

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

С.В. АНТИМОНОВ
Р.Ф. САГИТОВ
В.Г. УДОВИН
А.Н. ХОЛОДИЛИН
Р.Н. КАСИМОВ

НАГНЕТАТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Рекомендовано Ученым советом государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Оренбургский государственный университет» в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по программам высшего профессионального образования по специальностям «Машины и аппараты пищевых производств», «Машины и аппараты химических производств».

Оренбург 2008

УДК 621.6 (076.5)

ББК 34.4я73

Н 16

Рецензент

доктор технических наук, профессор В.Ю. Полищук

Н 16 Нагнетательные машины: учебное пособие / С.В. Антимонов, Р.Ф. Сагитов, В.Г. Удовин, А.Н. Холодилин, Р.Н. Касимов - Оренбург: ИПК ГОУ ОГУ, 2008.- 116 с.

ISBN

Учебное пособие содержит 7 разделов, в которых представлены примеры расчетов нагнетательных машин. В первом разделе представлены примеры расчетов лопастных насосов, во втором поршневых насосов, в третьем одноступенчатых поршневых компрессоров, в четвертом расчет многоступенчатых компрессоров, в пятом расчет компрессоров холодильных машин, в шестом представлен расчет вентиляторов, в седьмом расчет турбовоздуходувок и турбокомпрессоров.

Пособие предназначено для выполнения практических занятий по дисциплинам: «Вентиляционные установки», «Нагнетательные машины» и «Холодильная техника» для студентов специальностей «Машины и аппараты пищевых производств» и «Машины и аппараты химических производств» всех форм обучения.

ББК34.4я73

40011030000

К

ISBN

© С.В. Антимонов, 2008
Р.Ф. Сагитов,
В.Г. Удовин,
А.Н. Холодилин,
Р.Н. Касимов
© ИПК ГОУ ОГУ, 2008

Содержание

Введение.....	4
1 Лопастные насосы.....	5
2 Поршневые насосы.....	21
3 Одноступенчатые поршневые компрессоры.....	37
4 Многоступенчатое сжатие в компрессорах.....	53
5 Компрессоры холодильных машин.....	70
6 Вентиляторы.....	84
7 Турбовоздуходувки и турбокомпрессоры.....	100
Список использованных источников.....	116

Введение

Нагнетательные машины используются во всех областях техники. Нагнетательные машины особенно широко применяются - при переработке и транспортировке нефти и в пищевой промышленности.

Вентиляторы широко применяются для проветривания шахт, рудников, общественных зданий, производственных помещений, для подачи воздуха в топки котлов и т. д. И хотя потребляемая отдельным вентилятором мощность обычно невелика, на вентиляторы и дымососы в России идет около 8 % всей вырабатываемой электроэнергии.

Ни один машиностроительный завод не обходится без компрессорной станции, подающей сжатый воздух для привода пневматического инструмента, формовочных машин, воздушных молотов. Сжатый воздух и сжатые газы необходимы в химической, металлургической и других отраслях промышленности. За последние годы центробежные компрессоры широко используются для подачи природного газа.

Неотъемлемой частью технологических процессов производства скоропортящихся продуктов, их последующей сохранности, транспортировки и реализации является искусственный холод. Не менее 40 % производимой в нашей стране сельскохозяйственной продукции необходимо подвергать холодильной обработке в целях предотвращения ее порчи и сокращение потерь.

В данных методических указаниях приведены примеры решения и даны варианты задач на знание основных законов аэродинамики, гидродинамики, теплотехники, используемых при расчетах основных параметров нагнетательных машин.

1 Лопастные насосы

1.1 Устройство и основные расчетные зависимости

Простейшим представителем лопастного насоса является одноступенчатый центробежный насос (рисунок 1), который состоит из рабочего колеса 1, подвода 2 и отвода 3. Рабочее колесо жестко закреплено на валу.

Назначение подвода заключается в подаче жидкости из всасывающего трубопровода на рабочее колесо и создание равномерного поля скоростей. Эти функции прекрасно выполняет прямоосный конфузор 3 (рисунок 1).

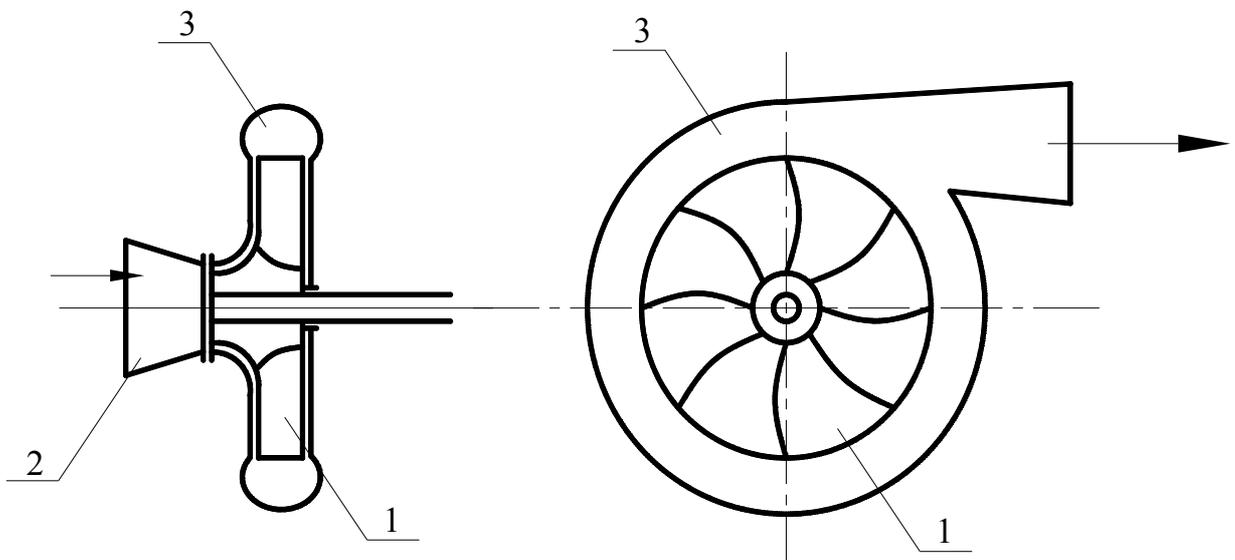


Рисунок 1 - Схема одноступенчатого центробежного насоса

Рабочее колесо представляет собой два диска, один из которых выполнен вместе со ступицей. Между дисками располагаются лопасти. Рабочее колесо может состоять из ступицы, одного диска и лопастей.

Отвод выполняет следующие функции:

- переводит часть удельной кинетической энергии в удельную энергию давления;

- подает жидкость с рабочего колеса насоса в напорный трубопровод;

- раскручивает жидкость, закрученную рабочим колесом.

Первые две функции прекрасно выполняет спиральный отвод 3 (рисунок 1).

При движении в межлопастном канале частицы жидкости движутся вдоль лопасти с относительной скоростью ω (рисунок 2) и вращаются вместе с рабочем колесом с окружной скоростью U . Абсолютная скорость C представляет собой геометрическую сумму относительного и переносного движения.

Значит можно построить параллелограммы скоростей для жидких частиц на входе на лопасть (точка 1) и на выходе с нее (точка 2). Зная скорости U и C , угол

α можно найти величину теоретического напора по основному уравнению лопастных насосов:

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}, \quad (1)$$

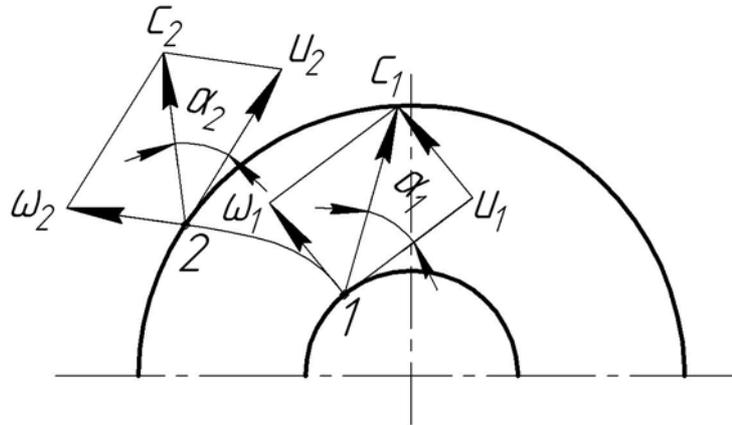


Рисунок 2 - Параллелограммы скоростей на входе на лопасть и на выходе с нее

Очень часто для центробежных насосов угол $\alpha_1 = 90^\circ$ и тогда уравнение (1) примет вид:

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}, \quad (2)$$

Действительный напор H теоретический и может быть определен приближенно по формуле:

$$H = \sigma_z \eta_r H_T, \quad (3)$$

где σ_z - коэффициент, учитывающий конечное число лопастей на рабочем колесе.

η_r - гидравлический КПД насоса, который учитывает только гидравлические потери в насосе.

Манометрический напор насоса представляет собой энергию переданную насосом единице веса жидкости, измеряется единицами длины и может быть определена по формуле:

$$H_m = z + H_n \pm H_b + \frac{V_n^2 - V_b^2}{2g}, \text{ м}, \quad (4)$$

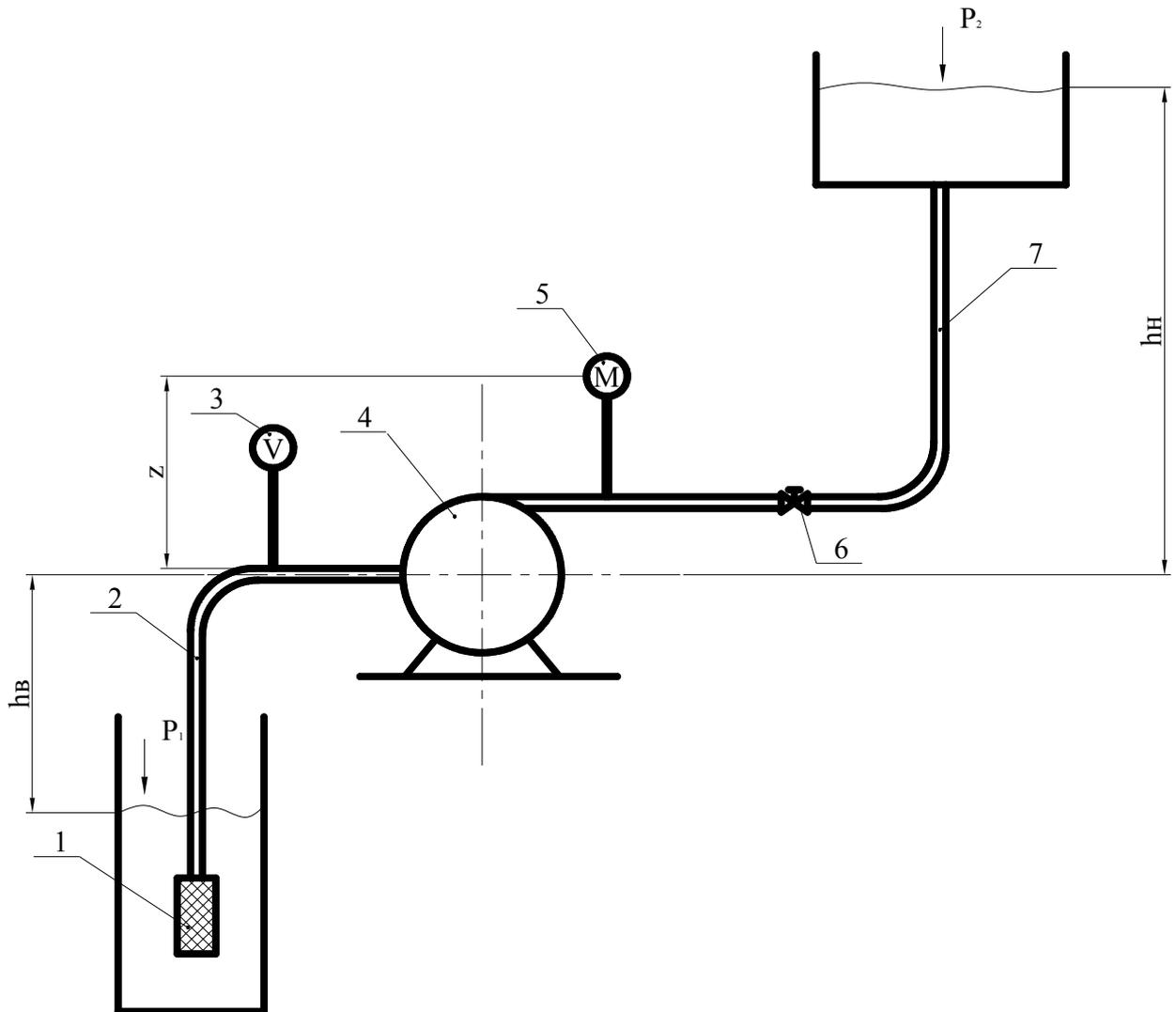
где z - расстояние по вертикали между точкой присоединения мановакуумметра к трубопроводу и центром манометра, м, (рисунок 3);

H_M - показание манометра на напорные ветви, выраженные в метрах водного столба;

H_B - показание мановакуумметра на всасывающие ветви, выраженное в метрах вводного столба;

V_H и V_B - средние скорости движения жидкости в местах установки, соответственно манометра и мановакуумметра, м/с.

Знак плюс перед H_B , если прибор показывает разрежение и минус, если избыточное давление.



1 - приемный фильтр; 2 - трубопровод всасывающий; 3 - мановакуумметр; 4 - насос центробежный; 5 - манометр; 6 - задвижка напорная; 7 - трубопровод напорный.

Рисунок 3 - Схема насосной установки

Полезная мощность насоса может быть определена по формуле:

$$N_n = J \cdot Q \cdot H, \text{ Вт}, \quad (5)$$

где J - удельный вес жидкости, Н/м^3 ,
 Q - объемная подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$,
 H - действительный напор, м.

Полный КПД насоса можно определить отношением:

$$\frac{N_{\text{п}}}{N} = \eta, \quad (6)$$

где N - мощность на валу насоса, Вт;
или произведением:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}, \quad (7)$$

где η_0 - объемный КПД, учитывающий утечки жидкости из камеры нагнетания в камеру всасывания за счет разности давления в них;

$\eta_{\text{м}}$ - механический КПД, учитывающий механическое трение в сальниках и подшипниках насоса и дисковое трение, это есть трение наружной поверхности рабочего колеса о жидкость;

$\eta_{\text{г}}$ - гидравлический КПД.

Высота всасывания $h_{\text{в}}$ насоса (рисунок 3) зависит от разрешения при входе на рабочее колесо, потери напора во всасывающем трубопроводе входа жидкости на лопасти рабочего колеса:

$$h_{\text{в}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{в}}}{J} - (h_{\text{ф}})_{\text{в}} - \frac{V_{\text{в}}^2}{2g}, \text{ м}, \quad (8)$$

где $P_{\text{атм}} = 1 \cdot 10^5$ - атмосферное давление, Н/м^2 ;

$P_{\text{в}}$ - абсолютное давление перед входом в насос, Н/м^2 ;

$J = 9810 \text{ Н/м}^3$ - удельный вес жидкости (воды);

$(h_{\text{ф}})_{\text{в}}$ - потеря напора во всасывающем трубопроводе, м;

$V_{\text{в}}$ - средняя скорость движения жидкости перед входом в насос, м/с.

Давление $P_{\text{в}}$ во избежание парообразования должно быть всегда больше давления парообразования жидкости $P_{\text{п}}$ при заданной температуре. В противном случае в потоке может возникнуть кавитация. Кавитация - это появление пузырьков заполненных парами жидкости и газами, растворенными в ней в зоне низкого давления.

Кавитация снижает полезную мощность, полный КПД насоса и вызывает разрушение его узлов и деталей. Особенно страдают от нее входные кромки лопастей рабочих колес т.к. в паровых и газовых пузырьках, которые попадают вместе с жидкостями в зону высокого давления, пар конденсируется, а газы растворяются в жидкости. В образовавшиеся пустоты устремляется жидкость, создавая местное повышение давления в сотни и тысячи атмосфер. Результат - разрушения материалов, которые называются эрозией.

Если разрежение не будет превосходить некоторого известного предела, учитывающего кавитационный запас, это есть запас энергии, обеспечивающий отсутствие кавитации, то навигация не возникает:

$$\frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{в}}}{\rho} = h_{\text{в}} + (h_f)_{\text{в}} + \frac{V_{\text{в}}^2}{2g} + \sigma \cdot H \cdot m, \quad (9)$$

где σ - коэффициент кавитации, который приближенно можно найти по формуле:

$$\sigma = 0,001218 \cdot \frac{n^{4/3} \cdot Q^{2/3}}{H}, \quad (10)$$

где n - число оборотов в минуту рабочего колеса насоса.

Графики зависимости $H = f_1(Q)$, $N = f_2(Q)$ и $\eta = f_3(Q)$ при постоянном числе оборотов n называют рабочими характеристиками (рисунок 4).

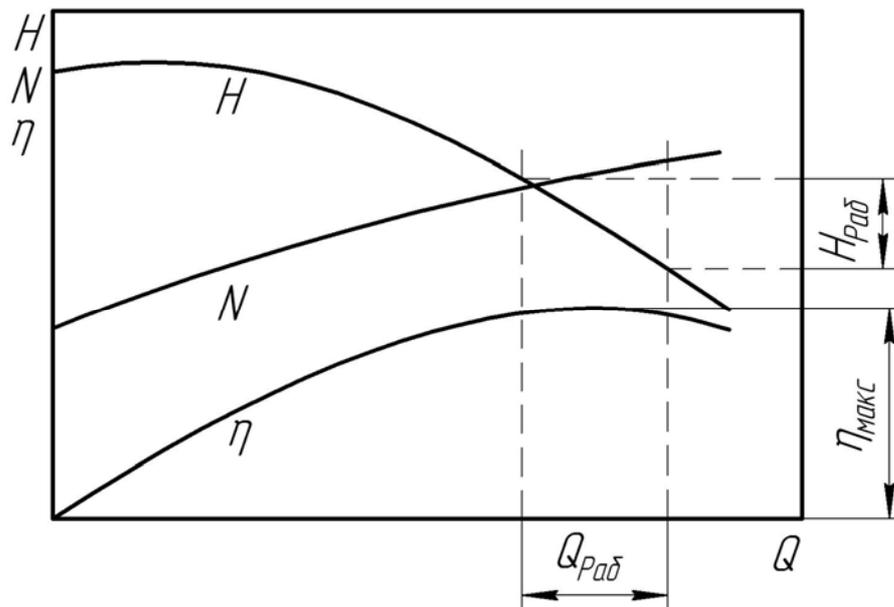


Рисунок 4 - Рабочие характеристики центробежного насоса

Допустимым считается такой режим работы насоса, при котором рабочее значение η отличается от максимального $\eta_{\text{макс}}$ не более чем на 5 %, то есть

$$\eta_{\text{раб}} \geq 95\% \eta_{\text{макс}}.$$

При изменении числа оборотов рабочего колеса изменяются подачи, напор и мощность на валу при условии подобия режимов, обусловленного подобием треугольника скоростей и постоянством внутреннего КПД, производительность насоса изменяется прямо пропорционально изменению числа оборотов:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (11)$$

При этих же условиях напор и мощность на валу насоса изменяются следующим образом:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2, \quad (12)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3, \quad (13)$$

Из соотношений (11) и (12) следует что:

$$\frac{Q_1^2}{H_1} = \frac{Q_2^2}{H_2} = \text{const}, \quad (14)$$

Уравнение (14) представляет собой уравнение кривой пропорциональности, все точки которой соответствуют подобным режимам работы насоса при различных числах оборотов.

При помощи кривых пропорциональности можно по характеристикам насоса справедливой для одного числа оборотов, построить характеристику насоса, справедливую для любого другого числа оборотов.

Для любого трубопровода или разветвленной сети зависимость потери напора h_f от расхода Q выражается уравнением параболы:

$$h_f = k \cdot Q^2, \quad (15)$$

где k - коэффициент пропорциональности, характеризующей сеть.

Насос, подающий жидкость, должен создавать еще и полезный напор, который складывается из геометрической высоты подъема (высота всасывания h_v и высота нагнетания h_n) (рисунок 3) и разности давления в резервуарах $\frac{P_2 - P_1}{\gamma}$ и не зависящий от величины расхода:

$$H_{\text{пол}} = h_v + h_n + \frac{P_2 - P_1}{\gamma}, \quad (16)$$

Таким образом, потребный напор H_p , который необходим для перемещения насосом единицы веса жидкости из приемного резервуара в напорный, равен:

$$H_n = H_{пол} + k \cdot Q^2, \quad (17)$$

Кривые, построенные по уравнению (17), выражающие зависимость потребного H_n напора от расхода жидкости через сеть, называется характеристикой сети (рисунок 5).

Для определения режима работы насоса с данной сетью необходимо совместить характеристику сети $H_n = f(Q)$ и характеристику насоса $H = f(Q)$, пересечение которых называется рабочей точкой и дает возможность определить величины $H_{раб}$, $\eta_{раб}$, $N_{раб}$, $Q_{раб}$.

При подборе насоса к заданной сети необходимо помнить две вещи:

- рабочий КПД должен отличаться от максимального не более 5 % (рисунок 4);
- в области восходящей части ОК кривой $H = f(Q)$ насос работает неустойчиво и его эксплуатация не желательна.

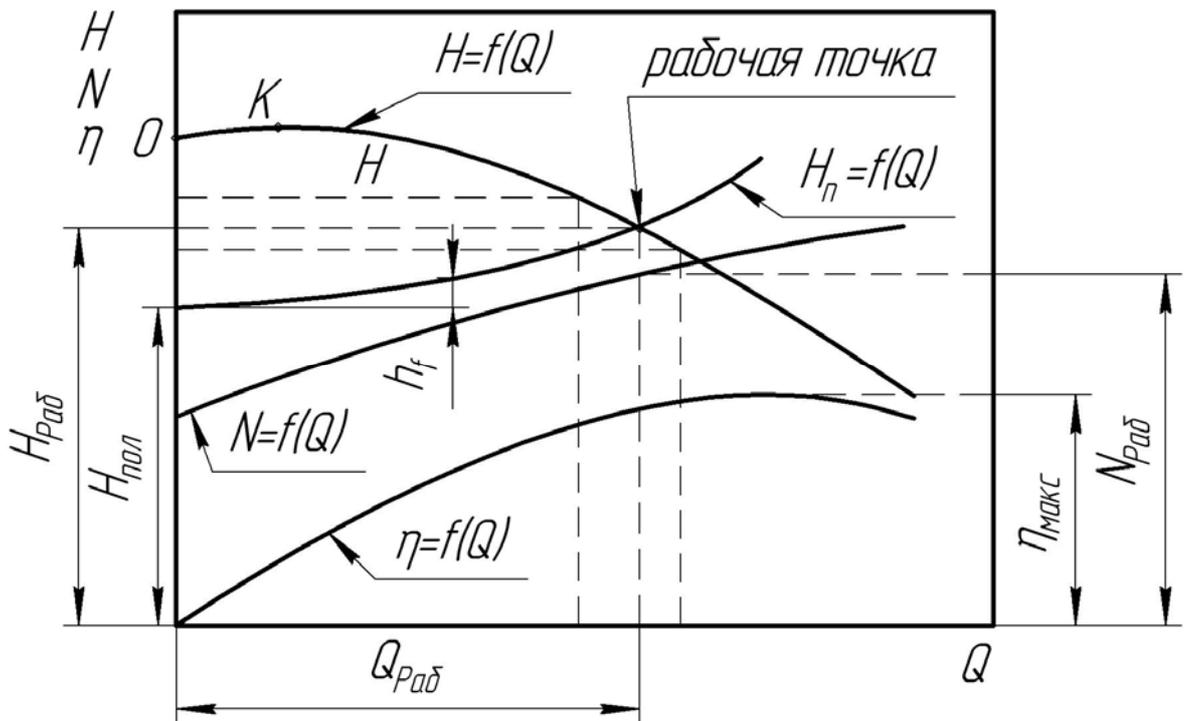


Рисунок 5 - Характеристики сети

На существующую сеть могут работать два и более насосов соединенных последовательно или параллельно. Параллельная работа двух насосов позволяет значительно увеличить подачу особенно при пологой характеристике сети (рисунок 6).

Для построения суммарной $H_\Sigma = f(Q)$ характеристики двух одинаковых насосов, каждый из которых имеет характеристику $H_{1,2} = f(Q)$, следует сложить величины подачи (удвоить подачу в нашем случае) для каждого значения напора точка 1 - рабочая точка при работе одного насоса на сеть, точка 2 - рабочая точка при совместной работе насоса. При параллельной работе насоса напор увеличивается с $H_{1,2}$ до H_Σ , а подача с $Q_{1,2}$ до Q_Σ .

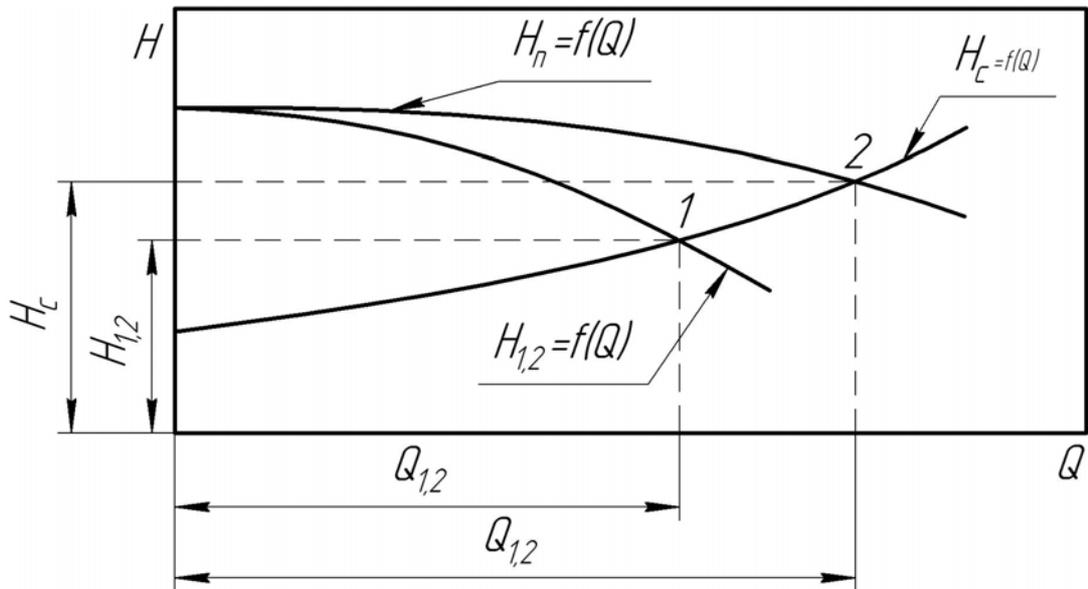


Рисунок 6 - Параллельная работа двух одинаковых центробежных насосов

Последовательная работа насосов дает возможность значительно увеличить напор при крутой характеристике сети (рисунок 7).

Для построения суммарной характеристики двух одинаковых насосов, каждый из которых имеет характеристику $H_{1,2} = f(Q)$, следует сложить величины напоров (в нашем случае удвоить напор) для каждого значения подачи.

Точка 1 - рабочая точка, при работе одного насоса на сеть, точка 2 - рабочая точка при совместной работе насосов.

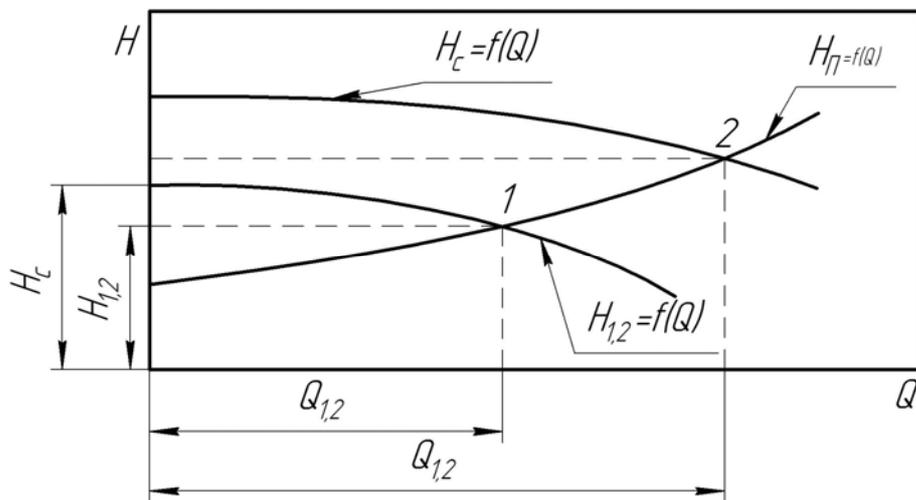


Рисунок 7 - Последовательная работа двух одинаковых насосов

Таким образом, при любом соединении насосов увеличиваются и подача, и напор.

1.2 Задачи

Задача 1.2.1 Центробежный насос производительностью $Q = 20,83 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ перекачивает горячую воду температурой $80 \text{ }^\circ\text{C}$. Манометр на нагнетательном патрубке показывает $p_n = 17,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$, вакуумметр на всасывающем патрубке $H'_в = 150 \text{ мм рт. ст.}$ Вертикальное расстояние между центром манометра и точкой присоединения к трубе вакуумметра $\Delta H = 0,9 \text{ м}$. Электродвигатель находящийся на одном валу с насосом, потребляет из электросети мощность $N_{эд} = 54 \text{ кВт}$.

Определить коэффициент полезного действия насоса, если коэффициент полезного действия электродвигателя $\eta_{эд} = 0,85$, а механический коэффициент полезного действия насоса $\eta_m = 0,97$.

Решение Разрежение во всасывающем патрубке, выраженное в метрах водного столба

$$H'_в = H'_в \cdot \frac{\gamma_{рт}}{\gamma_в} = 150 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{13,6 \cdot 10^4}{0,972 \cdot 10^4} = 2,1 \text{ м водного столба,}$$

где $\gamma_{рт} = 13,6 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^3$ - удельный вес ртути

$\gamma_в = 0,972 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^3$ - удельный вес воды при температуре $80 \text{ }^\circ\text{C}$

Напор на нагнетательном патрубке, выраженный в метрах водного столба

$$H_n = \frac{p_n}{\gamma_в} = \frac{17,2 \cdot 10^5}{9720} = 177 \text{ м водного столба.}$$

Полный манометрический напор, развиваемый насосом

$$H_\pi = H_n + H'_в + \Delta H = 177 + 2,1 + 0,9 = 180 \text{ м водного столба.}$$

Полезная мощность насоса

$$N = \gamma \cdot Q \cdot H_\pi = 9720 \cdot 20,83 \cdot 10^{-3} \cdot 180 = 36444,2 \text{ Вт} = 36,4 \text{ кВт}$$

Мощность на валу электродвигателя

$$N_в = N_{эд} \cdot \eta_{эд} = 54 \cdot 0,85 = 45,9 \text{ кВт}$$

Полный коэффициент полезного действия насоса

$$\eta = \frac{N}{N_B} = \frac{36,4}{45,9} = 0,793$$

Внутренний коэффициент полезного действия

$$\eta_B = \frac{\eta}{\eta_M} = \frac{0,793}{0,97} = 0,818$$

Задача 1.2.2 Центробежный насос, работающий при числе оборотов $n = 1450$ об/мин, снабжает водой температурой 40°C цех завода в количестве $Q = 0,042 \text{ м}^3/\text{с}$, развивая при этом полный напор $H = 40$ м водного столба.

Определить предельную теоретическую высоту всасывания с учетом и без учета запаса на навигацию, если диаметр всасывающего трубопровода $d_B = 0,15$ м, а его полный коэффициент сопротивления $\sum \xi_B = 15,8$. Барометрическое давление принято равным $B = 751$ м рт. столба.

Решение Средняя скорость движения воды во всасывающей трубе

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_B^2} = \frac{4 \cdot 0,042}{3,14 \cdot 0,15^2} = 2,38 \text{ м/с}$$

Потери напора во всасывающей линии

$$\sum h_B = \sum \xi_B \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 15,8 \cdot \frac{2,38^2}{2 \cdot 9,8} = 4,55 \text{ м водного столба}$$

Предельная теоретическая высота всасывания без учета запаса на кавитацию

$$H_s = B \cdot \frac{\gamma_{\text{пр}}}{\gamma} - \frac{p_t}{\gamma} - \sum h_B - \frac{v^2}{2 \cdot g} = 751 \cdot \frac{13,6 \cdot 10^4}{0,992 \cdot 10^4} - 10^{-3} - 0,75 - 4,55 - \frac{2,38^2}{29,81} = 4,71 \text{ м,}$$

где $\frac{p_t}{\gamma} = 0,75$ м водного столба - давление парообразования воды при температуре 40°C .

Коэффициент кавитации

$$\sigma = 0,001218 \cdot \frac{n^{1,33} \cdot Q^{0,67}}{H} = 0,001218 \cdot \frac{1450^{1,33} \cdot 0,042^{0,67}}{40} = 0,058$$

Необходимый кавитационный запас $\sigma_H = 0,058 \cdot 40 = 2,33$ м водного столба.

Предельная теоретическая высота всасывания с учетом запаса на кавитацию

$$H'_s = H_s - \sigma_H = 4,71 - 2,33 = 2,38 \text{ м}$$

Задача 1.2.3 Построить характеристику трубопровода, представляющего собой трубу диаметром $d = 0,15$ м, длиной $l = 280$ м, если эквивалентная длина всех местных сопротивлений $l_{\text{экр}} = 85$ м, а коэффициент трения $\lambda = 0,03$.

Какую мощность на валу потребует насос, характеристика которого приведена на рисунке 8, при работе на данную сеть, если полезный напор, преодолеваемый насосом, составляет $h = 20$ м водного столба.

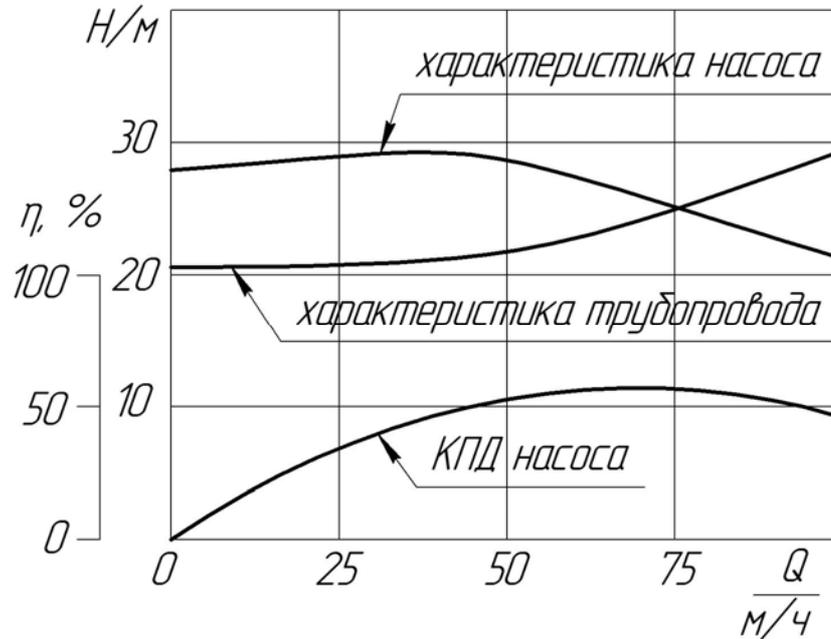


Рисунок 8 - Характеристика насоса

Решение Приведенная длина трубы с учетом местных сопротивлений

$$l_{\text{п}} = l + l_{\text{экр}} = 280 + 85 = 365 \text{ м}$$

Потери напора по длине

$$h_f = \lambda \cdot \frac{l_{\text{п}}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,03 \cdot \frac{365}{0,15} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot 9,81} = 3,72 \cdot v^2$$

Уравнение характеристики трубопровода

$$H_{\text{п}} = h + h_f = 20 + 3,72 \cdot \frac{4^2 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4} = 20 + 11927 \cdot Q^2$$

Построение характеристики трубопровода производится по точкам, для которых вычислены значения $H_{\text{п}} = f(Q)$.

Таблица 1 - Зависимость $H_n = f(Q)$

Наименование показателя	Значения			
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	25	50	75	100
$H_n, \text{ м водного столба}$	20,58	22,30	25,18	29,20

Режим работы насоса при работе на данном трубопроводе определяется точкой пересечения (рабочей точкой) характеристики насоса и характеристики трубопровода: $Q=75 \text{ м}^3/\text{ч}=0,021 \text{ м}^3/\text{с}$; $H=25,18 \text{ м водного столба}$; $\eta = 60 \%$.

Требуемая при этом режиме мощность на валу насоса

$$N_b = \frac{\gamma \cdot Q_H}{\eta} = \frac{9810 \cdot 0,021 \cdot 25,18}{0,6} = 8576,9 \text{ Вт} = 8,58 \text{ кВт}$$

Задача 1.2.4 Характеристика насоса при $n_1=950 \text{ об/мин}$ приведена на рисунке 9.

Определить, во сколько раз уменьшится расход воды, подаваемой в сеть, уравнение характеристики которой $H_n = 10 + 17500Q^2$. При уменьшении числа оборотов насоса до $n_2=720 \text{ об/мин}$.

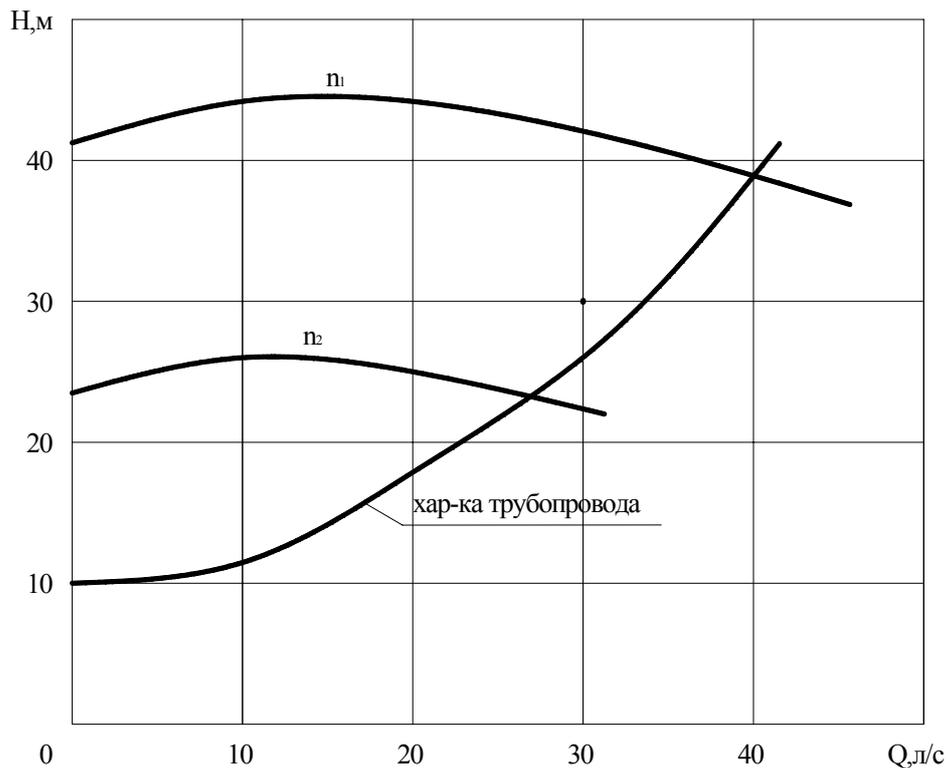


Рисунок 9 - Характеристики насоса при $n_1 = 950 \text{ об/мин}$ и $n_2 = 720 \text{ об/мин}$

Решение Характеристики насоса при n_2 строится на основании характеристики n_1 в соответствии с законами пропорциональности:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} = \frac{720}{950} Q_1 = 0,758 Q_1$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 = \left(\frac{720}{950} \right)^2 H_1 = 0,574 H_1$$

Таблица 2 - Параметры насоса в зависимости от числа оборотов

Число оборотов в минуту	Параметры насоса			
	$Q_1 = 10$	$Q_1 = 20$	$Q_1 = 30$	$Q_1 = 40$ л/с
$n_1 = 950$	$H_1 = 44,5$	$H_1 = 44,5$	$H_1 = 42,5$	$H_1 = 38,5$ м
$n_2 = 720$	$Q_1 = 7,58$ $H_2 = 25,54$	$Q_1 = 15,16$ $H_2 = 25,54$	$Q_1 = 22,74$ $H_2 = 24,40$	$Q_1 = 30,32$ л/с $H_2 = 22,10$ м

Характеристика сети строится по уравнению

$$H_{\pi} = 10 + 17500 \cdot Q^2$$

Количество воды, подаваемое в сеть при $n_1 - Q_1 = 40$ л/с, при $n_2 - Q_2 = 27$ л/с. Подача уменьшается в $m = \frac{40}{27} = 1,48$ раза.

Задача 1.2.5 Характеристика сети выражается уравнением $H_{\pi} = 22 + 10550 \cdot Q^2$. Характеристика насоса при $n_1 = 950$ об/мин приведена на рисунке 10.

При каком числе оборотов насос будет подавать в данную сеть $Q=60$ л/с воды?

Решение Характеристика насоса должна пересекать характеристику сети в точке а, имеющей координаты $Q=60$ л/с, $H=60$ м водного столба.

Кривая пропорциональности, проходящая через эту точку, может быть выражена уравнением:

$$\frac{Q^2}{H} = \frac{60^2}{60} = 60$$

$$H = \frac{Q^2}{60}$$

Кривая пропорциональности строиться по следующим точкам:

Таблица 3 - Характеристики насоса в нескольких точках

Показатель	Значение			
Q, л/с	20	40	60	80
H, м водного столба	6,67	26,67	60	106,67

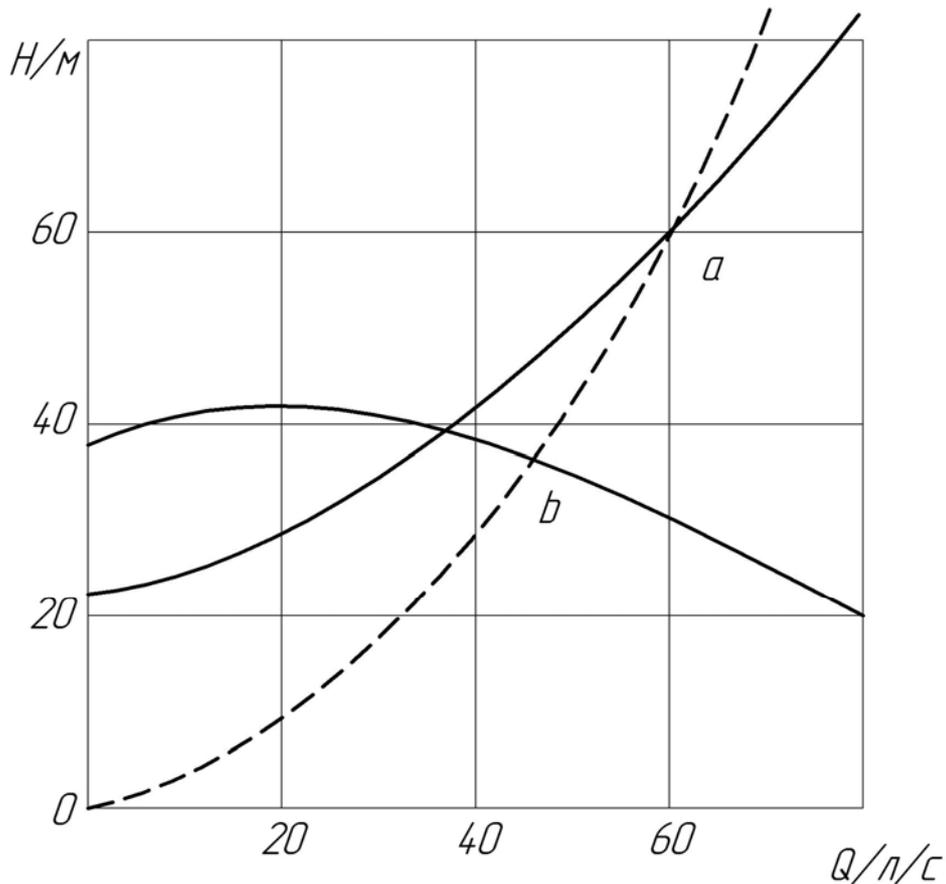


Рисунок 10 - Характеристика насоса при $n_1 = 950$ об/мин

Координаты точки б, лежащей на характеристике насоса при $n_1=950$ об/мин и на кривой пропорциональности: $Q_1=47$ л/с, $H_1=36,5$ м водного столба.

Необходимое число оборотов насоса для подачи расхода $Q_2=60$ л/с

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{Q_2}{Q_1},$$

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{Q_2}{Q_1} = 950 \cdot \frac{60}{47} = 1213 \text{ об/мин}$$

Это же число можно получить, исходя из величины напоров:

$$\frac{n_2^2}{n_1^2} = \frac{H_2}{H_1},$$

$$n_2 = n_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}} = 950 \sqrt{\frac{60}{36,5}} = 1218 \text{ об/мин.}$$

Задача 1.2.6 Центробежный насос производительностью $Q = 150 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $n = 730 \text{ об/мин}$ развивает полный напор $H = 180 \text{ м}$ водного столба.

Определить коэффициент кавитации и необходимый запас напора на всасывающей линии, который обеспечивает безкавитационную работу насоса.

Ответ: $\sigma = 0,00533$; $\sigma H = 0,96 \text{ м}$.

Задача 1.2.7 Определить мощность на валу центробежного насоса производительностью $Q = 50 \text{ м}^3/\text{ч}$, если показания манометра на нагнетательной ветви $p_n = 2,6 \text{ атм.}$, давление на всасывающей ветви $p_v = 250 \text{ мм рт. ст.}$, а вертикальное расстояние между манометром и точкой присоединения вакуумметра $\Delta H = 0,6 \text{ м}$.

Полный коэффициент полезного действия насоса принять равным $\eta_0 = 0,62$.

Ответ: $N_v = 6,58 \text{ кВт}$.

Задача 1.2.8 Центробежный насос подает холодную воду в количестве $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ из колодца в напорный бак по трубе диаметром $d = 150 \text{ мм}$ с полной высотой подъема $h = 32 \text{ м}$.

Определить полный КПД насоса, если мощность на его валу составляет $N_v = 14 \text{ кВт}$, а суммарный коэффициент сопротивления (вычитая трения) равен $\sum \xi_0 = 10,5$.

Ответ: $\eta_0 = 0,648$.

Задача 1.2.9 Характеристика центробежного насоса изображена на рисунке 11.

Определить производительность насоса и коэффициент его полезного действия при подаче воды в резервуар на высоту 16 м по трубе диаметром $d = 75 \text{ мм}$, длиной 140 м , если эквивалентная длина местных сопротивлений $l_{\text{экв}} = 60 \text{ м}$, а коэффициент трения $\lambda = 0,03$.

Ответ: $Q = 34,6 \text{ м}^3/\text{ч}$; $\eta_0 = 0,63$.

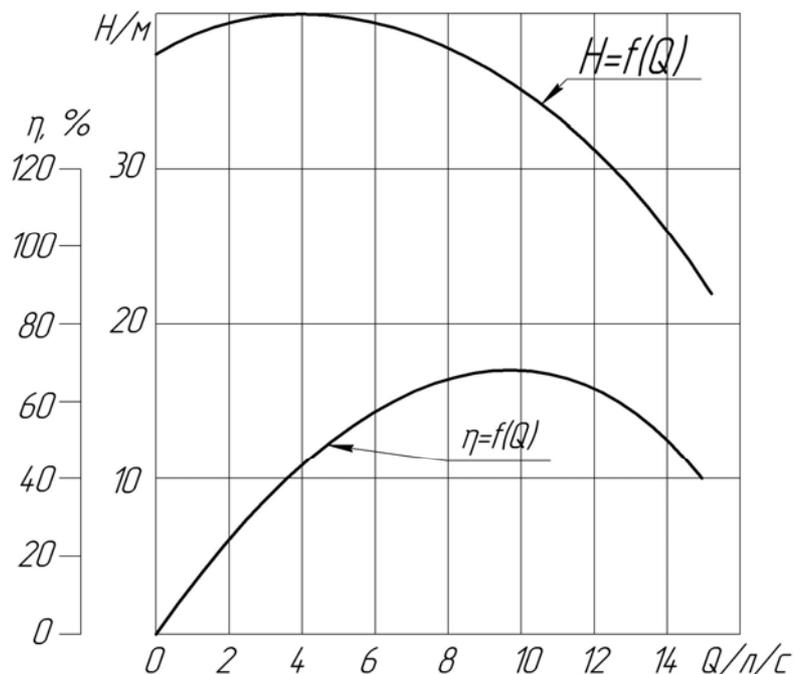


Рисунок 11 - Характеристики центробежного насоса

Задача 1.2.10 Центробежный насос, имеющий характеристику, изображенную на рисунке 12, работает на сеть с характеристикой $H_{\text{п}} = 20 + 20000 \cdot Q^2$

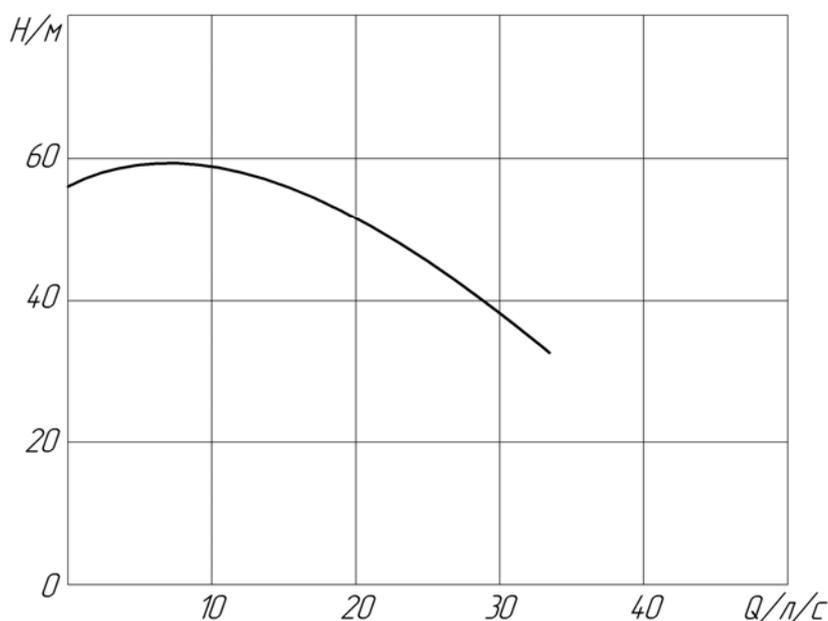


Рисунок 12 - Характеристики насоса

Определить какое количество воды подает насос в сеть и как измениться эта подача при параллельном включении такого же насоса

Ответ: $Q_1 = 28,5 \text{ л/с}$, $Q_2 = 39,0 \text{ л/с}$.

2 Поршневые насосы

2.1 Устройство и основные расчетные зависимости

Простейшим типом поршневого насоса является поршневой насос простого действия (рисунок 13), который состоит из цилиндра 1, поршня 2, клапана 3, всасывающих патрубка 4 и клапана 5 и нагнетательного патрубка 6 и клапана 5. Привод в движение поршня происходит обычно через кривошипно-шатунный механизм. Такой насос за один оборот коленчатого вала один раз всасывает жидкости в рабочую камеру, (ход вправо, что есть обратный ход) и один раз нагнетает жидкость (ход влево, то есть рабочий ход).

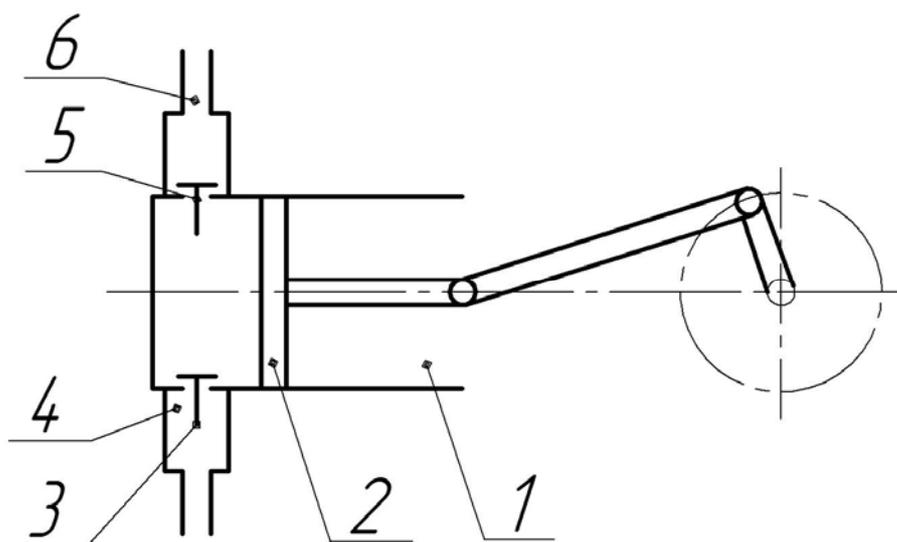


Рисунок 13 - Схема поршневого насоса простого действия

Насос, перекачивающий жидкость из нижнего бака в верхний (рисунок 16) должен преодолеть геометрическую высоту h , разность давления p_0 и p_1 (на рисунке вместо p_0 показано давление $p_{\text{атм}}$) и сопротивление трубопровода h_f .

Избыточная энергия, которую получает при работе насоса каждый килограмм жидкости, прошедший через насос выраженная в метрах водяного столба называется напором H насоса.

Напор насоса с достаточным приближением может быть определен из уравнения Бернулли, записанного для сечения 0-0, 1-1 и плоскости сравнения 0-0:

$$H = h + \frac{P_1 - P_0}{J} + h_f, \text{ м}, \quad (18)$$

При работе насосной установки, которая состоит из насоса с приводным двигателем, системы трубопроводов, клапанов, фильтров, задвижек и приборов давления, по показаниям p_m манометра и $p_{\text{вак}}$ вакуумметра можно определить, так называемый манометрический напор.

Вакуумметр показывает разрежение (вакуум) во всасывающем патрубке насоса:

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{вс}}, \text{Н/м}^2, \quad (19)$$

Высота установки вакуумметра не играет роли, так как соединительная трубка его не заполнена жидкостью.

Манометр показывает избыточное (манометрическое) давление в нагнетательном патрубке на уровне центра манометра. Манометрическое давление в месте присоединения манометра к трубопроводу выражается так:

$$p_{\text{м}} = p_{\text{наг}} - p_{\text{атм}} - J \cdot z_{\text{м}}, \text{Н/м}^2, \quad (20)$$

где $z_{\text{м}}$ - высота расположения манометра относительно точки его присоединения к трубопроводу, м;

$p_{\text{наг}}$ - абсолютное давление в жидкости вместе присоединении манометра, Н/м^2 .

Тогда манометрический напор насоса равен разности полных удельных энергий E_1 и E_0 :

$$H_{\text{наг}} = z + z_{\text{м}} + \frac{p_{\text{наг}} - p_{\text{вак}}}{\gamma} + \frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{в}}^2}{2g}, \text{м}, \quad (21)$$

где z - вертикальное расстояние между точками присоединения к трубопроводам манометром и вакуумметра, м;

$V_{\text{н}}$ и $V_{\text{в}}$ - с средние скорости и движения жидкости, соответственно в напорном и всасывающем трубопроводах, м/с.

Производительностью или подачей поршневого насоса называется объемное количество жидкости, подаваемое насосом в напорный трубопровод в единицу времени.

Объем жидкости, всасываемой за один ход поршня:

$$V_{\text{с}} = F \cdot S, \text{м}^3, \quad (22)$$

где F - площадь поршня, м^2 ; S - ход поршня, м.

Теоретическая средняя производительность насоса простого действия:

$$Q_{\text{т}} = \frac{FSn}{60}, \text{м}^3/\text{с}, \quad (23)$$

где n - число оборотов коленчатого вала насоса в минуту, то есть число двойных ходов в минуту.

Вследствие неплотности клапанов и уплотнений поршня и сальников, запаздывания открытия и закрытия клапана, выделения воздуха, растворенного в жидкости, а также подсоса его извне через неплотности средняя действительная производительность насоса всегда меньше теоретической:

$$Q = \eta_0 \cdot Q_m = \eta_0 \cdot \frac{FSn}{60}, \text{ м}^3 / \text{с}, \quad (24)$$

где η_0 - объемный КПД.

Средняя действительная производительность насоса двойного действия, у которого два всасывающих и два нагнетающих клапана и подача происходит при прямом и обратном ходах поршня:

$$Q = \eta_0 \cdot \frac{(2F - f)Sn}{60}, \text{ м}^3 / \text{с}, \quad (25)$$

где f - площадь сечения штока, м^2

Средняя производительность дифференциального насоса такая же, как и у насоса простого действия.

В течение хода поршня подачи поршневого насоса изменяется, и жидкость подается не равномерно. В каждый момент времени теоретическая подача (мгновенная подача) поршневого насоса простого действия равна:

$$q = F \cdot c, \text{ м}^3 / \text{с}, \quad (26)$$

где c - скорость поршня, $\text{м}^3 / \text{с}$.

В случае привода поршня от кривошипно-шатунного механизма, принимая для простоты длину шатуна бесконечно большой, имеем:

$$C = \omega \cdot r \cdot \sin \varphi, \text{ м} / \text{с}, \quad (27)$$

где $\varphi = \omega \cdot t$ - угол поворота за время t от начала хода поршня; r - радиус кривошипа, м ; ω - угловая скорость вращения привода, $1/\text{с}$.

Следовательно:

$$q = F \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \varphi, \text{ м}^3 / \text{с}, \quad (28)$$

По формуле (28) можно построить график мгновенной подачи насоса простого действия (рисунок 14).

- сообщение жидкости ускорения в соответствии с непременной скоростью поршня (инерционный напор):

$$h_i = \frac{l_B}{g} \cdot \frac{F}{f_B} \cdot \frac{dc}{dt}, \text{ м}, \quad (32)$$

где l_B - длина всасывающей трубы, м;

$f_B = \frac{\Pi d_B^2}{4}$ - площадь сечения всасывающей трубы, м^2 .

Таким образом, основное уравнение процесса всасывания в поршневых насосах имеет вид:

$$\frac{P_B - P_X}{J} = h + \frac{c^2}{2g} + (h_f)_B + h_K + h_i, \text{ м}, \quad (33)$$

Максимальное разрежение в цилиндре создается в начальный момент движения поршня ($c = 0$ и $h_f = 0$). При этом величина инерционного напора оказывается максимальной и равной:

$$(h_i)_{\text{макс}} = \frac{l_B}{g} \cdot \frac{F}{f_B} \cdot \omega^2 \cdot r \left(1 + \frac{r}{L} \right), \text{ м}, \quad (34)$$

где r - радиус кривошипа, м;

L - длина шатуна, м;

ω - угловая скорость вращения коленчатого вала, $1/\text{с}$.

Таким образом, максимально допускаемая высота всасывания жидкости поршневым насосом (при отсутствии воздушного колпака) может быть найдена по выражению:

$$h_B = \frac{P_{\text{атм}} - P_X}{J} - \frac{l_B}{g} \cdot \frac{F}{f_B} \cdot \omega^2 \cdot r \left(1 + \frac{r}{L} \right) - h_K, \text{ м}, \quad (35)$$

Давление в цилиндре P_X должно быть всегда больше давления $P_{\text{п}}$ парообразования. В противном случае пары, выделяющие из жидкости в цилиндре, нарушают нормальную работу насосов.

Если высота всасывания получилась отрицательной, то приемный резервуар должен располагаться выше оси насоса.

Чтобы уменьшить силы инерции и увеличить равномерность подач, на всасывающей и нагнетательной трубах устанавливают воздушные колпаки, значительно улучшающие условия работы насоса, в частности, увеличивающие высоту всасывания и предельное число оборотов.

При определении допускаемой высоты всасывания в формуле (34) вместо всей длины l_2 всасывающей трубы подставляется только длина участка l_b между всасывающим колпаком и насосом. Однако в этом случае нужно учитывать потери на участке l_1 , всасывающей трубы от приемного фильтра до воздушного колпака, где движение жидкости можно считать равномерным.

Тогда формула (35) примет вид:

$$h_b = \frac{P_{\text{атм}} - P_x}{J} - (h_f)_1 - \frac{l_2}{g} \cdot \frac{F}{h_b} \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{L} \right) - h_k, \text{ м}, \quad (36)$$

При заданной высоте всасывания из этой формулы можно определить угловую скорость ω , а значит и предельное число оборотов коленчатого вала $n_{\text{пред}}$.

Полезная работа A , совершаемая насосом при подаче G [кг] жидкости на высоту H [м] будет равна:

$$A = H \cdot G, \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (39)$$

Следовательно, полезная мощность насоса может быть определена по формуле (5).

Вследствие наличия при движении жидкости внутри насоса, потерь мощности, фактическая мощность N_i , затрачиваемая в цилиндре насоса, больше полезной N_p . Эту мощность можно определить из индикаторной диаграммы (рисунок 15), представляющий графическое изображение реального процесса, происходящего в насосе.

Для этого путем планиметрирования определяют площадь индикаторной диаграммы F_i . Деления полученной площади на длину l_i диаграммы, пропорциональную ходу поршня, дает среднюю высоту диаграммы h_i , соответствующую среднему давлению в цилиндре за время одного цикла, то есть одного оборота вала.

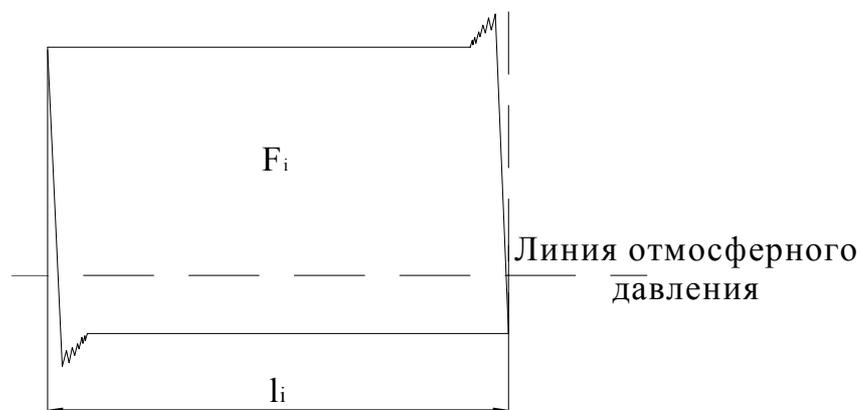


Рисунок 15 - Индикаторная диаграмма поршневого насоса

Численную величину этого давления, называемого средним индикаторным давлением, можно найти, разделив высоту h_i на масштаб давлений (масштаб пружины M), всегда написанный на пружине индикатора:

$$P_i = \frac{h_i}{M} = \frac{F_i}{l_i \cdot M}, \text{Н/м}^2, \quad (38)$$

Теперь можно определить индикаторную мощность:

$$N_i = p_i \cdot F \cdot \frac{S \cdot n}{60 \cdot 102}, \text{кВт}, \quad (39)$$

Потери на механическое трение в подшипниках, сальниках и т.д. приводя к тому, что мощность на валу N всегда больше индикаторной мощности N_i .

При работе насоса происходит потери энергии трех видов:

- гидравлические в самом насосе ΔH . Они характеризуется гидравлическим КПД:

$$\eta_r = \frac{H}{H + \Delta H}, \quad (40)$$

где H - манометрический напор, м:

- объемные потери за счет утечек различного вида, которые учитываются объемным КПД:

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q + \Delta Q}, \quad (41)$$

где ΔQ - утечки, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q - действительная производительность насоса, $\text{м}^3/\text{с}$.

- механические потери, которые учитываются механическим КПД:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_i + \Delta N} = \frac{N_i}{N}, \quad (42)$$

где N_i - индикаторная мощность, Вт; N - мощность на валу насоса, Вт.

Потери энергии внутри цилиндра учитываются индикаторным КПД η_i , представляющего собой произведение гидравлического и объемного КПД. Значит:

$$\eta_i = \eta_r \cdot \eta_0 = \frac{N_p}{N_i}, \quad (43)$$

Полный КПД можно определить по формуле (6) или (7).

2.2 Задачи

Задача 2.2.1 Определить манометрический напор, развиваемый поршневым насосом, если при расходе воды $Q = 30 \text{ м}^3/\text{ч}$, манометр установленный на напорной трубе, показывает $p_m = 3,4 \text{ кг/см}^2$, а вакуумметр, установленный на всасывающей трубе, показывает $p_{\text{вак}} = 350 \text{ мм.рт.ст}$ (рисунок 1).

Диаметр всасывающего и нагнетательного патрубков насоса соответственно равны $d_{\text{вс}} = 125 \text{ мм}$, $d_{\text{н}} = 125 \text{ мм}$; расстояние по вертикали между присоединением манометра и вакуумметра $z = 0,8 \text{ м}$; высота расположения манометра относительно точки его присоединения $z_m = 0,5 \text{ м}$.

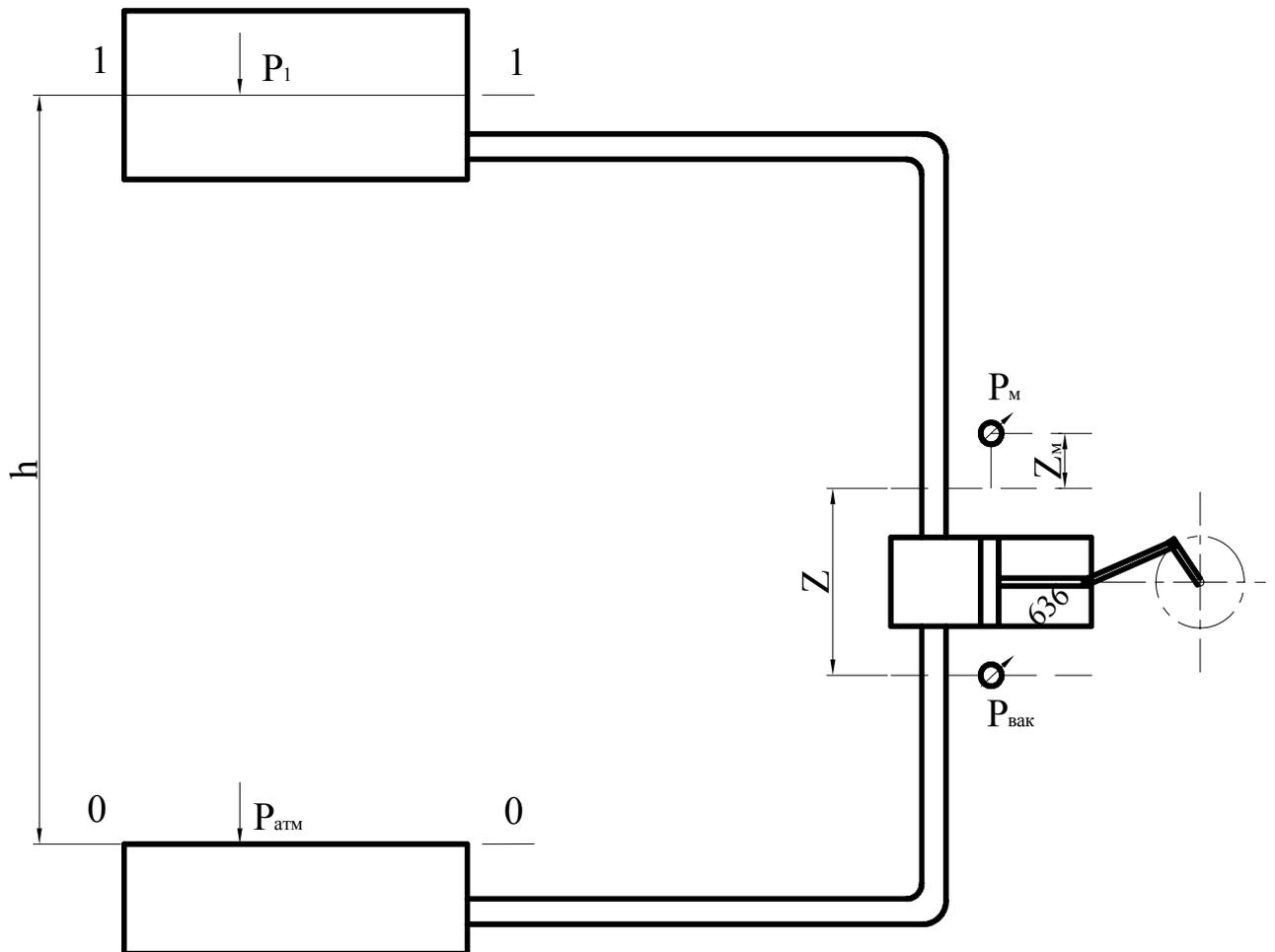


Рисунок 16 - Схема к задаче 2.1

Решение Разрежение на всасывающем патрубке, выраженное в м. вод. ст:

$$P_{\text{вак}} = h_{\text{рт}} \frac{\gamma_{\text{рт}}}{\gamma_{\text{в}}} = 350 \cdot 13,6 = 4,76 \text{ м}$$

Скорость движения жидкости во всасывающей трубе:

$$V_B = \frac{Q}{3600 \cdot F_B} = \frac{30 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,125^2} = 0,68 \text{ м/с}$$

Скорость движения жидкости в нагнетательной трубе:

$$V_H = \frac{Q}{3600 \cdot F_H} = \frac{30 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2} = 1,06 \text{ м/с}$$

Манометрический напор:

$$H_M = \frac{P_M + P_{\text{вак}}}{\gamma} + z + z_M + \frac{V_H^2 + V_B^2}{2g} = \frac{34000 + 4760}{1000} + 0,8 + 0,5 + \frac{1,06^2 + 0,68^2}{2 \cdot 9,81} = 40,09 \text{ м.вод.ст.}$$

Задача 2.2.2 Поршневой дифференциальный насос имеет поршень, диаметр толстой части которого $D = 250$ мм, диаметр тонкой части $d = 150$ мм и ход поршня $S = 300$ мм. Скорость вращения вала насоса $n = 60$ об/мин, объемный коэффициент полезного действия $\eta_o = 0,86$.

Определить производительность насоса и теоретический объем воды, подаваемый каждой стороной ступенчатого поршня дифференциального насоса за один ход. Построить график изменения теоретической подачи насоса за время одного оборота вала и определить степень неравномерности подачи.

Решение Площадь сечения толстой части поршня:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4} = 0,0491 \text{ м}^2$$

Площадь сечения тонкой части поршня:

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4} = 0,0177 \text{ м}^2$$

Площадь кольца:

$$F - f = 0,0491 - 0,0177 = 0,0314 \text{ м}^2$$

Полная часовая производительность насоса

$$Q = 60 \eta_o F S n = 60 \cdot 0,86 \cdot 0,0491 \cdot 0,3 \cdot 60 = 45,6 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Подача насоса при прямом ходе поршня, за один ход:

$$V_1 = fS = 0,0177 \cdot 0,3 = 0,00531 \text{ м}^3$$

Подача насоса при обратном ходе поршня, за один ход:

$$V_2 = (F - f)S = 0,0314 \cdot 0,3 = 0,00942 \text{ м}^3$$

Максимальная подача насоса при прямом ходе поршня:

$$Q'_{\max} = f\omega r = 0,0177 \frac{3,14 \cdot 60}{30} 0,15 = 0,0167 \text{ м}^3/\text{с}$$

Максимальная подача насоса при обратном ходе поршня:

$$Q''_{\max} = (F - f)\omega r = 0,0314 \frac{3,14 \cdot 60}{30} 0,15 = 0,0296 \text{ м}^3/\text{с}$$

Средняя подача за один цикл:

$$Q_c = F \frac{Sn}{60} = 0,0491 \frac{0,3 \cdot 60}{60} = 0,0147 \text{ м}^3/\text{с}$$

Степень неравномерности подачи:

$$m = \frac{Q''_{\max}}{Q_c} = \frac{0,0296}{0,0147} = 2,01$$

Графики изменения подачи насоса за время одного оборота вала показаны на рисунке 17.

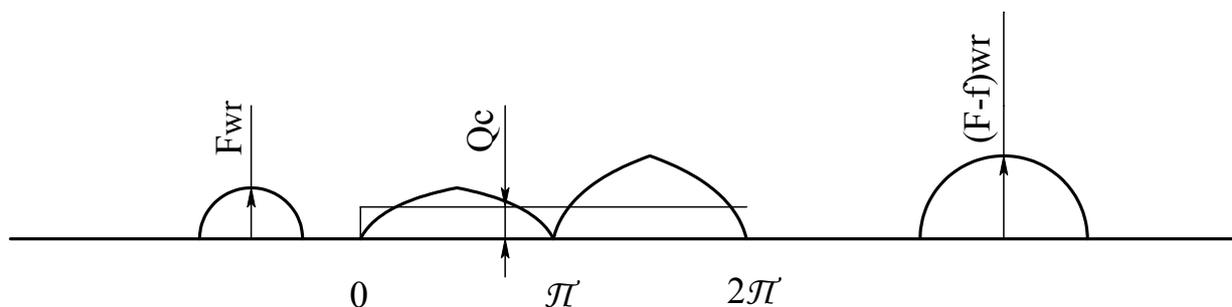


Рисунок 17- Графики изменения подачи насоса за время одного оборота вала

Задача 2.2.3 Поршневой насос двойного действия имеет цилиндр диаметром $D = 200$ мм, шток диаметром $d = 40$ мм, ход поршня $S = 200$ мм и длину шатуна $L = 500$ мм. Скорость вращения насоса $n = 70$ об/мин. Насос перекачивает воду температурой 50°C при барометрическом давлении 707 мм. рт. ст.

Всасывающая труба насоса диаметром $d_s = 150$ мм, длиной $l_s = 8$ м имеет три колена ($\zeta_k = 0,5$), задвижку ($\zeta_3 = 1,0$) и приемный клапан ($\zeta_{п.к.} = 2,5$), коэффициент трения $\lambda = 0,03$. Соппротивление всасывающего клапана насоса $h_k = 0,6$ м.вод.ст.

Определить, как изменится предельно допустимая высота всасывания насоса после установки воздушного колпака, разделяющего всасывающую линию на две части: $l_1 = 7,0$ м и $l_2 = 1,0$ м.

Угловая скорость вращения вала насоса:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 70}{30} = 7,33 \text{ с}^{-1}$$

Предельная высота всасывания насоса при работе без воздушного колпака:

$$h_s = \frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} - \frac{p_t}{\gamma} - \frac{l_s F}{g f_s} \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{L} \right) - h_k = 9,61 - 1,26 - \frac{8 \cdot 0,2^2}{9,81 \cdot 0,15^2} \cdot 7,33^2 \cdot 0,1 \left(1 + \frac{0,1}{0,5} \right) - 0,6 = -1,6 \text{ м. вод. ст.},$$

где $\frac{p_t}{\gamma} = 1,26$ м. вод. ст. - давление парообразования воды при $t = 50^\circ\text{C}$.

Вода должна поступать к насосу с напором не менее $1,6$ м. Средняя скорость воды во всасывающей трубе.

$$v = \frac{Q_{\tau}}{f_s} = \frac{(2F - f) S n}{f_s} = \frac{(2D^2 - d^2) S n}{60 d_s^2} = \frac{(2 \cdot 0,2^2 - 0,04^2) 0,2 \cdot 70}{60 \cdot 0,15^2} = 0,813 \text{ м/с.}$$

Потери напора во всасывающей трубе:

$$\sum h_{\text{пот}} = \left(\lambda \frac{l_s}{d_s} + \sum \zeta \right) \frac{v^2}{2g} = \left(0,03 \frac{7}{0,15} + 3 \cdot 0,5 + 1 + 2,5 \right) \frac{0,813^2}{2 \cdot 9,81} = 0,216 \text{ м. вод. ст.}$$

Предельная высота всасывания насоса при работе с воздушным колпаком:

$$h'_s = \frac{p_{\text{ат}}}{\gamma} - \frac{p_t}{\gamma} - \sum h_{\text{пот}} - \frac{l_2 F}{g f_s} \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{L} \right) - h_k =$$

$$= 9,61 - 1,26 - 0,216 - \frac{1 \cdot 0,2^2}{9,81 \cdot 0,15^2} 7,33^2 \cdot 0,1 \left(1 + \frac{0,1}{0,5} \right) - 0,6 = 6,37$$

Задача 2.2.4 Определить, как изменится предельно допустимое число оборотов поршневого насоса простого действия, диаметр цилиндра которого $D = 200$ мм, ход поршня $S = 250$ мм и длина шатуна $L = 600$ мм, при установке на всасывающей линии воздушного клапана.

Высота всасывания $h_s = 3,5$ м. Температура перекачиваемой воды $t = 30^\circ \text{C}$. Барометрическое давление $p_{\text{атм}} = 760$ мм. рт. ст.

Всасывающая труба диаметром $d_s = 150$ мм, длиной $l_s = 11$ м делится воздушным колпаком на две части: $l_1 = 10$ м и $l_2 = 1,0$ м. Общий коэффициент сопротивления всасывающей линии $\sum \zeta_0 = 12$. Сопротивление всасывающего клапана насоса $h_k = 0,8$ м. вод. ст.

Допускаемый максимальный инерционный напор при работе без воздушного клапана:

$$(h_i)_{\text{max}} = \frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} - \frac{p_t}{\gamma} - h_s - h_k = 10,33 - 0,43 - 3,5 - 0,8 = 5,6 \text{ м. вод. ст.}$$

Допустимая угловая скорость:

$$\omega = \sqrt{\frac{(h_i)_{\text{max}} g \cdot f_s}{l_s r \left(1 + \frac{r}{L} \right) F}} = \sqrt{\frac{5,6 \cdot 9,81 \cdot 0,15^2}{11 \cdot 0,125 \left(1 + \frac{0,125}{0,6} \right) 0,2^2}} = 4,31 \text{ с}^{-1}$$

Предельно допустимое число оборотов вала насоса:

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 4,31}{3,14} = 41,2 \text{ об/мин}$$

Средняя скорость движения воды во всасывающей трубе:

$$v = \frac{Q_{\tau}}{f_s} = \frac{FS_n}{f_s} = \frac{FS\omega}{2\pi f_s} = \frac{D^2 S \omega}{2\pi d_s^2} = \frac{0,2^2 \cdot 0,25 \omega}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,15^2} = 0,071 \omega \text{ м/с}$$

Высота всасывания:

$$h_s = \frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} - \frac{p_t}{\gamma} - \sum h_{\text{пот}} - \frac{l_s F}{g f_s} \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{L} \right) - h_k$$

$$3,5 = 10,33 - 0,43 - \left[12 \frac{0,071^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{1 \cdot 0,2^2}{9,81 \cdot 0,15^2} 0,125 \left(1 + \frac{0,125}{0,6} \right) \right] \omega^2 - 0,8$$

$$3,5 + 0,43 + 0,8 + 0,0304\omega^2 = 10,33$$

$$0,0304\omega^2 = 5,6$$

Допустимая угловая скорость вращения:

$$\omega = \sqrt{\frac{5,6}{0,0304}} = 13,56 \text{ с}^{-1}$$

Предельно допустимое число оборотов:

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 13,56}{3,14} = 129,5 \text{ об/мин}$$

Значит, при установке воздушного колпака предельно допустимое число оборотов возросло более чем в три раза.

Задача 2.2.5 При испытании поршневого насоса были определены мощность на валу $N_B = 120$ л.с., индикаторная мощность $N_i = 108$ л.с., напор насоса $H = 130$ м. вод. ст., объемный КПД $\eta_o = 0,85$ и подсчитана теоретическая производительность $Q_T = 59$ л/с.

Определить действительную производительность насоса Q , полезную мощность N и КПД - гидравлический η_r , индикаторный η_i , механический η_m и общий η .

Действительная производительность насоса:

$$Q = \eta_o \cdot Q_T = 0,85 \cdot 59 = 50,15 \text{ л/с}$$

Полезная мощность насоса:

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} = \frac{1000 \cdot 0,05015 \cdot 130}{75} = 87 \text{ л.с.}$$

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \frac{N}{N_i} = \frac{87}{108} = 0,805$$

Гидравлический КПД:

$$\eta_r = \frac{\eta_i}{\eta_o} = \frac{0,805}{0,85} = 0,95$$

Механический КПД:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_B} = \frac{108}{120} = 0,9$$

Полный КПД:

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_m = 0,95 \cdot 0,85 \cdot 0,9 = 0,726$$

Полный КПД можно найти и так:

$$\eta = \frac{N}{N_B} = \frac{87}{120} = 0,725$$

Задача 2.2.6 Определить КПД и необходимую мощность электродвигателя (с запасом 10 %) для привода через ременную передачу ($\eta_p = 0,97$) поршневого насоса двойного действия, диаметр цилиндра которого $D = 200$ мм, диаметр штока $d = 40$ мм, ход поршня $S = 250$ мм. Скорость вращения вала насоса $n = 80$ об/мин, механический КПД $\eta_m = 0,95$, объемный КПД $\eta_o = 0,9$.

Индикаторная диаграмма, снятая во время работы насоса, имеет площадь $F_i = 1380 \text{ мм}^2$ при длине $l_i = 45$ мм и масштабе пружины $M:1 \text{ кг/см}^2 = 4 \text{ мм}$. Показания манометра на напорной линии $p_{\text{ман}} = 6,07 \text{ кг} \cdot \text{с/см}^2$, показания вакуумметра на всасывающей трубке насоса $p_{\text{вак}} = 290 \text{ мм. рт. ст.}$. Расстояние по вертикали между центром манометра и точкой присоединения вакуумметра $z + z_m = 1,2 \text{ м}$.

Вакуумметрическая высота в м. вод.ст.:

$$H = \frac{p_{\text{вак}} \cdot 10,33}{760} = \frac{290 \cdot 10,33}{760} = 3,94 \text{ м. вод. ст.}$$

Полный манометрический напор насоса:

$$H = H_{\text{ман}} + H_{\text{вак}} + z + z_m = 60,7 + 3,94 + 1,2 = 65,84 \text{ м. вод. ст.}$$

Производительность насоса:

$$Q = \eta_o \frac{(2 \cdot F - f) \cdot S n}{60} = 0,9 \frac{3,14 \cdot (2 \cdot 0,2^2 - 0,04^2) \cdot 0,25 \cdot 80}{4 \cdot 60} = 0,0185 \text{ м}^3/\text{с}$$

Полезная мощность насоса:

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{102} = \frac{1000 \cdot 65,84 \cdot 0,0185}{102} = 11,92 \text{ кВт}$$

Среднее индикаторное давление:

$$p_i = \frac{F_i}{l_i \cdot M} = \frac{1380}{45 \cdot 4} = 7,67 \text{ кг} \cdot \text{с} / \text{см}^2$$

Индикаторная мощность насоса:

$$N_i = p_i \cdot \frac{(2 \cdot F - f) \cdot S n}{60 \cdot 102} = 76700 \frac{3,14(2 \cdot 0,2^2 - 0,04^2) 0,25 \cdot 80}{4 \cdot 60 \cdot 102} = 15,43 \text{ кВт}$$

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \frac{N}{N_i} = \frac{11,92}{15,43} = 0,772$$

Полный КПД насоса:

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_m = 0,772 \cdot 0,95 = 0,734$$

Необходимая мощность электродвигателя:

$$N_{эл} = 1,1 \cdot \frac{N_i}{\eta_m \eta_{п}} = 1,1 \cdot \frac{15,43}{0,95 \cdot 0,97} = 18,42 \text{ кВт}$$

Задача 2.2.7. Определить полный напор, который должен развить насос при питании горячей водой ($t=100^\circ\text{C}$) парового котла с избыточным давлением $P_k=20$ атм, если уровень воды в барабане котла на $H=10$ м выше уровня воды в закрытом питательном баке с избыточным давлением $P_\delta=0,2$ атм.

Полную потерю напора в трубопроводе принять равной $h_{пот}=1,6$ м. вод. ст.

Ответ: $H=218,2$ м. вод. ст.

Задача 2.2.8. Одноцилиндровый насос двойного действия при скорости вращения вала $n=6$ об/мин имеет объемный КПД $\eta_0=0,88$.

Определить часовую производительность насоса Q , если известен диаметр цилиндра $D=120$ мм, диаметр штока $d=30$ мм, радиус кривошипа вала $r=75$ мм.

Ответ: $Q=10,4$ м³/ч.

Задача 2.2.9. При испытании насоса двойного действия, диаметр цилиндра которого $D=130$ мм, диаметр поршневого штока $d=30$ мм и радиус кривошипа вала $r=75$ мм, мерный бак емкостью $V=1,5$ м³ был заполнен водой в течении 5,5 мин.

Определить объемный КПД η_0 , если насос работал при $n=40$ двойных ходов в минуту.

Ответ: $\eta_0=0,878$

Задача 2.2.10. Предельная высота всасывания поршневого насоса составляет h_s 4,2 м. вод. ст. при температуре перекачиваемой воды $t_1=20$ °С.

Как изменится эта высота при изменении температуры воды до $t_2=60$ °С?

Ответ: $h'_s=2,41$ м. вод. ст.

3 Одноступенчатые поршневые компрессоры

3.1 Основные расчетные зависимости

Одноступенчатый компрессор простого действия является простейшим типом поршневого компрессора. В нем сжатие производится одной стороной поршня один раз за два (обратный и прямой) хода поршня. Производительность такого компрессора можно увеличить, установив вторую пару клапанов. Такой компрессор называется компрессором двойного действия, производительность которого увеличивается почти в два раза, так как сжатие происходит и при прямом, и при обратном ходах поршня. Увеличив число рабочих цилиндров компрессора можно также увеличить его производительность.

Значительный нагрев газа, при сжатии не позволяет осуществить его сжатие в одном цилиндре более чем до 6-7 кг/см².

Процессы, происходящие в цилиндре идеального поршневого компрессора, могут быть представлены графически в системе координат давление (P) объем (V)

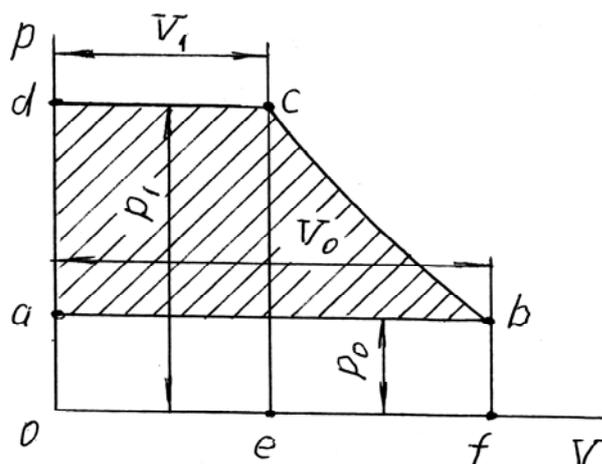


Рисунок 18 - Теоретический процесс поршневого компрессора

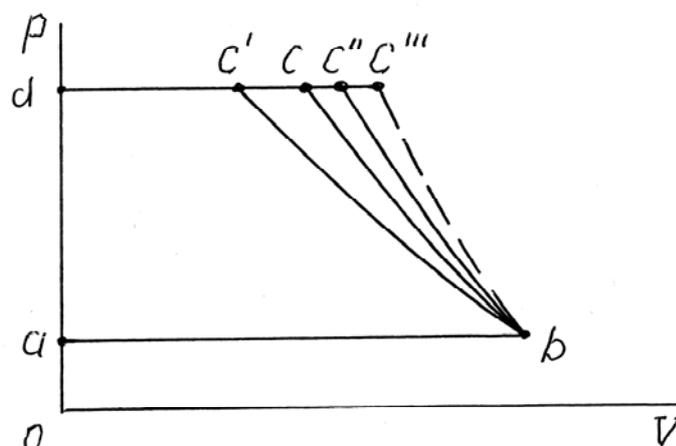


Рисунок 19 - Величина работы при разных процессах сжатия

Линия a-b соответствует процессу всасывания газа, при давлении P_0 , линия b-c процессу

сжатия газа в цилиндре до давления P_1 , линия c-d процессу нагнетания газа в сеть при давлении P_1 .

В зависимости от характера протекания процесса сжатия полная работа, затрачиваемая в компрессоре при сжатии каждого кубического метра газа и эквивалентная площадь диаграммы, будут различны.

При изотермическом сжатии $p_1 \cdot V_1 = p_0 \cdot V_0$ и, следовательно:

$$L_{из} = p_0 \cdot \ln \frac{P_1}{P_0}, \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{м}^3, \quad (44)$$

При адиабатном процессе сжатия $p_1 \cdot V_1^k = p_0 \cdot V_0^k$. В этом случае:

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot p_0 \cdot \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{м}^3, \quad (45)$$

При политропном сжатии $p_1 \cdot V_1^n = p_0 \cdot V_0^n$, где n-показатель политропы.

Тогда

$$L_{пол} = \frac{n}{n-1} \cdot p_0 \cdot \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{м}^3, \quad (46)$$

Величина $\beta = \frac{P_1}{P_0}$ названа степенью повышения давления в отличие от широко распространенного термина «степень сжатия», являющегося неправильным, так как под степенью сжатия в термодинамике понимают отношение объемов, а не отношение давлений.

Сравнивая различные процессы сжатия, можно убедиться, что наиболее выгодным процессом является изотермический процесс. Как видно на рисунке 19, полная работа, затрачиваемая в цилиндре идеального компрессора, характеризующиеся площадью диаграммы, оказывается в случае изотермического сжатия минимальной (линия b-c').

Значительно большая площадь диаграммы соответствует адиабатному процессу сжатия (линия b-c''), происходящему без подвода и отвода тепла.

На практике жидкость, охлаждающая цилиндр компрессора, не в состоянии отвести всего выделяющегося тепла. И вследствие этого процесс сжатия идет по политропе (линия b-c), и площадь диаграммы, а следовательно, и затрачиваемая работа имеет среднее, промежуточное значение.

Исходя из производительности компрессора $Q [м^3/ч]$ и работы, затрачиваемой на каждый $1 м^3$ газа $L [кг \cdot м/м^3]$, можно найти теоретическую мощность, отнесенную к цилиндру:

$$N = \frac{L \cdot Q}{3600 \cdot 102}, \text{ кВт}, \quad (47)$$

Процессы сжатия, происходящие в цилиндре компрессора, наглядно можно изобразить в системе координат TS (рисунок 20).

Изотермический процесс сжатия газа от давления p_0 до давления p_1 , изображается линией $b-c'$. Тепловой эквивалент работы $A \cdot L_{из}$, затрачиваемой на каждый $1 кг$ газа, при изотермическом сжатии минимален и графически определяется площадью $abc'd$. Величина $A \cdot L_{из}$ может быть подсчитана из выражения:

$$A \cdot L_{из} = T_0 \cdot (S_a - S_d), \quad (48)$$

Адиабатный процесс сжатия в этих же условиях, изображаемой линией bc'' , дает значительно больший тепловой эквивалент работы, выражающийся площадью $abc''c'd$. Численная величина теплового эквивалента может быть определена из известной формулы:

$$A \cdot L_{ад} = [C_p]_m \cdot (T_1' - T_0), \quad (49)$$

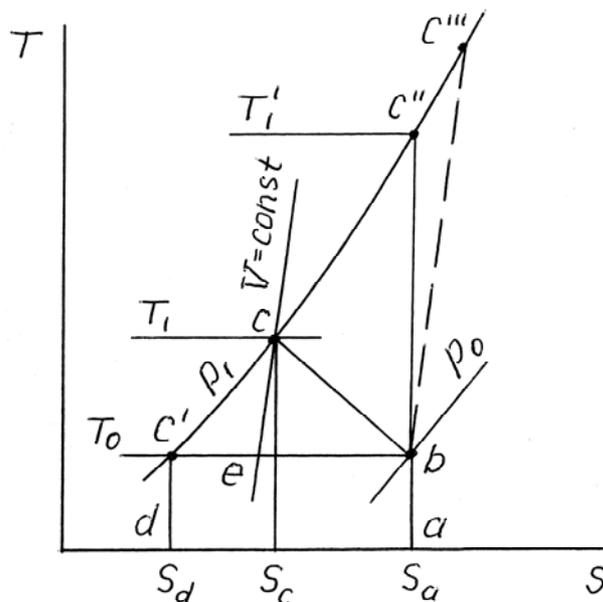


Рисунок 20 - Процессы сжатия в координатах TS,

где $[C_p]_m$ - средняя теплоемкость газа, при постоянном давлении в интервале температур $T_1' - T_0$.

Политропный процесс сжатия с охлаждением цилиндра изображается линией bc и дает среднее значение теплового эквивалента работы $A \cdot L_{\text{пол}}$, отнесенного к 1 кг газа и выражающегося площадью $abc'd$. В этом случае тепловой эквивалент работы находится по следующему выражению:

$$A \cdot L_{\text{пол}} = [C_p]_m \cdot (T_1 - T_0) + (S_a - S_c) \cdot \frac{T_1 + T_0}{2}, \quad (50)$$

Первый член $[C_p]_m \cdot (T_1 - T_0)$ представляет собой тепловой эквивалент работы, при адиабатном сжатии в пределах температур T_1 и T_0 .

Второй член $(S_a - S_c) \cdot \frac{T_1 + T_0}{2}$ - это количество тепла, отводимое охлаждающей жидкостью в процессе политропного сжатия газа.

Если цилиндр не охлаждается, работа внутреннего трения, превращающаяся в тепло, увеличивает затраченную работу и делает ее больше работы, затрачиваемой при адиабатном процессе. Этот случай изображается линией $b-c''$ (рисунок 19 и 20).

При политропном сжатии с помощью энтропийной диаграммы (Т-S-диаграммы) легко определяется показатель политропы n . Для этого надо через точку c , соответствующую концу процесса сжатия, провести линию постоянного объема sc (рисунок 20) до пересечения ее с изотермой начальной температуры и взять отношение отрезков bc' и bc .

$$n = \frac{b \cdot c'}{b \cdot c}, \quad (51)$$

Конечная температура газа, при адиабатном сжатии может быть найдена из известного соотношения параметров адиабатного процесса:

$$T_1'' = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \text{ К}, \quad (52)$$

При политропном сжатии температуру газа в конце процесса можно определить из аналогичного выражения:

$$T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ К}, \quad (53)$$

где n - показатель политропы.

Пользуясь энтропийной диаграммой для воздуха, можно определить полную работу, затрачиваемую при сжатии любого другого газа. Для этого необходимо определить полную работу, при сжатии воздуха в заданных условиях, после чего найти полную работу, при сжатии данного газа из соотношения:

$$L_{\text{газа}} = L_{\text{возд}} \cdot \frac{R_{\text{газа}}}{R_{\text{возд}}}, \quad (54)$$

где R - газовые постоянные воздуха и газа.

Как известно из курса термодинамики, газовая постоянная любого газа представляет собой работу расширения 1 кг газа, при нагревании его на один градус и может быть определена по формуле:

$$R = \frac{848,5}{\mu}, \text{ кг м/кг град}, \quad (55)$$

где μ - молекулярный вес газа

Теоретическая производительность Q_T поршневого компрессора зависит от площади поршня F , хода поршня S и числа рабочих прямых ходов n

$$Q_T = F \cdot S \cdot n, \quad (56)$$

В действительности во вредном производстве цилиндра по окончании процесса выталкивания часть сжатого воздуха остается. Новая порция воздуха начнет поступать в цилиндр только тогда, когда давление воздуха, оставшегося в цилиндре, понизится вследствие расширения, при обратном ходе поршня, до давления всасывания (рисунок 21).

Благодаря этому действительная производительность компрессора всегда меньше теоретической. Отношение полезной части хода всасывания S_1 , по всему ходу S_0 поршня получило название - объемного коэффициента полезного действия:

$$\lambda_0 = \frac{S_1}{S_0}, \quad (14)$$

Величина λ_0 зависит не только от величины вредного пространства, но и от отношения конечного и начального давлений $\frac{P_1}{P_0}$ (степени повышения давления).

Действительный процесс сжатия воздуха в цилиндре компрессора отличается от теоретического также тем, что клапаны и трубопроводы компрессора создают сопротивление движению воздуха, а значит в период всасывания давление в цилиндре всегда меньше атмосферного, а в период нагнетания больше давления в сети.

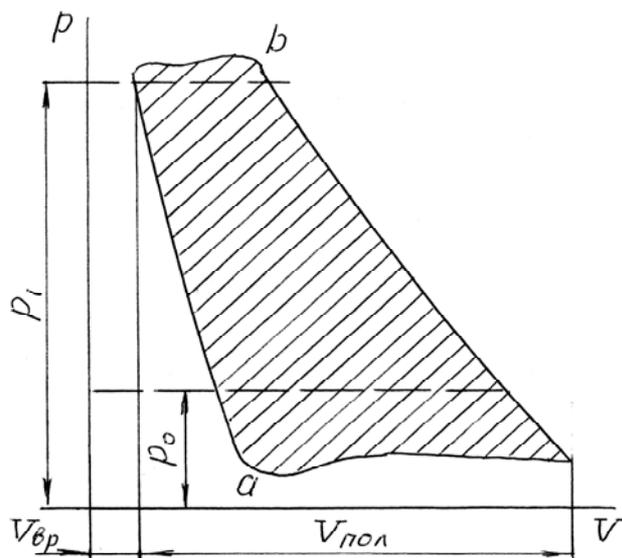


Рисунок 21 - Диаграмма рабочего процесса одноступенчатого поршневого компрессора

Изображение действительного процесса компрессора, получаемое при помощи индикатора, получило название индикаторной диаграммы (рисунок 22).

Объемный коэффициент полезного действия компрессора λ_0 может быть определен непосредственно из индикаторной диаграммы, как отношение отрезка l , соответствующего длине, на которой происходит всасывания воздуха в цилиндр, к отрезку l_1 - соответствующего полному ходу поршня:

$$\lambda_0 = \frac{l}{l_1}, \quad (58)$$

В случае отсутствия индикаторной диаграммы, численное значение λ_0 может быть подсчитано по теоретической формуле следующего вида:

$$\lambda_0 = 1 - V_{вр} \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right], \quad (59)$$

где $V_{вр} = \frac{V_{вр}}{V}$ - относительный объем вредного пространства, м³;

n - показатель кривой расширения воздуха во вредном пространстве

В зависимости от характера расширения численное значение n должно приниматься равным:

- при изотермическом расширении $n=1$;
- при адиабатном расширении $n=k=1,4$;
- при политропном расширении $n=1,20 \div 1,35$.

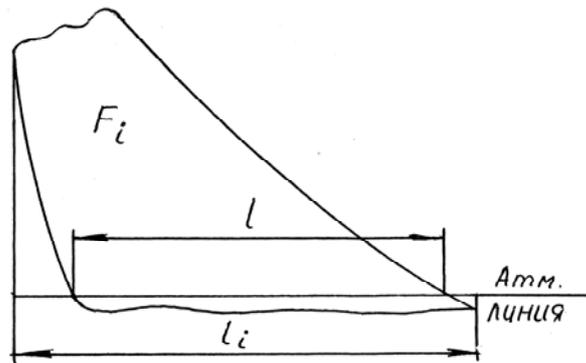


Рисунок 22 - Индикаторная диаграмма одноступенчатого поршневого компрессора

При сжатии воздуха в цилиндре всегда имеют место утечки через неплотности в поршневых кольцах и клапанах, не учитываемые объемным коэффициентом полезного действия.

При входе в цилиндр воздух нагревается, как за счет соприкосновения с горячими стенками, так и за счет смешения с нагретым воздухом, оставшимся во вредном пространстве. Это обстоятельство, уменьшающее действительную производительность компрессора, также не учитывается объемным коэффициентом полезного действия.

Отношение фактической подачи компрессора к теоретической получило название коэффициента подачи:

$$\lambda = \frac{Q}{Q_T} \quad (60)$$

Коэффициент подачи λ всегда меньше объемного коэффициента полезного действия и равен произведению последнего на так называемый коэффициент эффективности всасывания:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \varphi_3, \quad (61)$$

Численная величина φ_3 , обусловленная утечкой и нагревом воздуха при входе в цилиндр, может быть определена по следующей эмпирической формуле:

$$\varphi_3 = 1,01 - 0,022 \cdot \frac{P_1}{P_0}, \quad (62)$$

Тогда действительная производительность может быть определена по формуле:

$$Q = \lambda \cdot Q_T = \lambda \cdot F \cdot S \cdot n, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (63)$$

Производительность компрессора двойного действия:

$$Q = \lambda \cdot (2 \cdot F - f) \cdot S \cdot n, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (64)$$

где f - площадь поршневого штока

Производительность компрессора может быть приведена к любым условиям (p и t) путем пересчета по удельному весу воздуха. Например, производительность компрессора, приведенная к стандартным условиям $p=760$ мм рт. ст., $t = 20$ °С, будет равна:

$$Q_n = Q \cdot \frac{\gamma}{\gamma_c}, \quad (65)$$

где Q - производительность, отнесенная к условиям всасывания;

γ - удельный вес воздуха при условиях всасывания, $\text{кг}/\text{м}^3$;

γ_c - удельный вес воздуха при стандартных условиях ($\text{кг}/\text{м}^3$).

Мощность, фактически потребляемую в цилиндре компрессора, можно определить исходя из среднего давления на поршень, за время одного рабочего хода.

Для этого определяется площадь индикаторной диаграммы F_i (рисунок 22).

Делением полученной площади на длину диаграммы l_i можно получить среднюю высоту диаграммы h_i , отвечающую среднему давлению в цилиндре за время одного рабочего хода.

Численную величину этого давления, называемого средним индикаторным давлением, находят делением высоты h_i на масштаб пружины M (масштаб давлений), применявшейся при снятии индикаторной диаграммы:

$$P_i = \frac{h_i}{M} = \frac{F_i}{l_i \cdot M}, \quad (66)$$

Зная P_i , размеры цилиндра компрессора D и S , число рабочих ходов в минуту n , нетрудно определить индикаторную мощность N_i (т.е. мощность, отнесенную к цилиндру).

Для компрессора простого действия:

$$N_i = P_i \cdot F \cdot \frac{S \cdot n}{60 \cdot 102}, \text{ кВт}, \quad (67)$$

Для компрессора двойного действия:

$$N_i = P_i \cdot (2 \cdot F - f) \cdot \frac{S \cdot n}{60 \cdot 102}, \text{ кВт}, \quad (68)$$

Мощность, затрачиваемая на валу компрессора N_b , всегда больше индикаторной мощности N_i на величину механических потерь в подшипниках и приводном механизме:

$$N_{\text{в}} = N_{\text{i}} + \Delta N_{\text{тр}}, \quad (69)$$

Степень совершенства работы компрессора с охлаждением оценивают, сравнивая мощность идеального изотермического процесса с фактически потребляемой индикаторной мощностью:

$$\eta_{\text{из}}^{\text{i}} = \frac{N_{\text{из}}}{N_{\text{i}}}, \quad (70)$$

Эта величина получила название индикаторного изотермического коэффициента полезного действия.

Для машин, работающих без охлаждения, наивыгоднейшим процессом является адиабатный. Поэтому в этом случае фактически потребляемая в цилиндре мощность сравнивается с мощностью идеального адиабатного процесса сжатия:

$$\eta_{\text{ад}}^{\text{i}} = \frac{N_{\text{ад}}}{N_{\text{i}}}, \quad (71)$$

Эта величина получила название индикаторного адиабатного коэффициента полезного действия.

Изотермический и адиабатный КПД характеризуют тепловое совершенство машины, и не учитывает потерь в механизмах, передающих движение. Эти потери учитываются механическим КПД, представляющим собой отношение индикаторной мощности N_{i} к мощности на валу компрессора $N_{\text{в}}$, т.е.:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_{\text{i}}}{N_{\text{в}}}, \quad (72)$$

Отношение соответствующей теоретической мощности и мощности на валу называется полным КПД, так как при этом наряду с тепловым совершенством машины, учитывается и потери на трение в механизмах, передающих движение.

Таким образом, полный изотермический КПД:

$$\eta_{\text{из}} = \frac{N_{\text{из}}}{N_{\text{в}}}, \quad (73)$$

Полный адиабатный КПД:

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{N_{\text{ад}}}{N_{\text{в}}}, \quad (74)$$

Изотермический и адиабатный КПД уменьшаются с увеличением степени повышения давления и ростом сопротивлений в клапанах, фильтрах и трубопроводах.

Изотермический КПД зависит также от интенсивности охлаждения цилиндра. Средние значения КПД поршневых компрессоров и воздуходувок средней мощности колеблются в следующих пределах:

- индикаторный изотермический КПД: $\eta_{из}^i = 0,75 \div 0,85$;
- индикаторный адиабатный КПД: $\eta_{ад}^i = 0,85 \div 0,95$;
- механический КПД: $\eta_m = 0,85 \div 0,90$;
- полный изотермический КПД: $\eta_{из} = 0,65 \div 0,75$;
- полный адиабатный КПД: $\eta_{ад} = 0,75 \div 0,85$.

При определении КПД всей компрессорной установки необходимо учитывать КПД двигателя $\eta_{дв}$ и КПД передачи $\eta_{пер}$:

$$\eta_{из}^0 = \eta_{из}^i \cdot \eta_m \cdot \eta_{дв} \cdot \eta_{пер},$$

$$\eta_{ад}^0 = \eta_{ад}^i \cdot \eta_m \cdot \eta_{дв} \cdot \eta_{пер}, \quad (75)$$

3.2 Задачи

Задача 3.2.1 Определить мощность, требуемую идеальным компрессором, производительностью $Q=5 \text{ м}^3/\text{мин}$, при изотермическом, адиабатном и политропном ($n=1,2$) сжатии воздуха. Сжатие производится от начального состояния, т. е. при входе в цилиндр, $p_0=1 \text{ кг/см}^2$, $t_0=17 \text{ }^\circ\text{C}$, до конечного давления $p_1=7 \text{ кг/см}^2$.

Решение Полная работа при изотермическом сжатии 1 м^3 воздуха от 1 до 7 $\text{кг} \cdot \text{с} / \text{см}^2$:

$$L_{\text{из}} = p_0 \cdot \ln \frac{p_1}{p_0} = 1 \cdot 10^5 \cdot \ln \frac{7}{1} = 194372,5 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} = 194,4 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Мощность, требуемая идеальным компрессором, сжимающим воздух изотермически:

$$N_{\text{из}} = \frac{L_{\text{из}} \cdot Q}{60} = \frac{194,4 \cdot 5}{60} = 16,19, \text{ кВт}$$

Полная работа при адиабатическом сжатии 1 м^3 воздуха от 1 до 7 кг/см^2 :

$$L_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \cdot p_0 \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 10^5 \cdot \left[\left(\frac{7}{1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 260256,7 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} = 260,2 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

где $k=1,4$ - показатель адиабаты.

Мощность, требуемая идеальным компрессором, сжимающим воздух адиабатно:

$$N_{\text{ад}} = \frac{L_{\text{ад}} \cdot Q}{60} = \frac{260,2 \cdot 5}{60} = 21,7, \text{ кВт}$$

Полная работа при политропном сжатии 1 м^3 воздуха от 1 до 7 кг/см^2 :

$$L_{\text{ад}} = \frac{n}{n-1} \cdot p_0 \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,2}{1,2-1} \cdot 10^5 \cdot \left[\left(\frac{7}{1} \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} - 1 \right] = 229,9 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3},$$

где $n=1,4$ - показатель политропы.

Мощность, требуемая идеальным компрессором, сжимающим воздух политропно:

$$N_{\text{пол}} = \frac{L_{\text{пол}} \cdot Q}{60} = \frac{229,9 \cdot 5}{60} = 19,2, \text{ кВт}$$

Задача 3.2.2 Компрессор сжимает атмосферный воздух с начальными параметрами $p_0=1 \text{ кг/см}^2$, $t_0=200\text{C}$ в количестве $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ до конечного давления $p_1=8 \text{ кг/см}^2$ (см. рисунок 23)

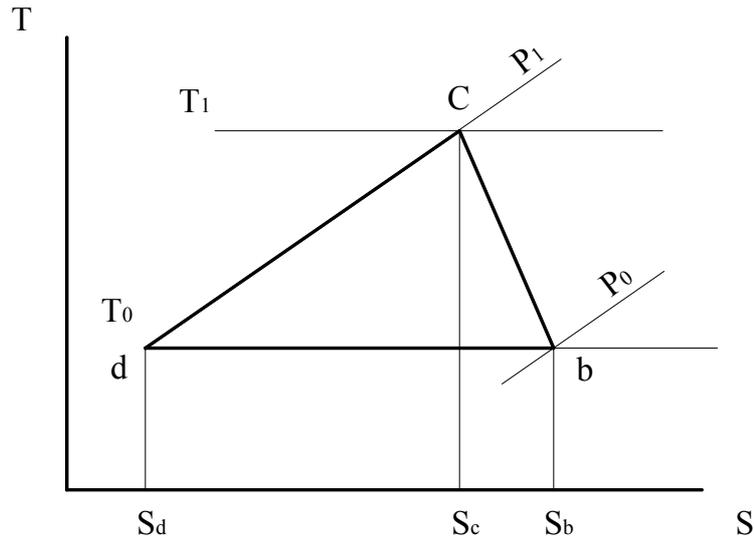


Рисунок 23 - Характеристика компрессора

Определить необходимый расход охлаждающей воды при условии изобарическом и политропном ($n=1,3$) сжатии, если вода нагревается в рубашке компрессора на $300 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение Работа при изотермическом сжатии 1 м^3 воздуха от 1 до 8 $\text{кг} \cdot \text{с}/\text{см}^2$:

$$L_{\text{из}} = p_0 \cdot \ln \frac{p_1}{p_0} = 1 \cdot 10^5 \cdot \ln \frac{8}{1} = 207944 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} = 207,9 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Тепло, отдаваемое охлаждающей воде:

$$Q_{\text{из}} = A \cdot L_{\text{из}} \cdot Q = \frac{1}{427} \cdot \frac{207944}{9,81} \cdot 150 = 7446, \text{ ккал/ч}$$

Весовой расход охлаждающей воды при изотермическом сжатии воздуха:

$$G_{\text{из}} = \frac{Q_{\text{из}}}{c\Delta t} = \frac{7446 \cdot 9,81}{1 \cdot 30} = 2434,9 \frac{\text{H}}{\text{ч}}$$

Конечная температура воздуха при политропном сжатии:

$$T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} = (273 + 20) \cdot \left(\frac{8}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 293 \cdot 1,62 = 474, \text{ К}$$

Тепло, отдаваемое 1 кг воздуха охлаждающей воде при политропном сжатии:

$$q = (S_b - S_c) \cdot \frac{T_0 - T_1}{2} = 0,027 \cdot \frac{293 + 474}{2 \cdot 9,81} = 1,056, \text{ ккал/Н}$$

Полное количество тепла, отдаваемое охлаждающей воде при политропном сжатии:

$$Q_{\text{пол}} = q \cdot \gamma \cdot Q = 1,056 \cdot 1,16 \cdot 9,8/1 \cdot 150 = 1802,5, \text{ ккал/ч,}$$

где $\gamma = 1,16 \cdot 9,81 \text{ Н/м}^3$ - удельный вес воздуха при $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и $t_0=20 \text{ }^\circ\text{C}$

Расход охлаждающей воды при политропном сжатии воздуха:

$$G_{\text{пол}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{c \cdot \Delta t} = \frac{180,5 \cdot 9,81}{1 \cdot 30} = 589,4 \text{ Н/ч}$$

Задача 3.2.3 До какой температуры нагреется воздух при адиабатном сжатии от начальных условий $p_0=760 \text{ мм рт. ст.}$ и $t_0=20 \text{ }^\circ\text{C}$ до конечного давления $p_1=7 \text{ кг/см}^2$. Как измениться эта температура при условии проведения сжатия политропно с коэффициентом политропии $n=1,3$?

Решение Начальное давление воздуха

$$p_0 = \gamma \cdot h = 13,33 \cdot 0,76 = 10,13 \text{ Н/см}^2 = 10,13 \text{ Н/м}^2$$

Конечная температура воздуха при адиабатном сжатии:

$$T_1' = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (273 + 20) \cdot \left(\frac{7}{1,013} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 509 \text{ К}$$

Конечная температура воздуха при политропном сжатии:

$$T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} = (273 + 20) \cdot \left(\frac{7}{1,013} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 458 \text{ К}$$

Задача 3.2.4 Газодувка всасывает $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ кислорода при давлении $p_0=760 \text{ мм рт. ст.}$ и температуре $20 \text{ }^\circ\text{C}$ и снижает его до давления $p_1=2,5 \text{ кг/см}^2$.

Определить требуемую газодувкой мощность на валу, если полный адиабатный коэффициент полезного действия $\eta_{ад} = 0,8$.

Решение Работа, затрачиваемая при адиабатном сжатии 1 м^3 воздуха:

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot p_0 \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 10,13 \cdot 10^4 \cdot \left[\left(\frac{2,5 \cdot 10^5}{1,013 \cdot 10^4} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] =$$

$$= 104401 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{м}^3} = 104,4 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{м}^3} = 104,4 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Теоретическая мощность газодувки при адиабатном сжатии воздуха:

$$N_{ад} = \frac{L_{ад} \cdot Q}{3600} = \frac{104,4 \cdot 40}{3600} = 1,16, \text{ кВт}$$

Мощность на валу, фактически требуемая газодувкой при сжатии воздуха:

$$N_{в} = \frac{N_{ад}}{\eta_{ад}} = \frac{1,16}{0,8} = 1,45, \text{ кВт}$$

Газовая постоянная и удельный вес кислорода:

$$R_{кисл} = \frac{848,5}{\mu_{кисл}} = \frac{848,5}{32} = 26,51$$

$$\gamma_{кисл} = \gamma_{окисл} \cdot \frac{273}{273 + t} = 1,43 \cdot \frac{273}{273 + 20} = 1,33 \text{ кг/м}^3 = 13,07 \text{ Н/м},$$

где $\mu_{кисл} = 32$ - молекулярный вес кислорода;

$\gamma_{окисл} = 1,43 \text{ кг/м}^3$ - удельный вес кислорода при нормальных условиях.

Мощность на валу воздуходувки, необходимая при сжатии кислорода:

$$N'_{в} = N_{в} \cdot \frac{R_{кисл} \cdot \gamma_{кисл}}{R_{возд} \cdot \gamma_{возд}} = 1,45 \cdot \frac{26,51 \cdot 1,33}{29,27 \cdot 1,2} = 1,456, \text{ кВт}$$

Задача 3.2.5 Компрессор, имеющий вредное пространство $V_{вр} = 4 \%$, сжимает воздух от $p_0 = 1 \text{ кг/см}^2$ до $p_1 = 6 \text{ кг/см}^2$.

Определить объемный коэффициент полезного действия компрессора при изотермическом, адиабатном и политропном ($n=1,2$) расширении воздуха, остающегося во вредном пространстве.

Решение В случае изотермического расширения:

$$\lambda_0 = 1 - V_{\text{вр}} \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} - 1 \right) = 1 - 0,04 \cdot \left[\left(\frac{6}{1} \right) - 1 \right] = 0,8$$

В случае адиабатного расширения:

$$\lambda_0 = 1 - V_{\text{вр}} \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] = 1 - 0,04 \cdot \left[\left(\frac{6}{1} \right)^{\frac{1}{1,4}} - 1 \right] = 0,896$$

В случае политропного расширения:

$$\lambda_0 = 1 - V_{\text{вр}} \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] = 1 - 0,04 \cdot \left[\left(\frac{6}{1} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right] = 0,887$$

Задача 3.2.6 Воздух с начальным давлением $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и начальной температурой $t_0=20^\circ\text{C}$ снижается адиабатно до давления $p_1=3,5 \text{ кг/см}^2$.

Определить конечную температуру воздуха и работу, затрачиваемую в идеальном компрессоре.

Ответ: $t_1=1460^\circ\text{C}$; $L_{\text{ад}} = 147,6 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$.

Задача 3.2.7 Воздух с начальным давлением $p_0=760 \text{ мм рт. ст.}$ и начальной температурой $t_0=15^\circ\text{C}$ сжимается политропно при $n=1,2$ до давления $p_1=5 \text{ кг/см}^2$.

Определить работу, затраченную на 1 м^3 воздуха и найти его конечную температуру.

Ответ: $L_{\text{пол}} = 182,5 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$; $t_1=102^\circ\text{C}$.

Задача 3.2.8 Компрессор сжимает воздух от начальных параметров $p_0=1 \text{ кг/см}^2$; $t_0=20^\circ\text{C}$ до конечного состояния $p_1=5 \text{ кг/см}^2$; $t_1=120^\circ\text{C}$.

Найти при помощи T-S диаграммы тепловой эквивалент затрачиваемой работы. Проверить найденную из диаграммы величину по теоретической формуле.

Ответ: $A \cdot L_{\text{пол}} = 37,5$, ккал/кг.

Задача 3.2.9 Для сжатия кислорода в количестве $Q=200 \text{ м}^3/\text{ч}$ от начального давления $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и $t_0=20^\circ\text{C}$ до конечного давления $p_1=3 \text{ кг/см}^2$ используется поршневая воздуходувка.

Определить требуемую воздуходувкой теоретическую мощность, считая, что сжатие происходит адиабатно.

Ответ: $N_{\text{ад}} = 7,07$, кВт.

Задача 3.2.10 Определить производительность двухцилиндрового одноступенчатого компрессора простого действия, диаметр цилиндра которого $D=250$ мм, ход поршня $S=250$ мм, скорость вращения вала $n=400$ об/мин.

Начальное давление и температура воздуха $p_0=750$ мм рт. ст. и $t_0=15^\circ\text{C}$, конечное давление $p_1=6$ кг/см².

Расширение воздуха во вредном пространстве $V_{\text{вр}}=6$ % считать политропным, с показателем политропы $n=1,2$.

Ответ: $Q=0,115$ м³/с.

4 Многоступенчатое сжатие в компрессорах

4.1 Основные расчетные зависимости

Если необходимо получить давление выше 6-7 кг/см² (при начальном давлении $P=1$ кг/см²), сжатие осуществляется последовательно в двух, трех и более ступенях. При переходе из одной ступени в другую, воздух охлаждается в промежуточных холодильниках. При таком способе сжатия, даже при высоких конечных давлениях, температура сжатого воздуха не выходит из допустимых пределов.

На практике часто применяют двухступенчатые компрессоры, которые состоят из цилиндра низкого давления и цилиндра высокого давления. Рабочие объемы этих цилиндров относятся друг к другу, как удельные объемы поступающего в них воздуха:

$$\frac{V_H}{V_B} = \frac{V_0}{V_1}, \quad (76)$$

При помощи уравнения состояния $PV=RT$ нетрудно получить:

$$\frac{V_H}{V_B} = \frac{P_1 \cdot T_0}{P_0 \cdot T_1}, \quad (77)$$

При одинаковом ходе поршня в обоих цилиндрах и полном промежуточном охлаждении воздуха ($T_0 = T_1$) отношение диаметров цилиндров может быть определено из выражения:

$$\frac{D_H}{D_B} = \sqrt{\frac{P_1}{P_2}}, \quad (78)$$

Теоретический процесс двухступенчатого компрессора в системе координат PV изображен на рисунке 24.

В первой ступени сжатие воздуха происходит от давления P_0 до промежуточного давления P_1 по линии $b-c$. Далее воздух поступает в холодильник, где при постоянном давлении охлаждается до начальной температуры. Охлаждение в холодильнике, сопровождающееся уменьшением объема, на диаграмме теоретического процесса изображается линией $c-d$. Точка d определяется пересечением изотермы начальной температуры bh с изобарой промежуточного давления P_1 . Затем охлажденный и частично сжатый воздух поступает в цилиндр высокого давления, где сжимается до конечного давления P_2 по линии $d e$.

Площадь $bcd e f a b$, ограниченная осью координат, линией сжатия $b c d e$, изобарами начального и конечного давления $a b$ и $e f$, характеризует величину работы, затраченной на всасывание, сжатие и выталкивание газа.

Если бы сжатие происходило в одном цилиндре до начального давления P_2 , то оно закончилось бы в точке q .

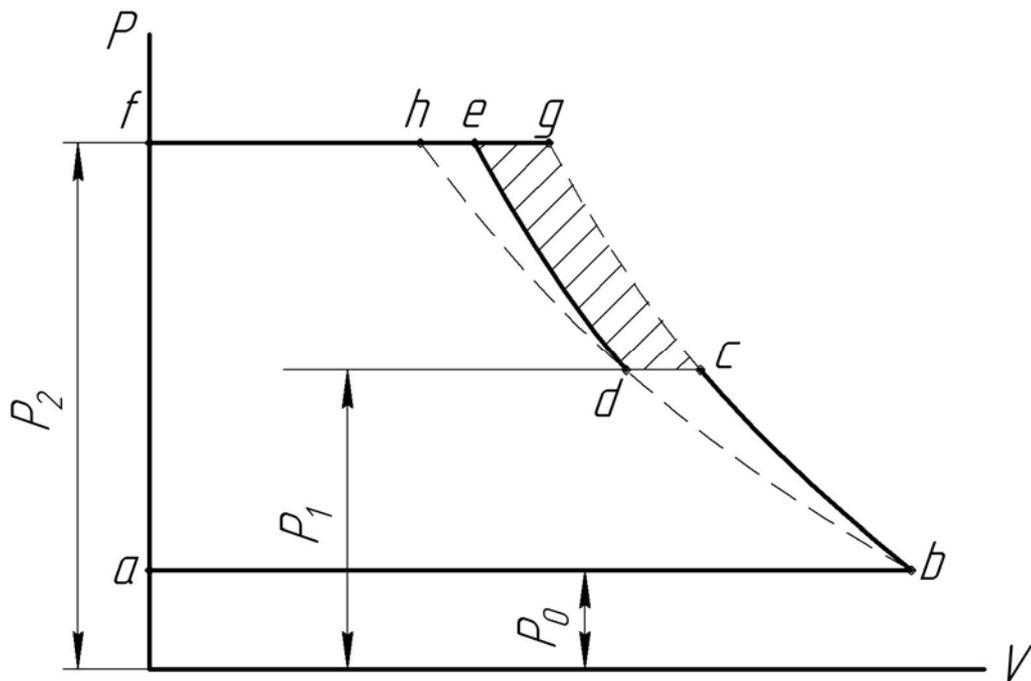


Рисунок 24 - Теоретический процесс двухступенчатого компрессора в координатах PV

Рисунок 24 показывает, что при ступенчатом сжатии процесс приближается к изотермическому, т.е. наиболее выгодному процессу сжатия.

Заштрихованная площадь $cdeg$ дает представление об экономии затраченной работы по сравнению с работой, затраченной при одноступенчатом сжатии.

Чем больше число ступеней, тем ближе ломаная линия процесса сжатия приближается к изотерме. Однако значительное усложнение машины и увеличение её стоимости при увеличении числа ступеней заставляет стремиться свести число ступеней к необходимому минимуму.

Творческий процесс двухступенчатого компрессора в системе координат T-S изображён на рисунке 25.

Линия bc представляет собой адиабату сжатия в первом цилиндре, линия cd показывает охлаждение воздуха в промежуточном холодильнике до начальной температуры (изотерме bf).

Сжатие охлажденного и частично сжатого воздуха во второй ступени компрессора до конечного давления P_2 изображается адиабатой сжатия de .

В случае, если сжатие происходит не по адиабате, а по политропе, линии сжатия bc' и de' получают соответствующий наклон.

Площадь $abcdefga$ соответствует тепловому эквиваленту работы, затраченной на всасывание, сжатие и выталкивание 1 кг газа.

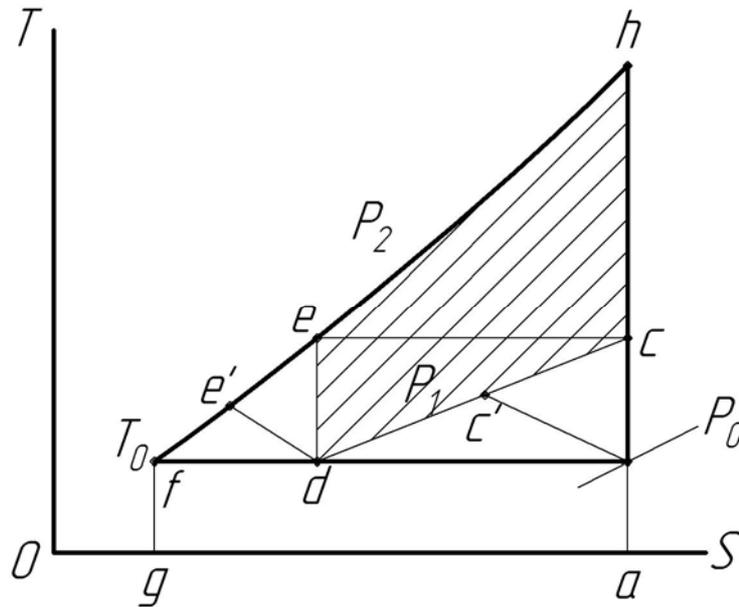


Рисунок 25 - Теоретический процесс двухступенчатого компрессора в координатах T-S

Рисунок 25 показывает также, что по сравнению с одноступенчатым сжатием до такого же давления P_2 , выражаемым линией bh , затрачивается меньше работы. Тепловой эквивалент сэкономленной работы определяется заштрихованной площадью.

Рисунок 25 показывает, что наименьшая площадь, а следовательно, и наименьший тепловой эквивалент работы получается при равенстве работ в отдельных ступенях, т.е. равенстве конечных температур сжатия во всех ступенях компрессора.

При этом условии и степень повышения давления во всех ступенях компрессора оказывается одинаковой:

$$\frac{P_1}{P_0} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2}, \quad (79)$$

Наивыгоднейшую степень повышения давления для любого числа ступеней можно определить по формуле:

$$\beta = \sqrt[z]{\frac{P_z}{P_0}}, \quad (80)$$

где P_z – конечное давление в z -й ступени;
 z – число ступеней.

При двухступенчатом сжатии наивыгоднейшее промежуточное давление может быть найдено из выражения:

$$P_1 = \sqrt{P_0 \cdot P_2}, \quad (81)$$

При наивыгоднейшей степени повышения давления β , одинаковой во всех степенях, и полном промежуточном охлаждении работа во всех степенях компрессора одинакова. Полная теоретическая работа, затрачиваемая на 1 м^3 воздуха в многоступенчатом компрессоре может быть найдена из выражения:

$$L = z \cdot \frac{n}{n-1} \cdot P \cdot \left[\left(\frac{P_z}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n \cdot z}} - 1 \right] = z \cdot \frac{n}{n-1} \cdot P \cdot \left[\left(\frac{P_z}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{ кг/м}^3, \quad (82)$$

Теоретическая температура в конце сжатия равна:

$$T_z = T_0 \cdot \left(\frac{P_z}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n \cdot z}} = T_0 \cdot \left(\frac{P_z}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ К}, \quad (83)$$

где P_1 – давление в холодильнике между первой и второй стенками, Па;

n – показатель политропы сжатия;

T_0 – начальная температура воздуха, К.

В действительных условиях при переходе воздуха из ступени в ступень имеют место потери давления, связанные с трением и потерями в местных сопротивлениях. Поэтому действительная степень повышения давления всегда выше теоретической:

$$\beta = \psi \cdot \sqrt[z]{\frac{P_z}{P_0}}, \quad (84)$$

Коэффициент ψ , учитывающий потери давления между ступенями, обычно меняется в пределах: $\psi = 1,1 \div 1,15$.

Рисунок 25 показывает, что при наивыгоднейшей степени сжатия тепловые эквиваленты работы во всех степенях одинаковы, и, следовательно, полный тепловой эквивалент работы:

$$A \cdot L_0 = z \cdot A \cdot L_c, \quad (85)$$

где $A \cdot L_c$ - тепловой эквивалент работы в каждой степени.

Практически, в действительных условиях, допустимая величина степени повышения давления при многоступенчатом сжатии принимается в пределах: $\beta = 2,5 \div 3,5$.

Необходимое число ступеней сжатия можно определить исходя из формулы:

$$z = \frac{\lg p_z - \lg p_0}{\lg \beta - \lg \psi}, \quad (86)$$

Достаточно полное представление о рабочем процессе многоступенчатого компрессора дают индикаторные диаграммы, снятые для каждой ступени машины.

Схематизированная индикаторная диаграмма двухцилиндрового компрессора, представлена на рисунке 26. Вследствие того, что выталкивание из цилиндра низкого давления происходит в холодильнике, давление по линии cd растет.

Наоборот, при всасывании воздуха из холодильника в цилиндр высокого давления, давление по линии ef вследствие увеличения объема падает.

Производительность многоступенчатого компрессора определяется по количеству воздуха, засасываемого в цилиндр первой ступени, в соответствии с формулами (63) и (64). Вследствие меньшей степени повышения давления в первой ступени, как показывает рисунок 27 объемный коэффициент полезного действия многоступенчатого компрессора $\lambda_0'' = \frac{S''}{S_0}$ всегда больше объемного КПД

одноступенчатой машины $\lambda_0' = \frac{S'}{S_0}$ (S_0 – полный ход поршня; S' и S'' – полезные части хода всасывания).

Численные значения объемного КПД в правильно спроектированной машине может быть определено по выражению:

$$\lambda_0 = 1 - V_{\text{вр}} \cdot \left(\frac{P_z}{P_0} \right)^{\frac{1}{n-z}} = 1 - V_{\text{вр}} \cdot \left(\frac{P_z}{P_0} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (87)$$

где $V_{\text{вр}}$ – относительный объем вредного пространства в долях от полезного объема цилиндра, м³;

P_z – конечное давление сжатия, Па;

P_1 – давление в холодильнике между первой и второй ступенями, Па;

P_0 – начальное давление воздуха, Па;

n – показатель политропы расширения воздуха во вредном пространстве;

z – число ступеней, шт.

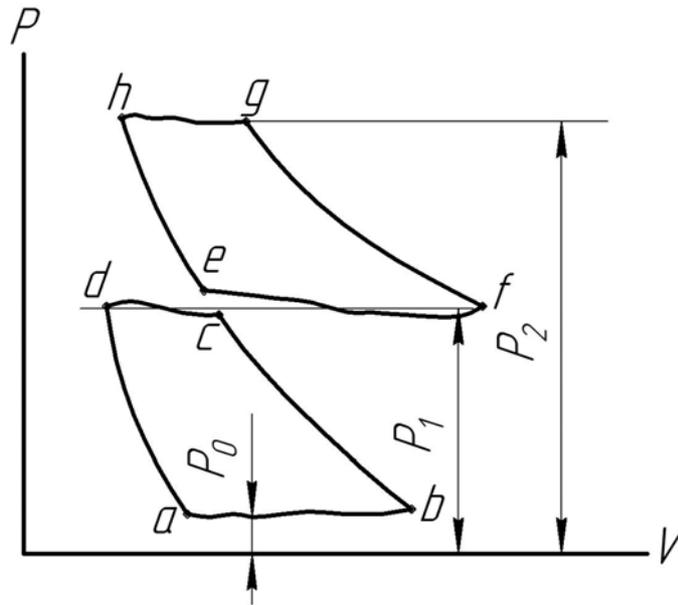


Рисунок 26 – Схематизированная индикаторная диаграмма двухцилиндрового двухступенчатого компрессора

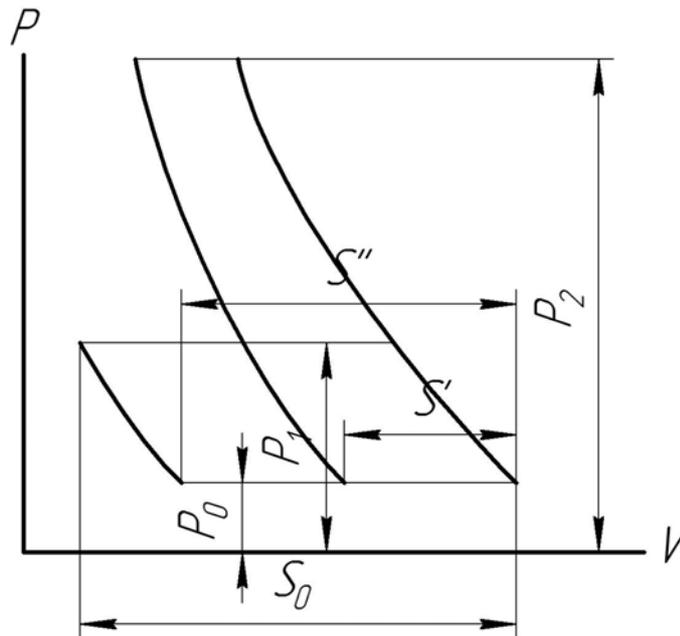


Рисунок 27 – Сравнение объемного КПД одноступенчатого и двухступенчатого компрессора

Коэффициент подачи λ , как и ранее, может быть определен из выражения:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \varphi_3, \quad (88)$$

где φ_3 – коэффициент эффективности всасывания первой ступени компрессора:

$$\varphi_3 = 1,01 - 0,022 \cdot \frac{P_1'}{P_0}, \quad (89)$$

где P_1' – давление нагнетания в первой ступени, Па.

Полная индикаторная мощность компрессора равна сумме индикаторных мощностей отдельных ступеней, подсчет которых при наличии индикаторных диаграмм затруднений не вызывает:

$$N_{i,0} = N_i' + N_i'' + N_i''' + \dots, \quad (90)$$

Изотермическая работа в многоступенчатом компрессоре зависит от температуры охлаждающей воды T_ω и начальная температура воздуха T_0 и может быть подсчитана по следующей формуле:

$$L_{из} = P_0 \cdot \left(1 + \frac{T_\omega - T_0}{T_0} \cdot \frac{\lg \frac{P_z}{P_1}}{\lg \frac{P_z}{P_0}} \right) \cdot 2,3 \cdot \lg \frac{P_z}{P_0}, \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{м}^3, \quad (91)$$

где P_0 – начальное давление, Па;

P_1 – давление в холодильнике между первой и второй ступенями, Па;

P_z – конечное давление, Па;

Мощность, требуемая при изотермическом сжатии, определяется, как обычно:

$$N_{из} = \frac{L_{из} \cdot Q}{60 \cdot 120}, \text{ кВт}, \quad (92)$$

где Q – производительность компрессора, м³/мин.

Индикаторный изотермический КПД многоступенчатого компрессора равен отношению изотермической мощности к полной индикаторной мощности:

$$\eta_{из}^i = \frac{N_{из}}{N_{i,0}} = \frac{N_{из}}{N_i' + N_i'' + N_i'''}, \quad (93)$$

Полный изотермический КПД учитывает и механические потери и представляет собой отношение изотермической мощности к общей мощности на валу:

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_{B,0}} = \frac{N_{из}}{N_{i,0}} \cdot \frac{N_{из}}{N_{B,0}} = \eta_{из}^i \cdot \eta_M, \quad (94)$$

где η_M – механический КПД, значение которого в многоступенчатых компрессорах принимается равным:

$$\eta_M = 0,8 \div 0,92$$

Величина полного изотермического КПД обычно находится в пределах:

$$\eta_{\text{из}} = 0,68 \div 0,78$$

В многоступенчатом компрессоре полное количество тепла q , отводимое в процессе политропного сжатия на 1 кг воздуха, складывается из тепла q_1^0 , отводимого от стенок цилиндров, и тепла q_2^0 , отводимого в промежуточных холодильниках:

$$q = q_1^0 + q_2^0, \quad (95)$$

Количество тепла q_1 , отводимое в первом цилиндре на 1 кг воздуха и выражаемая площадью трапеции $abcd$ (рисунок 28), может быть определено из отношения:

$$q_1 = (S_0 - S_1) \cdot \frac{T_1 + T_0}{2}, \text{ ккал/кг}, \quad (96)$$

Подобным же образом определяется количество тепла, отводимого от цилиндров других ступеней компрессора.

Количество тепла q_2 , отводимое в холодильнике между первой и второй ступенями на 1 кг воздуха, выражается площадью трапеции $cdef$ и может быть подсчитано по формуле:

$$q_2 = [C_p]_m \cdot (T_1 - T_0), \text{ ккал/кг}, \quad (97)$$

где $[C_p]_m$ - теплоемкость при постоянном давлении в холодильнике в интервале температур $T_1 - T_0$.

Аналогично подсчитывается количество тепла, отводимого в других промежуточных холодильниках.

Количество воды, требующиеся для охлаждения 1 кг воздуха:

$$G_{\omega} = \frac{q_1^0 + q_2^0}{t_{\omega}'' - t_{\omega}'}, \quad (98)$$

где t_{ω}' - температура входящей воды, °С;

t_{ω}'' - температура выходящей воды, °С.

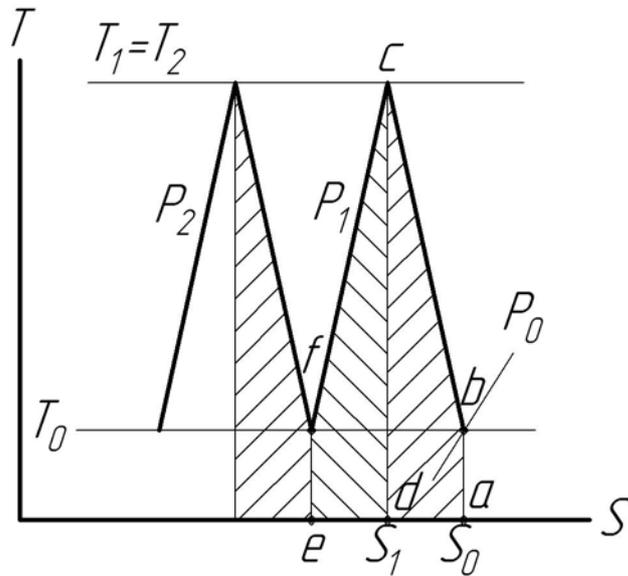


Рисунок 28 – Определение количества тепла, отводимого при охлаждении компрессора

Часовой расход охлаждающей воды, поступающий в рубашку первого цилиндра:

$$G'_\omega = \frac{\gamma_0 \cdot Q \cdot q_1}{t''_\omega - t'_\omega}, \quad (99)$$

где Q – производительность компрессора, $\text{м}^3/\text{ч}$;

γ_0 – удельный вес воздуха в начальном состоянии.

Часовой расход охлаждающей воды на первый промежуточный холодильник:

$$G''_\omega = \frac{\gamma_0 \cdot Q \cdot q_2}{t''_\omega - t'_\omega}, \quad (100)$$

Во избежание отложений накипи в рубашках цилиндров и в холодильниках нормальное повышение температуры воды принимается равным $10 \div 15$ °С.

Необходимая поверхность холодильника определяется из уравнения баланса тепла:

$$\Omega = K \cdot F \cdot \Delta t_{\text{cp}}, \text{ ккал/ч}, \quad (101)$$

где Ω – количество отводимого в час тепла, ккал/ч;

K – суммарный коэффициент теплоотдачи;

Δt_{cp} – средняя логарифмическая разность температур воды и воздуха;

F – площадь поверхности холодильника, м^2 .

Количество отводимого в холодильнике тепла в сухом воздухе определяется по формуле:

$$\Omega = G \cdot q_2 = G \cdot [C_p]_m \cdot (T_1 - T_0), \text{ ккал/ч}, \quad (102)$$

где G – весовой расход охлаждаемого воздуха, кг/ч.

Для влажного воздуха необходимо учитывать тепло, выделяющееся в процессе конденсации водяного пара, содержащегося в воздухе:

$$\Omega' = G \cdot [C_p]_m \cdot (T_1 - T_0) + G_{\text{вл}} \cdot (i_{\text{пара}} - i_{\text{конд}}), \text{ ккал/ч}, \quad (103)$$

где $G_{\text{вл}}$ – количество влаги, содержащейся в воздухе, %;

$i_{\text{пара}}$ – энтальпия пара при давлении в холодильнике;

$i_{\text{конд}}$ – энтальпия конденсата при давлении в холодильнике.

При ориентированных подсчетах количества тепла, выделяющегося при конденсации, можно считать равным 10-15 % тепла, отводимого при охлаждении сухого воздуха в холодильнике.

Средняя логарифмическая разность температур воды и воздуха зависит от направления движения их:

- при нормальном токе:
$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(t' - t'_w) - (t'' - t''_w)}{2,3 \cdot \lg \frac{t' - t'_w}{t'' - t''_w}}, \quad (104)$$

- при противотоке:
$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(t' - t'_w) - (t'' - t''_w)}{2,3 \cdot \lg \frac{t' - t'_w}{t'' - t''_w}}, \quad (105)$$

где t' и t'' – температура входящего и выходящего воздуха, °С;

t'_w и t''_w – температура входящей и выходящей воды, °С.

Коэффициент теплоотдачи K можно точно определить, исходя из общих законов теплопередачи через стенку от воздуха и воды.

Численное значение коэффициента теплопередачи в трубчатых холодильниках обычной конструкции колеблется в пределах:

$$K = 30 \div 50 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Для двухступенчатых компрессоров величина поверхности холодильника на $1 \text{ м}^3/\text{мин}$ засасываемого воздуха обычно составляет $0,5 \div 1,0 \text{ м}^2$.

Удельный расход воды колеблется в пределах $3 \div 4 \text{ л/м}^3$ воздуха.

4.2.Задачи

Задача 4.2.1 Определить теоретически наивыгоднейшие промежуточные давления p_1 и p_2 трехступенчатого поршневого компрессора, адиабатно сжимающего воздух от начального давления $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ до конечного давления $p_3=31 \text{ кг/см}^2$.

Решение При многоступенчатом сжатии работа получается минимальной, когда степень повышения давления β , т.е. отношения давлений, во всех ступенях одинаково:

$$\beta = \frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$$

Перемножая степени повышения давления во всех ступенях компрессора, получим:

$$\beta^3 = \frac{p_1}{p_0} \cdot \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_3}{p_0}$$

Следовательно, наивыгоднейшая степень повышения давления, одинаковая для всех ступеней компрессора, равна:

$$\beta = \sqrt[3]{\frac{p_3}{p_0}} = \sqrt[3]{\frac{31}{1}} = 3,14$$

Первое наивыгоднейшее промежуточное давление:

$$p_1 = \beta \cdot p_0 = 3,14 \cdot 3,14 = 9,86 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Задача 4.2.2 Определить необходимое число ступеней и найти наивыгоднейшие промежуточные давления при сжатии воздуха от начального давления $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ при степени сжатия $\beta=3$.

Коэффициент, учитывающий потерю давления между ступенями, принять равным $\varphi=1,1$.

Решение Необходимое число ступеней определяют, исходя из ориентировочно заданной степени повышения давления

$$\beta = \varphi \cdot \sqrt[z]{\frac{p_z}{p_0}}$$

Логарифмируя полученное выражение, будем иметь:

$$\lg \beta = \lg \varphi + \frac{1}{z} \cdot (\lg p_z - \lg p_0)$$

откуда

$$z = \frac{\lg p_z - \lg p_0}{\lg \beta - \lg \varphi}$$

Необходимое число ступеней в заданных условиях:

$$z = \frac{\lg 60 - \lg 1}{\lg 3 - \lg 1,1} = \frac{1,778}{0,4357} = 4$$

Действительная степень повышения давления:

$$\beta = \varphi \cdot \sqrt[4]{\frac{p_z}{p_0}} = 1,1 \cdot \sqrt[4]{\frac{60}{1}} = 3,06$$

Давление нагнетания в первом цилиндре:

$$p_1 = \beta \cdot p_1 = 3,06 \cdot 1 = 3,06 \text{ кг/см}^2$$

Давление всасывания во втором цилиндре:

$$p_1'' = \frac{p_1'}{\varphi} = \frac{3,06}{1,1} = 2,78 \text{ кг/см}^2$$

Давление нагнетания во втором цилиндре:

$$p_2'' = \beta \cdot p_1'' = 3,06 \cdot 2,78 = 8,51 \text{ кг/см}^2$$

Давление всасывания в третьем цилиндре:

$$p_2'' = \frac{p_2'}{\varphi} = \frac{8,51}{1,1} = 7,74 \text{ кг/см}^2$$

Давление нагнетания в третьем цилиндре:

$$p_3' = \beta \cdot p_2'' = 3,06 \cdot 7,74 = 23,7 \text{ кг/см}^2$$

Давление всасывания в четвертом цилиндре:

$$p_3'' = \frac{p_3'}{\varphi} = \frac{23,7}{1,1} = 21,54 \text{ кг/см}^2$$

Давление нагнетания в четвертом цилиндре:

$$p_4' = \beta \cdot p_4'' = 3,06 \cdot 21,54 = 65,9 \text{ кг/см}^2$$

Давление на выходе из установки:

$$p_4'' = \frac{p_4'}{\varphi} = \frac{65,9}{1,1} = 59,91 \text{ кг/см}^2$$

Задача 4.2.3 Компрессор сжимает воздух от начальных условий $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и $t=20^\circ\text{C}$ до конечного давления $p=12 \text{ кг/см}^2$.

Определить до какой температуры нагревается воздух при одноступенчатом и трехступенчатом сжатии с промежуточным охлаждением до начальной температуры, если показатель политропы сжатия 1,3.

Решение Температура сжатого воздуха при одноступенчатом сжатии:

$$T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 293 \cdot \left(\frac{12}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 520\text{K}(247^\circ\text{C})$$

Температура сжатого воздуха при двухступенчатом сжатии:

$$T_2 = T_0 \cdot \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n \cdot z}} = 293 \cdot \left(\frac{12}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3 \cdot 2}} = 390\text{K}(117^\circ\text{C})$$

Температура сжатого воздуха при трехступенчатом сжатии:

$$T_3 = T_0 \cdot \left(\frac{p_3}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n \cdot z}} = 293 \cdot \left(\frac{12}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3 \cdot 3}} = 355\text{K}(82^\circ\text{C})$$

Задача 4.2.4 Двухцилиндровый двухступенчатый компрессор двойного действия со сквозным штоком, сжимающий воздух от начального давления $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ до давления $p_2=13 \text{ кг/см}^2$ имеет цилиндр первой ступени диаметром $D=300$ мм, ход поршня $S=350$ мм, диаметр штока $d=30$ мм и относительный объем вредного пространства $V_{\text{вр}}=5\%$.

Определить производительность компрессора, при $n=240$ об/мин и наивыгоднейшем промежуточном давлении, считая расширения воздуха во вредном пространстве политропным с показателем политропы $n=1,25$.

Решение Объемный коэффициент полезного действия компрессора:

$$\lambda = 1 - V_{\text{вр}} \cdot \left[\left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{1}{z \cdot n}} - 1 \right] = 1 - 0,05 \cdot \left[\left(\frac{13}{1} \right)^{\frac{1}{2 \cdot 1,25}} - 1 \right] = 0,911$$

Наивыгоднейшее промежуточное давление между ступенями:

$$p_1 = \sqrt{p_0 \cdot p_2} = \sqrt{1 \cdot 13} = 3,6 \text{ кг/см}^2$$

Коэффициент эффективности всасывания:

$$\varphi_3 = 1,01 - 2,022 \cdot \frac{p_1}{p_0} = 1,01 - 0,022 \cdot \frac{3,6}{1} = 0,931$$

Коэффициент подачи:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \varphi_3 = 0,911 \cdot 0,931 = 0,848$$

Рабочая площадь поршня:

$$F - f = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{3,14}{4} \cdot (0,3^2 - 0,03^2) = 0,07 \text{ м}^2$$

Производительность компрессора:

$$Q = 2\lambda \cdot (F - f) \cdot S n = 2 \cdot 0,848 \cdot 0,07 \cdot 0,35 \cdot 240 = 9,97 \text{ м}^3/\text{мин} = 0,166 \text{ м}^3/\text{с}$$

Задача 4.2.5 Компрессор сжимает воздух от начальных параметров давления $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и $t=20^\circ\text{C}$ до конечного давления $p_1=11 \text{ кг/см}^2$.

Сравнить полную работу при изотермическом и политропном ($n=1,3$) процессах сжатия при одноступенчатом, двухступенчатом и трехступенчатом сжатии, температуре охлаждающей воды $t_{\text{из}}=10^\circ\text{C}$ и наивыгоднейших промежуточных давлениях.

Решение Работа при изотермическом сжатии 1 м^3 воздуха в одноступенчатом компрессоре:

$$l'_{\text{из}} = p_0 \cdot \ln \frac{p_1}{p_0} = 1 \cdot 10^5 \cdot \frac{11}{1} = 239790, \text{ Дж/м}^3$$

Работа при политропном сжатии в одноступенчатом компрессоре:

$$l'_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} \cdot p_0 \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \left[\left(\frac{11}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} - 1 \right] = 320327, \text{ Дж/м}^3$$

Отношение работ при изотермическом и политропном сжатии в одноступенчатом компрессоре:

$$\frac{L'_{\text{из}}}{L'_{\text{пол}}} = \frac{239790}{320327} = 0,749$$

Наивыгоднейшее промежуточное давление при двухступенчатом сжатии:

$$p_n = \sqrt{p_0 \cdot p_1} = \sqrt{1 \cdot 10} = 3,317, \text{ кг/см}^2$$

Работа при изотермическом сжатии 1 м^3 воздуха в двухступенчатом компрессоре:

$$L'_{\text{пол}} = p_0 \cdot \left(1 + \frac{T_{\text{из}} - T_0}{T_0} \cdot \frac{\lg \frac{p_z}{p_1}}{\lg \frac{p_z}{p_0}} \right) \cdot \ln \frac{p_z}{p_0} = 1 \cdot 10^5 \cdot \left(1 + \frac{283 - 293}{293} \cdot \frac{\lg \frac{11}{3,317}}{\lg \frac{11}{1}} \right) \ln \frac{11}{1} = 235689$$

Дж/м³

Работа при политропном сжатии 1 м^3 воздуха в двухступенчатом компрессоре:

$$L'_{\text{пол}} = z \cdot \frac{n}{n-1} \cdot p_0 \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n \cdot z}} - 1 \right] = 2 \cdot \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \left[\left(\frac{11}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3 \cdot 2}} - 1 \right] = 276287, \text{ Дж/м}^3$$

Отношение работ при изотермическом и политропном сжатии в двухступенчатом компрессоре:

$$\frac{L''_{\text{из}}}{L''_{\text{пол}}} = \frac{235689}{276287} = 0,853$$

Наивыгоднейшее первое промежуточное давление при трехступенчатом сжатии:

$$p_1 = \beta \cdot p_0 = p_0 \cdot \sqrt[z]{\frac{p_z}{p_0}} = 1 \cdot 10^5 \cdot \sqrt[3]{\frac{11}{1}} = 222380 \text{ Па} = 222,4 \text{ кПа}$$

Работа при изотермическом сжатии 1 м^3 воздуха в трехступенчатом компрессоре:

$$L_{\text{из}}''' = p_0 \cdot \left(1 + \frac{T_{\text{из}} - T_0}{T_0} \cdot \frac{\lg \frac{p_z}{p_1}}{\lg \frac{p_z}{p_0}} \right) \cdot \ln \frac{p_z}{p_0} = 1 \cdot 10^5 \cdot \left(1 + \frac{283 - 293}{293} \cdot \frac{\lg \frac{11}{2,22}}{\lg \frac{11}{1}} \right) \ln \frac{11}{1} = 234322 \text{ Дж/м}^3$$

Работа при политропном сжатии 1 м^3 воздуха в трехступенчатом компрессоре:

$$L_{\text{пол}}''' = z \cdot \frac{n}{n-1} \cdot p_0 \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = 3 \cdot \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \left[\left(\frac{11}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} - 1 \right] = 263618, \text{ Дж/м}^3$$

Отношение работ при изотермическом и политропном сжатии в трехступенчатом компрессоре:

$$\frac{L_{\text{из}}'''}{L_{\text{пол}}'''} = \frac{234322}{263618} = 0,89$$

С увеличением числа ступеней сжатия работа при политропном сжатии уменьшается к работе при изотермическом сжатии.

Задача 4.2.6 Компрессор предназначен для сжатия воздуха от начального давления $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и до конечного давления $p_2=11 \text{ кг/см}^2$.

Определить теоретически наивыгоднейшее промежуточное давление при сжатии в двух ступенях.

Ответ: $p_1=3,32 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Задача 4.2.7 Определить необходимое число ступеней и найти конечную температуру воздуха, получаемую при адиабатном сжатии воздуха от начального состояния $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и $t=20 \text{ }^\circ\text{C}$ до конечного давления $p=81 \text{ кг/см}^2$, если промежуточное охлаждение происходит до начальной температуры, степень повышения давления $\beta=3,5$, а коэффициент учитывающий потери давления между ступенями $\varphi=1,1$.

Ответ: $z=4$; $T_z=180 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 4.2.8 Определить объемный коэффициент полезного действия трехступенчатого компрессора, сжимающего воздух от начального давления $p_0=1$

кг/см^2 и до конечного давления $p_3=27 \text{ кг/см}^2$ при одинаковой степени повышения давления в каждой ступени.

Расширение воздуха во вредном пространстве считать политропным с показателем политропы $n=1,3$; относительный объем вредного пространства принять равным $V_{\text{вр}}=6 \%$.

Ответ: $\lambda=0,92$.

Задача 4.2.9 Определить производительность двухцилиндрового компрессора двойного действия: диаметр сквозного штока $d=25 \text{ мм}$, диаметр цилиндра первой ступени $D=250 \text{ мм}$, ход поршня $S=300 \text{ мм}$, число оборотов $n=250 \text{ об/мин}$.

Снятая при испытании компрессора индикаторная диаграмма приведена на рисунке 29.

Ответ: $Q=6 \text{ м}^3/\text{мин}$.

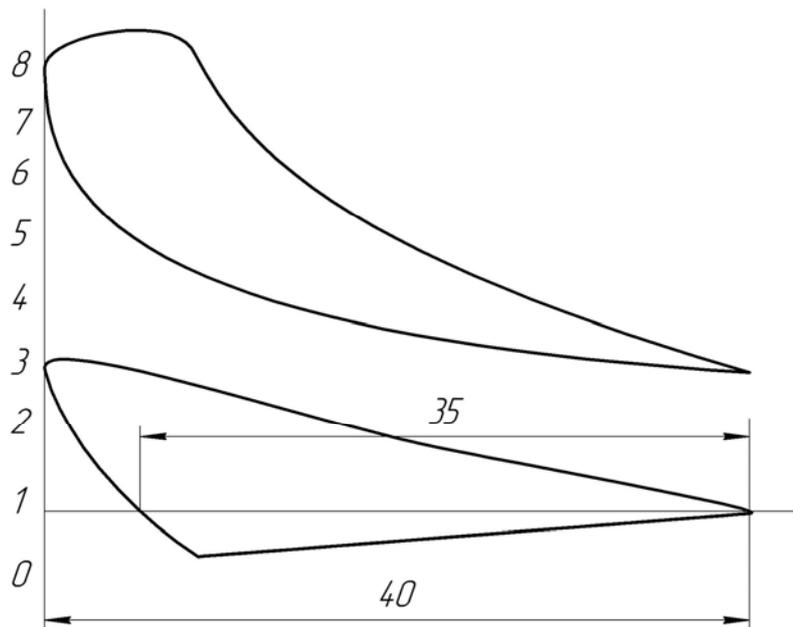


Рисунок 29 – Индикаторная диаграмма компрессора

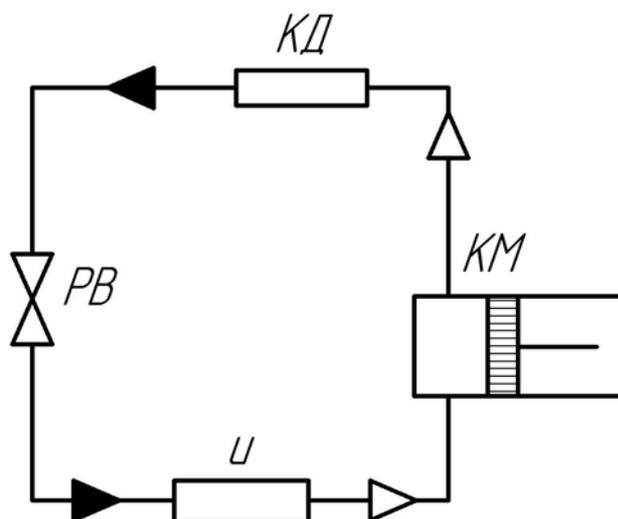
Задача 4.2.10 Определить мощность, потребляемую каждым цилиндром двухступенчатого компрессора, производительностью $10 \text{ м}^3/\text{мин}$, сжимающего воздуха от начального состояния $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и $t=23 \text{ }^\circ\text{C}$ до конечного давления $p=9 \text{ кг/см}^2$, если воздух в холодильнике, вымоченном при наивыгоднейшем промежуточном давлении, охлаждается до начальной температуры.

Индикаторный изотермический коэффициент полезного действия каждого цилиндра принять равным $\eta_{\text{из}}^i = 0,72$.

Ответ: $N'_i = N''_i = 25 \text{ кВт}$.

5. Компрессоры холодильных машин

Компрессор служит для обеспечения циркуляции хладагента по замкнутой системе холодильной машины таким образом, что в испарителе создается пониженное давление p_0 и, следовательно, низкая температура кипения агента t_0 , сжатие образовавшихся паров до такого высокого давления p_k , при котором они могут сжиматься после нагнетания в конденсатор (рисунок 30).



КМ – компрессор; КД – конденсатор; РВ – регулирующий ventиль; И – испаритель.

Рисунок 30 – Схема одноступенчатой паровой холодильной машины с регулирующим ventилем

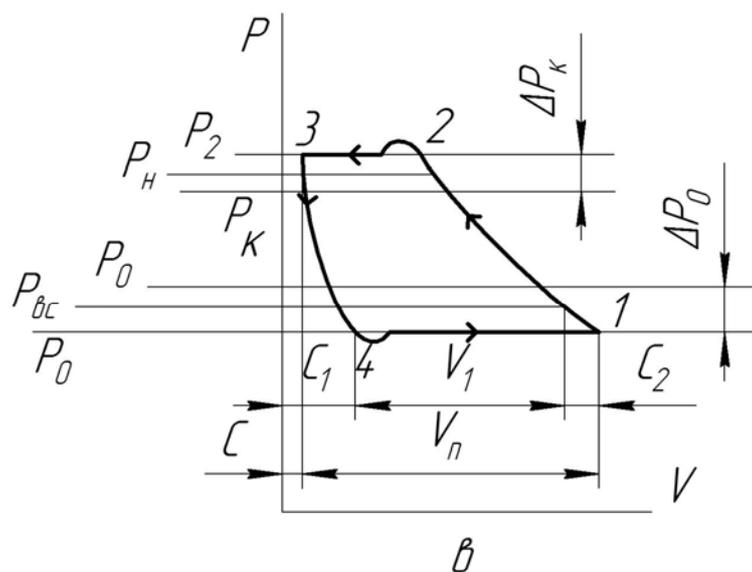
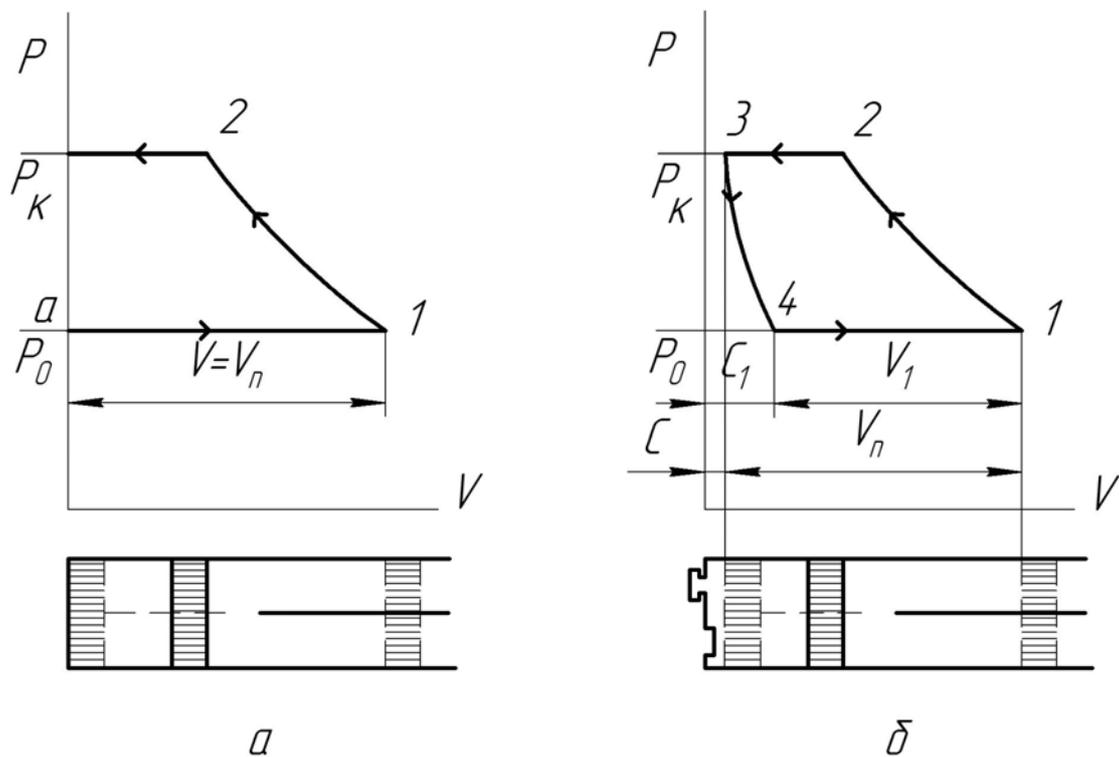
Обязательным условием для создания заданного пониженного давления и температуры кипения в испарителе является отсос всего пара, образовавшегося в нем при восприятии теплоты от охлаждаемой среды. Поэтому производительность компрессора должна соответствовать производительности испарителя.

Производительность компрессора холодильной машины в отличие от компрессора, предназначенного только для сжатия газа, выражается не только массовым или объемным расходом пара, но и холодопроизводительностью машины.

В паровых компрессионных машинах используют поршневые, ротационные, винтовые, а также турбокомпрессоры.

Наиболее распространены поршневые компрессоры, процесс сжатия в которых происходит вследствие уменьшения объема при перемещении поршня в цилиндре.

Аналогично описанному в разделе 3, для оценки работы компрессора холодильной машины сравнивают действительный рабочий процесс с теоретическим (рисунок 31а).



а – теоретический; б – с мертвым пространством; в – действительный

Рисунок 31 – Рабочий процесс компрессора

Линия а-1 характеризует всасывание пара, которое протекает при постоянном давлении p_0 , равном давлению в испарителе, линия 1-2 – адиабатическое сжатие, линия 2-3 – выталкивание пара при постоянном давлении p_k , равном давлению в конденсаторе. Объем пара V , засасываемого компрессором, соответствует объему V_n , описываемому поршнем ($V = V_n$).

В действительном процессе компрессора в отличие от теоретического имеются объемные потери, снижающие производительность компрессора. К объемным относят потери, вызванные наличием мертвого пространства, депрессией при всасывании и нагнетании, подогревом пара от стенок цилиндра

при всасывании, а также утечками через неплотности в клапанах и поршневых кольцах. Все объемные потери в действительном рабочем процессе компрессора, вызывающие уменьшение производительности, учитывают коэффициентом подачи λ .

Действительный рабочий процесс компрессора изображается диаграммой с координатами V (объем за один ход поршня), p (давление пара). Диаграмма вычерчивается с помощью специального прибора – индикатора во время работы компрессора. Ее называют индикаторной.

Мертвое пространство. В компрессоре поршень никогда не подходит вплотную к крышке цилиндра. Между крышкой цилиндра и поршнем, когда последний находится в крайнем положении, остается зазор – расстояние, которое называют линейным мертвым пространством. Оно создается для того, чтобы исключить возможность удара поршня в крышку цилиндра, когда кривошипно-шатунный механизм удлиняется от нагревания во время работы.

Пространство между поршнем и крышкой цилиндра, включая щели до пластин клапанов, представляет собой объемное мертвое пространство C .

Рабочий процесс компрессора с мертвым пространством (рисунок 31б) состоит из процессов сжатия (1-2), выталкивания или нагнетания (2-5), обратного расширения пара (газа), оставшегося в мертвом пространстве, (3-4), всасывания (4-1). Таким образом, процесс выталкивания заканчивается в точке 3, а в мертвом пространстве остается некоторое количество сжатого пара при давлении p_k . Всасывание новой порции пара начинается только тогда, когда давление пара, оставшегося в мертвом пространстве, понизится до давления во всасывающем патрубке компрессора. Поэтому при обратном движении поршня пар из мертвого пространства расширится (процесс 3-4) и займет часть полезного объема цилиндра C_1 , а процесс всасывания будет происходить только на участке 4-1. В результате из-за наличия мертвого пространства в компрессоре объем всасывания новой порции пара V_1 уменьшится

$$V_1 = V_n - C_1, \quad (106)$$

где V_n - теоретический объем всасывания, или объем, описываемый поршнем за один ход, m^3 .

Мертвое пространство выражают в процентах от объема, описываемого поршнем,

$$c = \frac{C}{V_n} \cdot 100\%, \quad (107)$$

В быстроходных компрессорах мертвое пространство составляет 3-5 %. Чем больше относительная величина мертвого пространства, тем выше объемные потери. Объемные потери, обусловленные мертвым пространством, возрастают с увеличением степени сжатия, т. е. отношения давления нагнетания к давлению всасывания $\frac{p_k}{p_0}$.

$$\frac{p_k}{p_0}$$

Депрессия при всасывании и нагнетании. Клапаны компрессора открываются и закрываются под действием разности между давлениями в цилиндре и трубопроводах. При проходе по трубопроводам и особенно в суженных сечениях клапанов пар преодолевает сопротивления, что приводит к потере давления (депрессии). Поэтому давление во всасывающем трубопроводе перед компрессором $p_{вс}$ ниже, чем давление в испарителе p_0 , а давление в цилиндре компрессора p_1 ниже $p_{вс}$. Таким образом, в действительном рабочем процессе (рисунок 31в) всасывание (процесс 4-1) происходит при более низком давлении, чем в испарителе. Давление понижается вследствие сопротивления при протекании пара по трубопроводам и через клапаны, а также при необходимости преодоления усилия упругого органа самодействующих клапанов.

Нагнетание (процесс 2-3) происходит под давлением p_2 в цилиндре. Это давление выше давления в нагнетательном трубопроводе $p_{н}$, которое в свою очередь выше давления в конденсаторе p_k .

Разность между давлениями $p_0 - p_1 = \Delta p_0$ называют депрессией при всасывании, а $p_2 - p_k = \Delta p_k$ - депрессией при нагнетании. При всасывании Δp_0 достигает 0,05 МПа, а при нагнетании Δp_k - до 0,1 МПа.

Понижение давления при всасывании приводит к увеличению удельного объема входящего в цилиндр пара и уменьшению массы засасываемого пара.

Из рисунка 31в видно, что при движении поршня в обратную сторону (справа налево) часть хода поршня используется только для доведения давления в цилиндре до $p_{вс}$ (процесс 1-1'), а это приводит к объемным потерям. Уменьшение объема всасывания, вызванное сопротивлением при всасывании, на диаграмме изображено отрезком C_2 , который возрастает с увеличением $\Delta p_{вс} = p_{вс} - p_1$. Кроме того, в результате понижения давления при всасывании и повышения при нагнетании увеличивается степень сжатия $\frac{p_2}{p_1}$ и, следовательно, возрастают потери C_1 , обусловленные мертвым пространством. Объемные потери, вызванные наличием мертвого пространства C_1 и сопротивления в клапанах C_2 , видны на индикаторной диаграмме. Они характеризуются объемным коэффициентом индикаторной диаграммы

$$\lambda_i = \frac{V_2}{V_{п}}, \quad (108)$$

где V_2 - действительный объем всасывания за один ход, взятый из индикаторной диаграммы, m^3 .

При больших скоростях движения рабочего тела во всасывающем канале появляются пульсации, в результате которых в ряде случаев повышается давление во всасывающем трубопроводе и уменьшается депрессия, что способствует уменьшению потери на всасывании.

Подогрев пара при всасывании. При всасывании холодильный агент подогревается от стенок цилиндра и расширяется, что приводит к увеличению удельного объема и, следовательно, к уменьшению массы поступающего в цилиндр холодильного агента. Потери от подогрева увеличиваются при

всасывании влажного пара. При подогреве капельки жидкости превращаются в пар, который занимает значительную часть полезного объема цилиндра. Потери, вызванные теплообменом в цилиндре, характеризуются коэффициентом подогрева λ_w , который можно определить при испытании холодильной машины.

Потери от подогрева пара от стенок цилиндра уменьшаются при засасывании в компрессор перегретых паров. Степень перегрева зависит от свойств холодильного агента. Так, для аммиака перегрев пара на всасывании в компрессор рекомендуется 5-15 °С, а для R12-25-30 °С.

Чтобы уменьшить подогрев пара от стенок цилиндра, цилиндры компрессора охлаждают водой или воздухом, для чего предусматривают водяные охлаждающие рубашки или ребра на поверхности цилиндра и крышках. При увеличении частоты вращения вала компрессора теплообмен в цилиндре также уменьшается, так как при этом сокращается продолжительность теплообмена.

Утечки пара через неплотности. Объемные потери, вызванные утечками пара через неплотности, характеризуются коэффициентом плотности $\lambda_{пл}$, величина которого зависит от конструкции и степени износа компрессора.

Коэффициент подачи. Этот коэффициент, учитывающий все объемные потери, представляет собой отношение действительного объемного расхода пара V , принятого при параметрах пара во всасывающей трубке компрессора, к объему, описываемому поршнем $V_{п}$, т. е. к теоретическому объемному расходу пара в компрессоре,

$$\lambda = \frac{V}{V_{п}}, \quad (109)$$

Коэффициент подачи λ можно выразить отношением действительного массового расхода пара в компрессоре M к его теоретическому массовому расходу $M_{теор}$:

$$\lambda = \frac{V/v_1}{V_{п}/v_1} = \frac{M}{M_{теор}}, \quad (110)$$

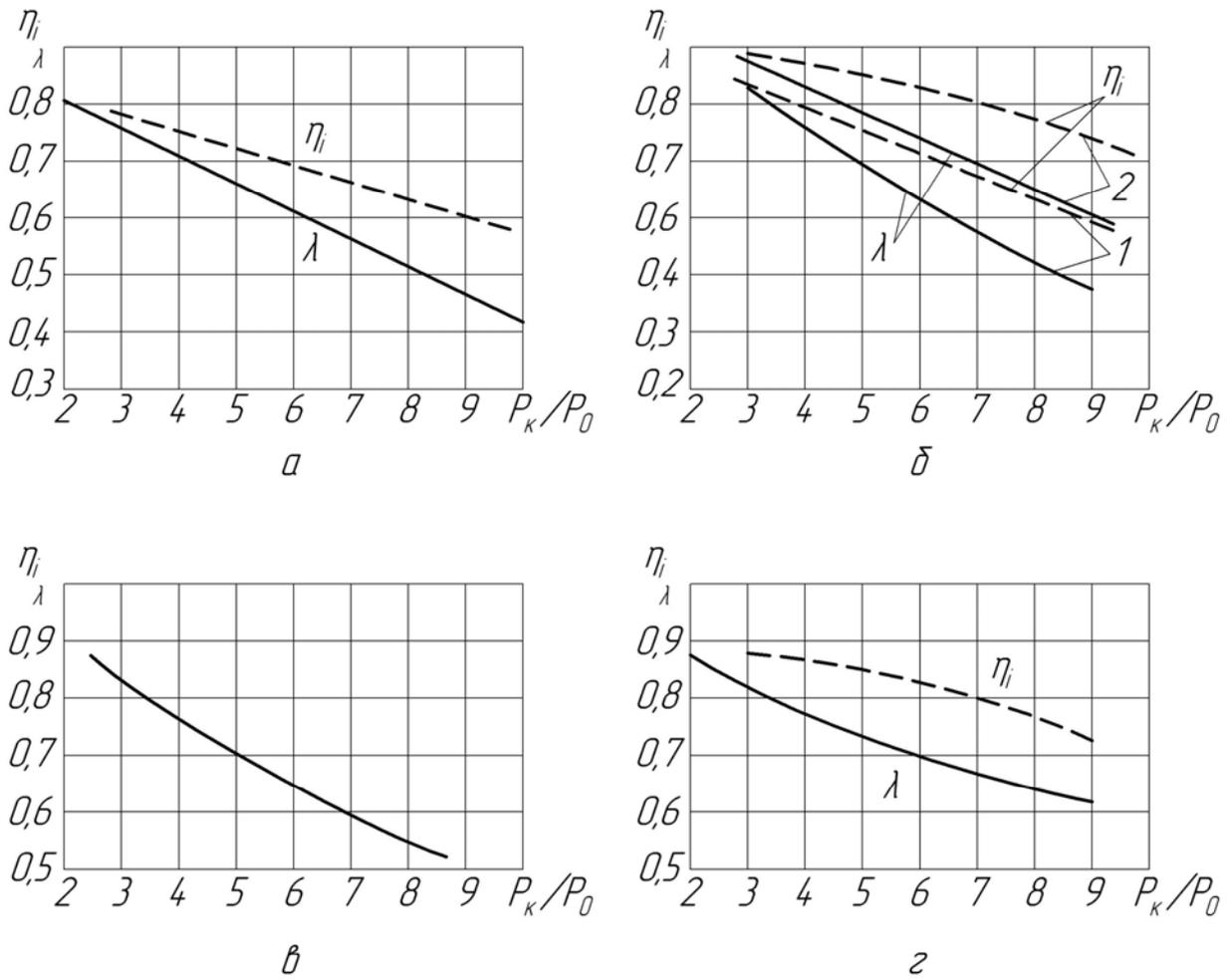
$$\text{или } \lambda = \frac{M \cdot q_0}{M_{теор} \cdot q_0} = \frac{V \cdot q_v}{V_{п} \cdot q_v} = \frac{Q_0}{Q_{0 теор}}, \quad (111)$$

Коэффициент подачи можно определить произведением всех объемных коэффициентов:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{пл}, \quad (112)$$

Значения коэффициентов подачи, полученные при испытании компрессоров, работающих на аммиаке и хладонах, даны на рисунке 32. Графики характеризуют зависимость коэффициента подачи от степени сжатия $\frac{p_k}{p_0}$, так как главным

образом от нее зависят потери производительности в компрессоре. Коэффициент подачи компрессора уменьшается с увеличением степени сжатия.



а - для малых компрессоров на R12; б - для аммиачных бескрейцкопфных (1 - для средних компрессоров; 2 - для крупных компрессоров); в - для компрессоров на R22; г - для крейцкопфных аммиачных компрессоров.

Рисунок 32 - График, характеризующий зависимость коэффициентов подачи λ и индикаторных к. п. д. η_i от степени сжатия

5.1 Холодопроизводительность компрессора

Холодопроизводительностью машины или компрессора является количество теплоты, которое холодильная машина отнимает от охлаждаемой среды в единицу времени. Холодопроизводительность обозначают через Q_0 (в Вт).

Холодопроизводительность машины характеризуется массовым расходом холодильного агента в испарителе M (в кг/с) и его массовой холодопроизводительностью q_0 (в Дж/кг):

$$Q_0 = M \cdot q_0 = M \cdot (i_1 - i_4), \quad (113)$$

где i_1 и i_4 - энтальпии холодильного агента на выходе из испарителя и входе в него, Дж/кг.

Холодопроизводительность, подсчитанная по испарителю холодильной машины, должна соответствовать производительности компрессора, поэтому величину холодопроизводительности (в Вт) выражают также произведением объемного расхода пара в компрессоре V (в м³/с) и объемной холодопроизводительности q_v (в Дж/м³):

$$Q_0 = V \cdot q_v, \quad (114)$$

Объемный расход пара в компрессоре можно выразить через объем, описываемый поршнем V_n :

$$V = \lambda \cdot V_n, \quad (115)$$

В этом случае

$$Q_0 = \lambda \cdot V_n \cdot q_v = \lambda \cdot V_n \cdot \frac{q_0}{v_1}, \quad (116)$$

где v_1 - удельный объем пара, засасываемого компрессором, м³/кг. Объем, описываемый поршнем, определяется размерами цилиндра и частотой вращения вала:

$$V_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S n z, \quad (117)$$

где D - диаметр цилиндра, м;

S - ход поршня, м;

n - частота вращения вала компрессора, с⁻¹;

z - число цилиндров.

Для одного и того же компрессора при постоянной частоте вращения величина $V_{\text{п}}$ неизменна. Объемная и массовая холодопроизводительности q_v и q_0 , а также коэффициент подачи λ – величины переменные. Они зависят от температурного режима работы установки, особенно от температур кипения t_0 , конденсации t_k и температуры перед регулирующим вентилем $t_{\text{п}}$. Следовательно, холодопроизводительность компрессора – величина не постоянная и зависит от цикла работы холодильной машины.

На рисунке 32а показаны два цикла (1-2-3-4 и 1'-2'-3'-4'), в которых температура конденсации одинаковая, а температуры кипения различные. Циклы изображены без переохлаждения жидкости, поэтому температура перед регулирующим вентилем будет соответствовать температуре конденсации.

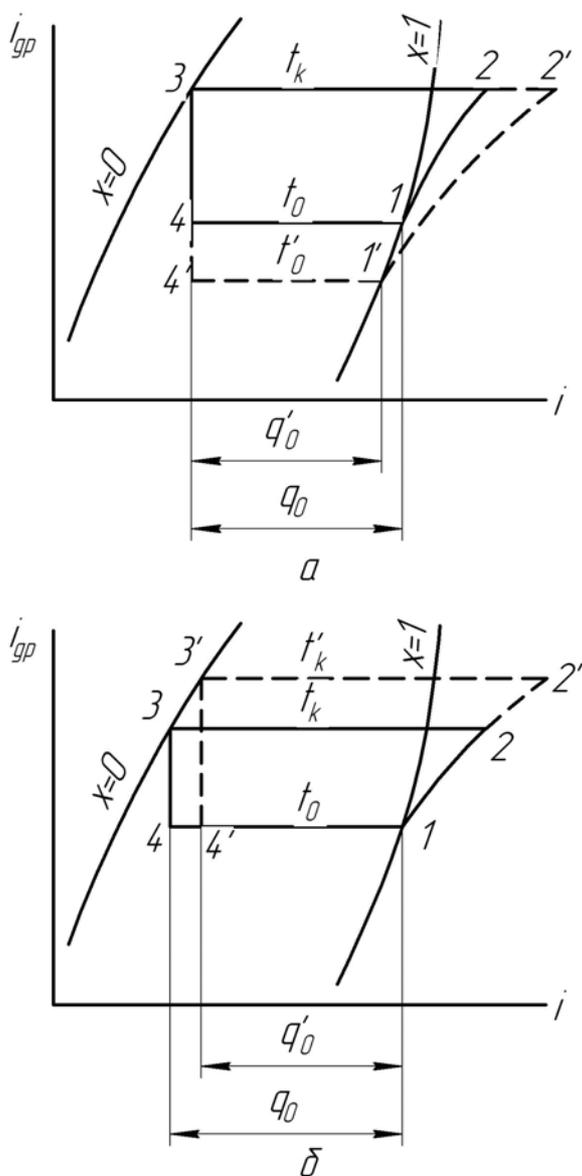


Рисунок 33 – Циклы холодильных машин при различных температурах кипения (а) и конденсации (б)

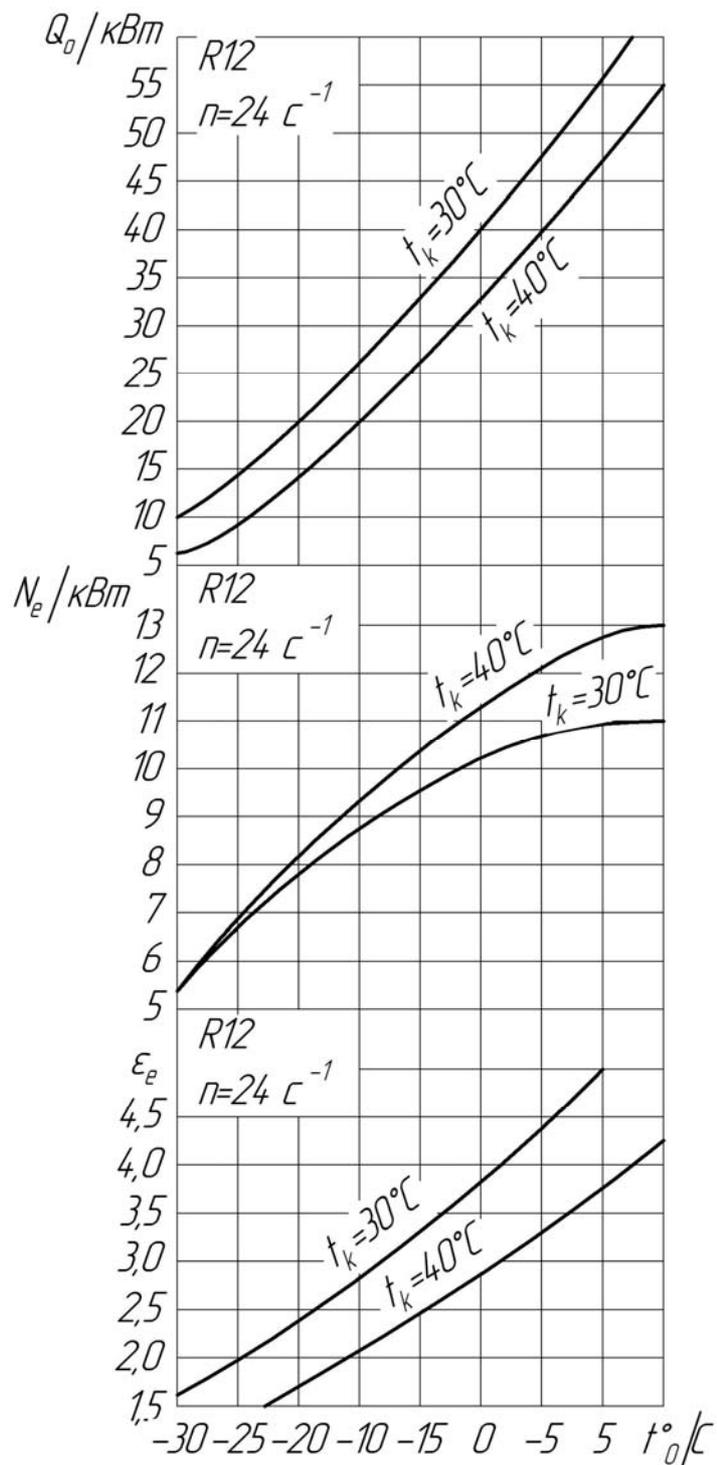


Рисунок 34 – Зависимость холодопроизводительности Q_0 , эффективной мощности N_e и холодильного коэффициента ϵ_0 от температуры кипения и конденсации для компрессора Ф-20.

Из рисунка 33а видно, что с понижением t_0 ($t'_0 < t_0$) объемная холодопроизводительность $q_v = \frac{q_0}{V_1}$ уменьшается, так как несколько уменьшается массовая холодопроизводительность ($q'_0 < q_0$) и значительно увеличивается удельный объем засасываемого компрессором пара $V'_1 > V_1$ вследствие понижения

давления в испарителе ($p_0' < p_0$). Коэффициент подачи λ компрессора с понижением p_0 также уменьшается, так как при этом увеличивается степень сжатия $\frac{p_k}{p_0}$. Следовательно, с понижением температуры и давления в испарителе

холодопроизводительность компрессора уменьшается.

На рисунке 33б изображены два цикла (1-2-3-4 и 1'-2'-3'-4'), в которых температура кипения одинаковая, а температуры конденсации различные. Объемная холодопроизводительность q_v с повышением t_k ($t_k' > t_k$) уменьшается, так как ($q_0' < q_0$), а V_1 не изменяется. Коэффициент подачи с повышением t_k также уменьшается. Следовательно, с повышением температуры конденсации холодопроизводительность компрессора уменьшается. Такое же влияние на холодопроизводительность оказывает температура переохлаждения жидкости перед регулирующим вентилем t_n .

Таким образом, при разных температурах t_0 , t_k , t_n холодильная машина с одним и тем же компрессором имеет разную холодопроизводительность Q_0 . С повышением температуры кипения t_0 и понижением температур конденсации t_k и переохлаждения t_n холодопроизводительность машины увеличивается, а с понижением t_0 и с повышением t_k и t_n холодопроизводительность уменьшается. Температура кипения холодильного агента оказывает наиболее резкое влияние на холодопроизводительность.

При повышении t_0 на 1 °С холодопроизводительность машин, работающих на аммиаке, увеличивается примерно на 6 %, а машин, работающих на R12, - на 4 %.

Зависимость холодопроизводительности Q_0 от температур кипения t_0 и конденсации t_k , называемая характеристикой холодильных компрессоров, показана на рисунке 35.

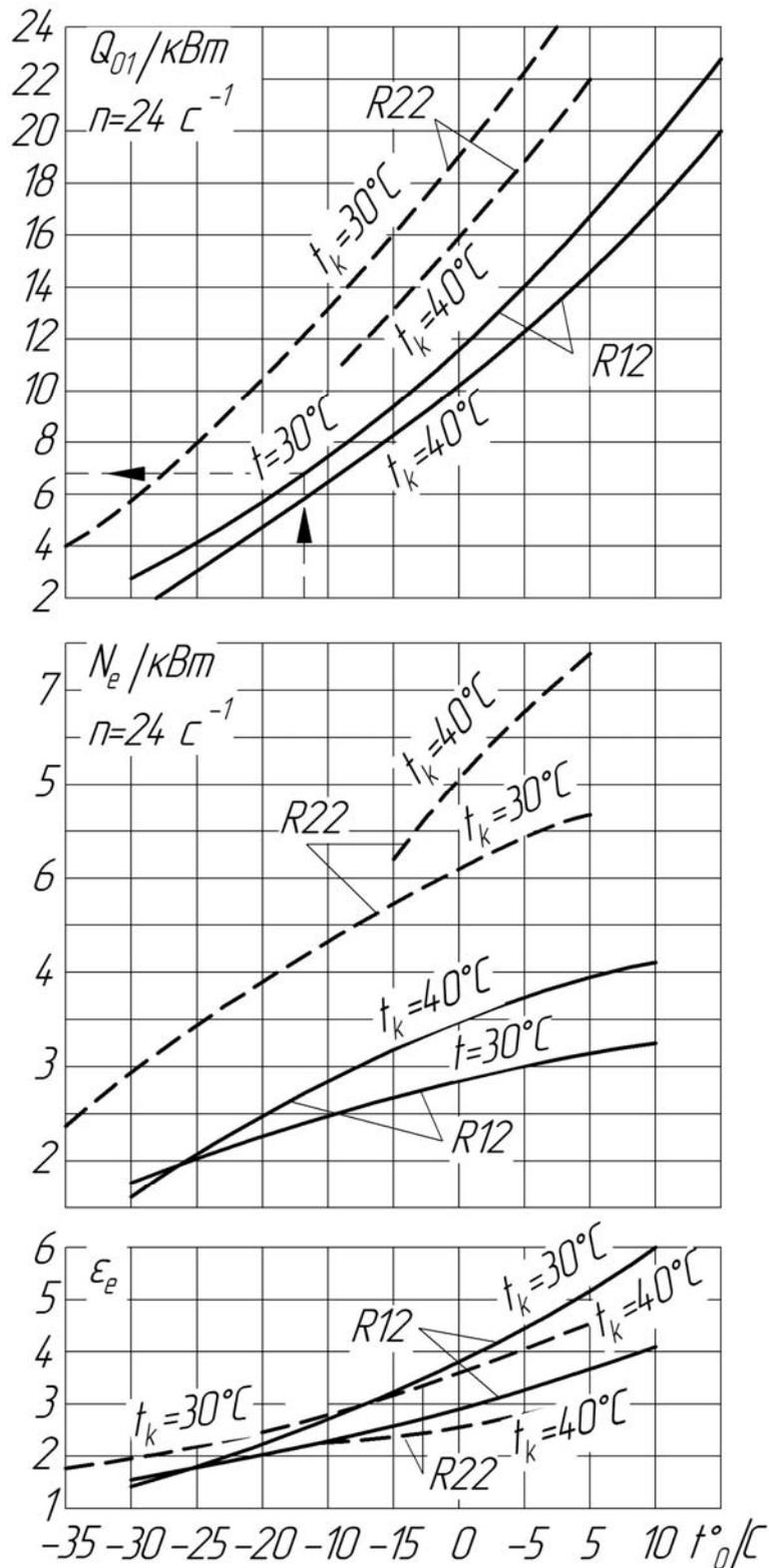


Рисунок 35 – Графическая характеристика компрессора ФВ6

Холодильные машины (компрессоры) можно сравнить только при одинаковых температурных условиях работы, которые характеризуются температурами кипения t_0 , конденсации t_k , всасывания $t_{вс}$ и переохлаждения жидкости перед регулирующим вентилем $t_{п}$. Сравнительные температурные режимы, принятые для холодильных машин, приведены в таблице 4.

Таблица 4 - Сравнительные температурные режимы, принятые для холодильных машин

Сравнительный температурный режим	Температуры, °С			
	t_0	$t_{вс}$	t_k	t_n
Стандартный для машин:				
- аммиачных	-15	-10	+30	+25
- фреоновых	-15	+15	+30	+25

В каталогах и справочниках холодопроизводительность компрессоров дается в сравнительных условиях работы, однако машины практически работают при режимах, определяемых эксплуатационными или так называемыми рабочими условиями, которые, как правило, отличаются от сравнительных (стандартных). Температура кипения t_0 поддерживается такой, какая требуется для охлаждаемого объекта, а температура конденсации t_k определяется температурой и расходом охлаждающей воды или воздуха. Температура воды и воздуха в свою очередь зависит от источника, климатических условий и времени года. Холодопроизводительность компрессора в рабочих условиях $Q_{0\text{раб}}$ отличается от $Q_{0\text{ст}}$, указанной в каталогах и справочниках.

Зависимость между рабочей и стандартной холодопроизводительностью можно выразить следующими уравнениями:

$$Q_{0\text{раб}} = Q_{0\text{ст}} \cdot \frac{\lambda_{\text{раб}} \cdot q_{v\text{раб}}}{\lambda_{\text{ст}} \cdot q_{v\text{ст}}}, \quad (118)$$

$$Q_{0\text{ст}} = Q_{0\text{раб}} \cdot \frac{\lambda_{\text{ст}} \cdot q_{v\text{ст}}}{\lambda_{\text{сраб}} \cdot q_{v\text{сраб}}}, \quad (119)$$

По формулам (118) и (119) можно пересчитать холодопроизводительность с одних температурных условий на другие. Однако такой пересчет рекомендуется только в том случае, когда отсутствуют графические характеристики компрессоров. Для моделей машин, серийно выпускаемых промышленностью, при определении холодопроизводительности в заданном режиме следует пользоваться графическими характеристиками $Q_0 - t_0$, приведенными в каталогах и специальной литературе.

Пример 5.1 Определить рабочую холодопроизводительность машины работающей на R12, при температурах кипения $t_0 = -25$ °С, конденсации $t_k = 30$ °С, переохлаждения $t_n = 25$ °С, всасывания $t_{вс} = 0$ °С. Стандартная холодопроизводительность машины $Q_{0\text{ст}} = 25000$ Вт.

В машинах работающих на R12, перегрев пара до 0 °С осуществляется в теплообменнике, а на выходе из испарителя перегрев пара принимаем 5 °С. Тогда температура пара, выходящего из испарителя

$$t_1' = t_0 + 5 = -25 + 5 = -20 \text{ °С.}$$

Используя графическую характеристику компрессора (рисунок 34), находят рабочую холодопроизводительность машины $Q_{0\text{раб}} = 1400$ Вт соответственно заданному режиму $t_0 = -25$ °С и $t_k = 30$ °С.

Применяя формулы пересчета, рабочую холодопроизводительность машины определяют следующим образом.

По таблицам насыщенных паров R12 находят давления p_k и p_0 для заданного рабочего и стандартного режимов.

Степень сжатия в компрессоре:

- для рабочего режима

$$\frac{p_k}{p_0} = \frac{0,74}{0,124} = 5,96;$$

- для стандартного режима

$$\frac{p_k}{p_0} = \frac{0,74}{0,18} = 4,1.$$

Коэффициент подачи для рабочего и стандартного режимов можно определить по графику (рисунок 32а):

$$\lambda_{\text{раб}} = 0,60,$$

$$\lambda_{\text{ст}} = 0,69.$$

Объемную холодопроизводительность подсчитывают по формуле

$$q_v = \frac{i_1 - i_4}{V_1}$$

Значения i_1 , i_4 , V_1 определяют по термодинамическим диаграммам (s, T или i, lg p) либо по таблицам насыщенных и перегретых паров R12.

- для рабочего режима

$$q_{v\text{раб}} = \frac{544 - 424,1}{0,15} = 799 \text{ кДж/м}^3$$

- для стандартного режима

$$q_{v \text{ раб}} = \frac{564 - 424,1}{0,11} = 1272 \text{ кДж / м}^3$$

Рабочую холодопроизводительность определяют по формуле (118)

$$Q_{0 \text{ раб}} = 25000 \cdot \frac{0,6 \cdot 799}{0,69 \cdot 1272} = 25000 \cdot 0,546 = 13650 \text{ Вт}$$

6. Вентиляторы

6.1. Устройство, классификация и основные расчетные зависимости

Вентиляторами называются воздуходувные машины, развивающие полное давление в пределах до $1,1 \text{ кг/см}^2$.

По конструкции вентиляторы делятся на центробежные и осевые. Первые применяются для сравнительно небольших подач, но больших давлений, а осевые для больших подач при невысоких давлениях.

По развиваемому давлению вентиляторы делятся на три группы:

- вентиляторы низкого давления – до 100 кг/см^2 ;
- вентиляторы среднего давления – до 300 кг/см^2 ;
- вентиляторы высокого давления – до 1000 кг/см^2 .

Одним из важнейших показателей, характеризующих вентилятор, является коэффициент быстроходности:

$$n_s = 13 \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \cdot n, \quad (120)$$

где Q – производительность вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$;

H – полное давление (при $\gamma = 42 \text{ кг/м}^3$), кг/см^2 .

Коэффициент быстроходности – это число оборотов в минуту такого рабочего колеса, которое при оптимальном режиме подает 1 м^3 в секунду, развивая давление $H=30 \text{ кг/см}^2$.

По коэффициенту быстроходности вентиляторы можно разделить на четыре группы:

- вентиляторы быстроходные $n_s=1200\div 4000$;
- вентиляторы средней быстроходности $n_s=600\div 1200$;
- вентиляторы тихоходные $n_s=200\div 600$;
- вентиляторы сверхтихоходные $n_s=100\div 200$.

В отличие от напора, создаваемого насосами, давление, создаваемое воздуходувными машинами, измеряется в кг/см^2 , в Н/м^2 или в мм водяного столба и представляет собой энергию, получаемую каждым кубическим метром воздуха или газа.

Вентиляторная установка состоит из вентилятора и присоединенной к нему всасывающей и нагнетательной трубами.

Давления, создаваемые вентилятором можно определить:

$$H = (h_f)_B + (h_f)_H + \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma, \quad (121)$$

где $(h_f)_B$ и $(h_f)_H$ – потери давления во всасывающей и нагнетательной трубах, кг/м^2 .

V – скорость в выходном сечении нагнетательного трубопровода, м/с ;

γ – удельный вес воздуха, кг/м^3 ;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Вследствие незначительной плотности воздуха изменением геодезической высоты обычно пренебрегают.

Величина теоретического давления, развиваемого рабочим колесом вентилятора, определяется согласно уравнению Эйлера, приводимому для всех видов центробежных машин:

$$H_T = \frac{\gamma}{g} \cdot (u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1), \text{ мм вод.ст.}, \quad (122)$$

где c_1 и c_2 – абсолютные скорости воздуха при входе и выходе с рабочего колеса, м/с;

u_1 и u_2 – окружные скорости воздуха при входе и выходе, м/с;

α_1 и α_2 – углы между абсолютной и окружной скоростями при входе и выходе.

Из треугольников скоростей непосредственно следует, что:

$$c_2 \cdot \cos \alpha_2 = c_{u_2} = u_2 + \omega_2 \cdot \cos \beta_2, \quad (123)$$

$$c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_{u_1} = u_1 + \omega_1 \cdot \cos \beta_1, \quad (124)$$

где ω_1 и ω_2 – относительные скорости воздуха на входе и выходе, м/с;

β_1 и β_2 – углы между относительной и окружной скоростями на входе и выходе.

Если $\alpha_1 = 90^\circ$, то уравнение (108) примет вид:

$$H_T = \frac{\gamma}{g} \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2, \text{ мм вод.ст.}, \quad (125)$$

Действительное давление вентилятора всегда меньше теоретического:

$$H = \sigma_Z \cdot \eta_\Gamma \cdot H_T, \quad (126)$$

где η_Γ – гидравлический КПД;

σ_Z – коэффициент, учитывающий конечное число лопастей на рабочем колесе.

Давление, создаваемое вентилятором, зависит от удельного веса всасываемого воздуха и, следовательно, изменяется пропорционально изменению величины абсолютного давления при всасывании и обратно пропорционально изменению абсолютной температуры воздуха:

$$H_1 = H_0 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma_0} = H_0 \cdot \left(\frac{P_1 \cdot T_0}{P_0 \cdot T_1} \right), \quad (127)$$

Производительностью или подачей вентилятора называется объемное количество воздуха, всасываемого вентилятором в единицу времени. Очевидно, что весовое количество воздуха можно определить из выражения:

$$G = Q \cdot \gamma_0, \quad (128)$$

где γ_0 – удельный вес воздуха при условиях всасывания, кг/м³;

Q – производительность вентилятора м³/с.

Производительность вентилятора может быть приведена к любым условиям, отличным от условия всасывания:

$$Q = Q_0 \cdot \frac{\gamma}{\gamma_0}, \quad (129)$$

где γ и γ_0 – удельный вес воздуха при заданных условиях и условиях всасывания.

Вследствие утечек через неплотности и зазоры, имеющих место при прохождении воздуха через вентилятор, действительная производительность вентилятора Q всегда меньше теоретической Q_T .

Коэффициент, учитывающий это уменьшение подачи получил название объемного КПД:

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_T}, \quad (130)$$

Объемная производительность вентилятора не зависит от плотности газа. Поэтому при работе в газоходе с переменной температурой, а значит и с переменной плотностью, вентилятор следует устанавливать в наиболее холодном газоходе, где он будет расходовать наименьшее количество энергии.

При уменьшении числа оборотов вентилятора одновременно изменяются и давление и подача.

При подобных режимах работы справедливо следующее выражение:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (131)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2, \quad (132)$$

Полезная мощность вентилятора равна:

$$N_{\Pi} = Q \cdot H, \text{ Вт}, \quad (133)$$

где Q – производительность вентилятора, м³/с;

H – полное давление, Н/м^2 .

Мощность, фактически потребляемая вентилятором, с учетом всех видов потерь в нем равна:

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta}, \quad (134)$$

где η – полный кпд вентилятора.

Гидравлические потери в вентиляторе учитываются гидравлическим кпд $\eta_{\text{Г}}$, механические потери механическим кпд $\eta_{\text{М}}$ и значит:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{М}} = \eta_{\text{вн}} \cdot \eta_{\text{М}}, \quad (135)$$

где $\eta_{\text{вн}} = \eta_0 \cdot \eta_{\text{Г}}$ - внутренний кпд.

Изменение числа оборотов рабочего колеса приводит и к изменению мощности на валу, которую можно определить из соотношения:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3, \quad (136)$$

При перекачке того же весового количества газа повышенной температуры потребляемая мощность возрастает вследствие увеличения объемной производительности.

Полное представление о работе вентилятора можно получить опытным путем при постоянном числе оборотов рабочего колеса и определенном (стандартом) удельном весе воздуха построив характеристики вентилятора, то есть графики зависимости $H = f_1(Q)$, $N = f_2(Q)$ и $\eta = f_3(Q)$.

Вид этих характеристик аналогичен характеристикам центробежного насоса (рисунок 4).

Имея характеристику вентилятора при каком-нибудь числе оборотов в минуту n , можно расчетным путем построить характеристику при другом числе оборотов n_1 (рисунок 3б), определив точки новой характеристики, исходя из законов пропорциональности (131) и (132).

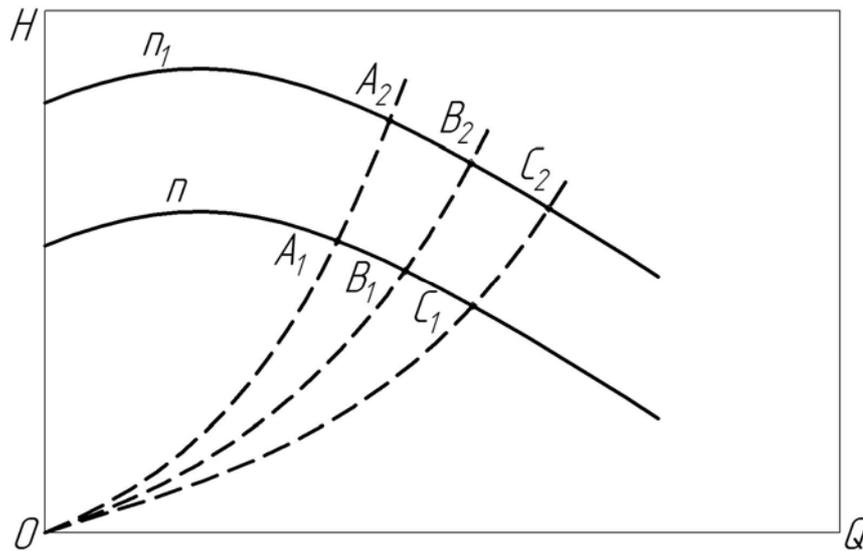


Рисунок 36 - Кривые пропорциональности

Из этих соотношений следует, что

$$\frac{Q_1^2}{H_1} = \frac{Q_2^2}{H_2} = \text{const}, \quad (137)$$

Полученные уравнения кривых пропорциональности являются уравнениями парабол, проходящих через начало координат. Эти кривые представляют собой геометрическое место точек, соответствующих подобным режимам работы вентилятора.

Кривые пропорциональности OA_1A_2 , OB_1B_2 , OC_1C_2 и т.д. совпадают с кривыми постоянного внутреннего коэффициента полезного действия.

Давление, создаваемое вентилятором при работе на сеть, зависит не только от характеристики вентилятора, но и от характеристики сети.

Характеристикой сети называется кривая зависимости сопротивления сети от количества, проходящего через него воздуха.

Вследствие того, что потери давления в воздуховодах всегда пропорциональны квадрату скорости и, следовательно, квадрату расхода, характеристики сети представляют собой параболу (рисунок 44), выражающегося уравнением:

$$H = k \cdot Q^2, \quad (138)$$

где k – коэффициент пропорциональности, характеризующий сеть.

Точка A пересечения характеристики сети с характеристикой вентилятора определяет производительность и давление вентилятора, развиваемые вентилятором при работе на данную сеть.

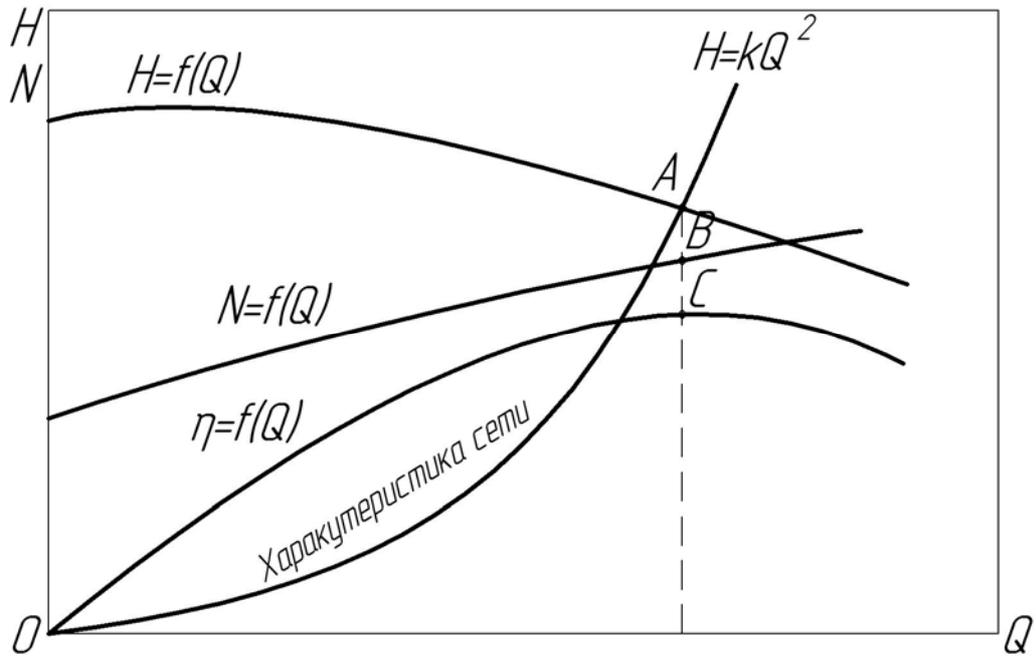


Рисунок 37 - Работа вентилятора на сеть

Мощность и коэффициент полезного действия вентилятора, соответствующие данному режиму работы, определяются по кривым $N = f_2(Q)$ и $\eta = f_3(Q)$. На рисунке 37 эти величины определяются точками В и С.

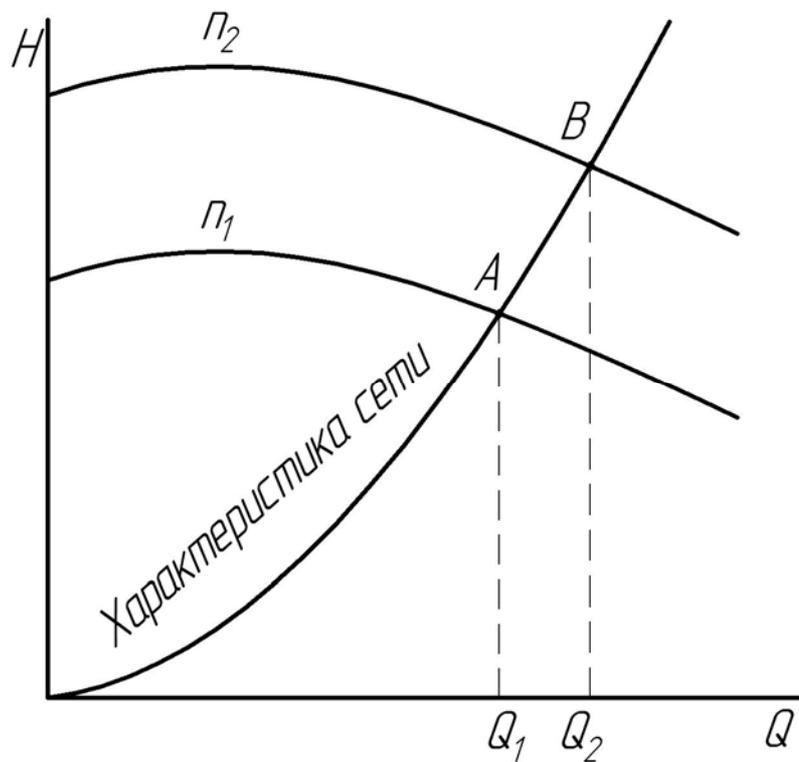


Рисунок 38 – Регулирование производительности изменением числа оборотов

Сравнивая выражения (138) и (137), нетрудно установить, что характеристика сети является одной из кривых пропорциональности. Таким

образом, все режимы работы вентилятора на данную сеть являются режимами, подобными между собой.

При подборе вентилятора следует стремиться и к тому, чтобы при рабочем режиме вентилятор обеспечивал достаточно высокий КПД.

Наиболее экономным способом регулирования производительности вентилятора является регулирование путем изменения числа оборотов рабочего колеса. При этом происходит перемещение характеристики вентилятора до тех пор, пока давление, создаваемое вентилятором не будет точно соответствовать сопротивлению сети. Например, чтобы изменить производительность от Q_1 до Q_2 (рисунок 38), необходимо изменить число оборотов от n_1 до n_2 так, чтобы при той же характеристике сети характеристика вентилятора прошла через точку В.

Иногда применяют более простой, хотя и не экономичный способ регулирования – регулирование при помощи дроссельной заслонки, которая установлена на линии нагнетания. В этом случае изменяется характеристика сети при неизменной характеристике вентилятора (рисунок 39).

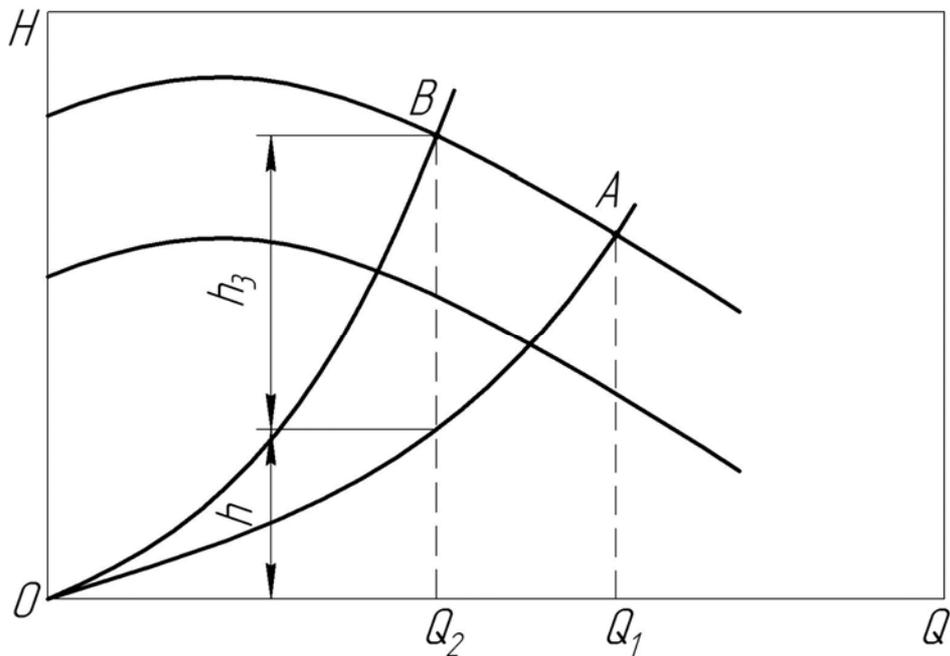


Рисунок 39 - Регулирование производительности при помощи дроссельной заслонки на нагнетании

Например, чтобы уменьшить подачу с Q_1 до Q_2 , необходимо ввести сопротивление заслонки (потеря h_3). Новая характеристика сети пройдет через точку В. Давление станет равно $h+h_3$ вместо h .

Можно устанавливать дроссельную заслонку на всасывающей ветви или проводить регулирование режима работы с помощью установленного на всасывание вентилятора направляющего аппарата, изменяющего условия входа воздуха на лопасти рабочего колеса. При этом способе повышается полный КПД вентилятора.

Для значительного увеличения производительности вентиляторы можно соединить параллельно.

Для построения суммарной характеристики надо сложить подачи вентиляторов при всех значениях давлений (рисунок 40).

При пологой характеристике сети подача увеличивается значительно.

Для значительного увеличения давления следует соединить вентиляторы последовательно и брать сеть с крутой характеристикой (рисунок 41).

Для построения суммарной характеристики для последовательного соединения вентиляторов надо сложить давления при всех значениях подачи.

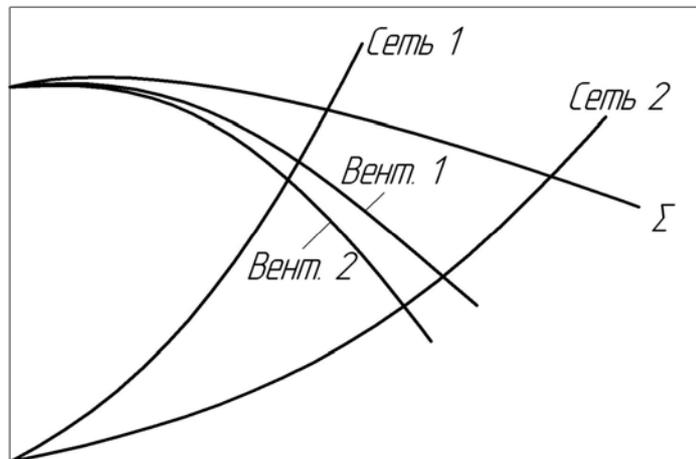


Рисунок 40 - Параллельная работа вентиляторов

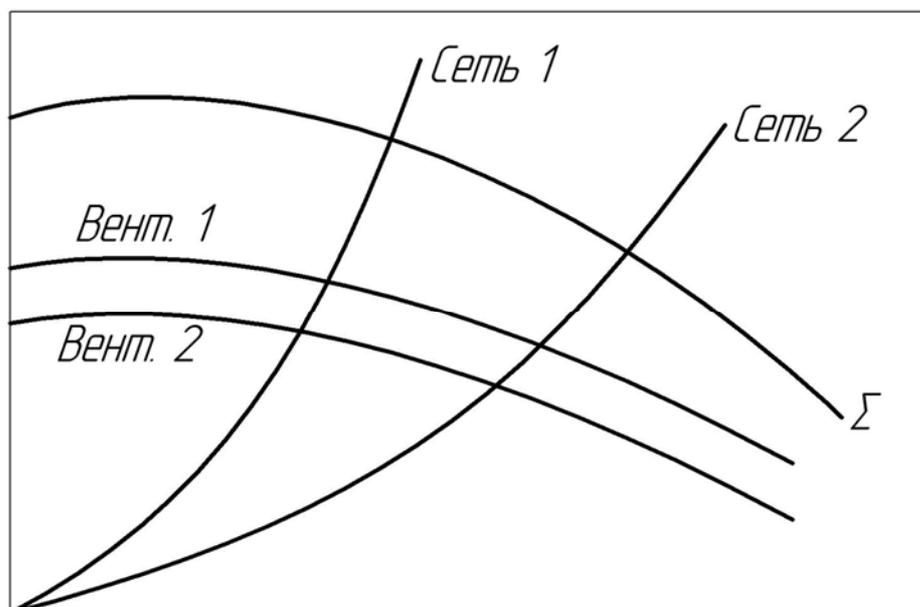


Рисунок 41 - Последовательная работа вентиляторов

При любом соединении вентиляторов происходит увеличение и давления и подачи.

6.2 Задачи

Задача 6.2.1 Центробежный вентилятор производительностью $Q=12000 \text{ м}^3/\text{ч}$ имеет всасывающую трубу $d_1=500 \text{ мм}$ и нагнетательную трубу $d_2=450 \text{ мм}$ с диффузором $d_3=600 \text{ мм}$, как показано на рисунке 42.

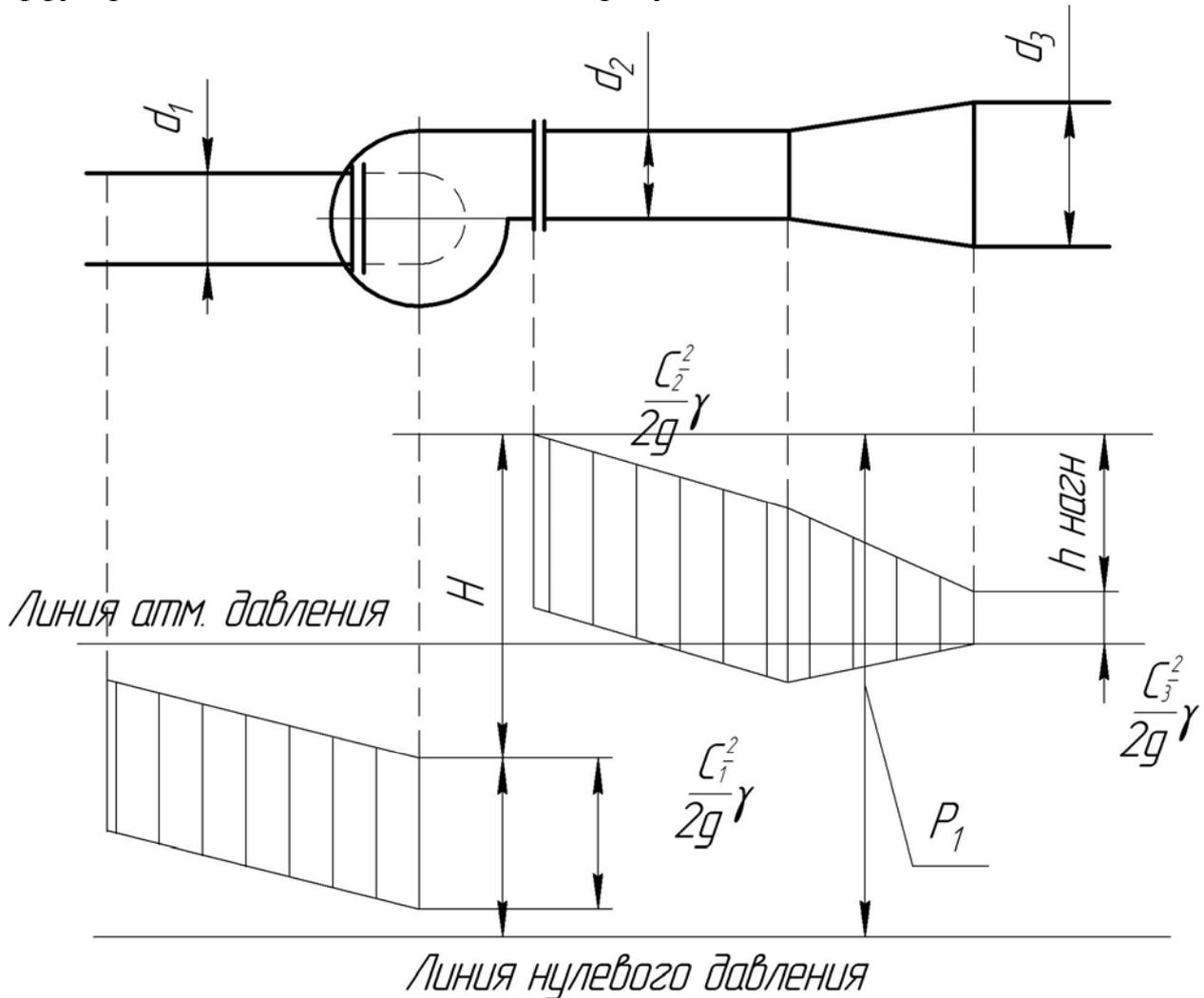


Рисунок 42 – Схема центробежного вентилятора с эпюрой распределения давления по длине воздуховода

Построим эпюру распределения давления по длине воздуховода, если потери давления в линии всасывания $h_{\text{вс}}=15 \text{ мм вод. ст.}$ (включая потери при входе $h_{\text{вх}}=5 \text{ мм вод. ст.}$), а потери в линии нагнетания $h_{\text{нагн}}=22 \text{ мм вод. ст.}$ (в том числе потери в диффузоре $h_{\text{д}}=12 \text{ мм вод. ст.}$).

Определить полное давление, создаваемое вентилятором, и давление перед диффузором.

Удельный вес воздуха принять равным $\gamma=1,2 \text{ кг/м}^3$.

Решение Скорость воздуха во всасывающей трубе:

$$C_1 = \frac{4 \cdot Q}{3600 \cdot \pi \cdot d_1^2} = 17 \text{ м/с}$$

Динамическое давление во всасывающей трубе:

$$h'_d = \frac{C_1^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma = \frac{17^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,2 = 17,6 \text{ мм вод. ст.}$$

Скорость воздуха в нагнетательной трубе:

$$C_2 = \frac{4 \cdot Q}{3600 \cdot \pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 12000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,45^2} = 21 \text{ м/с}$$

Динамическое давление в нагнетательной трубе:

$$h''_d = \frac{C_2^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma = \frac{21^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,2 = 27 \text{ мм вод. ст.}$$

Скорость воздуха в выходном сечении:

$$C_3 = \frac{4 \cdot Q}{3600 \cdot \pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 12000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,6^2} = 11,8 \text{ м/с}$$

Динамическое давление в выходном сечении:

$$h'''_d = \frac{C_3^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma = \frac{11,8^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,2 = 8,5 \text{ мм вод. ст.}$$

На основании вычисленных динамических давлений заданных потерь давления в сети строится эпюра распределения давлений по длине воздуховода (рисунок 36).

Полное давление создаваемое вентилятором:

$$H_0 = h_{\text{вс}} + h_{\text{нагн}} + h'''_d = 15 + 22 + 8,5 = 45,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Статическое давление на выходе из вентилятора:

$$h'_{\text{ст}} = H_0 - h_{\text{вс}} - h''_d = 45,5 - 15 - 27 = 2,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Давление перед диффузором:

$$h''_{\text{ст}} = h'_{\text{ст}} - (h_{\text{начн}} - h_d) = 3,5 - (22 - 12) = -6,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Задача 6.2.2 Воздух в количестве 30000 кг/ч, проходя через рекуператор, подогревается от 20 до 160 °С.

Определить необходимые производительность, давление и расход мощности на вентилятор при установке его в одном случае перед рекуператором и в другом

случае – после рекуператора, если полное сопротивление воздушного тракта вентилятора составляет 120 мм вод. ст.

Коэффициент полезного действия вентилятора в обоих случаях принять равным $\eta_0 = 0,5$.

Решение Удельный вес воздуха при $t=160$ °С:

$$\gamma = \gamma_0 \cdot \frac{T_0}{T} = 1,2 \cdot \frac{293}{433} = 0,81 \text{ кг/м}^3$$

Необходимая производительность вентилятора:

а) при установке до рекуператора:

$$Q = \frac{G}{\gamma_0} = \frac{30000}{1,2} = 25000 \text{ м}^3/\text{ч}$$

б) при установке после рекуператора:

$$Q' = \frac{G}{\gamma} = \frac{30000}{0,81} = 37037 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Необходимое давление, отнесенное к температуре воздуха $t=20$ °С:

а) при установке до рекуператора:

$$H=120 \text{ мм вод. ст.}$$

б) при установке после рекуператора:

$$H' = H_0 \cdot \frac{\gamma_0}{\gamma} = 120 \cdot \frac{1,2}{0,81} = 178 \text{ мм вод. ст.}$$

Расход мощности вентилятором:

а) при установке до рекуператора:

$$N = \frac{Q \cdot H}{102 \cdot \eta_0} = \frac{25000 \cdot 120}{102 \cdot 0,5 \cdot 3600} = 16,34 \text{ кВт}$$

б) при установке после рекуператора:

$$N' = \frac{Q' \cdot H'}{102 \cdot \eta_0} = \frac{37037 \cdot 178}{102 \cdot 0,5 \cdot 3600} = 35,9 \text{ кВт}$$

Вентилятор всегда выгоднее устанавливать в наиболее холодном месте газохода.

Задача 6.2.3 Какое количество воздуха будет подавать вентилятор, характеристика которого при числе оборотов $n=1000$ об/мин приведена на рисунке 37, если характеристика воздуховода выражается уравнением $H_0=3,5 \cdot Q^2$?

Какой мощности электродвигатель требуется установить для привода вентилятора с учетом запаса мощности 15 %.

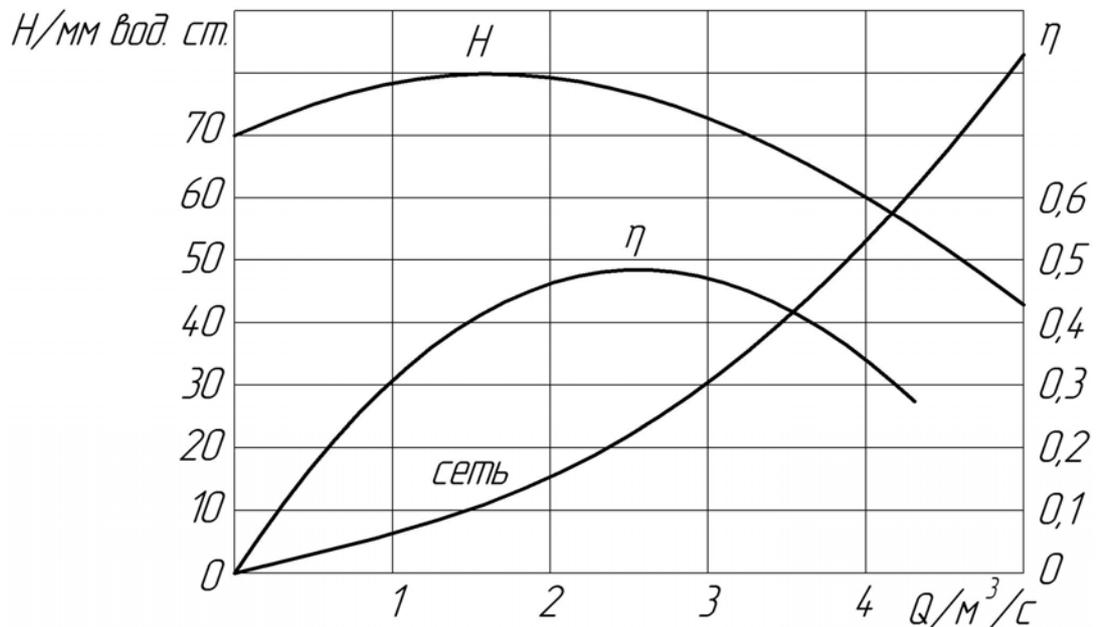


Рисунок 43 – Характеристика вентилятора в сети

Решение:

Характеристика сети на основании ее уравнения строится по следующим точкам (рисунок 43):

Таблица 5 - Характеристики сети

Наименование показателя	Значение				
	1	2	3	4	5
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	1	2	3	4	5
$H_0 \text{ мм вод. ст.}$	3,5	14	31,5	56	87,5

Рабочий режим вентилятора определяется точкой пересечения характеристик вентилятора и сети: $Q=4,1 \text{ м}^3/\text{с}$; $P=58 \text{ мм вод. ст.}$; $\eta_0=0,33$.

Количество подаваемого вентилятором воздуха в час:

$$Q = Q \cdot 3600 = 4,1 \cdot 3600 = 14760 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Необходимая мощность электродвигателя:

$$N_{\text{э.д.}} = 1,15 \frac{Q \cdot H}{102 \cdot \eta} = 1,15 \cdot \frac{4,1 \cdot 58}{102 \cdot 0,33} = 8,12 \text{ кВт}$$

Задача 6.2.4 Рабочее колесо центробежного вентилятора, делающее 1500 об/мин, имеет наружный диаметр $d_2=600$ мм, внутренний $d_1=480$ мм.

Построить треугольники скоростей на входе и выходе воздуха с лопатки и определить теоретическое давление, создаваемое колесом, если относительные скорости воздуха ($\gamma=1,2 \text{ кг/м}^3$) на входе и выходе соответственно равны $\omega_1=25 \text{ м/с}$ и $\omega_2= \text{ м/с}$, и составляют с соответствующими окружными скоростями углы $\beta_1 = 120^\circ$ и $\beta_2 = 60^\circ$.

Решение Окружная скорость частиц воздуха при выходе с рабочей лопатки:

$$U_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,6 \cdot 1500}{60} = 47,1 \text{ м/с}$$

Окружная скорость частиц воздуха при входе на рабочую лопатку:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,48 \cdot 1500}{60} = 37,7 \text{ м/с}$$

По значению окружных и относительных скоростей и угла между ними строится треугольники скоростей на входе и выходе с рабочего колеса (рисунок 44).

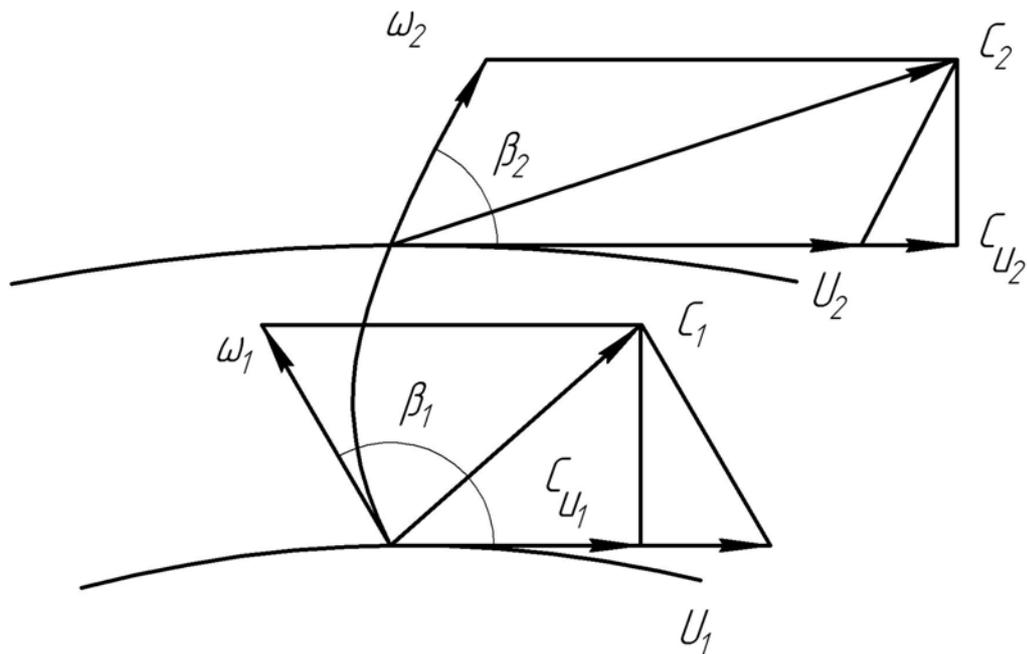


Рисунок 44 – Треугольники скоростей

Проекция абсолютной скорости C_2 на направление окружной скорости:

$$C_{u_2} = U_2 + \omega_2 \cos \beta_2 = 4,71 + 22 \cos 60^\circ = 58,1 \text{ м/с}$$

Проекция абсолютной скорости C_1 на направление окружной скорости:

$$C_{u_1} = U_1 + \omega_1 \cos \beta_1 = 37,7 + 22 \cos 120^\circ = 25,2 \text{ м/с}$$

Создаваемое вентилятором теоретическое давление:

$$H_T = \frac{\gamma}{g} \cdot (U_2 \cdot C_{U_2} - U_1 \cdot C_{U_1}) = \frac{1,2}{9,81} \cdot (47,1 \cdot 58,1 - 37,7 \cdot 25,2) = 218,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Задача 6.2.5 В сеть, характеристика которой выражается уравнением $H_0=1,3 \cdot Q^2$, подается воздух от вентилятора, характеристика которого приведена на рисунке 45.

H/мм вод. ст.

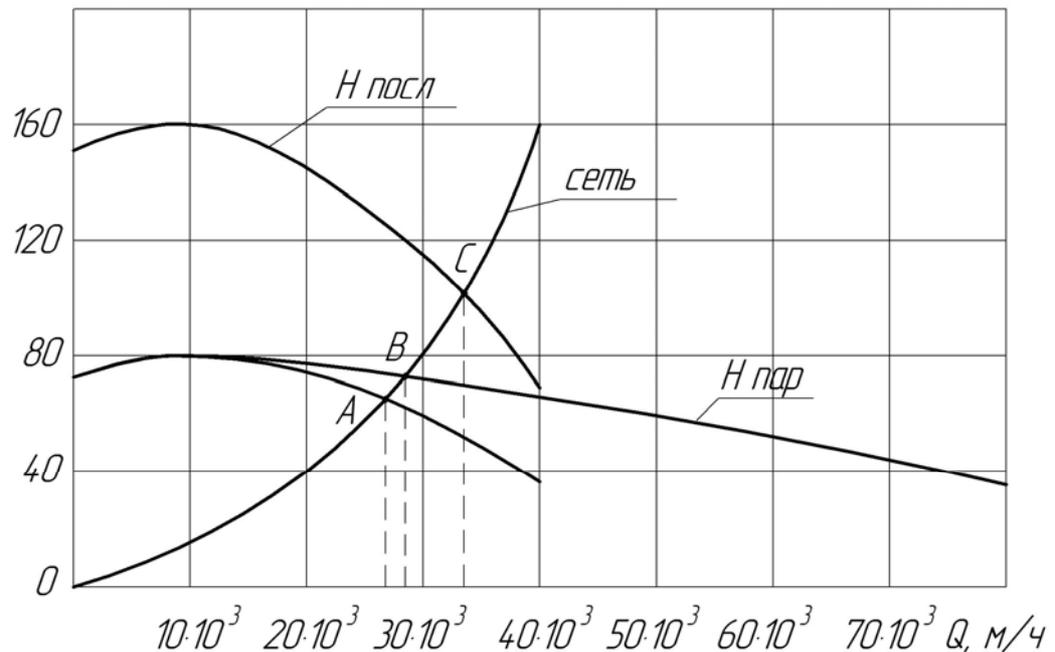


Рисунок 45 - Характеристика вентилятора и сети

Какое количество воздуха может подать вентилятор, работая на данную сеть? Как изменится этот расход воздуха при параллельном и последовательном включении на сеть двух таких вентиляторов?

Характеристика сети на основании ее уравнения строится по следующим точкам:

Таблица 6 - Характеристика сети

Наименование показателя	Значение			
	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	10000	20000	30000
$H_0 \text{ мм вод. ст.}$	10	40	90	160

Подаем воздух в сеть при работе одного вентилятора $Q=25000 \text{ м}^3/\text{ч}$ (точка А).

Суммарная характеристика двух параллельно соединенных вентиляторов строится путем удвоения производительности при одинаковом давлении. Данные для ее построения приведены ниже:

Таблица 7 - Характеристика сети двух параллельно соединенных вентиляторов

Наименование показателя	Значение				
	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	20000	50000	60000	70000
$H_0 \text{ мм вод. ст.}$	80	70	60	50	40

Подача воздуха при параллельном соединении двух одинаковых вентиляторов определяется точкой пересечения. В суммарной характеристике с характеристикой сети: $Q_1=27500 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Суммарная характеристика двух параллельно соединенных вентиляторов строится путем удвоения давления при одинаковой производительности. Данные для ее построения приведены ниже:

Таблица 8 - Характеристика сети двух последовательно соединенных вентиляторов

Наименование показателя	Значение			
	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	10000	20000	30000
$H_0 \text{ мм вод. ст.}$	160	152	124	80

Подача воздуха при последовательном соединении вентиляторов определяется точкой С пересечения суммарной характеристики с характеристикой сети: $Q_1=32500 \text{ м}^3/\text{ч}$.

В данном случае при последовательном включении вентиляторов подача воздуха в сеть больше, чем при параллельном.

Задача 6.2.6 Центробежный вентилятор, имеющий всасывающую и нагнетающую трубу диаметром $d_{\text{вс}}=d_{\text{нар}}=500 \text{ мм}$, подается воздухом в количестве $Q=18500 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Определить создаваемое вентилятором полное давление и построить эпюру распределения давлений по длине воздухопровода, если сопротивление всасывающей трубы $h_{\text{вс}}=28 \text{ мм вод. ст.}$, если сопротивление нагнетательной трубы $h_{\text{нар}}=36 \text{ мм вод. ст.}$, а удельный вес воздуха $\gamma=1,2 \text{ кг/м}^3$.

Потерю при выходе воздуха во всасывающую трубу не учитывать.

Ответ: $H=106 \text{ мм вод. ст.}$

Задача 6.2.7 Рабочее колесо центробежного вентилятора имеет наружный диаметр $d_2=800 \text{ мм}$.

Определить, при каком числе оборотов, при наличии безударного входа колесо будет создавать теоретическое давление $H_T=20 \text{ мм вод. ст.}$, если относительная скорость при выходе с лопатки равна $\omega_2=16 \text{ м/с}$ и составляет с окружной скоростью U_2 угол $\beta_2=50^\circ$.

Ответ: $n=206 \text{ об/мин.}$

Задача 6.2.8 Теоретическое давление, создаваемое рабочим колесом центробежного вентилятора с внешним диаметром $d_2=400 \text{ мм}$ и внутренним диаметром $d_1=340 \text{ мм}$, при числе оборотов $n=1200 \text{ об/мин}$, составляет $H_T=72 \text{ мм вод. ст.}$

Определить угол β_1 между окружной и относительной скоростью при входе на лопатку $\omega_1=18$ м/с, если относительная скорость при выходе с лопатки $\omega_2=16$ м/с и составляет с окружной скоростью угол $\beta_2 = 50^\circ$.

На сколько градусов нужно изменить при помощи направляющего аппарата угол β_1 , чтобы величина теоретического давления уменьшалась на 10 %?

Ответ: $\beta_1 = 114^\circ$; $\beta_1' = 104^\circ$.

Задача 6.2.9 Дымосос, работая при температуре $t=160^\circ\text{C}$ и давлении $p=740$ мм вод. ст., отсасывает дымовые газы из печи и подает их в дымовую трубу, создающую полезный перепад давления $h=10$ мм вод. ст.

Определить необходимый расчетный перепад давления, создаваемый дымососом, приведенный к стандартным условиям ($t=20^\circ\text{C}$, $p=760$ мм вод. ст.), если полное сопротивление газового тракта составляет 68 мм вод. ст.

Ответ: $H=88$ мм вод. ст.

Задача 6.2.10 Какая мощность электродвигателя (с запасом 10 %) необходима для вентилятора производительностью $Q=35000$ м³/ч, работающего при давлении $H=150$ мм вод. ст., если полный коэффициент полезного действия вентилятора равна $\eta_0=0,55$?

Ответ: $N_{эл}=28,5$ кВт.

7 Турбовоздуходувки и турбокомпрессоры

7.1 Основные расчетные зависимости

Турбовоздуходувки сжимают воздух до конечного избыточного давления $(0,3 \div 3,0) \cdot 10^5$ Па и имеют сравнительно небольшое число ступеней сжатия. Температура воздуха при сжатии не повышается более 200°C , поэтому машины работают без охлаждения.

Турбокомпрессоры в обычных условиях создают конечное избыточное давление $(3,0 \div 12,0) \cdot 10^5$ Па и имеет большое число ступеней сжатия. Из-за значительного нагрева воздуха в этих компрессорах или водяное охлаждение внутри, или внешнее в промежуточных холодильниках.

Теоретический процесс в воздуходувке можно рассматривать как адиабатный, в системе координат TS он выражается линией bc' (рисунок 46).

При начальном состоянии воздуха, характеризующимся давлением p_0 и температурой T_0 , тепловой эквивалент полной работы, затраченный на 1 кг воздуха, может быть подсчитан по формуле:

$$A \cdot L_{\text{ад}} = [c_p]_m \cdot (T_1' - T_0), \text{ ккал/кг}, \quad (139)$$

где $[c_p]_m$ – средняя теплоемкость при постоянном давлении в интервале температур $T_1' - T_0$.

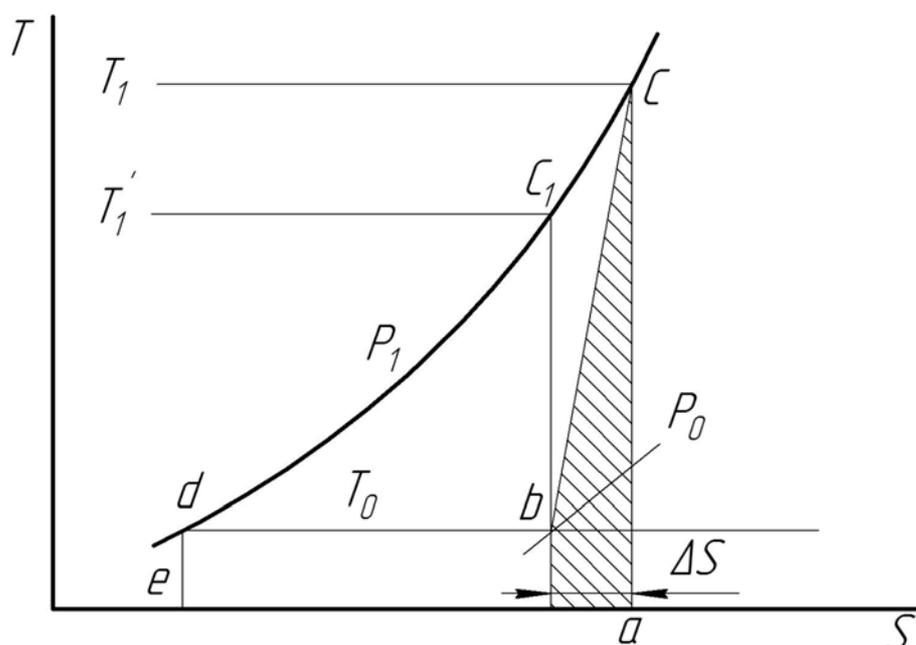


Рисунок 46 - Процесс сжатия в турбовоздуходувках

В действительности к турбовоздуходувке подводится энергии больше, чем требует процесс при адиабатном сжатии. Часть ее $L_{\text{пот}}$, затрачиваемая на преодоление трения, превращается в тепло, поглощаемое воздухом.

Конечная температура воздуха при адиабатном сжатии T_1' может быть определена из известного термодинамического соотношения:

$$T_1' = T_0 \cdot \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \text{ К}, \quad (140)$$

где p_1 и p_0 – конечное и начальное давления.

Таким образом, действительный процесс представляет собой процесс с подводом тепла и изображается в диаграмме TS линией bc (рисунок 46). Фактическая температура воздуха T_1 в конце сжатия выше конечной температуры адиабатного процесса сжатия.

Тепловой эквивалент работы трения выражается заштрихованной площадкой и может быть подсчитан по формуле:

$$A \cdot L_{\text{пот}} = \Delta S \cdot \frac{T_1 + T_0}{2}, \quad (141)$$

Тепловой эквивалент всей работы, затрачиваемой 1 кг воздуха, выражаемый площадью asde, определяется из уравнения:

$$A \cdot L = [c_p]_m \cdot (T_1 - T_0), \text{ ккал/кг}, \quad (142)$$

Иногда более удобной оказывается другая модификация этой же формулы:

$$A \cdot L = \frac{k}{k-1} \cdot A \cdot R \cdot (T_1 - T_0), \text{ ккал/кг}, \quad (143)$$

Сравнение действительного процесса сжатия с адиабатным процессом может быть произведено при помощи адиабатного коэффициента полезного действия:

$$\eta_{\text{ад}}^i = \frac{A \cdot L_{\text{ад}}}{A \cdot L} = \frac{[c_p]_m \cdot (T_1' - T_0)}{[c_p]_m \cdot (T_1 - T_0)} = \frac{T_1' - T_0}{T_1 - T_0}, \quad (144)$$

Для турбовоздуходувок величина внутреннего адиабатного КПД находится в пределах $\eta_{\text{ад}}^i = 0,60 \div 0,75$.

По тепловому эквиваленту затраченной работы может быть подсчитана необходимая мощность:

$$N = \frac{A \cdot L \cdot G \cdot 427}{102}, \text{ кВт}, \quad (145)$$

где G – количество подаваемого воздуха, кг/с.

Рассматривая действительный процесс как политропный с каким-то средним показателем политропы n , затраченную на проведение процесса по формуле:

$$L_{\Pi} = L - L_{\text{пот}} = L - \frac{\Delta S}{A} \cdot \frac{T_1 + T_0}{2} = \frac{n}{n-1} \cdot p_0 \cdot V_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{ кг м/кг, (146)}$$

где L – работа, выражаемая полной площадью диаграммы, находящейся над линией cd (рисунок 46).

Температура сжатого воздуха T_1 может быть при этом определена из соотношения:

$$T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (147)$$

Отношение работы политропного процесса и фактически затраченной работе получило название политропного кпд:

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{L_{\Pi}}{L}, \quad (148)$$

Величина его связана с показателем политропы следующим соотношением:

$$\frac{n}{n-1} = \eta_{\text{пол}} \cdot \frac{k}{k-1}, \quad (149)$$

Численное значение политропного кпд находится в пределах:

$$\eta_{\text{пол}} = 0,65 \div 0,80.$$

Степень повышения давления, создаваемая одним колесом турбовоздуходувки, находится в пределах:

$$\beta = \frac{p_1}{p_0} = 1,2 \div 1,5.$$

Вследствие изменения удельного веса воздуха по мере увеличения сжатия, степень повышения давления в различных ступенях не одинакова.

Промежуточные значения давлений, температур и удельных объемов удобнее всего определять при помощи TS-диаграммы, деля политропы сжатия на равные части.

Среднее значение степени повышения давления можно определить из выражения:

$$\beta_{\text{ср}} = \sqrt[z]{\frac{p_z}{p_0}}, \quad (150)$$

где p_z – конечное давление, Па;
 z – число ступеней.

Полная работа воздуходувки равна сумме работ отдельных ступеней:

$$A \cdot L = [c_p]_m \cdot (T_1 - T_0) + [c_p]_m \cdot (T_2 - T_1) + \dots = [c_p]_m \cdot (T_z - T_0), \text{ ккал/кг, } (151)$$

Как и в случае воздуходувки, работа трения в турбокомпрессорах, выражающаяся площадью ac_1be (рисунок 47), превращаясь в тепло, передается сжатому воздуху.

Однако благодаря наличию внутреннего охлаждения изменение состояния воздуха происходит не по линии bc_1 , а по линии bc .

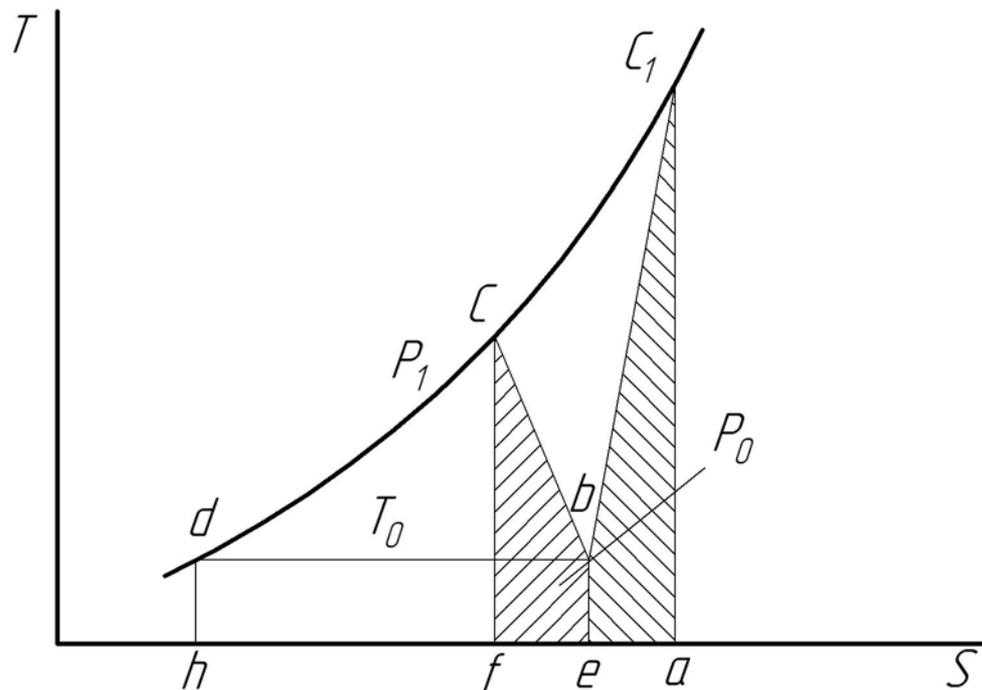


Рисунок 47 - Процесс сжатия в турбокомпрессорах

Охлаждающая вода должна отводить как тепло, выделяющаяся за счет трения, так и часть тепла, выделяющегося при сжатии. Графически все отводимое тепло выражается суммой площадей ac_1be и $bcfe$. Внутреннее охлаждение ведет к уменьшению затрачиваемой работы на величину, эквивалентную не заштрихованной площади диаграммы bc_1 .

Процесс сжатия в многоступенчатом компрессоре с внутренним охлаждением изображен на рисунке 48.

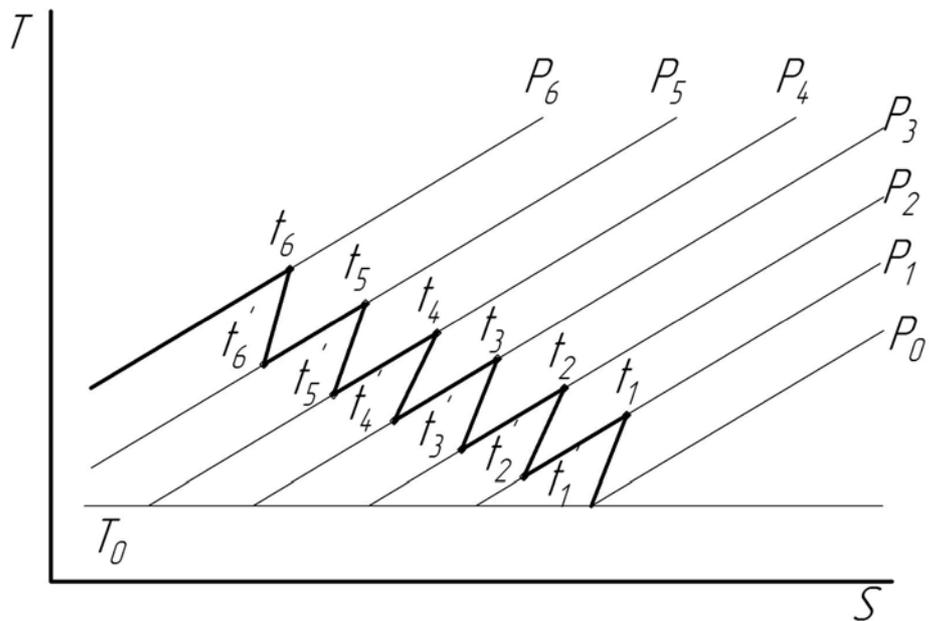


Рисунок 48 - Процесс сжатия в многоступенчатом компрессоре с внутренним охлаждением

При применении выносных холодильников диаграмма несколько изменяется. На рисунке 49 изображен процесс сжатия в компрессоре, имеющим три группы колес, по две ступени в каждой группе.

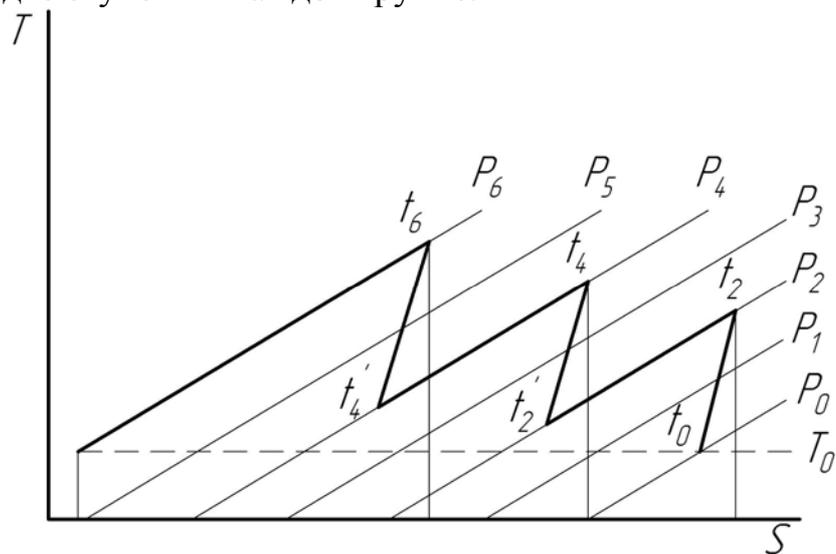


Рисунок 49 - Процесс сжатия в многоступенчатом компрессоре с охлаждением в промежуточных холодильниках

Затраты работы тем меньше, чем ближе процесс сжатия к изотермическому процессу.

Вследствие этого в турбокомпрессорах степень совершенства процесса определяется величиной внутреннего коэффициента полезного действия:

$$\eta_{\text{из}}^i = \frac{A \cdot L_{\text{из}}}{A \cdot L}, \quad (152)$$

Численное значение этого коэффициента $\eta_{из}^i = 0,50 \div 0,70$.

Тепловой эквивалент работы при изотермическом сжатии 1 кг воздуха выражается площадью $bqheeb$ (рисунок 47) и может быть подсчитан по формуле:

$$A \cdot L_{из} = T_0(S_0 - S_1), \text{ ккал/кг}, \quad (153)$$

Работу при изотермическом сжатии можно подсчитать также, исходя из термодинамических соотношений:

$$L_{из} = p_0 \cdot \ln \frac{p_1}{p_0}, \text{ кг м/м}^3, \quad (154)$$

Работа, затрачиваемая фактически, определяется как сумма работ отдельных ступеней или групп:

$$A \cdot L = [c_p]_m \cdot (T_1 - T_0) + [c_p]_m \cdot (T_2 - T_1') + \dots, \text{ ккал/кг}, \quad (155)$$

Мощность турбокомпрессора может быть определена по (145).

Зависимости (113) и (114) полностью справедливы и для турбовоздуходувок.

Давление воздуходувки можно найти по выражению (116), где $\sigma_z = 0,80 \div 0,85$ и $\eta_r = 0,75 \div 0,90$.

Действительная производительность Q связана с теоретической Q_T через объемный кпд:

$$Q = \eta_0 \cdot Q_T, \quad (156)$$

где $\eta_0 = 0,95 \div 0,99$.

В турбовоздуходувных машинах механический кпд учитывает только потери на трение в подшипниках, не передаваемые в виде тепла сжимаемому воздуху, и механический эквивалент тепловых потерь в окружающую среду. В среднем механический кпд этих машин равен $\eta_M = 0,97 \div 0,99$.

Таким образом, мощность на валу турбовоздуходувной машины, исходя из теплового эквивалента работы AL , можно определить:

$$N = \frac{A \cdot L \cdot G \cdot 427}{102 \cdot \eta_0 \eta_M}, \quad (157)$$

где G – весовой расход воздуха, кг/с.

Мощность на валу можно подсчитать, исходя из теоретических мощностей при адиабатном и изотермическом процессах сжатия и соответствующих кпд.

Для турбовоздуходувок:

$$N = \frac{p_0 \cdot Q \cdot 10^4}{60 \cdot 102 \cdot \eta_{ад}^i \cdot \eta_0 \cdot \eta_M} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_Z}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (158)$$

где Q – производительность турбовоздуходувки, м³/мин;
 p_0 и p_Z – начальное и конечное абсолютные давления, кг/см².

Для турбокомпрессоров:

$$N = \frac{p_0 \cdot Q}{60 \cdot 102 \cdot \eta_{из}^i \cdot \eta_0 \cdot \eta_M} \cdot 2,3 \cdot \lg \frac{p_Z}{p_0}, \quad (159)$$

Произведение трех КПД называется общим КПД.

Общий адиабатный коэффициент полезного действия:

$$\eta_{ад} = \eta_{ад}^i \cdot \eta_0 \cdot \eta_M, \quad (160)$$

Общий изотермический коэффициент полезного действия турбокомпрессора:

$$\eta_{из} = \eta_{из}^i \cdot \eta_0 \cdot \eta_M, \quad (161)$$

При сжатии не воздуха, а какого-нибудь другого газа давления, развиваемые в каждой ступени турбовоздуходувки при этом же числе оборотов, изменяется по сравнению с давлением, создаваемым при работе на воздухе, обратно пропорционально газовым постоянным:

$$\Delta P_{газа} = \Delta P_{возд} \cdot \frac{R_{возд}}{R_{газа}}, \quad (162)$$

Работа сжатия двух различных газов прямо пропорциональна их газовым постоянным:

$$L_{газа} = L_{возд} \cdot \frac{R_{газа}}{R_{возд}}, \quad (163)$$

Всасываемый объем для всех газов, естественно, остается одинаковым.

При одностороннем входе воздуха в рабочее колесо турбовоздуходувки и турбокомпрессоров возникает осевая сила, стремящаяся сдвинуть колесо в сторону, обратную направлению движения воздуха.

Величина этой силы, как и в центробежных насосах, зависит от площади входного отверстия и разности давлений по обе стороны колеса ΔP и ориентировочно может быть подсчитана по формуле:

$$P = \Delta P \cdot \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_0^2)}{4}, \quad (164)$$

где d_0 – внутренний диаметр входного отверстия, мм;
 d_1 – внешний диаметр входного отверстия, мм.

В многоступенчатых машинах полное осевое усилие равно сумме осевых усилий, действующих на каждое колесо.

При этом следует учитывать, что при одинаковой степени повышения давления во всех ступенях и одинаковых размерах колес осевые усилия, действующие на каждое колесо, будут различны.

Характеристики турбовоздуходувок можно получить только опытным путем и выглядят они так же, как и характеристики на рисунке 4.

Пересчет и перестройка характеристик на другое число оборотов можно проводить с использованием зависимостей (117), (118) и (122).

Перестройку характеристик на другое состояние всасываемого воздуха производят, исходя из этого, что развиваемое давление P и мощность N изменяются пропорционально удельному весу воздуха:

$$\frac{P}{P_1} = \frac{\gamma}{\gamma_1}, \quad (165)$$

$$\frac{N}{N_1} = \frac{\gamma}{\gamma_1}, \quad (166)$$

При пропорциональном изменении всех размеров воздуходувки производительность, создаваемое давление и мощность изменяются в зависимости от диаметра колеса согласно следующим закономерностям:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{d^3}{d_1^3}, \quad (167)$$

$$\frac{P}{P_1} = \frac{d^2}{d_1^2}, \quad (168)$$

$$\frac{N}{N_1} = \frac{d^5}{d_1^5}, \quad (169)$$

Наибольшему давлению соответствует определенная подача Q_K , которая называется критической.

При подаче ниже критической работа турбовоздуходувной машины становится неустойчивой, наблюдается явление «помпажа», связанные с резкими колебаниями подачи, толчками и вибрацией машины. На режимах,

соответствующих восходящей части характеристики, машина эксплуатироваться не должна.

Для определения режима работы турбовоздуходувной машины в конкретных условиях необходимо построить характеристику сети и выбрать рабочую точку (рисунок 31).

Регулирование режима работы турбовоздуходувок можно проводить в основном такими же способами, как и регулирование вентиляторов.

Совместная работа турбовоздуходувок подобна совместной работе вентиляторов и описана в разделе 6.1.

7.2 Задачи

Задача 7.2.1 В первой ступени турбокомпрессора с внутренним охлаждением воздух сжимается от начальных параметров $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и $t_0=20^\circ\text{C}$ до конечного давления $p_1=1,4 \text{ кг/см}^2$, нагреваясь при сжатии до $t_1=40^\circ\text{C}$.

Найти величину потерь, превращающихся в тепло, принимая $[C_p]_{\text{м}} 0,24 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$, если при работе без охлаждения температура сжатого воздуха достигает $t_2=60^\circ\text{C}$.

Определить внутренний изотермический коэффициент полезного действия и экономию работы (в %), получаемую от применения охлаждения.

Решение Потери, превращающиеся в тепло, эквиваленты площади, расположенной под линией P_1 (рисунок 50).

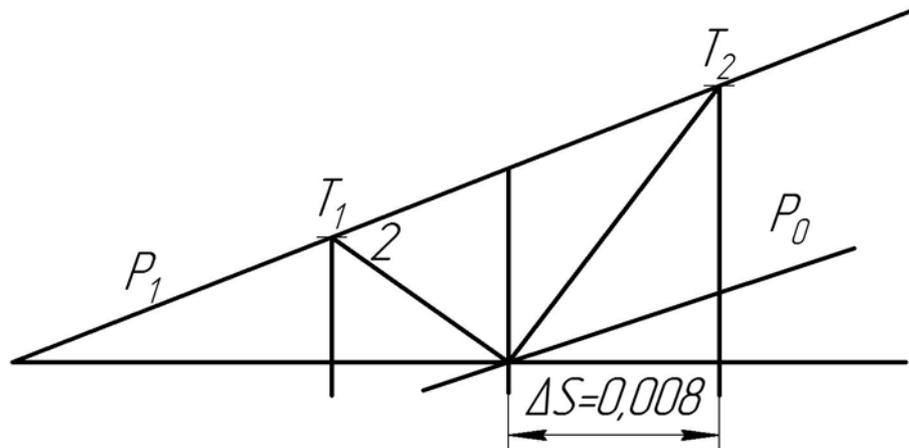


Рисунок 50 – Определение потерь

$$A \cdot L_{\text{пот}} = \Delta S \cdot \frac{T_2 - T_0}{2} = 0,006 \cdot \frac{333 + 293}{2} = 2,5 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$$

Тепловой эквивалент работы, затрачиваемой при сжатии воздуха без охлаждения:

$$A \cdot L = [C_p]_m \cdot (t_2 - t_0) = 0,24 \cdot (60 - 20) = 9,6 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$$

Тепловой эквивалент работы, затрачиваемой при сжатии воздуха с охлаждением (без учета потерь):

$$A \cdot L_{\text{охл}} = [C_p]_m \cdot (t_2 - t_0) + \Delta S \cdot \frac{T_2 - T_0}{2} = 0,24 \cdot (60 - 20) + 0,006 \cdot \frac{333 + 293}{2} = 2,5 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$$

Тепловой эквивалент работы, затрачиваемой при сжатии воздуха с охлаждением, с учетом тепла, получаемого воздухом за счет работы трения:

$$A \cdot L_o = A \cdot L_{\text{охл}} + A \cdot L_{\text{пот}} = 6,62 + 2,5 = 9,12 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$$

Экономия работы за счет применения охлаждения:

$$a = \frac{A \cdot L - A \cdot L_o}{A \cdot L} \cdot 100 = \frac{9,6 - 9,12}{9,6} \cdot 100 = 5 \%$$

Тепловой эквивалент работы при изотермическом сжатии воздуха:

$$A \cdot L_{\text{из}} = T_0 \cdot \Delta S = 293 \cdot 0,022 = 6,45 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$$

Внутренний изотермический коэффициент полезного действия:

$$\eta_{\text{из}}^i \cdot \frac{A \cdot L_{\text{из}}}{A \cdot L} = \frac{6,45}{9,12} = 0,707$$

Задача 7.2.2 Одноступенчатая турбовоздуходувка, сжимающая воздух от начального состояния $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и $t_0=20 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\gamma=116 \text{ кг/м}^3$) до конечного давления $p_1=1,4 \text{ кг/см}^2$, имеет рабочее колесо с наружным диаметром $d_2=800 \text{ мм}$.

Какое число оборотов должен делать вал турбовоздуходувки, если при условии безударного входа и температуре сжатого воздуха $t_1=60 \text{ }^\circ\text{C}$ относительная скорость на выходе из колеса равна $\omega_2=40 \text{ м/с}$ и составляет с окружной скоростью угол $\beta_2=125 \text{ }^\circ$?

Гидравлический коэффициент полезного действия и коэффициент, учитывающий конечное число лопаток, принять собственно равными: $\eta_r=0,82$; $\sigma_z=0,86$.

Решение Удельный вес воздуха в напорном патрубке:

$$\gamma_1 = \gamma_0 \cdot \frac{T_0 \cdot p_1}{T_1 \cdot p_0} = 1,16 \cdot \frac{293 \cdot 1,4}{333 \cdot 1,0} = 1,43 \text{ кг/м}^3$$

Средний удельный вес воздуха:

$$\gamma_{\text{cp}} = \gamma_0 \cdot \frac{\gamma_0 + \gamma_1}{2} = \frac{1,16 + 1,43}{2} = 1,295 \text{ кг/м}^3$$

Теоретическое давление, которое должна развивать турбовоздуходувка:

$$\Delta p_m = \frac{\Delta p}{\sigma_z \cdot \eta_{\Gamma}} = \frac{4000}{0,86 \cdot 0,82} = 56 \mp 2 \text{ мм вод. ст.}$$

Окружная скорость на выходе с лопатки:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,8 \cdot n}{60} = 0,0419 \text{ м/с}$$

Проекция абсолютной скорости C_2 на направление окружной скорости u_2 (рисунок 51):

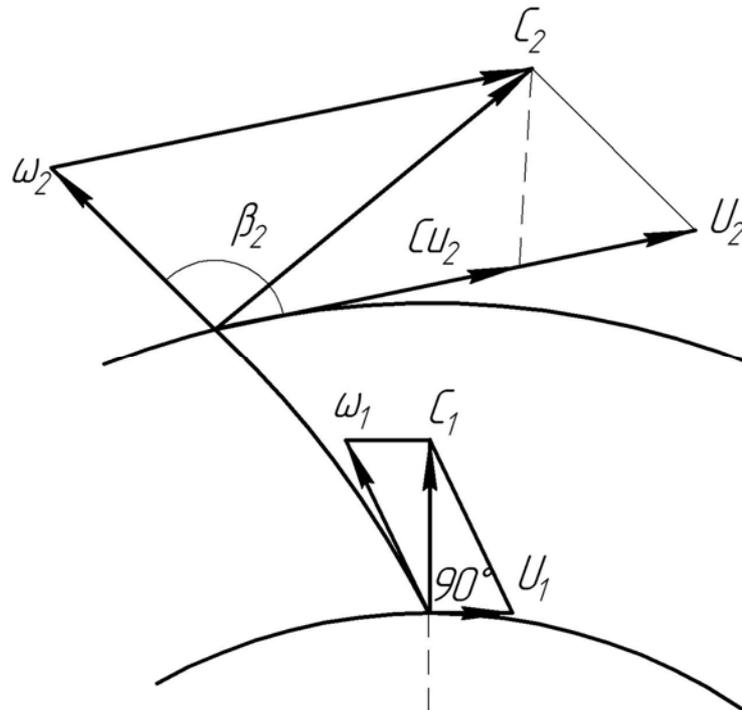


Рисунок 51 - Проекция абсолютной скорости C_2 на направление окружной скорости u_2

$$C_{u_2} = u_2 + \omega_2 \cdot \cos \beta_2 = 0,0419n + 40 \cos 125^\circ = 0,0419n - 22,9,$$

необходимое число оборотов определяется из уравнения Эйлера:

$$\Delta p_m = \frac{u_2 \cdot C_{u_2} \cdot \gamma_{\text{cp}}}{g}$$

$$5672 = \frac{0,0419n \cdot (0,0419n - 22,9) \cdot 1,295}{9,81}$$

откуда $n=5150$ об/мин.

Задача 7.2.3 Трехступенчатая турбовоздуходувка производительностью $Q=5000$ м³/ч сжимает воздух от начальных параметров $p_0=1$ кг/см² и $t_0=20$ °С до конечного давления $p_1=1,8$ кг/см², с одинаковой степенью повышения давления во всех ступенях.

Определить, какое давление создаст и какую мощность на валу потребует эта турбовоздуходувка при работе на кислороде с внутренним адиабатным коэффициентом полезного действия $\eta_0=0,98$ и механическим коэффициентом полезного действия $\eta_M=0,97$.

Решение Степень повышения давления при работе на воздухе:

$$\beta_B = \sqrt[z]{\frac{p_z}{p_0}} = \sqrt[3]{\frac{1,8}{1,0}} = 1,216$$

Первое промежуточное давление:

$$p_1 = p_0 \cdot \beta_B = 1 \cdot 1,216 = 1,216 \text{ кг/см}^2$$

Приращение давления в первой ступени при работе на кислороде:

$$\Delta p_k = \Delta p_k \frac{R_B}{R_k} = 0,216 \cdot \frac{29,3}{26,5} = 0,239 \text{ кг/см}^2$$

Степень повышения давления в первой ступени при работе на кислороде:

$$\beta_k = \frac{p_{k1}}{p_0} = \frac{1,239}{1,0} = 1,239$$

Полная степень повышения давления при работе на кислороде:

$$\beta_{кп} = \left(\frac{p_{k1}}{p_0} \right)^z = \left(\frac{1,239}{1,0} \right)^3 = 1,9$$

Конечное давление, создаваемое турбовоздуходувкой при работе на кислороде:

$$p_{кз} = p_0 \cdot \beta_{кп} = 1,0 \cdot 1,92 = 1,92 \text{ кг/см}^2$$

Работа при адиабатном сжатии 1 кг воздуха до давления $1,92$ кг/см²:

$$L_{ад}^B = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_0}{\gamma} \cdot \left[\left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot \frac{1 \cdot 10^5}{1,16 \cdot 9,81} \left[\left(\frac{1,92}{1,0} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 6301 \text{ кгм/кг}$$

Работа при адиабатном сжатии 1 кг кислорода до давления 1,92 кг · с/см²:

$$L_{ад}^K = L_{ад}^B \frac{R_K}{R_B} = 6301 \cdot \frac{26,5}{29,3} = 5699 \text{ кгм/кг}$$

Требуемая мощность на валу турбовоздуходувки:

$$N_K = \frac{L_{ад}^K \cdot \gamma_K \cdot Q}{102 \cdot \eta_{ад}^i \cdot \eta_M \eta_0 \cdot 3600} = \frac{5699 \cdot 1,33 \cdot 5000}{102 \cdot 0,7 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 3600} = 155,1 \text{ кВт},$$

где $\gamma_K = 1,33 \text{ кг/м}^3$ - удельный вес кислорода при $p_0 = 1 \text{ кг/см}^2$ и $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 7.2.4 На сколько процентов сократиться зона неустойчивой работы (помпажа) турбокомпрессора, характеристика которого $p=f(Q)$ при числе оборотов $n=8000$ об/мин задана приводимыми ниже данными, если число оборотов компрессора уменьшиться до $n=7000$ об/мин?

Таблица 9 - Характеристика турбокомпрессора $p=f(Q)$

Характеристика	Значение				
	1	2	3	4	5
№ точки					
Q, м ³ /с	1000	2000	3000	4000	5000
P, кг · с/см ²	8,6	9,0	8,7	8,0	6,8

Решение Характеристика турбокомпрессора при числе оборотов $n=7000$ об/мин может быть построена по точкам, полученным по формулам:

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

$$p_1 = Q \cdot \frac{n^2}{n^2}$$

Таблица 10 - Характеристика турбокомпрессора при числе оборотов $n=7000$ об/мин

Характеристика	Значение				
	1	2	3	4	5
№ точки					
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	875	1750	2625	3500	4375
$P, \text{ кг} \cdot \text{с}/\text{см}^2$	6,59	6,89	6,66	6,13	5,21

Характеристики, построенные по заданным и расчетным величинам (рисунок 52), показывают, что зона неустойчивой работы сократилась на

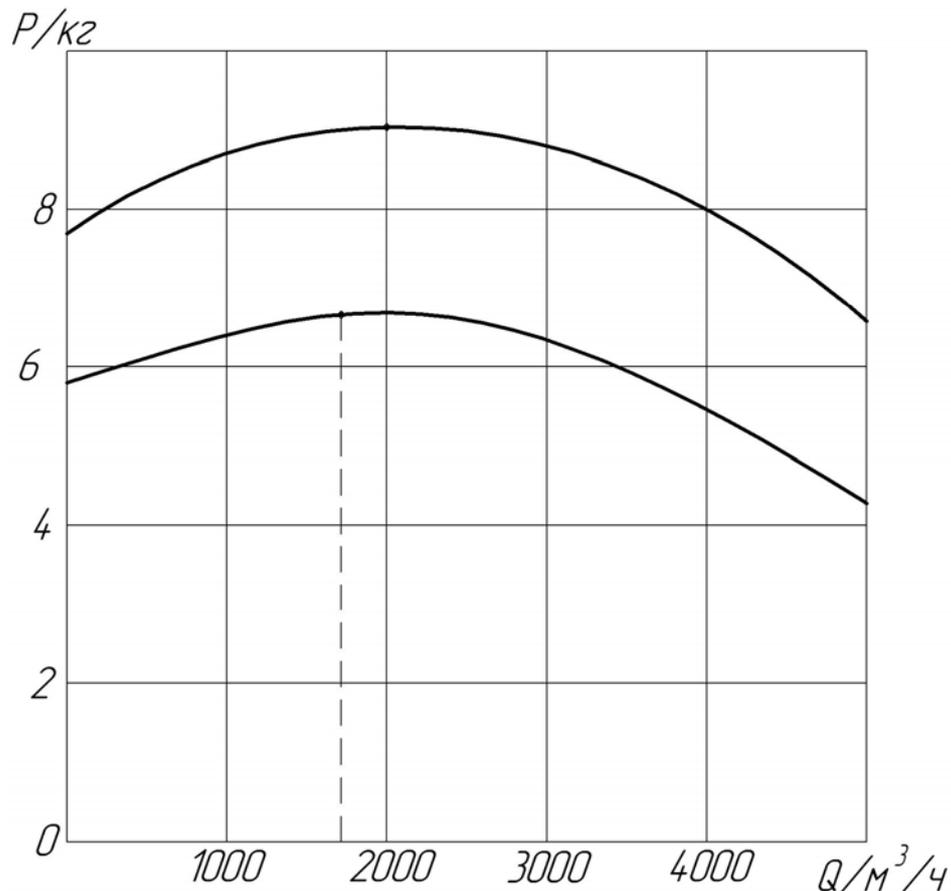


Рисунок 52 - Характеристика турбокомпрессора $p=f(Q)$

$$\frac{Q_{\kappa} - Q_{\kappa_1}}{Q_{\kappa}} \cdot 100 = \frac{2000 - 1750}{2000} \cdot 100 = 12,5 \%$$

Задача 7.2.5 Турбокомпрессор, обслуживающий заводскую сеть пневматических установок, регулируется на постоянное давление $7 \text{ кг} \cdot \text{с}/\text{см}^2$ путем изменения числа оборотов.

Характеристика турбокомпрессора $p=f(Q)$ приведена на рисунке 53 и при нормальном числе оборотов $n=5000$ об/мин обеспечивает подачу воздуха в сеть в количестве $Q=8000$ м³/ч.

Как должно измениться число оборотов турбокомпрессора при увеличении потребления воздуха с 8000 до 10000 м³/ч?

Решение Постоянная k в уравнении характеристики сети при увеличенной подаче:

$$k = \frac{p}{Q_{\text{сети}}^2} = \frac{7 \cdot 3600^2}{10000^2} = 0,907$$

Характеристика сети может быть построена по уравнению:

$$p = 0,907 \cdot Q_{\text{сети}}^2.$$

Величину подачи в эту сеть при числе оборотов $n=5000$ об/мин находят по точке пересечения характеристики турбокомпрессора с характеристикой сети (рисунок 53):

$$Q=9900 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Необходимое число оборотов для подачи в сеть расхода $Q_1=10000$ м³/ч определяют из закона пропорциональности:

$$n_1 = n \cdot \frac{Q_1}{Q} = 5000 \cdot \frac{10000}{9900} = 5050 \text{ об/мин}.$$

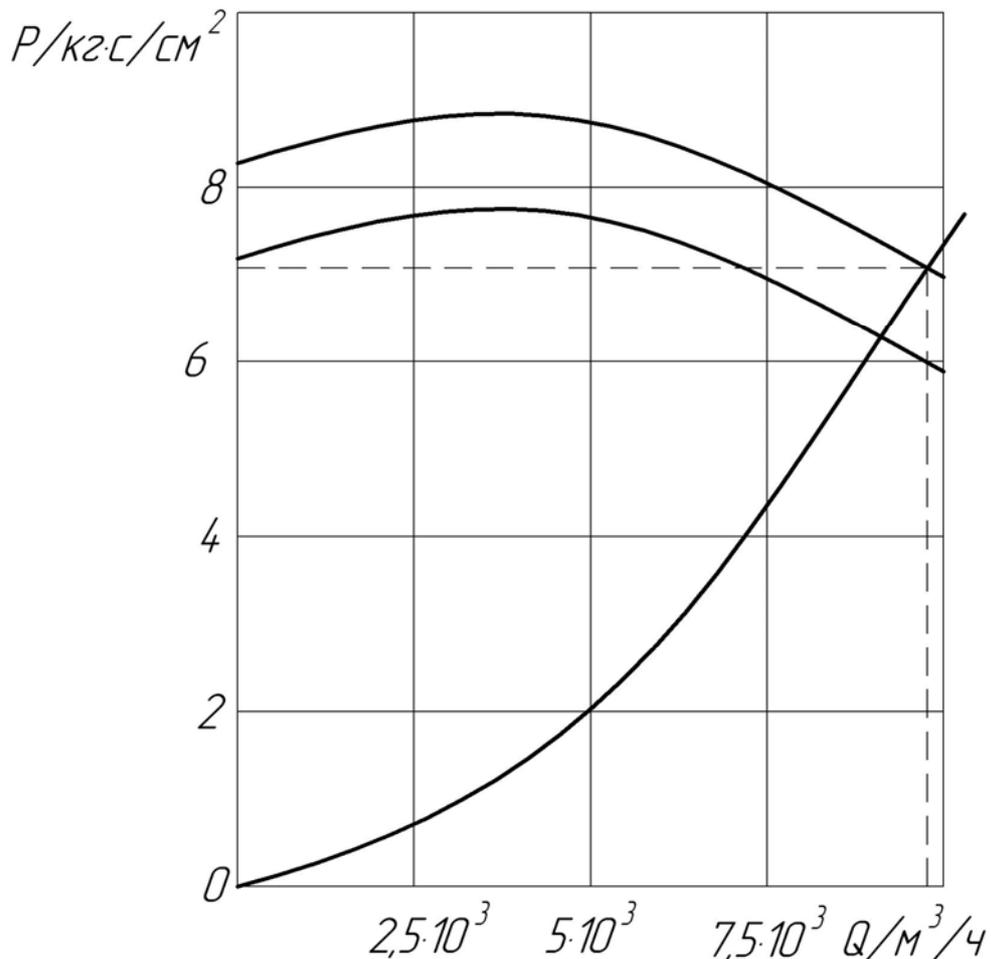


Рисунок 53 - Характеристика турбокомпрессора и сети

Задача 7.2.6 Двухступенчатая турбовоздуходувка производительностью $Q=6000 \text{ м}^3/\text{ч}$ сжимает воздух от начальных параметров $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и $t_0=20 \text{ }^\circ\text{C}$ до конечного давления $p_1=1,4 \text{ кг/см}^2$.

Определить внутренний адиабатный коэффициент полезного действия $\eta_{\text{ад}}^i$ и найти необходимую мощность на валу $N_{\text{в}}$, если температура сжатого воздуха в напорном патрубке $t_1=60 \text{ }^\circ\text{C}$, $[C_p]_{\text{м}}=0,24 \text{ ккал/кг}\cdot\text{град}$, объемный коэффициент полезного действия $\eta_0=0,98$, а потери на трение в подшипниках составляют 2 % от мощности на валу.

Ответ: $\eta_{\text{ад}}^i=0,75$, $N_{\text{в}}=81 \text{ кВт}$.

Задача 7.2.7 Турбовоздуходувка сжимает воздух от начальных условий $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и $t_0=20 \text{ }^\circ\text{C}$ до конечного давления $p_1=1,8 \text{ кг/см}^2$, при политропном коэффициенте полезного действия $\eta_{\text{пол}}=0,78$.

Определить, какое количество тепла сообщается каждому килограмму воздуха за счёт работы трения.

Ответ: $A \cdot L_{\text{пол}} = 3,61 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$.

Задача 7.2.8. Определить необходимое число ступеней сжатия в неохлаждаемой турбовоздуходувке, сжимающей воздух от начального состояния $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и $t_0=20 \text{ }^\circ\text{C}$ до конечного давления $p_z=2,5 \text{ кг/см}^2$.

Найти значения промежуточных давлений и температур между ступенями, если политропный коэффициент полезного действия турбовоздуходувки равен $\eta_{\text{пол}}=0,76$.

Ответ: $z=3$; $p_1=1,4 \text{ кг/см}^2$; $t_1=58 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_2=1,9 \text{ кг/см}^2$; $t_2=100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 7.2.9 Определить теоретическое давление, создаваемое рабочим колесом турбокомпрессора при числе оборотов $n=6000 \text{ об/мин}$, имеющим наружный диаметр $d_2=520 \text{ мм}$ и внутренний диаметр $d_1=300 \text{ мм}$, если средний удельный вес воздуха равен $\gamma=2,8 \text{ кг/м}^3$.

Построить треугольники скоростей при входе и выходе с колеса, если относительные скорости воздуха при входе и выходе с лопасти соответственно равны $\omega_1=85 \text{ м/с}$, $\omega_2=64 \text{ м/с}$ и составляют с соответствующими окружными скоростями углы $\beta_1=140^\circ$ и $\beta_2=135^\circ$.

Ответ: $\Delta p=0,472 \text{ кг/см}^2$.

Задача 7.2.10 Определить приближенно осевое усилие, возникающее в трехступенчатой воздуходувке, сжимающей воздух от начального давления $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ до конечного давления $p_z=2,5 \text{ кг/см}^2$.

Площадь входа воздуха в рабочее колесо представляет собой кольцо с наружным диаметром $d_1=250 \text{ мм}$ и внутренним диаметром $d_0=120 \text{ мм}$.

Потери в лабиринтных уплотнениях не учитывать.

Ответ: $P=4812 \text{ Н}$.

Список использованных источников:

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. [Текст] /Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов., О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловсий. - 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 424 с.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. [Текст] /Т.М. Башта - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1971. - 672 с.
3. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. [Текст] / Т.М. Башта- М.: Машиностроение, 1974. - 608 с.
4. Насосы. [Текст] пер. с нем./ К. Бедеке, [и др.] - М.: Машиностроение, 1979. - 502 с.
5. Кривченко Г.И. Гидравлические машины. [Текст] /Г.И. Кривченко - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Энергоатомиздат, 1983. - 320 с.
6. Свешников В.К. Гидрооборудование [Текст]: международный каталог. /В.К. Свешников. - М.: Машиностроение, 1995. - 624 с.
7. Волчков И.И. Насосы для молока и молочных продуктов [Текст] / И.И. Волчков, В.И. Волчков – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 208 с. (Эксплуатация и наладка оборудования)
8. Рахмилевич З.З. Насосы в химической промышленности [Текст]: справ. изд. / З.З. Рахмилевич:– М.: Химия, 1990. – 240 с.
9. Шлипченко З.С. Насосы, компрессоры, вентиляторы [Текст] / З.С. Шлипченко – К., Техника, 1976. – 368 с.
10. Шерстюк А.Н. Насосы, компрессоры, вентиляторы [Текст]: учебное пособие для вузов. / А.Н. Шерстюк:– М., Высшая школа, 1972. – 344 с.
11. Рахмилевич З.З. Компрессорные установки [Текст]: справ. изд. / З.З. Рахмилевич:– М.: Химия, 1989. – 272 с.
12. Насосы. Вентиляторы. Кондиционеры: справочник / Е.М. Росляков [и др.], под ред. Е.М. Рослякова. – СПб.: Политехника, 2006. – 822 с.
13. Веселов С.А. Вентиляционные и аспирационные установки предприятий хлебопродуктов. – М.: КолосС, 2004. – 240 с.
14. Вентиляция. Оборудование и технологии: учебно-практическое пособие. – М.: Стройинформ, 2007. – 424 с.
15. Веригин И.С. Компрессорные и насосные установки: учебник для нач. проф. образования / И.С. Веригин. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 288 с.

