьшения объема, занимаемого газом. В динамических машинах сжатие происходит в результате непрерывного создания ускорений в потоке газа.

Классификация по способу установки и расположению рабочих органов. По способу установки: стационарные и передвижные КМ.

По расположению рабочих органов КМ (штоков, поршней, валов рабочих колес): горизонтальные, вертикальные, наклонные.

Динамические КМ, как правило, выполняются горизонтальными.

Поршневые компрессоры могут иметь вертикальные, горизонтальные и наклонные цилиндры.

Классификация по развиваемой производительности. Различают:

– малые компрессоры производительностью до $0,015 \text{ м}^3/\text{с}$;

– средние компрессоры – $0,015 \leq \dot{V} \leq 1,5 \text{ м}^3/\text{с}$;

– крупные компрессоры – $\dot{V} \geq 1,5 \text{ м}^3/\text{с}$.

Вентиляторы и газодувки относятся к группе средних и крупных машин.

2.2. Термодинамические основы сжатия газов

Для анализа работы КМ введем понятие идеальной КМ. Машина идеальна тогда, когда:

– в конце нагнетания сжатый газ полностью выталкивается из рабочей камеры, т.е. мертвое пространство отсутствует;

– на всем протяжении процесса всасывания и нагнетания параметры газа (давление и температура) остаются постоянными;

– утечки газа через неплотности и потери энергии на механическое трение отсутствуют.

Рабочий процесс идеальной КМ представлен на рис. 2.2.

Рабочий процесс складывается из трех стадий:

– всасывание при $p_1 = \text{const}$ (линия ab);

– сжатие газа от давления p_1 до p_2 (линия bc) и уменьшение объема газа от V_1 до V_2 ;

– нагнетание сжатого газа при $p_2 = \text{const}$ (линия cd).

Работа A , затраченная КМ, расходуется на сжатие газа A_c , на перемещение газа A_{Π} и на приращение кинетической энергии A_k :

$$A = A_c + A_{\Pi} + A_k. \quad (2.1)$$

Как известно из термодинамики, работа сжатия и перемещения выражается площадью диаграммы $abcd$:

$$A_c + A_{\Pi} = \int_{p_1}^{p_2} V dp. \quad (2.2)$$

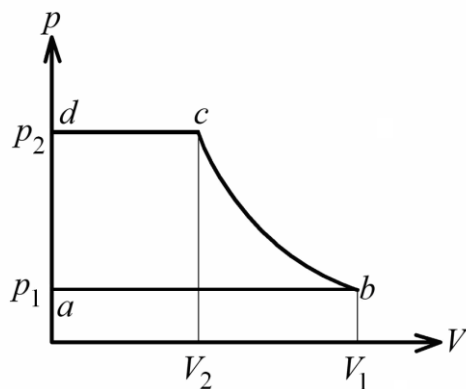


Рис. 2.2. Рабочий процесс идеальной компрессорной машины

Тогда баланс механической энергии запишется:

$$A = \int_{p_1}^{p_2} V dp + m \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}, \quad (2.3)$$

где m – масса газа, кг; c_1 и c_2 – абсолютные скорости газа на входе в машину и выходе из нее, м/с.

Отнесем работу машины к единице массы газа. Тогда получим:

$$a_m = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}, \quad (2.4)$$

где a_m – удельная работа сжатия единицы массы газа, Н · м/кг; ρ – плотность газа, кг/м³.

Первый член правой части выражения (2.4) представляет собой удельную работу, затраченную машиной на приращение потенциальной энергии газа, а второй – удельную работу, затраченную на приращение его кинетической энергии.

2.2.1. Процессы сжатия газа в идеальной компрессорной машине

В зависимости от условий теплообмена между сжимаемым газом и окружающей средой теоретически возможны следующие процессы сжатия газа:

- процесс адиабатного сжатия, когда сжатие газа происходит при отсутствии теплообмена с окружающей средой;
- процесс изотермического сжатия, когда изменение объема и давления газа протекает при постоянной температуре ($T = T_1 = \text{const}$);

– процесс политропного сжатия газа с частичным отводом тепла в окружающую среду;

– процесс политропного сжатия газа с частичным подводом тепла извне.

Адиабатный процесс сжатия. Кривая сжатия соответствует уравнению адиабаты:

$$\frac{p_1}{\rho_1^k} = \frac{p_2}{\rho_2^k} = \frac{p}{\rho^k} = \text{const}, \quad (2.5)$$

где $k = c_p / c_v$ – показатель адиабаты, c_p и c_v – теплоемкость газа при постоянном давлении и при постоянном объеме, соответственно, Дж/кг·°С.

Будем считать, что приращение кинетической энергии газа по сравнению с потенциальной незначительно и вторым членом в правой части уравнения (2.4) можно пренебречь. Тогда совместное решение уравнений (2.4) и (2.5) для адиабатического процесса дает:

$$a_{ma} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (2.6)$$

Используя уравнение состояния газа для начальных условий $\left(\frac{p_1}{\rho_1} = RT_1 \right)$, выражение (2.6) можно представить в виде:

$$a_{ma} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (2.7)$$

Из выражения (2.7) видно, что удельная работа адиабатного сжатия данного газа зависит лишь от его начальной температуры T_1 и степени повышения давления ε .

Определим температуру в конце сжатия T_2 . Записав уравнение состояния газа для начала и конца процесса сжатия $\frac{p_1}{\rho_1} = RT_1$ и $\frac{p_2}{\rho_2} = RT_2$, получим:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2}. \quad (2.8)$$

Выразив отношение плотностей из (2.5) как:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}$$

и подставив это отношение в (2.8), получим:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.9)$$

Ниже приводятся конечные температуры T_2 (табл. 2.1) адиабатического сжатия воздуха для различных ε при начальной температуре воздуха $T_1 = 293$ К (по Цельсию – 20 °С). Для воздуха $k = 1,4$.

Таблица 2.1

Конечные температуры T_2 адиабатического сжатия воздуха

ε	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_2 , К	358	397	433	463	487	508	527	545	562
T_2 , °С	85	124	160	190	214	235	254	272	289

Изотермический процесс сжатия газа. Сжатие газа происходит в соответствии с уравнением изотермы:

$$\frac{p_1}{\rho_1} = \frac{p_2}{\rho_2} = \text{const.} \quad (2.10)$$

Совместное решение уравнений (2.4) и (2.10) дает:

$$a_{\text{ми}} = \frac{p_1}{\rho_1} \ln \frac{p_2}{p_1} = RT_1 \ln \varepsilon. \quad (2.11)$$

Как видно из (2.11), удельная работа изотермического сжатия данного газа зависит от его начальной температуры и степени повышения давления ε .

Политропный процесс сжатия газа с частичным отводом тепла. В этом случае кривая сжатия проходит между кривыми адиабатического и изотермического процессов сжатия газа, следуя уравнению политропы:

$$\frac{p_1}{\rho_1^m} = \frac{p_2}{\rho_2^m} = \frac{p}{\rho^m} = \text{const}, \quad (2.12)$$

где m – показатель политропы, значение которого определяется соотношением:

$$1 < m < k.$$

Формулу для определения удельной работы политропного сжатия без учета сообщаемой газу кинетической энергии можно получить совместным решением уравнений (2.4) и (2.12). Тогда получим:

$$a_{\text{мп}} = \frac{m}{m-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \frac{m}{m-1} RT_1 \left[\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]. \quad (2.13)$$

Следует отметить, что значение показателя политропы m будет постоянным в течение всего процесса сжатия лишь в том случае, когда отношение работы сжатия к количеству отводимого тепла всё время остается постоянным. В противном случае его значение будет меняться.

Политропный процесс сжатия с частичным подводом тепла извне. Сжатие происходит по политропе (2.12), но величина показателя политропы m больше, чем показателя адиабаты k .

Удельная работа политропного сжатия с частичным подводом тепла извне может быть определена по формуле (2.13) с учетом соотношения $m > k$.

Рассмотрим сжатие газа на диаграмме $p-V$ (рис. 2.3).

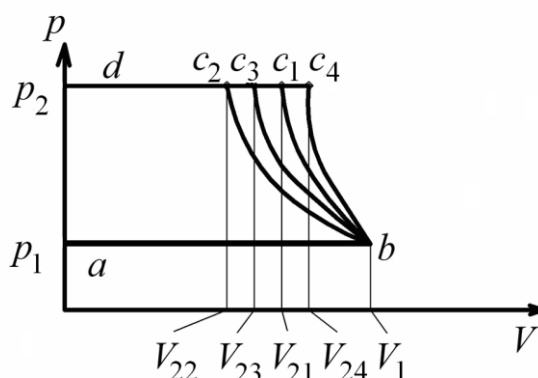


Рис. 2.3. Процессы сжатия газа на диаграмме $p-V$

Кривая сжатия газа bc на диаграмме $p-V$ может иметь различную крутизну в зависимости от вида процесса сжатия газа.

С ростом интенсивности отвода тепла линия сжатия будет отклоняться от адиабаты (кривая bc_1) влево, крайнее положение этой линии – bc_2 .

Линия bc_2 соответствует изотерме, следовательно, всё выделяемое тепло отводится, и температура газа остается постоянной. Линия bc_3 – линия политропного процесса сжатия газа с частичным отводом тепла ($m < k$), линия bc_4 – кривая политропного сжатия газа с частичным подводом тепла извне ($m > k$).

Легко заметить, что расходуемая на сжатие газа работа имеет минимальное значение при изотермическом сжатии и максимальное – при сжатии с частичным подводом тепла извне.

С ростом показателя кривой сжатия m , согласно формуле (2.9), увеличивается температура газа в конце сжатия T_2 .

2.2.2. Изотермический и адиабатный КПД компрессорной машины

Из анализа процесса сжатия газа в идеальной КМ видно, что предельным, наиболее совершенным случаем политропного сжатия с частичным отводом тепла является изотермический процесс, протекающий с минимальной затратой энергии. Поэтому для того, чтобы судить о степени совершенства процесса сжатия в охлаждаемых машинах принято сравнивать его с изотермическим сжатием, для чего вводится понятие изотермического индикаторного КПД $\eta_{из.ин}$:

$$\eta_{из.ин} = \frac{a_{ми}}{a_{мп}}. \quad (2.14)$$

Обычно значение изотермического КПД охлаждаемых машин колеблется в интервале от 0,65 до 0,75.

Предельным, наиболее совершенным процессом сжатия газа в неохлаждаемых КМ, как было показано, является адиабатный процесс. Поэтому степень совершенства процесса сжатия в неохлаждаемых машинах принято сравнивать его с адиабатным процессом, для чего введено понятие адиабатного индикаторного КПД $\eta_{ад.ин}$:

$$\eta_{ад.ин} = \frac{a_{ма}}{a_{мп}}. \quad (2.15)$$

Обычно значение адиабатного КПД для неохлаждаемых машин колеблется в пределах от 0,60 до 0,75.

2.3. Поршневые компрессорные машины

Устройство поршневой КМ двойного действия схематически показано на рис. 2.4.

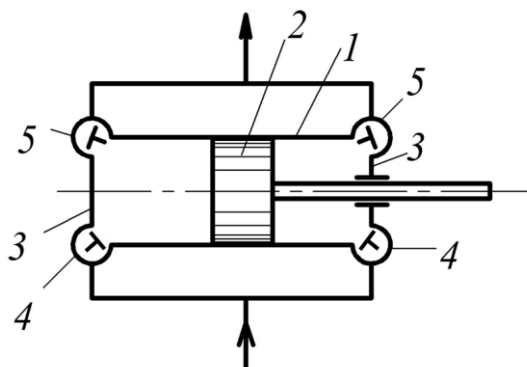


Рис. 2.4. Схема поршневого компрессора двойного действия

В цилиндре 1 с гладкой внутренней поверхностью перемещается поршень со штоком 2. С обеих сторон от поршня цилиндр геометрически закрыт крышками 3, в которых установлены клапанные коробки со всасывающими 4 и нагнетательными 5 клапанами.

При работе КМ поршень совершает возвратно-поступательное движение. При ходе поршня вправо в левой части полости цилиндра создается разрежение, открывается всасывающий клапан и происходит процесс всасывания. В правой полости цилиндра газ сжимается и при достижении некоторого давления (давления нагнетания) открывается нагнетательный клапан и происходит процесс нагнетания. В конце хода нагнетания в мертвом пространстве остается некоторое количество невытолкнутого газа. Поэтому в начале хода всасывания происходит расширение этого газа до объема, соответствующего давлению всасывания.

При ходе поршня влево правая полость цилиндра всасывает, левая — нагнетает. Обе стороны поршня рассмотренной машины являются рабочими, и за один двойной ход (или за один оборот вала) совершается два полных цикла — два процесса всасывания и два нагнетания сжатого газа.

Поршневые КМ можно классифицировать по различным признакам.

По величине конечного давления p_2 :

— вакуум-насосы, сжимающие разреженные газы до атмосферного давления;

- газодувки p_2 от 0,1 до 0,3 МПа;
- компрессоры низкого (0,8–1 МПа), среднего (1–8 МПа), высокого (8–100 МПа) и сверхвысокого (более 100 МПа) давлений.

По числу полных циклов сжатия газа в цилиндре за один оборот вала: простого и двойного действия.

По числу приемов сжатия газа: одноступенчатые, когда потребное конечное давление газа достигается за один прием сжатия, и многоступенчатые, когда сжатие газа производится последовательно в несколько приемов с промежуточным охлаждением.

По величине производительности: малые, до $0,15 \text{ м}^3/\text{с}$; средние – от $0,15$ до $0,50 \text{ м}^3/\text{с}$; большие производительностью от $0,50$ до $10 \text{ м}^3/\text{с}$.

По расположению осей цилиндров в пространстве: горизонтальные, вертикальные, прямоугольные, V-образные, W-образные и звездообразные.

По способу привода: приводные (от двигателя); паровые прямодействующие, в которых поршень машины сидит в общем штоке с поршнем паровой машины и дизелькомпрессоры, имеющие общий вал с двигателем внутреннего сгорания. V

По назначению: воздушные, кислородные, аммиачные, углекислотные, азотные, хлорные, этиленовые и др.

По величине скорости вращения вала КМ: тихоходные ($80 < n < 300$ об/мин) и быстроходные ($600 < n < 1000$ об/мин).

2.3.1. Производительность и коэффициент подачи

Теоретическая объемная подача КМ определяется по формуле:

$$\dot{V}_T = SLni, \quad (2.16)$$

где S – рабочая площадь поршня первой ступени, м^2 ; L – ход поршня, м; i – число всасываний первой ступени машины за один оборот вала; n – число оборотов вала в секунду.

Объемная подача КМ $\dot{V}_T$ обычно рассчитывается на условиях всасывания или же на каких-либо стандартных условиях. Например, стандартные технические условия: $p = 760$ мм. рт. ст., температура $T = 20$ °С, относительная влажность газа $\varphi = 0,5$.

Действительная объемная производительность $\dot{V}$ будет меньше теоретической $\dot{V}_T$ в силу ряда факторов, суммарное влияние которых учитывается коэффициентом подачи $\eta_{оп}$:

$$\dot{V} = \eta_{оп} \dot{V}_T = \eta_{оп} SLni. \quad (2.17)$$

Коэффициент подачи $\eta_{оп}$ определяется по формуле:

$$\eta_{оп} = \eta_{ом} \cdot \eta_{г} \cdot \eta_{д} \cdot \eta_{т} \cdot \eta_{вл} \quad (2.18)$$

или

$$\eta_{оп} = \eta_{ом} \cdot \eta_{эф} = (1,01 - 0,0022\varepsilon)\eta_{ом}, \quad (2.19)$$

где $\eta_{ом}$ – объемный коэффициент мертвого пространства; $\eta_{г}$ – коэффициент герметичности, учитывающий возможные утечки; $\eta_{д}$ – коэффициент дросселирования, учитывающий снижение производительности машины за счет гидравлических сопротивлений линии всасывания; $\eta_{т}$ – коэффициент подогрева газа на линии всасывания, которая учитывает уменьшение производительности за счет нагрева всасываемого газа; $\eta_{вл}$ – коэффициент влажности, который учитывает уменьшение производительности машины за счет конденсата всасываемого газа; $\eta_{эф} = \eta_{г} \cdot \eta_{д} \cdot \eta_{т} \cdot \eta_{вл}$ – коэффициент эффективности всасывания.

Рассмотрим более подробно объемный коэффициент мертвого пространства $\eta_{ом}$ (рис. 2.5):

$$\eta_{ом} = \frac{V_{вс}}{V_p} = \frac{V_p - V_x}{V_p}, \quad (2.20)$$

где $V_{вс}$ – объем всасывания, м^3 , V_p – рабочий объем цилиндра, м^3 , V_x – расширение объема газа, находящегося в мертвом пространстве, м^3 .

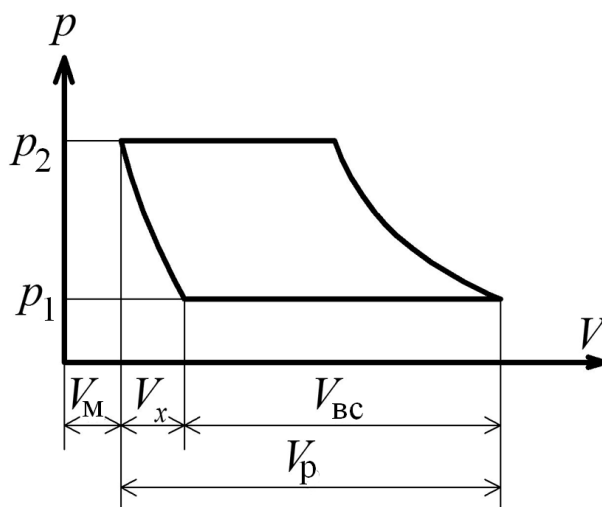


Рис. 2.5. Влияния мертвого пространства на работу КМ

С учетом политропного расширения объема газа мертвого пространства V_x получим следующую расчетную формулу для $\eta_{\text{ом}}$:

$$\eta_{\text{ом}} = 1 - \frac{V_{\text{м}}}{V_{\text{р}}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (2.21)$$

где m – показатель политропы расширения газа, оставшегося в мертвом пространстве.

Заметим, что относительная величина мертвого пространства $\frac{V_{\text{м}}}{V_{\text{р}}}$ составляет от 0,03 до 0,10.

Объемная производительность КМ, приведенная к стандартным техническим условиям, может быть получена из условия массовой производительности путем пересчета:

$$\begin{aligned} \dot{M} &= \dot{V}_{\text{ст}} \cdot \rho_{\text{ст}} = \dot{V} \cdot \rho, \\ \dot{V}_{\text{ст}} &= \dot{V} \frac{\rho}{\rho_{\text{ст}}}. \end{aligned} \quad (2.22)$$

2.3.2. Мощность и КПД поршневых компрессорных машин

Мощность, расходуемая поршневой КМ в цилиндре на сжатие газа, может быть рассчитана исходя из удельной работы сжатия по следующей формуле:

$$N = a_m \dot{M}, \quad (2.23)$$

где $\dot{M}$ – массовая производительность газа, кг/с, a_m – удельная работа сжатия единицы массы газа, Н · м/кг.

Более подробно рассмотрим a_m . Если требуется определить теоретическое значение мощности на изотермическое сжатие газа, вместо a_m необходимо брать $a_{\text{ми}}$, которая определяется по формуле (2.11); для адиабатического сжатия – $a_{\text{ма}}$ (по формуле (2.6)); для политропного сжатия – $a_{\text{мп}}$ (по формуле (2.13)).

Индикаторная мощность $N_{\text{ин}}$, расходуемая поршневой КМ в цилиндре на сжатие газа, может быть рассчитана исходя из удельной работы сжатия, соответствующей действительному процессу. Для охлаждаемых машин

вместо a_m в формуле (2.23) необходимо брать $a_{мп}$, определенной из формулы (2.14) – $a_{мп} = a_{ми} / \eta_{из.ин}$; для неохлаждаемых машин – вместо a_m $a_{мп}$ из формулы (2.15) – $a_{мп} = a_{ма} / \eta_{ад.ин}$.

Мощность на валу машины N_B , как и для насосов, больше индикаторной мощности $N_{ин}$ на величину ΔN_M , соответствующую дополнительной затрате энергии на механическое трение поршня о поверхность цилиндра, штока – о стенки сальника, ползуна – о направляющие, вала – о поверхность подшипников:

$$N_B = N_{ин} + \Delta N_M. \quad (2.24)$$

Мощность двигателя поршневой КМ должна быть больше мощности на валу вследствие потерь мощности в передаточном механизме, учитывающей КПД передачи $\eta_{пер}$:

$$N_{дв} = \frac{N_B}{\eta_{пер}}. \quad (2.25)$$

Установочная мощность двигателя должна быть выбрана с запасом в 10–50 % на случай перегрузки в периоды пуска машины:

$$N_{уст} = (1,1–1,5) N_{дв}. \quad (2.26)$$

Большие значения запаса мощности относятся к маломощным КМ.

2.3.3. Многоступенчатое сжатие газа в компрессорной машине

Ограничение степени сжатия газа в одной ступени поршневой КМ обуславливается:

- повышением температуры сжатого газа;
- возрастанием влияния мертвого пространства на объемную производительность;
- неэкономичностью процесса сжатия газа в одной ступени из-за значительного отклонения реального процесса от изотермического.

Температурный предел. Температурный предел сжатия газа в одной ступени определяется пределом термостойкости смазочного масла, которым смазывается цилиндр машины. Обычные компрессорные смазочные масла, применяемые для этой цели, имеют температуру вспышки порядка 200–240 °С. При температурах $T > 150–160$ С они начинают разлагаться,

выделяя летучие компоненты, способные образовывать со сжимаемым газом взрывчатую смесь. В лучшем случае это приведет к образованию нагара и порче рабочих поверхностей цилиндра.

Температурный предел степени повышения давления в одной ступени поршневой КМ можно определить из соотношения:

$$\epsilon_{\text{пред}} = \left(\frac{T_{2\text{доп}}}{T_1} \right)^{\frac{m}{m-1}}. \quad (2.27)$$

Объемный предел. Объемный предел степени повышения давления, обусловленный влиянием мертвого пространства на производительность машины, определяется допускаемой величиной объемного коэффициента мертвого пространства $\eta_{\text{ом доп}}$. Из формулы (2.21) для $\epsilon_{\text{пред}}$ получим:

$$\epsilon_{\text{пред}} = \left[1 + \frac{1 - \eta_{\text{ом доп}}}{V_{\text{м}}/V_{\text{р}}} \right]^m. \quad (2.28)$$

Если $\frac{V_{\text{м}}}{V_{\text{р}}} = 0,05$, $m = 1,2$, $\eta_{\text{ом доп}} = 0,7$, тогда по формуле (2.28) получим

$$\epsilon_{\text{пред}} = 10.$$

Экономичность процесса сжатия газа. На рис. 2.6 линия bc_1 – изотермический процесс сжатия газа, bc_2 – политропный. Как видно из рис. 2.6, с ростом p_2 увеличивается заштрихованная площадь диаграммы. Это означает, что с увеличением p_2 растет разница между затраченными энергиями на изотермический и политропный процессы сжатия газа.

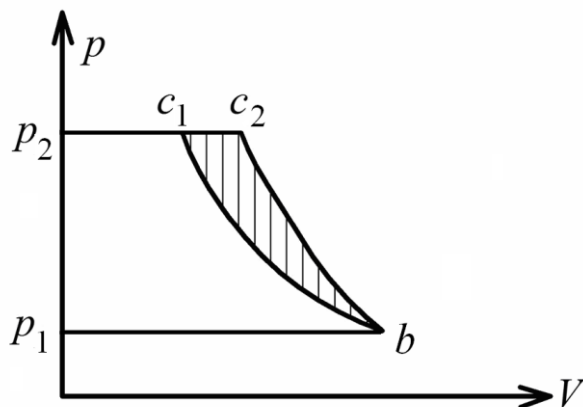


Рис. 2.6. Влияния степени сжатия на экономичность процесса

Ниже (табл. 2.2) приведены значения параметров для воздуха при $m = 1,4$, $p_1 = 10^5 \text{ Н/м}^2$, $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Таблица 2.2

Значения параметров для воздуха

$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$	2	4	6	8	10
$\frac{a_{\text{ти}}}{a_{\text{мп}}}$	0,89	0,81	0,76	0,72	0,70

В силу указанных причин одноступенчатые поршневые КМ обычно строятся для сжатия газа из атмосферы ($p \approx 0,1 \text{ МПа}$) до давлений, не превышающих $0,6\text{--}0,7 \text{ МПа}$. Для получения больших давлений необходимо использовать многоступенчатое сжатие газа.

Рассмотрим, для примера, работу трехступенчатого компрессора (рис. 2.7).

В первой ступени газ сжимается от давления p_1 до давления p_2 . При этом происходит уменьшение его объема от V_1 до V_2 и увеличение температуры от T_1 до T_2 . Сжатый газ затем поступает в холодильник, где он охлаждается при постоянном давлении p_2 до начальной температуры T_1 . Охлаждение газа сопровождается некоторым сокращением его объема от V_2 до V'_2 :

$$V'_2 = V_2 \frac{T_1}{T_2}. \quad (2.29)$$

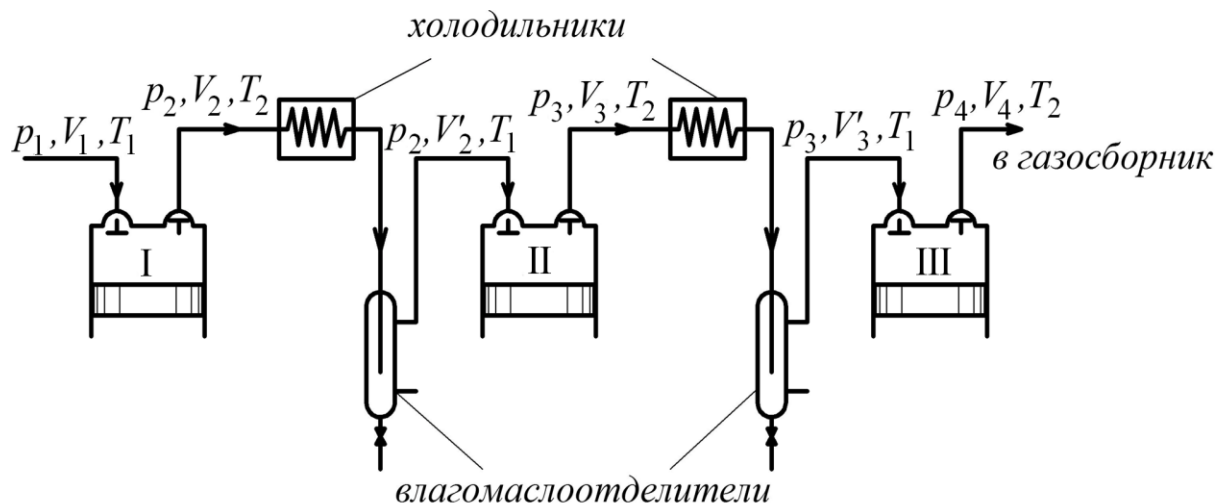


Рис. 2.7. Схема трехступенчатого компрессора

При охлаждении газа происходит конденсация паров масла и воды, содержащихся в газе, в виде мелких капелек. Капельки улавливаются во влагомаслоотделителях.

Предварительно сжатый, охлажденный и очищенный газ поступает в цилиндр второй ступени, где он сжимается от давления p_2 до давления p_3 . В дальнейшем газ охлаждается и очищается. После окончания охлаждения третьей ступени газ направляется в газосборник, где происходит его очищение и охлаждение.

На диаграмме линия ab – линия всасывания I ступени, bc – кривая политропного сжатия в цилиндре I ступени, cd – линия охлаждения при $p_2 = \text{const}$ в холодильнике, de – кривая политропного сжатия в цилиндре II ступени, ef – линия охлаждения при $p_3 = \text{const}$ в холодильнике, fg – кривая политропного сжатия в цилиндре III ступени. Точки d и f лежат на изотерме $T_1 = \text{const}$ (кривая $bdfk$), так как газ в обоих холодильниках охлаждается до первоначальной температуры T_1 . Заштрихованная площадь на диаграмме – сэкономленная энергия при трехступенчатом сжатии газа.

На рис. 2.8 показана теоретическая диаграмма работы трехступенчатого компрессора в координатах $p - V$.

Минимальная затрата энергии на сжатие газа в многоступенчатой машине имеет место при равенстве степеней повышения давления во всех ступенях:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_4}{p_3} = \dots = \varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \dots = \varepsilon. \quad (2.30)$$

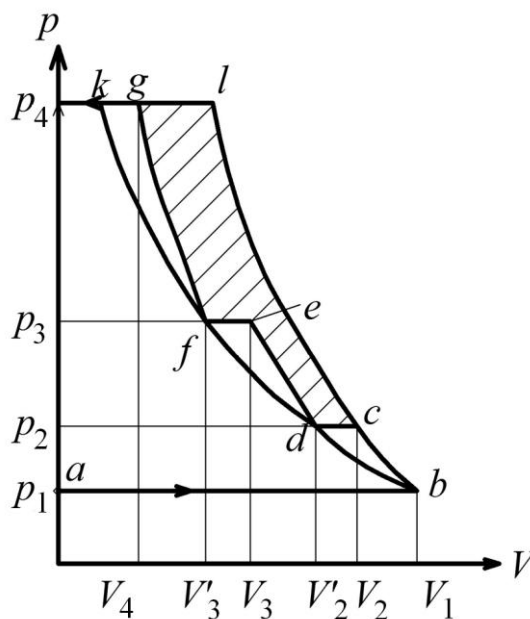


Рис. 2.8. Теоретическая индикаторная диаграмма трехступенчатого компрессора

Известно, что произведение степеней повышения давления во всех ступенях машины дает общую степень повышения давления:

$$\frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{p_3}{p_2} \cdot \frac{p_4}{p_3} \cdot \dots \cdot \frac{p_{z+1}}{p_z} = \frac{p_{z+1}}{p_1} \quad (2.31)$$

или $\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \varepsilon_3 \cdot \dots \cdot \varepsilon_z = \frac{p_{z+1}}{p_1}$.

С учетом соотношения (2.30) получим:

$$\varepsilon^z = \frac{p_{z+1}}{p_1}. \quad (2.32)$$

Из формулы (2.32) определяется z – число ступеней машины (табл. 2.3).

Таблица 2.3

Значения z для различных $\frac{p_{z+1}}{p_1}$

$\frac{p_{z+1}}{p_1}$	4–7	6–30	14–150	36–400	$150 \cdot 10^3$	$200 \cdot 10^3$	800–1500
z	1	2	3	4	5	6	7

Достоинства многоступенчатого сжатия газа:

- сокращение энергетических расходов на сжатие газа;
- уменьшение температуры сжатого газа, следовательно, возрастание надежности и срока службы машины;
- увеличение объемного КПД машины.

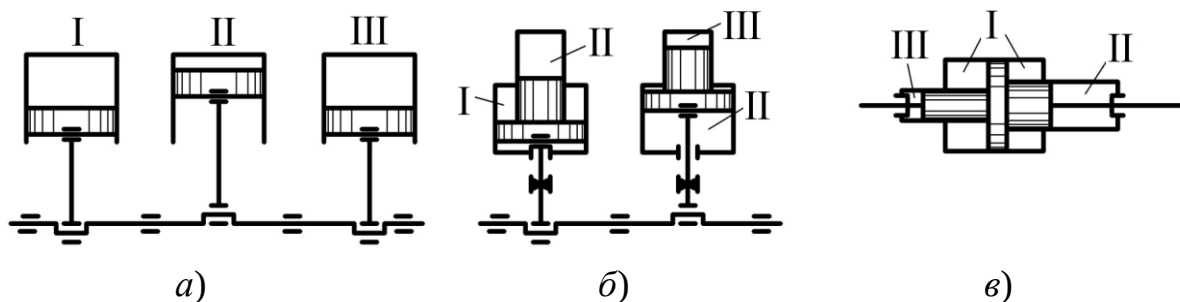


Рис. 2.9. Некоторые конструктивные схемы трехступенчатых компрессоров:
 а – трехступенчатый вертикальный (простого действия); б – двухрядный вертикальный (двойного действия); в – однорядный горизонтальный с дифференциальным поршнем

Однако увеличение числа ступеней машины усложняет ее конструкцию. На рис. 2.9 даны некоторые варианты размещения ступеней трехступенчатого компрессора.

2.4. Турбокомпрессоры

Турбокомпрессоры (ТК) (иначе – центробежные компрессоры) являются наиболее распространенными представителями динамических компрессоров. По своему устройству и принципу работы ТК близки к центробежным насосам. Нагнетание газа в них происходит под действием центробежной силы, которая возникает при вращении газа, увлекаемого лопатками вращающегося рабочего колеса.

Кроме ТК существуют центробежные вентиляторы, турбогазодувки и турбоэксгаустеры.

Для получения больших напоров (давлений) необходимо сочетание большой окружной скорости рабочих колес (до 300–450 м/с) с большим числом ступеней (до 12). Давление нагнетания в ТК достигает 2,5–3 МПа. Рабочие колеса ТК имеют разный диаметр и ширину, от первого колеса к последнему эти значения уменьшаются. Охлаждение сжимаемого газа может быть осуществлено непосредственно через корпус машины с помощью водяной рубашки или в выносных холодильниках.

Теоретический напор, развиваемый ТК, определяется с помощью основного уравнения центробежных машин – уравнения Эйлера (1.27).

Реальное значение напора H можно определить по уравнению (1.29). Коэффициент напора Ψ для турбогазодувки и ТК (лопатки загнуты назад, т.е. $\beta_2 < 90^\circ$) колеблется в пределах от 0,8 до 1,2; для вентиляторов, имеющих лопатки, загнутые вперед ($\beta_2 > 90^\circ$), – от 1,4 до 2,3.

Расчет потребляемой мощности ТК и турбогазодувки производится так же, как и для поршневых КМ.

Главная характеристика ТК строится от конечного давления p_k . Так как рабочие параметры ТК зависят от температуры и давления всасывания, то необходимо указать, при каких значениях температуры и давления всасывания получены приводимые характеристики.

На рис. 2.10 приведены рабочие характеристики ТК.

Если условия эксплуатации отличаются от условий испытания ТК, то рабочие параметры необходимо пересчитывать.

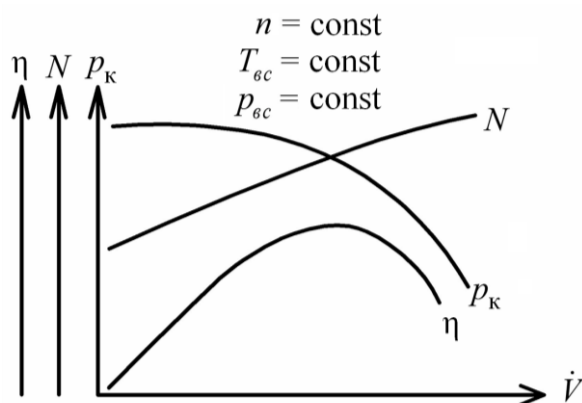


Рис. 2.10. Рабочие характеристики турбокомпрессора

Очевидно, что при постоянном числе оборотов рабочего колеса объемная производительность $\dot{V}$ машины, отнесенная к условиям всасывания, является величиной постоянной, но массовая производительность $\dot{M}$ может быть различной в зависимости от плотности всасываемого газа:

$$\dot{M} = \dot{V} \rho = \dot{V} \frac{p_1}{RT_1}. \quad (2.33)$$

Объемная производительность, приведенная к каким-либо стандартным техническим условиям, пропорциональна массовой производительности и обратно пропорциональна плотности газа:

$$\begin{aligned} \dot{V}_H &= \frac{\dot{M}}{\rho_H} = \frac{\dot{V}}{\rho_H} \frac{p_1}{RT_1} \\ \text{или } \dot{V}_{ст} &= \frac{\dot{M}}{\rho_{ст}} = \frac{\dot{V}}{\rho_{ст}} \frac{p_1}{RT_1}, \end{aligned} \quad (2.34)$$

где ρ_H и $\rho_{ст}$ – плотность газа при нормальных и стандартных условиях, соответственно, кг/м^3 .

Для воздуха $\rho_H = 1,293 \text{ кг/м}^3$, $\rho_{ст} = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Следовательно, как массовая, так и приведенная объемная производительность ТК изменяется прямо пропорционально давлению всасываемого газа и обратно пропорционально газовой постоянной и абсолютной температуре.

Увеличение температуры всасываемого газа при $n = \text{const}$ приводит к уменьшению массовой производительности и снижению давления нагнетания. Следовательно, при этом меняются характеристики машины.

Наличие рабочих характеристик ТК позволяет правильно использовать данную машину и выбрать наилучший режим ее эксплуатации. Для этого необходимо иметь характеристику сети компрессорной установки. Обычно при движении газа в сети имеет место развитый турбулентный режим, т.е. зона гидравлического сопротивления квадратичная. Тогда характеристика сети может быть выражена уравнением:

$$\Delta p = \Delta p_0 + A\dot{V}^2, \quad (2.35)$$

где $\Delta p_0 = p_{\text{кон}} - p_{\text{нач}}$ – разность давлений на концах сети, Па.

Крутизна характеристики сети зависит от коэффициента A : чем больше A , тем круче кривая.

На рис. 2.11 представлена характеристика ТК и сети. Точка B на пересечении двух характеристик – ТК и сети – является рабочей точкой компрессорной установки. На графике определена зона приемлемых КПД по расходу: от $\dot{V}_1$ до $\dot{V}_2$.

Регулирования работы ТК. Регулирование работы центробежной машины может иметь целью:

- поддержание постоянной объемной подачи машины при колебаниях сопротивления сети;
- поддержание постоянного давления в сети при изменениях расхода сжатого газа;
- изменение объемного расхода сжатого газа.

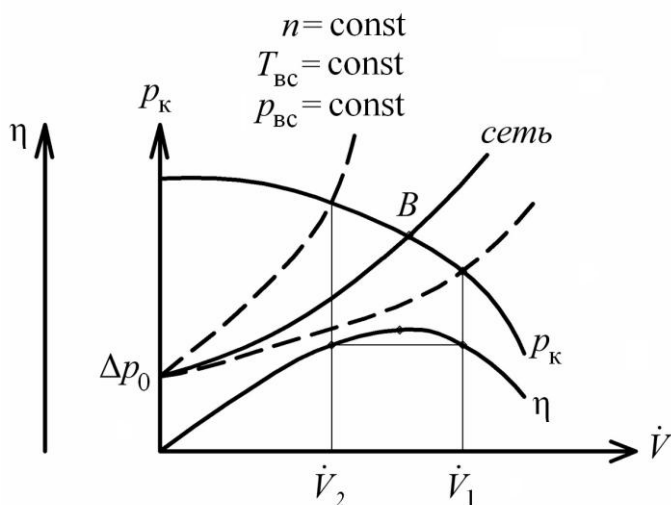


Рис. 2.11. Определение рабочей точки компрессорной установки

Как известно, рабочий режим центробежной машины определяется точкой пересечения рабочей характеристики машины с характеристикой сети. Поэтому регулирование их работы осуществляется путем регулирования сочетания изменения характеристики сети с изменением рабочей характеристики машины.

Регулирование с целью постоянной подачи $\dot{V} = \text{const}$ имеет в виду перемещения рабочей точки машины по прямой, параллельной оси ординат, и осуществляется при одновременном изменении рабочей характеристики машины и характеристики сети (рис. 2.12, а). Поддержание постоянного давления осуществляется также одновременным изменением характеристики машины и характеристики сети (рис. 2.12, б).

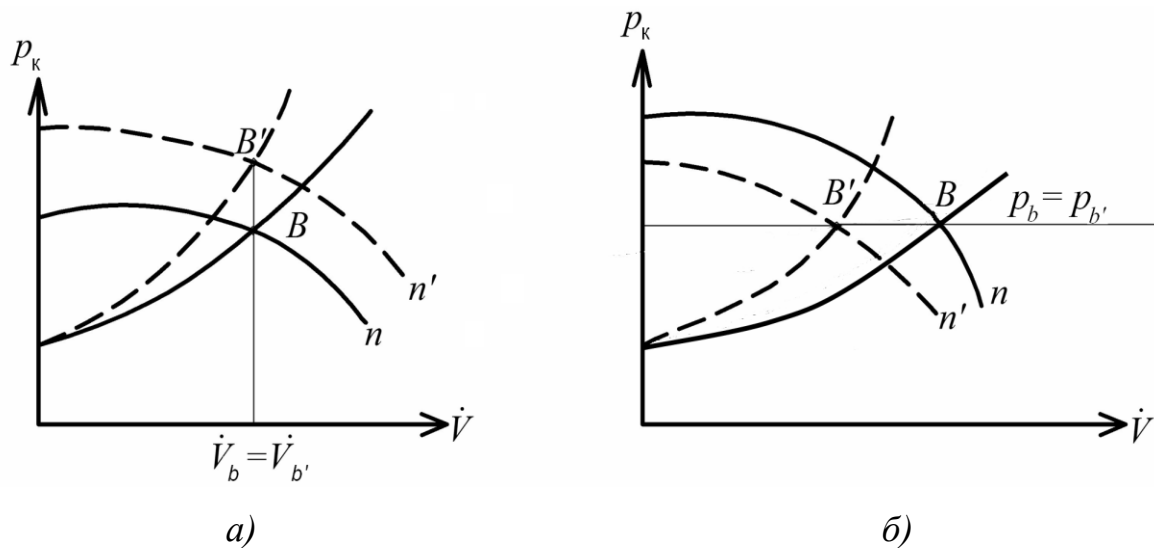


Рис. 2.12. Регулирование работы центробежной машины:
 а – поддержание постоянной подачи; б – поддержание постоянного давления

Регулирование объемной подачи машины можно осуществить изменением характеристики сети или изменением характеристики машины, а также одновременным изменением характеристики машины и сети.

Характеристику сети, согласно формуле (2.35), можно изменить, влияя на Δp_0 и A (дросселирование на нагнетательной линии).

Для изменения рабочей характеристики машины можно использовать следующие методы:

- изменение числа оборотов рабочих колес;
- дросселирование на всасывающей линии при $n = \text{const}$ (уменьшение $p_{\text{вс}}$);
- частичный выпуск сжатого газа из нагнетательной линии во всасывающую или в атмосферу при $n = \text{const}$.

2.5. Осевые компрессоры

В одной ступени осевой машины можно достичь степень сжатия $\varepsilon = 1,06$. Для получения больших степеней сжатия приходится прибегать к сжатию газа в нескольких ступенях, так как увеличение окружной скорости газа и, следовательно, рабочего колеса, имеем предел, обусловленный прочностью вращающихся деталей машины.

Многоступенчатые осевые машины обычно выполняются без охлаждения, с числом ступеней в одном корпусе до 20 и дают значительную степень повышения давления (до $\varepsilon = 6$). Такие машины называются осевыми компрессорами. В осевых компрессорах соотношение диаметра барабана d к диаметру рабочего колеса D значительно больше, чем у других осевых машин, и составляет $\frac{d}{D} > 0,7$. На рис. 2.13 представлена принципиальная схема многоступенчатого осевого компрессора. Лопатки 1 всех ступеней закрепляются на одном длинном цилиндрическом барабане 2, который называется ротором. Между лопатками соседних ступеней ротора устанавливаются неподвижные лопатки направляющего аппарата 3, жестко закрепленные внутри корпуса 4 машины.

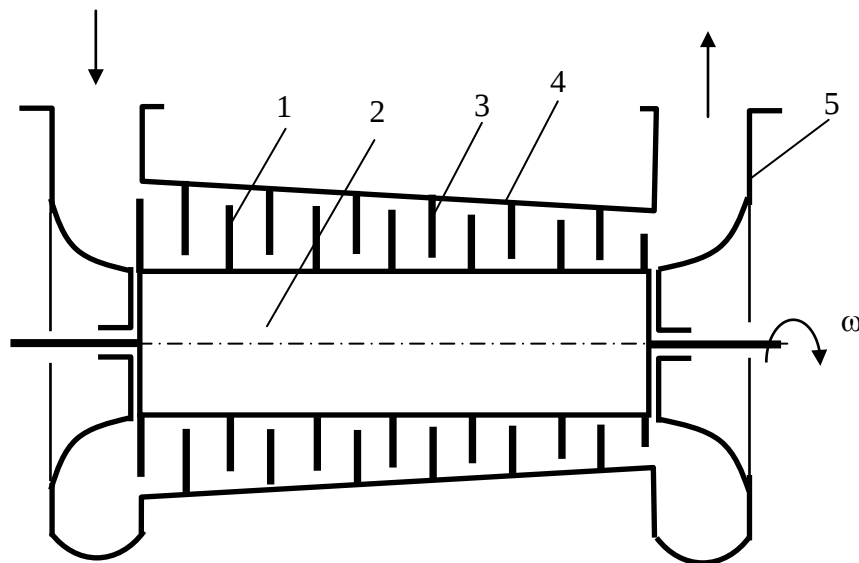


Рис. 2.13. Схема осевого компрессора

При вращении ротора лопатки передают газу вращающий момент. При выходе из рабочего колеса газ имеет винтовое движение, состоящее из осевого и вращательного движения. Назначение направляющего аппарата, установленного между ступенями, – устранить это вращательное движение и плавно подвести газ в колесо следующей ступени или в нагнетательный патрубок 5.

Так как по мере сжатия газа его объем уменьшается, то проходное сечение каналов последующих ступеней должно уменьшиться. Поэтому корпус компрессора 4 имеет конусность, а лопасти последующих ступеней ротора и направляющего аппарата имеют меньшую высоту.

В осевых компрессорах реализуются большие окружные скорости, достигающие до 300 м/с. В них отсутствуют резкие изменения движения газа, что позволяет получить небольшие гидравлические потери. Поэтому КПД осевых компрессоров выше КПД турбомашин.

Принципы и способы регулирования осевых компрессоров такие же, как и для центробежных компрессоров.

Осевые компрессоры при одинаковых конечных давлениях развивают большую производительность, чем центробежные. Кроме того, преимущество этих машин заключается в простоте конструкции и легкости исполнения, особенно проточной части, а недостаток их – в сложности создания высоких давлений.

Контрольные вопросы

1. В каких случаях в промышленности применяется сжатый газ?
2. По каким признакам можно классифицировать компрессорные машины?
3. Приведите классификацию компрессоров по степени сжатия газов и величине создаваемого давления.
4. Проанализируйте процессы сжатия газа в идеальной КМ. Чем отличается идеальный компрессор от реального?
5. Изобразите процессы сжатия газов в компрессорах на диаграмме $p - \dot{V}$. Какой процесс сжатия газа наиболее экономичный?
6. Почему охлаждаемые КМ характеризуются изотермическим индикаторным КПД, а неохлаждаемые – адиабатным индикаторным КПД?
7. Дайте характеристику объемных и, в частности, поршневых компрессоров.
8. Определите объемную производительность поршневого компрессора. Что понимают под объемным коэффициентом компрессора?
9. Изобразите влияние мертвого пространства на процесс сжатия газа на диаграмме $p - \dot{V}$. Объясните влияние V_m/V_p на процесс сжатия газа.
10. Как определяются мощность и КПД поршневых машин? Какая разница между теоретической мощностью на сжатие газа и индикаторной?

11. Приведите методику расчета установочной мощности двигателя компрессора.
12. Какими причинами обусловлена потребность в многоступенчатом сжатии газа?
13. Изобразите многоступенчатое сжатие газа на диаграмме $p - \dot{V}$.
14. Изобразите схему трехступенчатого компрессора с промежуточными холодильниками.
15. Перечислите достоинства и недостатки многоступенчатого сжатия газа.
16. Сформулируйте принцип действия центробежных компрессорных машин. Приведите классификацию центробежных компрессорных машин.
17. Каковы особенности построения рабочих характеристик ТК?
18. Объясните на диаграмме $p - \dot{V}$ совместную работу ТК и сети.
19. Какие цели преследует регулирование работы центробежного компрессора?
20. Объясните способы регулирования объемной подачи центробежного компрессора.

3. ВЕНТИЛЯТОРЫ

Вентиляторы широко применяются в промышленной технологии перемещения газов, когда необходимо обеспечить больше подачи при небольших напорах (давлениях). Они подразделяются на вентиляторы низкого ($p \leq 1$ кПа), среднего (от 1 до 4 кПа) и высокого давления (от 4 до 15 кПа).

При столь незначительном давлении сжимаемость газов практически не оказывает влияния на рабочий процесс машины. Поэтому теоретические основы работы насосов и вентиляторов одинаковы. Действие центробежного вентилятора подобно центробежному насосу.

Основные части центробежного вентилятора (рис. 3.1) – рабочее колесо 1, кожух 2 (спиральный отвод) и станина. Поток газа подходит к рабочему колесу через входной патрубок в осевом направлении, поворачивает под углом 90° и движется по межлопаточным каналам от центра к периферии. После рабочего колеса поток газа выбрасывается в спиральный отвод, а из него – в выходной патрубок.

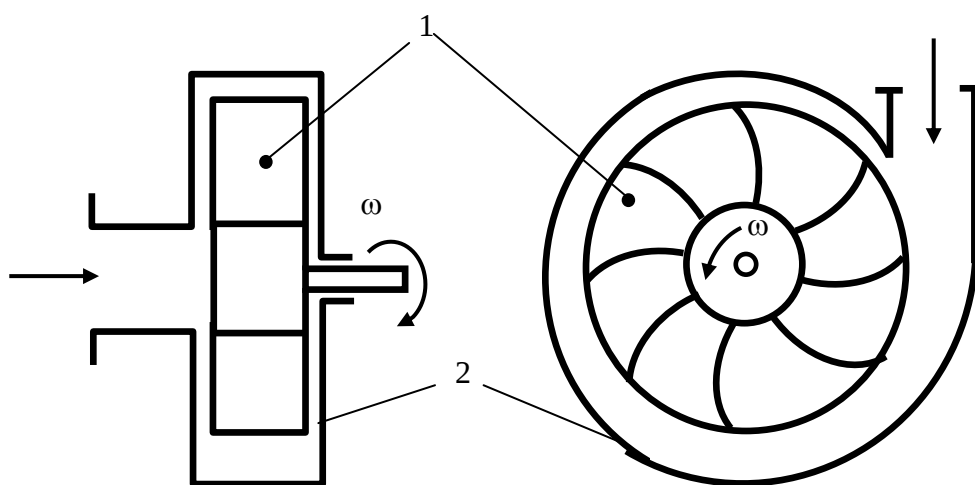


Рис. 3.1. Схема центробежного вентилятора

Осевые вентиляторы развивают давления до 1 кПа. От центробежного вентилятора осевой отличается прямоточным движением газа, направленным вдоль оси вала (рис. 3.2).

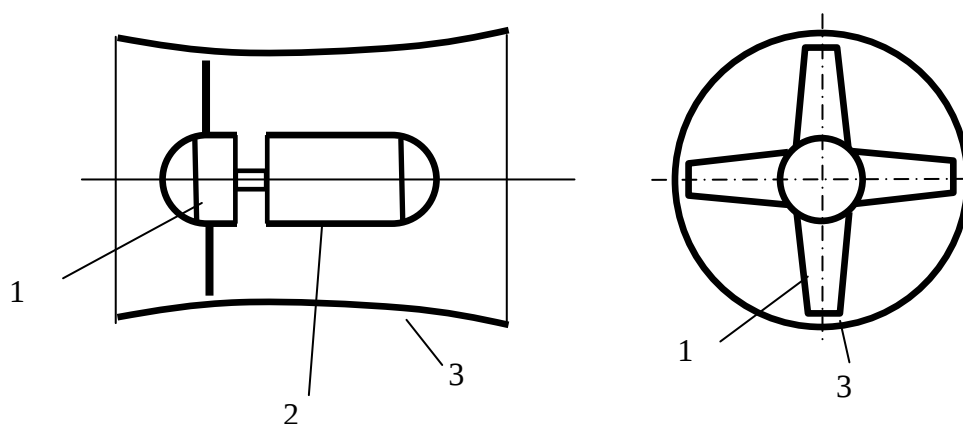


Рис. 3.2. Схема осевого вентилятора
1 – рабочее колесо; 2 – электродвигатель; 3 – корпус

Отсутствие резкого изменения направления потока в осевом вентиляторе позволяет получить высокий КПД, превышающий КПД центробежных вентиляторов.

3.1. Основные рабочие параметры вентиляторов

Основные рабочие параметры вентиляторов – давление, подача (производительность), мощность и КПД.

Подача. Обычно подача $\dot{V}$ задается производственной необходимостью.

Для сравнения вентиляторов, перемещающих газы различных температур, влажности и давлений, подачу прямо выражать в нормальных кубических метрах ($\text{н} \cdot \text{м}^3$), т.е. приводить подачу к нормальным условиям чистого воздуха ($p_n = 760$ мм. рт. ст., $T = 0$ °C, $\rho_0 = 1,293$ кг/м³). Связь между подачей в нормальных кубических метрах $\dot{V}_B$ и действительной $\dot{V}$ определяется как:

$$\dot{V} = \dot{V}_B \cdot \frac{\rho_B}{\rho}, \quad (3.1)$$

где ρ – плотность перекачиваемого газа, кг/м³.

Производительность вентилятора может быть приведена также к стандартным условиям: $p_{ст} = 760$ мм. рт. ст., $T_{ст} = 20$ °C, $\varphi = 50$ % (относительная влажность воздуха). Тогда:

$$\dot{V} = \dot{V}_{ст} \frac{\rho_{ст}}{\rho}. \quad (3.2)$$

где $\rho_{ст} = 1,2$ кг/м³ – стандартная плотность воздуха.

Давление. Определим давление, создаваемое вентилятором, по основному уравнению центробежных машин – по уравнению Эйлера:

$$p_{\text{т}\infty} = \rho(u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}). \quad (3.3)$$

Довольно часто, $\alpha_1 = 90^\circ$, т.е. $c_{u_1} = 0$. Полное давление вентилятора складывается из статического и динамического:

$$p_{\text{т}\infty} = p_2 - p_1 + \rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}, \quad (3.4)$$

где $p_2 - p_1$ – статическое давление, Па; $\rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ – динамическое давление рабочего колеса, Па. Действительное давление центробежного вентилятора с учетом гидравлического КПД, коэффициента конечного числа лопаток и коэффициента закручивания потока можно представить в виде:

$$p = \psi \frac{\rho u_2^2}{2}, \quad (3.5)$$

где $\psi = \eta \cdot k_z \cdot \varphi$ – коэффициент напора.

Для вентилятора, имеющего лопатки, загнутые вперед ($\beta_2 > 90^\circ$), значение ψ меняется от 1,4 до 2,3. Если $\beta_2 < 90^\circ$, то $\psi = 0,8 \div 1,2$.

Как известно, лопатки, загнутые назад, отличаются большей степенью реактивности, т.е. создают относительно большой избыток статического давления на выходе из колеса. Кроме того, у них более высокий гидравлический КПД. Поэтому их применяют в вентиляторах высокого давления.

При использовании лопаток, загнутых вперед, для получения данного давления требуется меньшая окружная скорость вращения, чем при лопатках, загнутых назад, и, следовательно, меньший диаметр рабочего колеса.

Полное давление, создаваемое вентилятором, может быть определено как разность полных давлений на выходе (сечение 2–2) и входе (сечение 1–1) вентилятора (рис. 3.3):

$$p = p_2 - p_1 = \left(p_{\text{нг}} + \frac{\rho w_{\text{нг}}^2}{2} \right) - \left(p_{\text{вс}} + \frac{\rho w_{\text{вс}}^2}{2} \right). \quad (3.6)$$

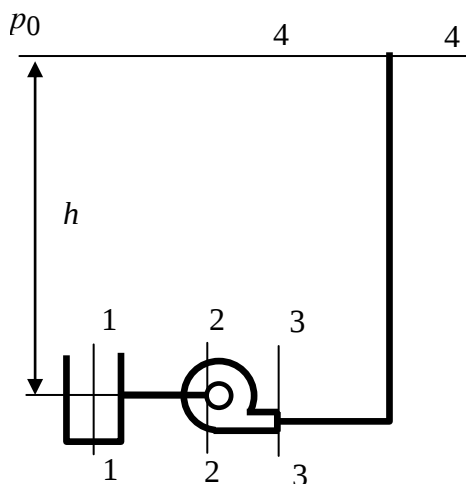


Рис. 3.3. Схема вентиляционной установки

Выясним связь между давлением, создаваемым вентилятором, и давлением, требующимся для преодоления сопротивления сети газопровода.

В уравнении (3.6) параметры вентилятора заменим параметрами вентиляционной установки. Для этого используем уравнение Бернулли.

Уравнение Бернулли для сечения 1–1 и 2–2 имеет вид:

$$\rho_B gh = p_{BC} + \frac{\rho w_{BC}^2}{2}, \quad (3.7)$$

для сечений 3–3 и 4–4:

$$p_{нГ} + \frac{\rho w_{нГ}^2}{2} = \Delta p_l + \sum \Delta p_{Mi} + \Delta p_{уск} - \rho gh + \frac{\rho w_0^2}{2}, \quad (3.8)$$

где ρ_B – плотность окружающего воздуха, кг/м^3 ; ρ – плотность перекачиваемого газа воздуха, кг/м^3 ; h – высота газопровода, м; Δp_l – потери давления на трение по длине, Па; $\sum \Delta p_{Mi}$ – потери давления на местные сопротивления, Па; $\Delta p_{уск}$ – потери давления, обусловленные ускорением потока, Па; ρgh – давление, создаваемое столбом перекачиваемого газа, Па; ρw_0^2 – динамическое давление, создаваемое выходящим газом из трубы, Па; p_0 – давление воздуха на уровне выхода газа из трубы, Па.

Тогда из уравнений 3.6–3.8 получим:

$$(\rho_B - \rho)gh + p = p_l + \sum \Delta p_{Mi} + \Delta p_{уск} + \frac{\rho w_0^2}{2}, \quad (3.9)$$

где $(\rho_B - \rho)gh$ – давление самотяги установки, Па.

Рассмотрим последнее уравнение более подробно. Потери давления на трение Δp_l определяются по формуле Дарси–Вейсбаха. Коэффициенты сопротивления трения для ламинарного и турбулентного движений определяются по-разному (например, по графику Никурадзе). Потери давления на местные сопротивления $\sum \Delta p_{mi}$ определяются по известной формуле: $\sum \Delta p_{mi} = \sum \xi_i \frac{\rho w^2}{2}$, коэффициент местного сопротивления ξ_i для каждого типа сопротивления свой и определяются экспериментально.

Потери давления, обусловленные ускорением потока, происходят вследствие изменения объема перекачиваемого газа при постоянном сечении канала. Пусть массовой расход газа по длине газопровода постоянен, тогда:

$$\dot{M} = \rho_1 w_1 S_1 = \rho_2 w_2 S_2 = \dots = \rho w S, \quad (3.10)$$

если $S = \frac{\pi d^2}{4} = \text{const}$, то получим:

$$\rho_2 w_2 = \rho_1 w_1 = \dots = \rho w. \quad (3.11)$$

Это означает, что по длине трубопровода из-за уменьшения давления плотность газа падает, а скорость возрастает, т.е. увеличивается кинетическая энергия потока газа. Дополнительное сопротивление от ускорения потока газа определяется по формуле:

$$\Delta p_{\text{уск}} = \rho_{\Gamma} w_0^2 - \rho_{\text{нг}} w_{\text{нг}}^2, \quad (3.12)$$

где ρ_{Γ} – плотность газа на выходе из трубы, кг/м^3 .

Рассмотрим от чего зависит давление самотяги установки.

Очевидно, что в зависимости от соотношения между $\rho_{\text{в}}$ и ρ самотяга может быть положительной и отрицательной. Если $\rho_{\text{в}} > \rho$, то самотяга положительна и помогает работе вентилятора; если же $\rho_{\text{в}} < \rho$, то самотяга отрицательна и препятствует работе вентилятора. При $\rho_{\text{в}} = \rho$ самотяга отсутствует.

Уравнение (3.9) является характеристикой сети газопровода и может быть представлено в виде:

$$p \pm (\rho_{\text{в}} - \rho)gh = A \cdot \dot{V}^2. \quad (3.13)$$

При работе котельных агрегатов, например, самотяга проявляется очень сильно, ввиду большей разности температур наружного воздуха и дымовых газов (ρ существенно меньше ρ_v).

Мощность и КПД определяются так же, как и для центробежных насосов.

Расчет основных рабочих параметров осевых вентиляторов аналогичен центробежному.

3.2. Влияние на работу вентилятора состояния всасываемого газа

Рассмотрим влияние температуры всасываемого газа на работу вентилятора.

Уравнение (3.5) можно представить в виде:

$$p_0 = \frac{p_{0\text{вх}}}{RT_0} \frac{\psi u_{20}^2}{2}, \quad (3.14)$$

где $\frac{p_{0\text{вх}}}{RT_0} = \rho_0$ – плотность газа при условии T_0 , кг/м³; $p_{0\text{вх}}$ – давление газа на входе в вентилятор, Па; p_0 – полное давление вентилятора при температуре газа T_0 , Па. Аналогичное уравнение можно записать и для другой температуры T_1 . Тогда из двух уравнений, записанных для температур T_0 и T_1 , при постоянстве давления газа на входе $p_{0\text{вх}}$ и при одинаковой окружной скорости u_2 получим:

$$p_1 = p_0 \frac{T_0}{T_1}. \quad (3.15)$$

Из полученного соотношения следует, что при одинаковой окружной скорости вращения $u_2 = \text{const}$ вентилятор развивает давление тем меньшее, чем выше температура всасываемого газа.

Изменение температуры газа имеет особенно большое значение в тех случаях, когда вентилятор предназначен для всасывания горячих газов, например продуктов сгорания топлива печей и котлов (дымососы).

Для сохранения того же давления, т.е. при условии $p_0 = p_1$, необходимо изменить скорость вращения u_2 в отношении:

$$\frac{u_{21}}{u_{20}} = \sqrt{\frac{T_1}{T_0}}. \quad (3.16)$$

Рассмотрим случай, когда перекачиваемый газ содержит мелкие твердые взвешенные частицы.

Содержание твердых частиц в газе оценивается соотношением:

$$\mu = \frac{G_T}{\dot{G}_T}. \quad (3.17)$$

Теоретические соображения и анализ опытных данных приводят к следующим зависимостям для полного давления и мощности:

$$\begin{aligned} p_{см} &= p(1 - k_p \mu); \\ N_{см} &= N(1 + k_N \mu), \end{aligned} \quad (3.18)$$

где k_p и k_N – опытные данные: $k_p = 0,10 \div 0,45$, $k_N = 1,5 \div 1,7$.

Коэффициент полезного действия вентилятора, подающего смесь $\eta_{см}$, будет меньше, чем вентилятора, подающего чистый газ η :

$$\eta_{см} = \eta[1 - (k_p + k_N)\mu]. \quad (3.19)$$

Наличие в газе твердых частиц приводит к быстрому износу вентилятора.

3.3. Характеристики вентилятора

Характеристики центробежных вентиляторов при $n = \text{const}$ строятся для стандартных условий по результатам параметрических испытаний.

Универсальные характеристики данного вентилятора строятся для различных чисел оборотов. На одном и том же поле строятся: совокупность главных характеристик вентилятора $p = f(\dot{V})$ и линии равного КПД рис. 3.4).

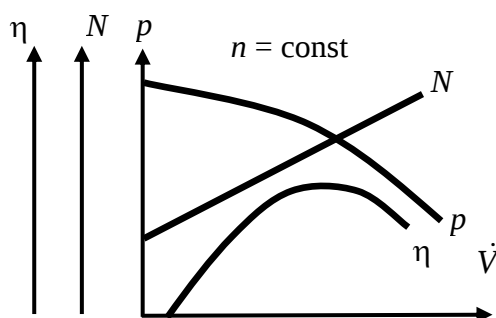


Рис. 3.4. Рабочие характеристики центробежного вентилятора

С помощью универсальной характеристики можно определить область рационального использования данного вентилятора, которая соответствует наибольшим значениям КПД (рис. 3.5).

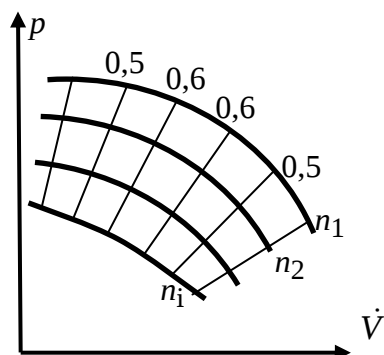


Рис. 3.5. Универсальная характеристика вентилятора:

$$n_1 > n_2 > n_i$$

Рассмотрим серийные характеристики вентиляторов. Серия – это группа геометрически подобных вентиляторов, отличающихся друг от друга лишь абсолютными размерами (рис. 3.6).

В вентиляторах одной серии при одинаковой окружной скорости рабочего колеса u_2 имеет место одинаковая скорость газа при выходе из спиральной камеры $w_{\text{ВЫХ}}$. В то же время из основного уравнения центробежных машин следует, что при одинаковых окружных скоростях u_2 вентиляторы одной серии развивают одинаковые давления.

Таким образом, если построить кривую $p = f(w_{\text{ВЫХ}})$ при постоянном значении u_2 , то она будет справедлива для всех вентиляторов данной серии. Серийные характеристики еще содержат линии равного КПД вентиляторов.

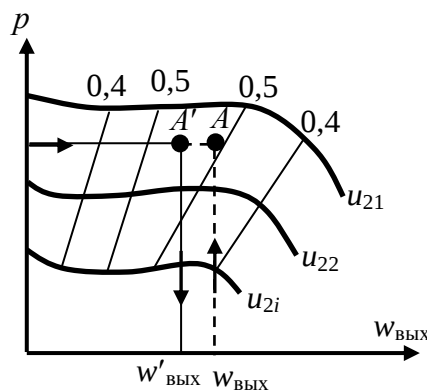


Рис. 3.6. Серийные характеристики вентиляторов: $u_{21} > u_{22} > \dots u_{2i}$

Выбор вентилятора по серийным характеристикам производится следующим образом:

1. По заданной величине давления p на графике предварительно выбираем рабочую точку A' , соответствующую $\eta_{\max}$, и находим скорость $w'_{\text{вых}}$.

2. Определяем площадь на выходе из спиральной камеры:

$$S'_{\text{сп}} = \frac{\dot{V}}{w'_{\text{вых}}}. \quad (3.20)$$

3. По таблице (приложение к серийным характеристикам) подбираем вентилятор с площадью $S_{\text{сп}}$, близкой к $S'_{\text{сп}}$. Для этого вентилятора уточняем значение $w_{\text{вых}}$ и окончательно определяем положение точки A .

Необходимо отметить, что при построении серийных характеристик исходим из условия равенства КПД для разных u_2 . Это – натяжка.

Контрольные вопросы

1. Чем отличаются вентиляторы от лопастных насосов и компрессоров?
2. Как известно, рабочие процессы в насосах и вентиляторах описываются одним и тем же уравнением Эйлера. На чем основан этот подход?
3. В каких случаях целесообразнее применение осевых вентиляторов?
4. Перечислите преимущества центробежных вентиляторов перед осевыми.
5. В каких случаях применяются рабочие колеса с лопатками, загнутыми вперед?
6. С какой целью подача вентилятора приводится к нормальным или стандартным условиям?
7. Коэффициент напора для рабочих колес с лопатками, загнутыми вперед, больше, чем для лопаток, загнутым назад. Почему?
8. Когда возникает эффект самотяги?
9. В каких случаях возникают потери давления, обусловленные ускорением потока?
10. Обычно рабочие характеристики центробежных вентиляторов строятся для стандартных условий. Почему?
11. Нарисуйте и объясните универсальные характеристики центробежных вентиляторов.
12. Как пользоваться серийными характеристиками центробежных вентиляторов?
13. Перечислите рабочие характеристики вентиляторов.
14. Приведите алгоритмы выбора вентилятора по серийным характеристикам.

ЧАСТЬ 2. ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

4. ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ (ПТУ)

4.1. Тепловой цикл паротурбинной установки.

Мощность и КПД турбины

Простейшая энергетическая паротурбинная установка (рис. 4.1) состоит из нагнетательного насоса 1, котла 2, паронагревателя 3, паровой турбины 4, конденсатора 5, электрического генератора 6. Рабочим веществом ее является водяной пар.

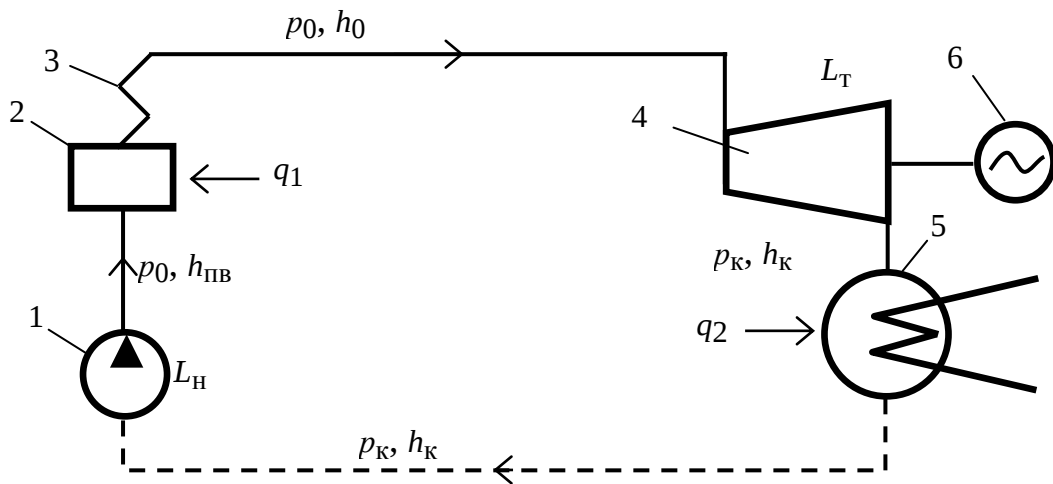


Рис. 4.1. Схема теплоэнергетической установки

Если эту установку выполнить без паронагревателя, то в турбину будет поступать насыщенный пар. В этом случае реализуется цикл Карно с влажными паром. Однако это невыгодно, так как работа сжатия влажного пара до его конденсации во много раз превышает работу сжатия воды (на примере 165 раз).

Вместо него применяется цикл с полной конденсацией отработавшего пара в конденсаторе, называемый циклом Ренкина. Идеальный цикл Ренкина для паросиловой турбинной установки, работающей на перегретом паре, изображен в T, S -диаграмме на рис. 4.2.

На этой диаграмме показаны: $a'a$ – процесс адиабатического сжатия воды в насосе; ab – процесс нагрева воды в котле до кипения; bc – испарение воды котле; cd – перегрев пара в перегревателе; de – изоэнтропное расширение пара в турбине; ea' – конденсация отработавшего пара в конденсаторе.

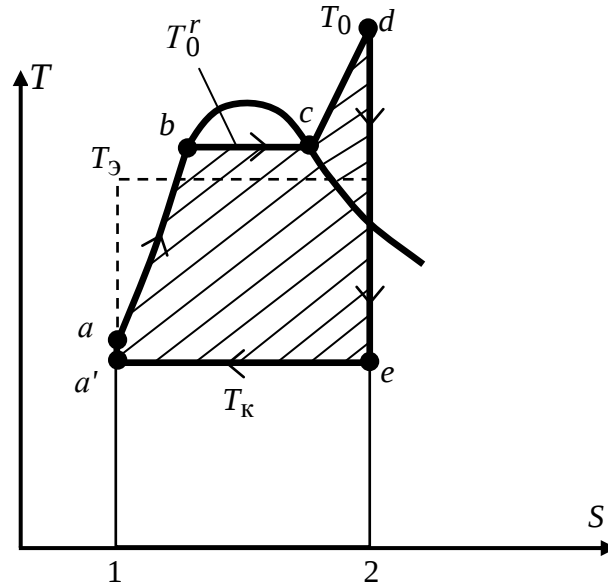


Рис. 4.2. Идеальный цикл теплоэнергетической установки (цикл Ренкина) в T, S -диаграмме

Процессы нагрева, испарения и перегрева пара в котле происходят при постоянном давлении. Следовательно, все количество теплоты q , переданное 1 кг воды и пара, целиком идет на повышение энтальпии рабочего вещества от энтальпии питательной воды $h_{\text{пв}}$ до энтальпии свежего пара h_0 и равно их разности:

$$q_1 = h_0 - h_{\text{пв}}, [\text{кДж/кг}]. \quad (4.1)$$

Это количество теплоты в T, S -диаграмме изображается площадью $1abcd21$.

Из турбины пар поступает в конденсатор, где при постоянном давлении конденсируется и отдает теплоту q_2 охлаждающей воде:

$$q_2 = h_{\text{к}} - h_{\text{к}}', \quad (4.2)$$

где $h_{\text{к}}$ – энтальпия отработавшего пара, кДж/кг; $h_{\text{к}}'$ – энтальпия конденсата, кДж/кг.

Полезная теоретическая работа 1 кг пара равна разности между подведенной и отведенной теплотой:

$$\begin{aligned} l &= q_1 - q_2 = (h_0 - h_{\text{пв}}) - (h_{\text{кт}} - h_{\text{к}}'); \\ l &= (h_0 - h_{\text{кт}}) - (h_{\text{пв}} - h_{\text{к}}'). \end{aligned} \quad (4.3)$$

Здесь $(h_0 - h_{kt})$ – работа 1 кг пара в идеальной турбине; $(h_{пв} - h_{к'})$ – работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воды в насосе. Полезная теоретическая работа 1 кг пара l эквивалентна заштрихованной площади в T, S -диаграмме.

Абсолютный или термический КПД идеальной установки η_t определяется:

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{(h_0 - h_{kt}) - (h_{пв} - h_{к'})}{h_0 - h_{пв}}. \quad (4.4)$$

Обозначим $H_0 = h_0 - h_{kt}$, где H_0 – располагаемый теплоперепад турбины, кДж/кг.

Действительный процесс расширения пара в турбине сопровождается заметными потерями работы. Линия процесса расширения отклоняется в сторону увеличения энтропии.

Действительная работа, развиваемая 1 кг пара в турбине, соответственно уменьшается и становится равной

$$l_T = h_0 - h_k = H_i, \quad (4.5)$$

где H_i – использованный теплоперепад турбины, кДж/кг.

Отношение использованного теплоперепада H_i к располагаемому H_0 называется относительным внутренним КПД η_{0i} турбины:

$$\eta_{0i} = \frac{H_i}{H_0}. \quad (4.6)$$

Отношение использованного теплоперепада H_i к теплоте, подведенной к 1 кг рабочего вещества в котле q_1 , называется абсолютным внутренним КПД турбоустановки η_i :

$$\eta_i = \frac{H_i}{q_1} = \frac{H_i}{h_0 - h_{к'}} = \frac{H_0}{(h_0 - h_{к'})} \frac{H_i}{H_0} = \eta_t \cdot \eta_{0i}. \quad (4.7)$$

Абсолютный внутренний КПД можно представить и как отношение внутренней мощности турбины N_i к секундному расходу теплоты $\dot{Q}$, подведенной к рабочему веществу в котле:

$$\eta_i = \frac{l_T \dot{M}}{q_1 \dot{M}} = \frac{N_i}{\dot{Q}}, \quad (4.8)$$

где $\dot{M}$ – массовый расход рабочего вещества, кг/с. Эффективная мощность $N_{\text{э}}$, которая может быть передана валу машины, меньше внутренней мощности N_i на величину механических потерь ΔN_M турбины:

$$N_{\text{э}} = N_i - \Delta N_M. \quad (4.9)$$

Отношение эффективной мощности к внутренней называется механическим КПД турбины η_M :

$$\eta_M = \frac{N_{\text{э}}}{N_i}. \quad (4.10)$$

Теоретическая мощность идеальной турбины, в которой использованный теплоперепад равен располагаемому, определяется уравнением:

$$N_0 = \dot{M} H_0. \quad (4.11)$$

Относительный эффективный КПД турбины:

$$\eta_{0\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{N_0} = \frac{N_i}{N_0} \frac{N_{\text{э}}}{N_i} = \eta_{0i} \eta_M. \quad (4.12)$$

Абсолютный эффективный КПД:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{\dot{Q}} = \frac{N_i}{\dot{Q}} \frac{N_{\text{э}}}{N_i} = \eta_i \eta_M = \eta_t \eta_{0i} \eta_M = \eta_t \eta_{0\text{э}}. \quad (4.13)$$

Отношение мощности на зажимах электрического генератора $N_{\text{эл}}$ к эффективной мощности $N_{\text{э}}$ называется КПД электрического генератора $\eta_{\text{эГ}}$:

$$\eta_{\text{эГ}} = N_{\text{эл}} / N_{\text{э}}. \quad (4.14)$$

Отношение электрической мощности генератора к теоретической мощности идеальной турбины называется относительным электрическим КПД турбоагрегата:

$$\eta_{0\varepsilon} = \frac{N_{\varepsilon\text{л}}}{N_0} = \frac{N_{\varepsilon}}{N_0} \frac{N_{\varepsilon\text{л}}}{N_{\varepsilon}} = \eta_{0i} \eta_{\varepsilon\Gamma}. \quad (4.15)$$

Произведение абсолютного (термического) КПД на относительный электрический называется абсолютным электрическим КПД турбоустановки:

$$\eta_{\varepsilon\text{л}} = \eta_t \eta_{0\varepsilon} = \eta_t \eta_{0i} \eta_m \eta_{\varepsilon\Gamma}. \quad (4.16)$$

Из (4.16) следует, что существует два пути повышения экономичности турбоустановки:

1) увеличение термического КПД цикла за счет повышения разности средней температуры подвода теплоты в котле и температуры, при которой отводится теплота в конденсаторе;

2) уменьшение потерь в проточной части турбины, механических потерь и потерь в генераторе.

4.2. Влияние параметров пара на КПД идеального цикла

Влияние давления свежего пара. Если при неизменных температурах отработавшего T_k и свежего T_0 пара повысить начальное давление пара p_0 , то вследствие повышения температуры насыщения возрастет абсолютный КПД цикла. Недостаток – увеличение конечной влажности пара (эрозия лопаток турбины).

Влияние температуры пара. Повышение начальной температуры от T_0 до T_{01} приводит к возрастанию средней температуры подвода теплоты от T_{ε} до $T_{\varepsilon 1}$ при неизменной температуре отвода ее T_k и к соответствующему увеличению абсолютного КПД цикла.

Перегрев пара до 545–565 °С широко используется. Ограничения – дорогие жаростойкие стали.

Влияние конечного давления. Уменьшение давления отработавшего пара p_k при неизменных p_0 и T_0 вызывает понижение температуры конденсации пара, а значит и температуру отвода теплоты T_k . Поэтому уменьшение p_k приводит к увеличению средней температурной разности подвода и отвода теплоты, увеличению располагаемого теплоперепада и повышению термического КПД цикла.

Теоретический предел понижения p_k в цикле определяется температурой насыщения при p_k , которая должна быть больше температуры окружающей среды.

4.3. Действие рабочего тела на лопатки

Турбомашина (турбина) является двигателем, в котором теплота рабочего тела – пара или газа – последовательно преобразуется в кинетическую энергию струи, а затем в механическую работу. Вытекающий из сопла поток рабочего тела, обладающий значительной кинетической энергией, действует на лопатку с силой, которая зависит от формы их поверхности (рис. 4.3). При равных условиях (скорость истечения из сопла и расход одинаковы), с наибольшей силой поток действует на лопатку, форма которой обеспечивает поворот на 180° (вариант б).

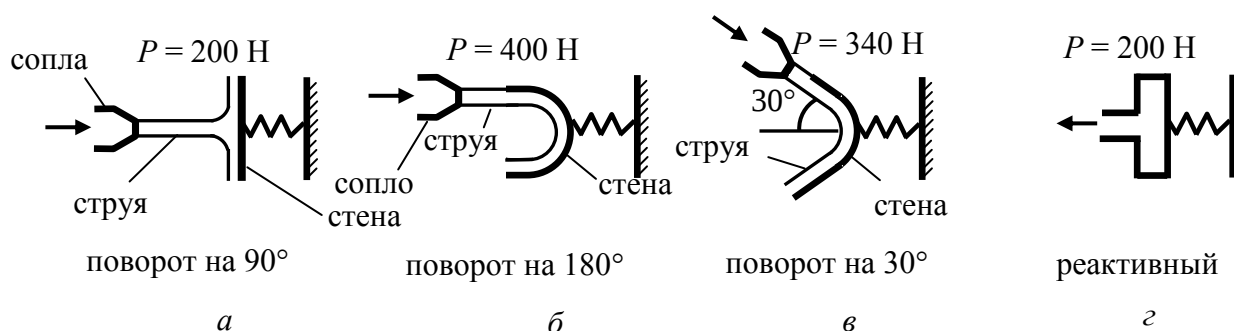


Рис. 4.3. Схема действия струи газа на поверхности тел различной формы

Силу давления струи на преграду P_x можно определить, применив теорему об изменении количества движения к отсеку жидкости (газа) между сечениями О–О, 1–1 и 2–2 (рис. 6.4.). Осовая линия $x-x$, которая совпадает с осью сопла. Составим проекцию на эту ось изменения количества движения за единицу времени, которая равна проекции импульса силы за то же время:

$$\dot{M}w_0 - \frac{\dot{M}}{2}w\cos\alpha - \frac{\dot{M}}{2}w\cos\alpha = P_x, \quad (4.17)$$

где $\dot{M}$ – масса жидкости, вошедшая в отсек через сечение О–О за единицу времени, кг/с; w_0 – скорость истечения жидкости (газа) из сопла, м/с.

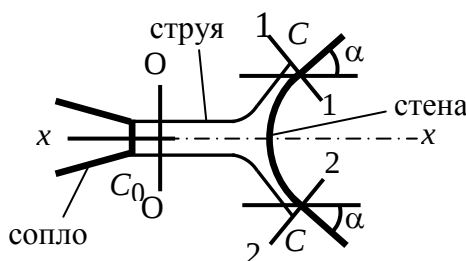


Рис. 4.4. Схема расчета силы давления P_x

Принимая $w_0 = w$ (потери энергии между сечениями О–О и 1–1 малы), получим:

$$P_x = \dot{M}w_0(1 - \cos\alpha) = \rho\dot{V}w_0(1 - \cos\alpha), \quad (4.18)$$

где $\dot{V}$ – объемный расход среды, м³/с.

При $\alpha = 90^\circ$ $\cos\alpha = 0$, и тогда получим

$$P_x = \rho\dot{V}w_0. \quad (4.19)$$

При $\alpha = 180^\circ$ $\cos\alpha = -1$ имеем:

$$P_x = 2\rho\dot{V}w_0. \quad (4.20)$$

Если стена движется со скоростью $w_{ст}$, то расчетная формула для $\alpha = 90^\circ$ имеет вид:

$$P_x = \rho\dot{V}(w_0 - w_{ст}). \quad (4.21)$$

Как видно из рис. 4.3 и формул (4.19) и (4.20), наиболее выгодный профиль лопатки для теплового двигателя – случай *б* ($\alpha = 180^\circ$). Однако использовать этот случай полностью невозможно, так как практически не удастся при вращении диска с лопатками подать на них газ в направлении, совпадающем с плоскостью вращения (рис. 4.5). Обычно реализуется случай *б*. По конструктивным соображениям этот угол не удастся сделать меньше $11-16^\circ$, в ряде случаев – даже $20-30^\circ$.

Активные турбины. Турбины, в которых весь располагаемый теплогерепад преобразуется в кинетическую энергию потока в соплах, а в каналах между рабочими лопатками расширение не происходит (давление рабочего тела не меняется), называются **активными или турбинами равного давления** (рис. 4.5).

Рабочее тело поступает в сопло 1, разгоняется в нем до высокой скорости и направляется на рабочие лопатки 2. Усилия, вызванные поворотом струи в каналах рабочих лопаток, вращают ротор. Один ряд сопел и один диск с рабочими лопатками составляет ступень.

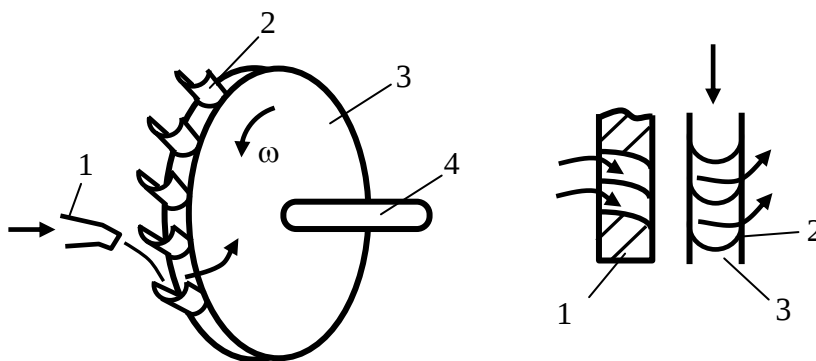


Рис. 4.5. Схема ступени турбины:
1 – сопло, 2 – лопатки, 3 – диск, 4 – вал

Приращение кинетической энергии на выходе из сопла можно определить как:

$$\frac{w_{1T}^2}{2} - \frac{w_0^2}{2} = h_0 - h_{1T}, \quad (4.22)$$

где w_0 , h_0 – скорость и энтальпия потока перед соплом, м/с и кДж/кг, w_{1T} , h_{1T} – теоретическая скорость и энтальпия потока на выходе из сопла, м/с и кДж/кг.

В реальных условиях в результате трения и завихрений при течении потока часть кинетической энергии теряется. Тогда имеем:

$$w_1 = \varphi_c w_{1T}, \quad (4.23)$$

где φ_c – коэффициент скорости сопла, $\varphi_c = 0,96 - 0,98$. На лопатках рабочего колеса кинетическая энергия потока преобразуется в работу. При входе на лопатку окружная составляющая скорости потока совпадает с направлением движения лопатки, а при выходе – противоположна ей. Поэтому абсолютная скорость потока на выходе много меньше, чем на входе.

Если весь располагаемый теплоперепад срабатывается в одной ступени, то скорости потока в соплах будут большими. Например, при расширении перегретого пара, имеющего параметры: 1 МПа и 500 °С, до давления 10 кПа теплоперепад равен 980 кДж/кг, что соответствует скорости потока 1400 м/с. При таких скоростях очень большие потери, и главное, недопустимые по условиям прочности лопаток окружные скорости в них.

Обычно турбины многоступенчатые. Скорости истечения рабочего тела из сопла каждой ступени определяются:

$$w_1 = [(h_0 - h_{\text{вых}}) \cdot 2z]^{0,5}, \quad (4.24)$$

где z – число ступеней.

Реактивные турбины. В реактивных турбинах сопловой и двигательный аппараты совмещены (рис. 4.6).

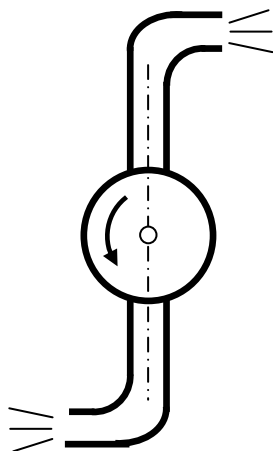


Рис. 4.6. Модель Герона (120 лет до н.э.)

При истечении пара из сопел возникают реактивные силы, вращающие систему против часовой спирали. Ввиду сложности конструирования таких ступеней, тем более многоступенчатых турбин, чисто реактивные турбины не создавались.

Реактивный принцип нашел широкое применение лишь в реактивных двигателях летательных аппаратов (ракет, самолетов и др.).

Практически реактивными называются турбины, у которых располагаемый теплоперепад преобразуется в кинетическую энергию потока не только в соплах, но и на рабочих лопатках.

Отношение теплоперепада на рабочих лопатках $H_{\text{л}}$ к располагаемому теплоперепаду H_0 называется степенью реактивности:

$$\Omega = H_{\text{л}} / H_0. \quad (4.25)$$

При $\Omega = 0$ – чисто активная ступень, работает только сопло; при $\Omega = 1$ – чисто реактивная ступень, весь располагаемый теплоперепад срабатывается на рабочих лопатках.

Современные мощные турбины выполняются многоступенчатыми с $\Omega = 0,5$ (чаще всего). В каждой ступени такой турбины расширение рабочего тела происходит не только в сопловых каналах, но и на рабочих лопатках. При $\Omega = 0,5$ сопловые и рабочие лопатки имеют одинаковую форму. Более того, один и тот же профиль лопаток может быть использован во всех ступенях турбины, и только длина лопаток изменится в соответствии с увеличением объема рабочего вещества по мере понижения давления. Это удобно с точки зрения их изготовления.

4.4. Классификация турбин

Турбины паровые стационарные для привода турбогенераторов выпускаются мощностью от 2,5 до 1600 МВт на параметры свежего пара $p_0 = 3,4 \div 23,5$ МПа и $T = 435 \div 565$ °С. Изготавливаются турбины следующих типов:

К – конденсационные; тепло, выделенное при конденсации теряется;

Т – конденсационные с отопительным отбором пара;

П – производственные с отбором пара;

ПТ – с двумя регулируемыми отборами пара;

Р – с противодавлением. Весь отработанный пар идет на отопление или производственные нужды, отсутствует конденсатор;

ПР – с производственным отбором и противодавлением;

ТР – теплофикационные, с противодавлением и отопительным отбором пара.

Пример: ПТ–60–130/13. ПТ – тип, турбина с двумя регулируемыми отборами пара, 60 – мощность 60 МВт, 130 – начальное давление пара $130 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$,

13 – с двумя регулируемыми отборами пара с давлением $13 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$.

Контрольные вопросы

1. Классифицируйте тепловые двигатели.
2. Опишите назначение и область применения тепловых двигателей.
3. Объясните принцип действия паровой турбины.
4. Из каких основных элементов состоит турбинная ступень?
5. Чем отличается принцип работы активных и реактивных турбин?
6. Чем отличается эффективная мощность турбины от теоретической мощности?
7. Как можно увеличивать термический КПД цикла турбомашины?
8. Какие функции выполняет конденсатор?
9. Назовите основные детали турбин.
10. Для каких целей применяются многоступенчатые турбины?
11. Назовите преимущества многоступенчатых турбин.
12. Из каких материалов изготавливаются детали ротора?
13. Расшифруйте обозначения турбины ПТ–60–130/13.
14. Назовите основную задачу эксплуатации ПТУ.

5. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ (ГТУ)

5.1. Схемы и циклы газотурбинных установок

В газовой турбине рабочим телом служат газообразные продукты сгорания топлива в смеси с воздухом. По принципу действия газовая турбина аналогична паровой. В ее проточной части расширение рабочего тела (газа) также сопровождается превращением теплоты в кинетическую энергию газового потока, которая затем преобразуется в механическую работу на валу вращающегося ротора. По свойствам газ отличается от водяного пара. Поэтому конструктивно паровые и газовые турбины тоже отличаются.

ГТУ имеют ряд преимуществ перед паровыми турбинами:

- более компактны, так как топливо сжигается не в громоздком котле, а в небольшой камере сгорания;

- нет конденсационной установки;
- быстрый запуск и нагружение (30 с – 30 мин);
- проще по конструкции и в обслуживании;
- менее металлоемкие;
- имеют более низкую стоимость;
- почти не требуют воды для охлаждения;

ГТУ уступают паротурбинным установкам:

- по единичной мощности;
- имеют более низкий КПД;
- менее долговечны в эксплуатации;
- более требовательны к сортам топлива.

Принципиальная схема газотурбинной установки представлена на рис. 5.1. Воздушный компрессор К сжимает атмосферный воздух от p_1 до p_2 и непрерывно подает его в камеру сгорания КС. Туда же насосом Н непрерывно подается жидкое или газообразное топливо. Образующиеся в камере продукты сгорания выходят из нее с температурой T_3 и практически с тем же давлением (если не учитывать сопротивления), что и на выходе из компрессора ($p_3 = p_2$). Следовательно, горение топлива (т.е. подвод теплоты) происходит при постоянном давлении. В газовой турбине Т продукты сгорания адиабатно расширяются, в результате чего их температура снижается до T_4 , а давление уменьшается до атмосферного p_1 . Весь перепад давлений $p_3 - p_1$ используется для получения механической работы в турбине $l_{\text{тех}}$. Большая часть этой работы $l_{\text{к}}$ расходуется на привод компрессора; разность $l_{\text{тех}} - l_{\text{к}}$ является полезной и используется, например, на производство электроэнергии в электрическом генераторе ЭГ или на другие цели.

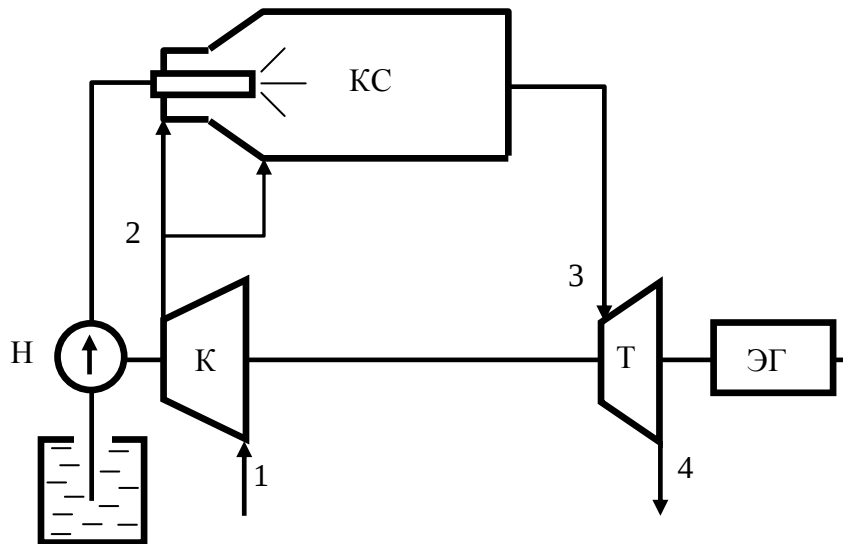


Рис. 5.1. Схема газотурбинной установки

Заменяв сгорание топлива изобарным подводом теплоты (линия 2–3 на рис. 5.2), а охлаждение выброшенных в атмосферу продуктов сгорания – изобарным отводом теплоты (линия 4–1) получим цикл газотурбинной установки 1–2–3–4.

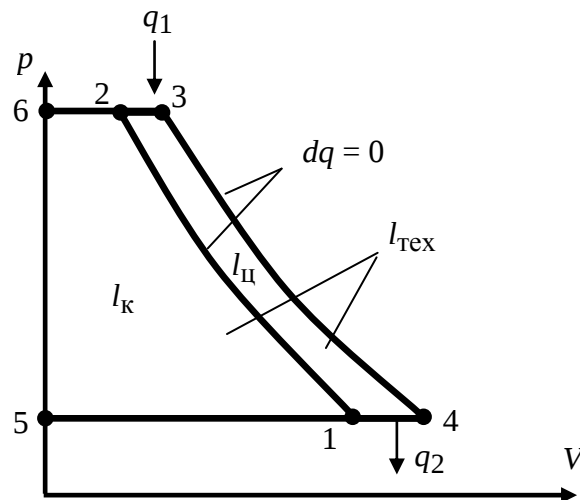


Рис. 5.2. Цикл газотурбинной установки в p – V координатах

Полезная работа $l_{\text{ц}}$ изображается площадью, заполненной внутри контура цикла (площадью 1–2–3–4). Площадь 6–3–4–5 – техническая работа, полученная в турбине $l_{\text{тех}}$, площадь 6–2–1–5 – техническая работа, затраченная на привод компрессора $l_{\text{к}}$, следовательно:

$$l_{\text{H}} = l_{\text{Tex}} - l_{\text{K}}. \quad (5.1)$$

Таблица 3

Зависимость КПД идеального цикла ГТУ от степени сжатия воздуха

ε	2	4	8	10
$\eta_t, \%$	16	29	40,5	43,5

Это связано с увеличением температуры в конце процесса сжатия T_2 и, соответственно, температуры газа перед турбиной T_3 . На рис. 2.3. видно, что цикл 1–2'–3'–4, в котором ε больше, экономичнее цикла 1–2–3–4, либо по линии 2'–3' подводится больше теплоты q_1 , чем по линии 2–3, при том же количестве отведенной в процессе 4–1 теплоты q_2 . При этом T_2' и T_3' больше, чем, соответственно, T_2 и T_3 .

Дело в том, что с увеличением T_3 возрастает эксергия рабочего тела перед турбиной, т.е. уменьшаются потери эксергии при сгорании, поскольку эксергия исходного топлива постоянна (равна теплоте его сгорания). Это и увеличивает КПД цикла.

5.2. Рабочий процесс ГТУ

В современных ГТУ используется цикл со сгоранием при $p = \text{const}$.

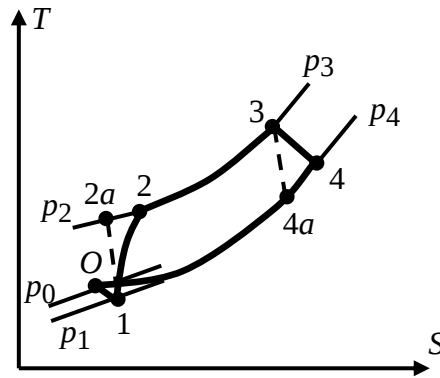
Рабочим телом ГТУ служат продукты сгорания топлива, в качестве которого используется природный газ, хорошо очищенные искусственные газы (доменный, коксовый генераторный) и специальное газотурбинное жидкое топливо (прошедшие обработку дизельное моторное и солярное масла).

Подготовка рабочей смеси производится в камере сгорания. Огневой объем камеры разделяется на зону горения и зону смешения.

Принцип работы газовой и паровой турбин одинаков, но конструкции проточной части газовых турбин значительно проще. Они работают на относительно небольшом располагаемом теплоперепаде и поэтому имеют небольшое число ступеней.

В связи с высокой температурой продуктов сгорания (750–1090 °С на стационарных турбинах, 1400 °С – в авиационных турбинах) детали проточной части турбин (сопла, лопатки, диски, валы) изготавливают из легированных высококачественных сталей.

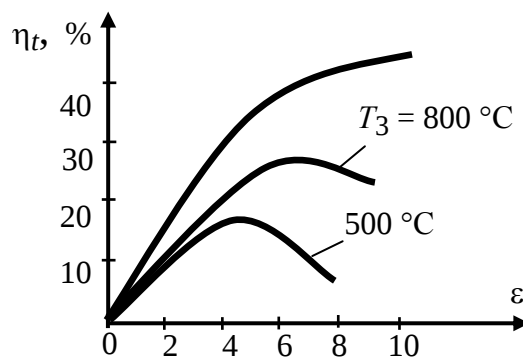
В реальных условиях все процессы в ГТУ являются неравновесными, что связано с потерями работы в турбине и компрессоре, а также сопротивлениями в тракте ГТУ. На рис. 5.4 изображен реальный цикл ГТУ в T, S -диаграмме.

Рис. 5.4. Реальный цикл ГТУ в T,S - диаграмме

Действительный процесс в компрессоре изображен линией 1–2, а процесс расширения в турбине – 3–4. Точками 2а и 4а обозначены состояние рабочего тела в конце адиабатического сжатия и расширения, точкой О – параметры окружающей среды. Ввиду потерь давления во всасывающем тракте компрессора (линия О–1) процесс сжатия начинается в точке 1.

Таким образом, на сжатие газа в реальном цикле затрачивается большая работа, а при расширении газа в турбине получается меньшая работа по сравнению с идеальным циклом. КПД цикла получается ниже. Чем больше степень повышения давления ε (т.е. выше p_2), тем больше сумма этих потерь по сравнению с полезной работой. При определенном значении ε работы турбины может стать равной работе, затраченной на компрессор, а полезная работа – нулю.

Поэтому наибольшая эффективность реального цикла, в отличие от идеального, достигается при определенной (оптимальной) степени повышения давления. Причем каждому значению T_3 свое ε оптимальное (рис. 5.5).

Рис. 5.5. Зависимость термического КПД η_t цикла ГТУ от ε и начальной температуры газа T_3

КПД простейших ГТУ $\sim 14\text{--}18\%$. Для повышения η_t увеличивают число ступеней, промежуточное охлаждение сжимаемого газа, а также регенеративный подогрев сжатого газа.

5.3. Основное оборудование ГТУ

Турбины. Основные детали турбины (рис. 5.6): 1 – корпус, 2 – лопатки направляющие; 3 – рабочие лопатки; 4 – диск; 5 – вал.

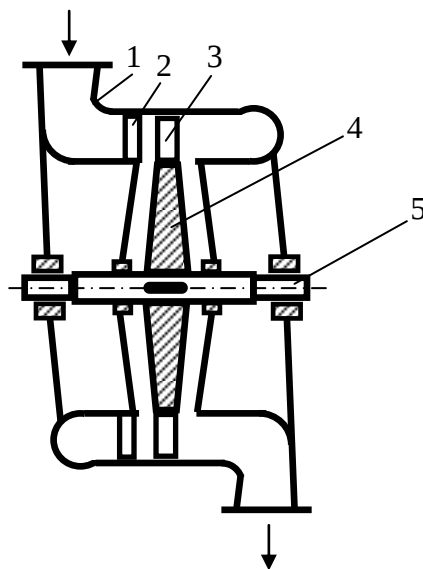


Рис. 5.6. Схема одноступенчатой турбины

Все вращающиеся детали (3, 4, 5) составляют ротор. Корпус с неподвижными направляющими лопатками образует статор турбины. Диск с лопатками образует рабочее колесо.

Компрессор. Конструкция и принцип работы компрессоров были рассмотрены в разделе «Нагнетатели».

Камера сгорания. Основные детали камеры сгорания (рис. 5.7): 1 – воздухонаправляющее устройство; 2 – запал; 3 – форсунка; 4 – пламенная (жаровня) труба; 5 – смеситель.

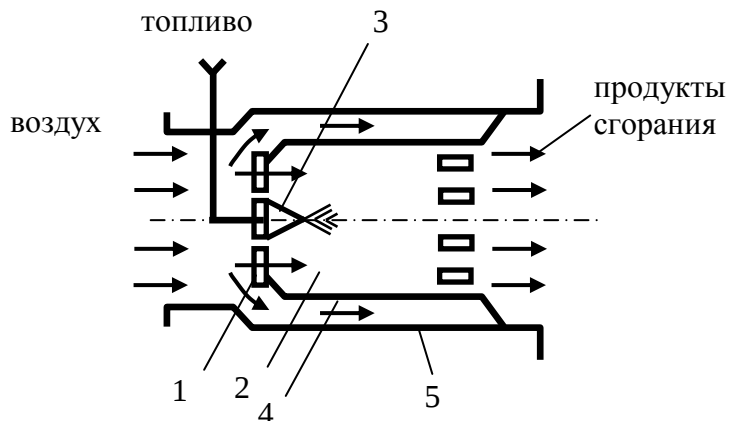


Рис. 5.7. Схема камеры сгорания ГТУ

Подготовка рабочей смеси производится в камере сгорания. Огневой объем камеры разделяется на зону горения, где происходит сгорание топлива при температуре порядка 2000 °С, и зону смешения, где к продуктам сгорания подмешивают воздух для снижения их температур до 750–1090 °С в стационарных турбинах и до 1400 °С – в авиационных турбинах.

5.4. Область применения ГТУ

ГТУ используются в различных областях: в энергетике, на транспорте, для привода стационарных установок и др.

Энергетические ГТУ. Газовая турбина меньше и легче паровой, поэтому при пуске она прогревается до рабочих температур значительно быстрее. Камере сгорания выводится на режим практически мгновенно, в отличие от парового котла, который требует медленного длительного (даже до десятков часов) прогрева во избежание аварии из-за неравномерных тепловых удлинений, особенно массивного барабана диаметром до 1,5 м, длиной до 15 м, с толщиной стенки выше 100 мм.

Поэтому ГТУ применяют, прежде всего, для покрытия пиковых нагрузок и в качестве аварийного резерва для собственных нужд крупных энергосистем, когда надо очень быстро включить агрегат в работу. Меньший КПД ГТУ по сравнению ПТУ в этом случае роли не играет, так как установки работают в течение небольших отрезков времени.

ГТУ применяются также для привода электрогенератора и получения электроэнергии в передвижных установках (например, на морских судах). ГТУ работают в технологических схемах химических, нефтеперерабатывающих, металлургических и др. комбинатов. Они работают в базовом режиме нагрузки и предназначены, чаще всего, для привода компрессора, обеспечивающего технологический процесс сжатым воздухом или газом за счет энергии расширения газов, образующихся в результате самого технологического процесса.

Приводные ГТУ. Они применяются для привода центробежных компрессоров на компрессорных станциях магистральных трубопроводов для перекачки природного газа, а также насосов для транспортировки нефти и нефтепродуктов и воздуходувок в парогазовых установках.

Транспортные ГТУ. Они широко применяются в качестве главных и форсажных двигателей самолетов (турбореактивных и турбовинтовых) и судов морского флота.

ГТУ применяются и для утилизации избыточного давления газов. Наибольшее распространение газовые турбины нашли в металлургии и в доменном производстве.

Доменный газ, имеющий давление $0,25 \div 0,30$ МПа, расширяется в газовой турбине до давлений до $0,11$ МПа, достаточных для транспорта его потребителю.

Газовые турбины применяются в технике для охлаждения, сжижения и разделения газов – турбодетандеры, а в устройствах кондиционирования воздуха – турбохолодильники.

В технике сжижения и разделения газов наиболее широкое применение нашли радиальные турборасширительные машины, в которых поток сжатого газа направлен от периферии к центру по радиусу (рис. 5.8).

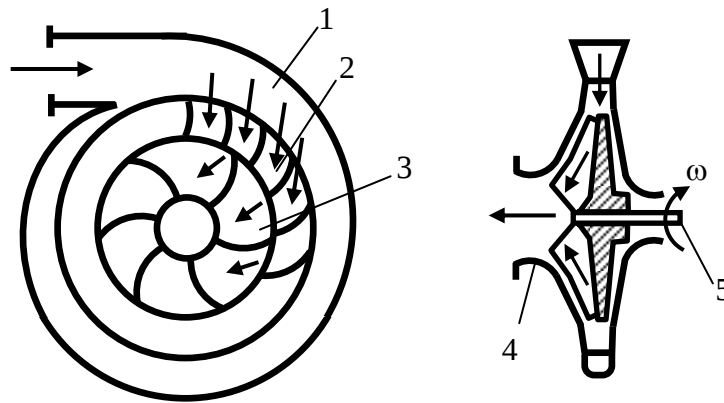


Рис. 5.8. Схема радиальной одноступенчатой реактивной расширительной машины:
1 – спиральный подвод газа; 2 – направляющий аппарат; 3 – рабочее колесо;
4 – отвод газа; 5 – вал

Основными рабочими элементами являются неподвижный сопловый направляющий аппарат, в котором происходит преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую, и вращающееся рабочее колесо, в которой кинетическая энергия газа преобразуется в работу, передаваемую на вал.

Главным преимуществом радиальных турбин перед осевыми является большой перепад давлений, срабатываемый в одной ступени. Поэтому расширительные турбины обычно удается сделать одноступенчатыми, что упрощает конструкцию.

В радиальных расширительных машинах отношение начального давления к конечному от 4 до 30. Частота вращения вала достигает 2500 1/с (150000 об/мин).

Конструкцию предложил П.Л. Капица в 1931 г.

5.5. Парогазовые установки (ПГУ). Преимущества и недостатки

Стремление повысить технико-экономические показатели энергетических установок путем рационального сочетания особенностей парового и газотурбинных циклов привело к созданию парогазовых установок (ПГУ). Комбинированные установки, в которых одновременно используются два рабочих тела, газ и пар, называются парогазовыми. Простейшая схема парогазовой установки показана на рис. 5.9, а цикл ее – на рис. 5.10.

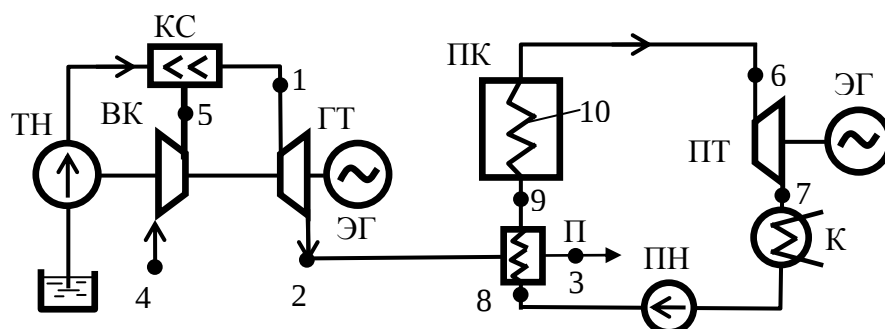


Рис. 5.9. Схема парогазовой установки:

ГТ – газовая турбина, ЭГ – электрогенератор, ПК – паровой котел, ПН – питательный насос, К – конденсатор, ПТ – паровая турбина, ВК – воздушный компрессор, КС – камера сгорания, ТН – топливный насос, П – подогреватель

Горячие газы, уходящие из газовой турбины после совершения в ней работы, охлаждаются в подогревателе П, нагревая питательную воду, поступающую в паровой котел. В результате уменьшается расход теплоты (топливо) на получение пара в котле, что приводит к повышению эффективности комбинированного цикла по сравнению с этими же циклами, осуществляемыми раздельно.

Мощности и параметры газотурбинной и паротурбинной установок выбираются таким образом, чтобы количество теплоты, отданной в подогревателе П газами, равнялась расчетному значению теплоты, необходимой для питательной воды. Это определяется соотношением между расходами газа и воды через подогреватель П.

Цикл комбинированной установки строится для 1 кг водяного пара и соответствующего количества газа, приходящегося на 1 кг воды.

Газотурбинная часть установки работает по принципу открытой ГТУ. Продукты сгорания поступают в газовую турбину и расширяются там. Отработав в турбине, они пропускаются через подогреватель П, где охлаждаются водой до температур 170 °С и затем удаляются в атмосферу.

Рассмотрим цикл парогазовой установки (рис. 5.10).

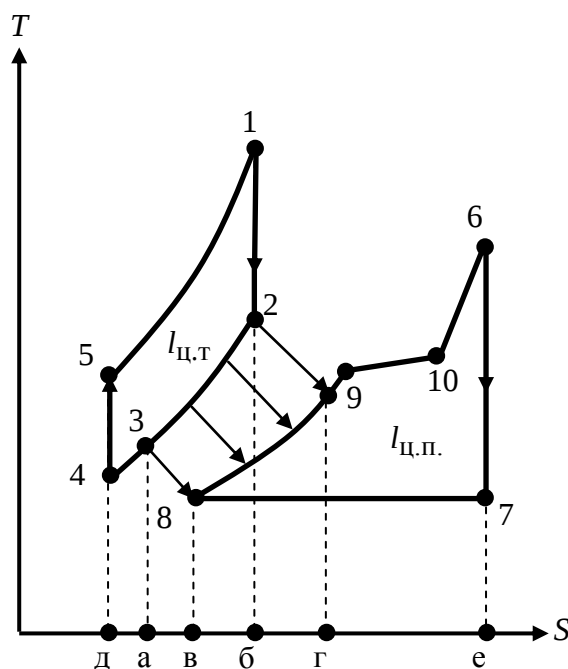


Рис. 5.10. Цикл парогазовой установки

В цикле газотурбинной установки подводится теплота, равная площади 1–б–д–5, и получается полезная работа $l_{ц.т.}$, равная площади 1–2–3–4–5.

В цикле паротурбинной установки при его раздельном существовании количество подведенной теплоты равно площади 6–е–в–8–9–10.

Теплота отработавших в турбине газов, равная площади 2–б–д–4, при раздельном осуществлении обоих циклов выбрасывается в атмосферу. В парогазовом цикле теплота, выделяющаяся при охлаждении газов по линии 2–3 и равная площади 2–б–а–3, не выбрасывается в атмосферу, а используется на подогрев питательной воды по линии 8–9 в подогревателе П. Теплота, затрачиваемая на образование пара в котле, уменьшается на количество, равное площади 9–г–в–8, а эффективность комбинированного цикла увеличивается, поскольку суммарная полезная работа обоих циклов $l_{ц.т.} + l_{ц.п.}$ одинаковы при совместном и раздельном их осуществлении.

ПГУ имеют довольно высокий КПД, примерно 42 %. КПД ПГУ выше, чем КПД ГТУ и ПТУ в отдельности.

Недостаток ПГУ: усложнение конструкции установки, сложное обслуживание.

Контрольные вопросы

1. Перечислите преимущества ГТУ по сравнению с ПТУ.
2. Перечислите недостатки ГТУ по сравнению с ПТУ.
3. Нарисуйте и объясните схему ГТУ.
4. Нарисуйте и объясните цикл ГТУ в p – V координатах.
5. Нарисуйте и объясните цикл ГТУ в T – S координатах.
6. В чем разница рабочих процессов в ГТУ и ПТУ?
7. Перечислите и охарактеризуйте основное оборудование ГТУ.
8. Назовите области применения ГТУ.
9. Перечислите преимущества и недостатки ПГУ.
10. Почему КПД ПГУ выше, чем КПД ГТУ и ПТУ в отдельности?

6. ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ДВС)

6.1. Классификация и область применения ДВС

В ДВС топливо сгорает непосредственно внутри цилиндра двигателя и рабочим телом являются газообразные продукты сгорания. Получающееся в результате горения тепло превращается в механическую работу в рабочем цилиндре посредством передачи поршню работы расширения газов. Отсутствие в ДВС промежуточного рабочего тела (водяного пара) и возможность проведения процесса преобразования тепла в механическую работу при высокой разности термодинамических потенциалов (температура газов при сгорании – 1500–2500 °С и в конце расширения 500–1200 °С) обуславливают наибольшую эффективность преобразования теплоты в механическую работы в ДВС среди всех других видов тепловых двигателей, используемых в настоящее время в промышленности.

Наличие промежуточного рабочего тела в паротурбинной установке приводит к снижению коэффициента использования энергии, т.е. к потере работоспособности тепла, выделяющегося в результате сгорания топлива за счет необратимости при передачи тепла к воде и пару.

Температура пара по сравнению с температурой газов в топке более низкая, поэтому работоспособность пара значительно ниже работоспособности газов, получающихся непосредственно в процессе сгорания в топке.

Основные преимущества ДВС по сравнению с паровыми сводятся к следующему:

- отсутствие котельной и конденсаторов;
- быстрый запуск установки;
- малые габариты и малый вес.

Основные недостатки ДВС:

- необходимость использования высококачественного жидкого и газового топлив;
- трудность создания установки большой мощности (более 20 МВт).

6.2. Преимущества и недостатки ДВС по сравнению с газотурбинными установками

Максимальная температура газов перед турбиной после смешения с воздухом около 1050–1090 °С, что значительно ниже температуры сгорания топлива в ДВС. В ГТС для снижения температуры горения топлива подают излишнее количество воздуха. Энергетические потери от сгорания в ГТС иногда доходят до 40 %. Поэтому КПД ГТУ ниже, чем ДВС. Не имея деталей с возвратно-поступательным движением, газовые турбины могут развивать значительно большие мощности, чем ДВС (до 100–200 МВт).

Классификация двигателей внутреннего сгорания может приводиться по следующим основным признакам.

1. По способу смесеобразования (рис. 6.1).
2. По способу воспламенения рабочей смеси:
 - двигатели с искровым зажиганием;
 - двигатели с воспламенением от сжатия.
3. По роду применяемого топлива:
 - легкое жидкое топливо (бензин);
 - тяжелое жидкое топливо (дизельное топливо);
 - газ.
4. По способу заполнения цилиндра рабочей смесью: четырехтактные и двухтактные двигатели.
5. По назначению:
 - стационарные;
 - судовые;
 - тепловозные;
 - тракторные;
 - автомобильные;
 - авиационные;
 - мотоциклетные;
 - специальные.

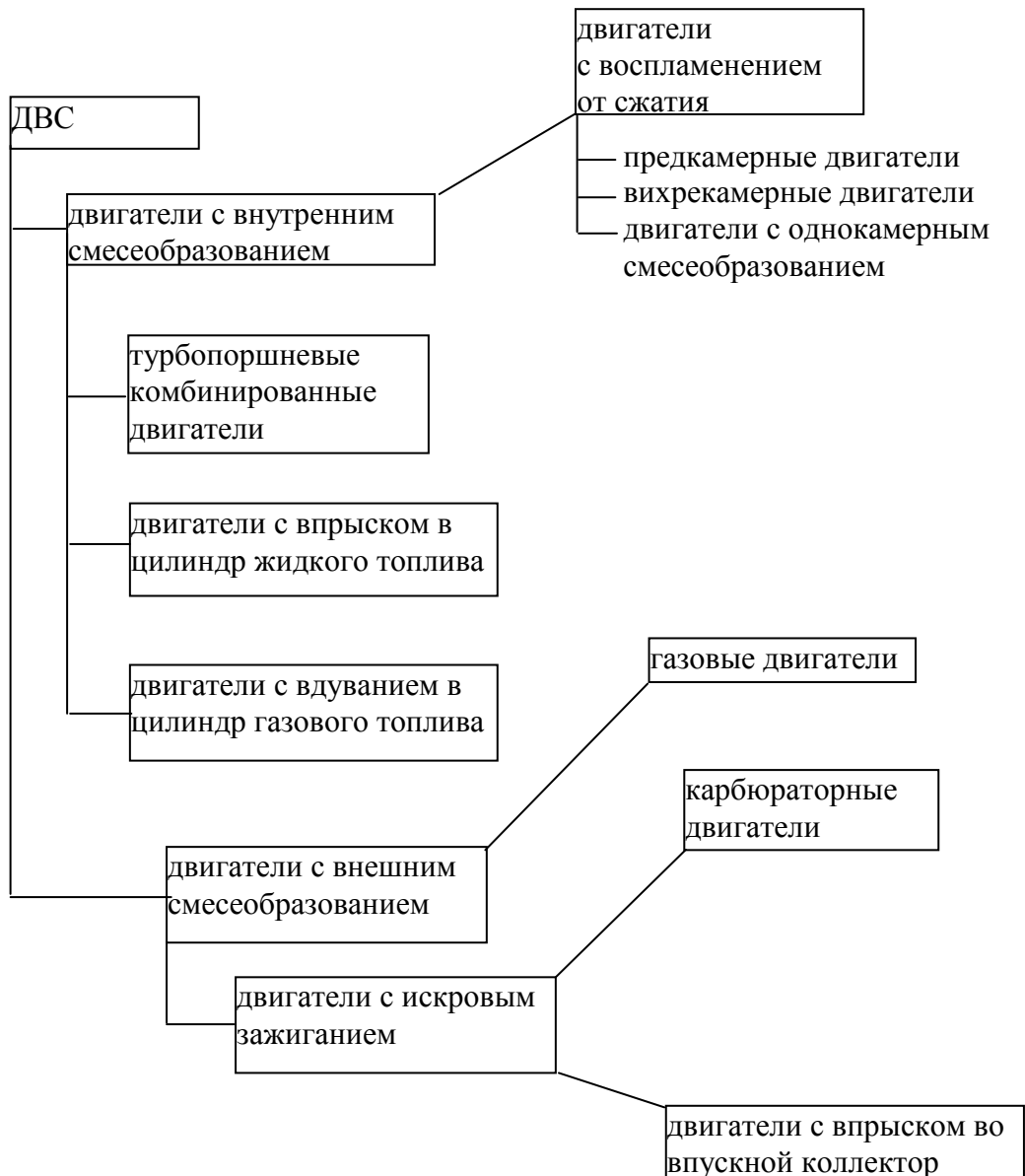
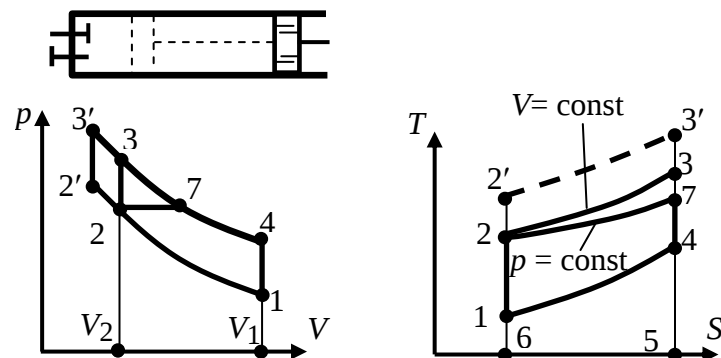


Рис. 6.1. Классификация ДВС

6.3. Рабочие циклы ДВС

Сначала рассмотрим теоретический цикл ДВС (рис. 6.2).

Рис. 6.2. Циклы ДВС в $p-V$ и $T-S$ координатах

1–2 – процесс адиабатного сжатия рабочего тела в цилиндре; 2–3 – процесс изохорного или 2–7 – изобарного подвода теплоты; 3–4 – адиабатного расширения или 7–4 и изохорного отвода теплота 4–1. В реальных двигателях подвод теплоты осуществляется путем сжигания топлива. Смесь сгорает в цилиндре практически мгновенно, поэтому подвод теплоты оказывается близким к изохорному.

Расширение продуктов сгорания в ДВС осуществляют не до атмосферного давления p_1 , а до более высокого давления p_4 , а затем открывают выпускной клапан и выбрасывают горячие (с температурой T_4) продукты сгорания в атмосферу. Избыточное давление $p_4 - p_1$ при этом теряется бесполезно. В идеальном цикле этот процесс заменяется изобарным отводом теплоты 4–1.

Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания называется степенью сжатия двигателя ε_V . Применительно к идеальному циклу

$$\varepsilon_V = V_1 / V_2. \quad (6.1)$$

Степень сжатия является основным параметром, определяющим термический КПД цикла. Рассмотрим два цикла с одинаковыми точками 1 и 4, один из которых, (1–2'–3'–4), имеет большую степень сжатия ε_V , чем другой (1–2–3–4). Большему ε_V соответствует более высокая температура в конце сжатия 1–2. Следовательно, изохора 2'–3' расположена в T, S -диаграмме выше, чем изохора 2–3.

Количество теплоты q_1 , подведенной в цикле 1–2'–3'–4 (площадь 2'–3'–5–6) больше, чем количество теплоты, подведенной в цикле 1–2–3–4 (площадь 2–3–5–6). Количество отведенной теплоты q_2 в обоих циклах одинаково (площадь 4–5–6–1). Следовательно, термический КПД $\eta_t = 1 - q_2 / q_1$ больше в цикле 1–2'–3'–4.

Рассмотрим цикл со сгоранием при $V = \text{const}$:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_V(T_4 - T_1)}{c_V(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4/T_1 - 1)T_1}{(T_3/T_2 - 1)T_2}. \quad (6.2)$$

При одинаковых показателях адиабаты процессов сжатия и расширения получим:

$$\begin{aligned} T_3/T_4 &= T_2/T_1 = \varepsilon_V^{k-1}; \\ T_3/T_2 &= T_4/T_1 = \varepsilon_V^{k-1}. \end{aligned}$$

Тогда для рассматриваемого цикла имеем:

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon_V^{k-1}. \quad (6.3)$$

ДВС имеют самый высокий КПД из всех тепловых машин.

Рассмотрим реальный ДВС. Принципиальная схема ДВС представлена на рис. 6.3.

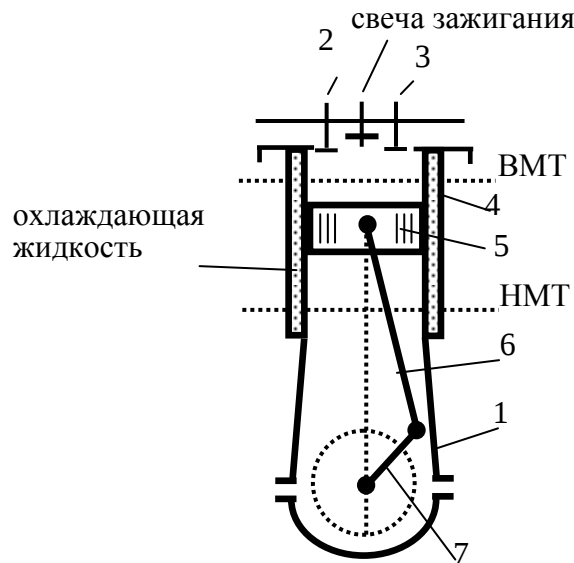


Рис. 6.3. Схема поршневого ДВС:

1 – картер; 2 – впускной клапан; 3 – выпускной клапан; 4 – цилиндр; 5 – поршень;
6 – шатун; 7 – кривошип

Крайние положения поршня называют верхней мертвой точкой (ВМТ) и нижней мертвой точкой (НМТ). Ход поршня от ВМТ до НМТ называется тактом.

Сумму рабочих объемов всех цилиндров двигателя в литрах называют литражом двигателя. Объем V_c над поршнем, находящимся в ВМТ, называют объемом камеры сгорания. Объем цилиндра V_{Π} :

$$V_{\Pi} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S,$$

где D – диаметр цилиндра, м, S – ход поршня, м.

Различают два типа поршневых ДВС: четырехтактные и двухтактные. У четырехтактного двигателя, индикаторная диаграмма которого представлена на рис. 6.4, отдельным процессам соответствуют: 0–1 –

всасывание топливной смеси (1-й такт); 1–2 – сжатие смеси (2-й такт); 2–3 – сгорание; 3–4 – расширение продуктов сгорания (4-й такт).

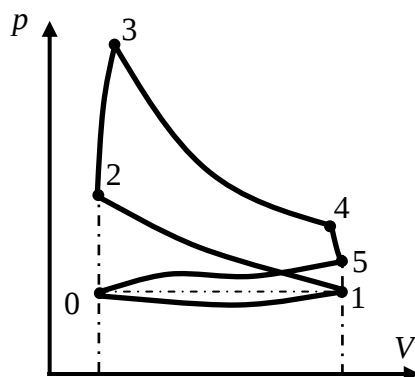


Рис. 6.4. Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя

Из всех четырех тактов, составляющих цикл, только в третьем получается полезная работа, в остальных трех тактах работа затрачивается. У двухтактного двигателя отдельным процессам соответствуют (рис. 6.5): 0–1 – продувка и введение новой порции смеси; 1–2 – сжатие (1-й такт), 2–3 – сгорание; 3–4 – расширение; 4–0 – выхлоп (2-такт).

В двухтактном двигателе очистку цилиндра от остаточных газов и наполнение его свежим зарядом выполняют продувочным воздухом через шлицы, открываемые поршнем.

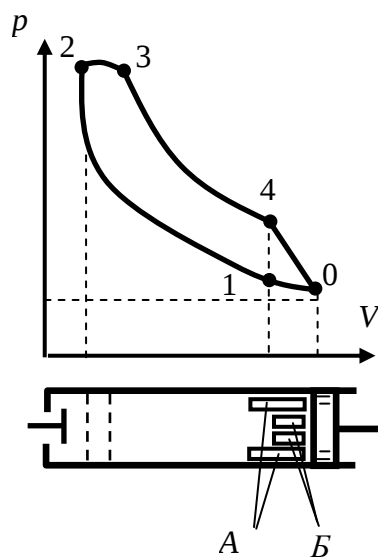


Рис. 6.5. Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя:
А – выпускное окно; Б – продувочное окно

6.3.1. Двигатели с «мгновенным сгоранием топлива (карбюраторные и газовые)»

В цилиндр такого двигателя всасывается готовая горючая смесь, которая в нужный момент поджигается от внешнего источника (электрической искры высокого напряжения, раскаленного шара). Время сгорания готовой смеси очень мало, в связи с чем считают, что процесс сгорания осуществляется при (почти) постоянном объеме ($V = \text{const}$).

Теоретический (термический) КПД цикла с $V = \text{const}$ зависит только от степени сжатия ε_V (формула 3.1). Но предельные значения ε_V ограничены условиями самовоспламенения топливовоздушной смеси при сжатии. У бензиновых двигателей $\varepsilon_V = 6 \div 11$, у газовых $\varepsilon_V = 5 \div 10$. Расчеты показывают, что для $\varepsilon_V = 10$ термический КПД цикла $\eta_t = 0,61$.

6.3.2. Двигатели со сгоранием топлива при $p = \text{const}$ (компрессорные дизели)

В цилиндре двигателя сжимается чистый воздух. В конце сжатия в цилиндр впрыскивается топливо, которое в процессе смешения с горячим воздухом воспламеняется и сгорает при $p \approx \text{const}$. Для распыла топлива, подаваемого в цилиндр, используют сжатый воздух до давления, в 1,2–2 раза превышающего давление в цилиндре.

6.3.3. Двигатели со смешанным сгоранием топлива (бескомпрессорные дизели)

В цилиндре этого двигателя тоже сжимается чистый воздух, а жидкое топливо, сжатое насосом до давлений 30–40 МПа, подается в форсунку, через которую распыляется в цилиндр в конце такта сжатия.

Топливо, попадая в воздух, нагретом в процессе сжатия до температуры, превышающей температуру воспламенения, сгорает по мере ввода его в цилиндр сначала (почти) при $V = \text{const}$, а затем при (почти) $p = \text{const}$. Наиболее целесообразным считается конструирование компрессорных дизелей с $\varepsilon_p = 13 \div 18$.

Все типы двигателей могут выполняться как четырехтактными, так и двухтактными.

6.4. Топлива, применяемые в ДВС

В ДВС, как и в газовых турбинах, применяется топливо жидкое и газообразное. Исходное сырье для жидкого топлива – нефть, продукты перегонки каменного угля, бурого угля, горючих сланцев и торфа.

Основными химическими элементами, входящими в состав топлива, являются углерод и водород. Также в топливе содержится незначительное количество кислорода, а иногда серы. Жидкое и газовое топлива, применяемые в ДВС, представляют собой смесь различных углеводородов $C_nH_mO_c$. Число атомов углерода в молекуле жидкого топлива может быть $n = 5 \div 30$, а в молекуле газового топлива – $n < 5$.

Подготовка смеси топлива с воздухом в необходимых пропорциях, обеспечивающих наиболее эффективное горение, называется смесеобразованием. Различают двигатели с внешним и внутренним смесеобразованием. Горючая смесь может быть нормальной (на 1 кг бензина расходуется 15 кг воздуха), бедной (на 1 кг бензина расходуется более 17 кг воздуха) и богатой (на 1 кг бензина расходуется менее 13 кг воздуха).

Горючая смесь, нагретая в процессе сжатия, может детонироваться. Для предотвращения возможной детонации выбирают топлива с достаточно высокой температурой воспламенения или добавляют в топливо антидетонаторы. Наиболее распространенный антидетонатор – тетраэтилсвинца $Pb(C_2H_5)_4$ – сильнейший яд. Поэтому этилированный бензин опасен.

Для определения склонности данного топлива к детонации устанавливают режим, при котором оно (естественно в смеси с воздухом) начинает детонировать в специальном двигателе со строго заданными характеристиками. Затем при этом же режиме подбирают состав смеси изооктана C_8H_{18} (труднодетонирующего топлива) с Н – гептаном C_7H_{16} (легкодетонирующим топливом), при котором тоже возникает детонация. Процентное соотношение изооктана в этой смеси называется октановым числом топлива.

Автомобильные бензины маркируют по октановому числу – АИ-93, АИ-76 и т.д. Буква А обозначает, что бензин автомобильный, И – октановое число. Чем выше октановое число, тем меньше склонность бензина к детонации и тем выше допустимая степень сжатия, а значит и экономичность двигателя.

У авиационных двигателей октановое число $\geq 98,6$.

Дизельное топливо при рабочей температуре (температура окружающей среды) должно быть достаточно жидкотекучим. От этого зависит безотказная подача топлива к насосу и качество распыления его форсункой.

В маркировке дизельного топлива ДА, ДЗ, ДЛ и ДС: буква Д обозначает дизельное топливо, А – арктическая (температура окружающей среды $T = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$), З – зимнее ($T = 0 \div -30\text{ }^{\circ}\text{C}$), Л – летнее ($T > 0\text{ }^{\circ}\text{C}$), С – специальное, получаемое из малосернистых нефтей ($T > 0\text{ }^{\circ}\text{C}$).

В газовых двигателях газообразное топливо и воздух по соображениям безопасности подаются по отдельным трубопроводам.

6.5. Мощность и КПД ДВС

Мощность, развиваемая рабочим телом внутри цилиндра двигателя, называется индикаторной мощностью. Выражение для индикаторной мощности двигателя имеет вид:

$$N_i = \frac{z}{\tau} L_i n, \text{ Вт}, \quad (6.4)$$

где n – частота вращения вала, с; z – число цилиндров; τ – коэффициент тактности (для четырехтактного двигателя $\tau = 2$, для двухтактного $\tau = 1$); L_i – индикаторная работа, совершаемая в одном цилиндре за один цикл:

$$L_i = p_i V_{\Pi}, [\text{Дж}], \quad (6.5)$$

где p_i – среднее индикаторное давление, Па; V_{Π} – рабочий объем цилиндра, м³. Значение p_i определяется по равенству площадей индикаторной диаграммы и прямоугольника высотой p_i и длиной V_{Π} (рис. 6.6).

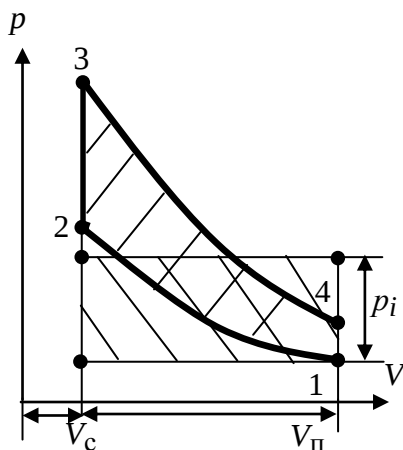


Рис. 6.6. Индикаторная диаграмма ДВС

Индикаторный КПД есть доля подведенной теплоты Q , превращенной в индикаторную работу:

$$\eta_i = N_i / Q = N_i / BQ_i^\Gamma, \quad (6.6)$$

где B – секундный расход топлива, кг/с; Q_i^Γ – низшая теплота сгорания, Дж/кг.

Индикаторный КПД у карбюраторных двигателей $\eta_i = 0,25 \div 0,40$; у дизелей $\eta_i = 0,40 \div 0,53$.

К эффективным показателям относятся эффективная мощность, эффективный и механический КПД и удельный эффективный расход топлива.

Эффективная мощность N_ε – это мощность на валу двигателя, она меньше индикаторной мощности на механические потери в узлах трения двигателя, а также мощности, расходуемой на привод вспомогательных механизмов.

Указанные потери мощности и механические потери оцениваются механическим КПД:

$$\eta_{\text{мех}} = N_\varepsilon / N_i. \quad (6.7)$$

Обычно $\eta_{\text{мех}} = 0,7 \div 0,92$.

Эффективный КПД есть доля подведенной к двигателю теплоты, превращенной в эффективную работу:

$$\eta_\varepsilon = N_\varepsilon / BQ_i^\Gamma. \quad (6.8)$$

Эффективный и индикаторный КПД связаны между собой соотношением:

$$\eta_\varepsilon = \eta_i \eta_{\text{мех}}. \quad (6.9)$$

Эффективный КПД у карбюраторных двигателей $\eta_\varepsilon = 0,22 \div 0,3$, а у дизелей $\eta_\varepsilon = 0,3 \div 0,42$.

Удельный эффективный расход топлива – это расход топлива, приходящийся на единицу эффективной мощности:

$$e_\varepsilon = B / N_\varepsilon. \quad (6.10)$$

Для разных типов двигателей $e_\varepsilon = 162 \div 330, \text{г/кВт} \cdot \text{ч}$, причем наименьшие показатели e_ε имеют четырехтактные дизели.

Контрольные вопросы

1. Перечислите области применения ДВС.
2. Перечислите основные преимущества и недостатки ДВС по сравнению с ПТУ и ГТУ.
3. По каким признакам классифицируются ДВС?
4. Нарисуйте и объясните теоретический цикл ДВС в $p-V$ и $T-S$ диаграммах.
5. Чем отличаются реальные индикаторные диаграммы четырехтактных и двухтактных поршневых ДВС?
6. Какие топлива применяются в ДВС?
7. Как определяется октановое число топлива?
8. Как определяется индикаторная мощность ДВС?
9. Чем отличается эффективный КПД ДВС от индикаторного?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зиннатуллин Н.Х. Гидравлика и гидродинамические процессы / Н.Х. Зиннатуллин, А.И. Гурьянов, В.К. Ильин. – Казань: КГЭУ, 2010. – 240 с.
2. Паровые и газовые турбины / под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 351 с.
3. Лившиц С.А. Нагнетатели и тепловые двигатели / С.А. Лившиц, В.В. Лопухов, Р.В. Лебедев. – Казань: КГЭУ, 2011. – 178 с.
4. Абдурашитов С.А. Насосы и компрессоры / С.А. Абдурашитов, А.А. Тупиченков. – М.: Недра, 1974. – 294 с.
5. Черкасский В.М. Насосы, компрессоры, вентиляторы / В.М. Черкасский, Т.М. Романов, Р.А. Кауль. – М.: Энергия, 1968. – 304 с.
6. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин. – М.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
7. Александров А.А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок / А.А. Александров. – М.: Изд-во МЭИ, 2004. – 158 с.
8. Щегляев А.В. Паровые турбины / А.В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 357 с.
9. Шерстюк А.Н. Газотурбинные установки / А.Н. Шерстюк, А.Г. Костюк. – М.: Высшая школа, 1978. – 254 с.
10. Нигматуллин И.Н. Тепловые двигатели / И.Н. Нигматуллин, Н.Н. Шляхин, В.А. Ценев. – М.: Высшая школа, 1974. – 374 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
ЧАСТЬ 1. НАГНЕТАТЕЛИ	6
1. НАСОСЫ	6
1.1. Классификация насосов	6
1.2. Основные рабочие параметры насосов	8
1.3. Лопастные насосы	12
1.3.1. Центробежные насосы	12
1.3.1.1. Классификация центробежных насосов	13
1.3.1.2. Основное уравнение центробежных машин	14
1.3.1.3. Степень реактивности рабочего колеса	18
1.3.1.4. Влияние угла выхода лопатки β_2 на напор	20
1.3.1.5. Осевая нагрузка на рабочее колесо	23
1.3.1.6. Характеристики центробежных насосов.	24
1.3.1.7. Основы теории подобия центробежных насосов и формулы пересчета	26
1.3.1.8. Универсальные характеристики центробежных насосов	29
1.3.1.9. Работа центробежного насоса на сеть	30
1.3.1.10. Неустойчивая работа центробежного насоса (помпаж)	31
1.3.1.11. Параллельная и последовательная работа двух центробежных насосов	34
1.3.1.12. Высота всасывания центробежных насосов. Кавитация	39
1.3.1.13. Регулирование подачи центробежных насосов	41
1.3.1.14. Преимущества и недостатки ЦТН	44
1.3.2. Осевые насосы	45
1.3.2.1. Рабочие характеристики осевых насосов	48
1.3.3. Вихревые насосы.	50
1.3.4. Выбор, маркировка и условные обозначения лопастных насосов ...	53
1.4. Поршневые насосы	54
1.4.1. Производительность (подача) поршневых насосов	57
1.4.2. Клапаны	61
1.4.3. Процессы всасывания и нагнетания поршневых насосов	63
1.4.4. Индикаторная диаграмма	68
1.4.5. Воздушные колпаки поршневых насосов	70
1.4.6. Преимущества и недостатки поршневых насосов	74
1.5. Роторные насосы	74
1.5.1. Шестеренные насосы	75
1.5.2. Винтовые насосы	76

1.5.3. Пластинчатые насосы	78
1.5.4. Роторно-поршневые насосы	78
1.6. Характеристики объемных насосов и их работа на сеть	80
1.7. Другие типы насосов	81
1.7.1. Газлифты	81
1.7.2. Монтежю	83
1.7.3. Струйные насосы	84
1.7.4. Гидравлический таран	85
Контрольные вопросы	87
2. КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ	89
2.1. Классификация компрессорных машин	89
2.2. Термодинамические основы сжатия газов	91
2.2.1. Процессы сжатия газа в идеальной компрессорной машине	92
2.2.2. Изотермический и адиабатный КПД компрессорной машины.	96
2.3. Поршневые компрессорные машины	97
2.3.1. Производительность и коэффициент подачи	98
2.3.2. Мощность и КПД поршневых компрессорных машин	100
2.3.3. Многоступенчатое сжатие газа в компрессорной машине	101
2.4. Турбокомпрессоры	106
2.5. Осевые компрессоры	110
Контрольные вопросы	111
3. ВЕНТИЛЯТОРЫ	113
3.1. Основные рабочие параметры вентиляторов	114
3.2. Влияние на работу вентилятора состояния всасываемого газа	118
3.3. Характеристики вентилятора	119
Контрольные вопросы	121
ЧАСТЬ 2. ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ	122
4. ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ (ПТУ)	122
4.1. Тепловой цикл паротурбинной установки. Мощность и КПД турбины	122
4.2. Влияние параметров пара на КПД идеального цикла	126
4.3. Действие рабочего тела на лопатки	127
4.4. Классификация турбин	131
Контрольные вопросы	131
5. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ (ГТУ)	132
5.1. Схемы и циклы газотурбинных установок	132
5.2. Рабочий процесс ГТУ	135
5.3. Основное оборудование ГТУ	137
5.4. Область применения ГТУ	138

5.5. Парогазовые установки (ПГУ). Преимущества и недостатки	140
Контрольные вопросы	142
6. ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ДВС)	143
6.1. Классификация и область применения ДВС	143
6.2.Преимущества и недостатки ДВС по сравнению с газотурбинными установками	144
6.3. Рабочие циклы ДВС	145
6.3.1. Двигатели с «мгновенным сгоранием топлива (карбюраторные и газовые)	149
6.3.2. Двигатели со сгоранием топлива при $p = \text{const}$ (компрессорные дизели)	149
6.3.3. Двигатели со смешанным сгоранием топлива (бескомпрессорные дизели)	149
6.4. Топлива, применяемые в ДВС	150
6.5. Мощность и КПД ДВС	151
Контрольные вопросы	153
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	154

Учебное издание

**Зиннатуллин Назиф Хатмулович,
Ильин Владимир Кузьмич,
Хайбуллина Айгуль Ильгизаровна**

НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Учебное пособие

Кафедра «Энергообеспечение предприятий
и энергоресурсосберегающих технологий» КГЭУ

Редактор издательского отдела *К.В. Аршинова*
Компьютерная верстка *Т.И. Лунченкова*

Подписано в печать 28.12.2016.

Формат 60×84/16. Бумага ВХИ. Гарнитура Times. Вид печати РОМ.

Усл. печ. 9,3 л. Уч.-изд. л. 10,32. Тираж 500 экз. Заказ № 98/эл.

Редакционно-издательский отдел КГЭУ,
420066, Казань, Красносельская, 51