

КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ

это машины, предназначенные "для сообщения газу механической энергии

Основные параметры компрессорных машин

Производительность, или подача компрессорной машины – это объемное количество газа, протекающее через машину в единицу времени. Поскольку при сжатии газа изменяется его плотность, то производительности компрессорной машины, измеряемые на входе и выходе, различны

Производительность компрессоров и газодувок принято приводить к параметрам газа на линии всасывания, производительность же вакуум-насосов – к параметрам на линии нагнетания

Степень сжатия – это отношение давления в линии нагнетания p_k (давление после компрессорной машины) к давлению на линии всасывания p_0 (давление до машины)

$$\tau_k = p_k / p_0$$

Изотермический коэффициент полезного действия характеризуется отношением

$$\eta = N_{\text{из}} / N_{\text{к м}}$$

где $N_{\text{из}}$ – мощность, необходимая для сжатия газа идеальной компрессорной машиной при условии изотермического сжатия газа; $N_{\text{к м}}$ – мощность, потребляемая компрессорной машиной

Классификация компрессорных машин

По принципу создания повышенного давления различают объемные компрессорные машины (поршневые, ротационные пластинчатые, водокольцевые и др.) и лопастные (центробежные, осевые и т. п.).

В зависимости от степени сжатия и величины давлений p_k и p_0 компрессорные машины разделяются на четыре основные группы:

- 1) компрессор, $T_k > 3$, $p_0 \geq p_{ат}$;
- 2) газодувка, $1,15 < T_k < 3$;
- 3) вентилятор, $T_k < 1,15$;
- 4) вакуум-насос, $p_k \approx p_{ат}$, степень сжатия вакуум-насосов обычно превышает 10^2 .

Компрессорные машины, как правило, более узко специализированы, чем насосы. Сжатие различных газов требует применения различных конструкционных материалов и смазочных масел, поэтому различают воздушные, водородные, хлорные и другие компрессорные машины

ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР

Поршневой компрессор – это компрессорная машина объемного типа. Принцип его работы аналогичен принципу работы поршневого насоса. В конструктивном же отношении поршневой компрессор, существенно более сложный агрегат. Помимо основных конструктивных элементов, присущих насосу (поршень, цилиндр, клапан, привод), компрессор снабжен рядом систем:

системой газоочистки, предназначенной для очистки всасываемого газа от механических примесей (пыли, капельной влаги и т. п.);

системой масло-влагоотделения, предназначенной для очистки сжатого газа от капель смазывающего внутреннюю поверхность цилиндра масла и капельной влаги, образующейся при сжатии и последующем охлаждении газа;

системой охлаждения, предназначенной для охлаждения нагревающегося при сжатии газа;

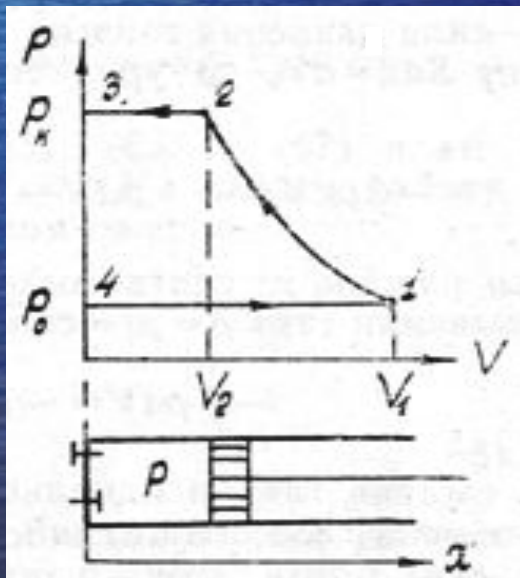
системой смазки трущихся поверхностей машины

При конструировании компрессора стремятся достичь полного вытеснения газа из рабочей камеры. Объем газа, остающийся в рабочей камере при положении поршня в мертвой точке, называется объемом мертвого пространства (V_M). Как будет показано в дальнейшем, с увеличением V_M уменьшается производительность компрессора

Индикаторная диаграмма идеального поршневого компрессора

При теоретическом анализе удобнее рассматривать идеальный компрессор, который обладает следующими нереализуемыми свойствами:

- 1) объем мертвого пространства $V_M = 0$;
- 2) клапаны безынерционны, и их сопротивление равно нулю;
- 3) отсутствует теплообмен между газом и компрессором;
- 4) отсутствуют утечки газа;
- 5) перекачиваемый газ – идеальный



4-1 – всасывание газа;
1-2 – сжатие газа;
2-1 – нагнетание газа

Индикаторная
диаграмма
идеального
поршневого
компрессора

За один двойной ход поршня всасывается в рабочую камеру и затем нагнетается объем газа, равный объему рабочей камеры $V_1 = SL$, где L – ход поршня; S – площадь поперечного сечения цилиндра. При этом в силу принятых допущений температура газа и его давление в момент окончания процесса всасывания сохраняют свои начальные значения: $T_1 = T_0$, $p_1 = p_0$. Если поршень совершает n двойных ходов в единицу времени, то

$$Q_T = SLn$$

Работа за цикл и средняя мощность идеального поршневого компрессора

Работа, совершаемая поршнем за один двойной ход, т. е. за один цикл, может быть вычислена по формуле

$$A = - \int F d$$

где $F = pS$ – сила давления газа на поршень

Процесс сжатия газа в идеальном компрессоре, в отсутствие теплообмена газа с машиной, протекает адиабатически:

$$A_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

Среднюю за цикл мощность идеального компрессора можно вычислить по формуле $N=An$, или с учетом того, что

$$V_1 n = S L n = Q_T$$
$$N_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} p_1 Q_T \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

Если предположить, что процесс сжатия газа в идеальном компрессоре совершается изотермически, т. е. при условии $T = T_1 = \text{const}$, то работа на сжатие газа с учетом соотношения $pV = p_1 V_1$, составит

$$A_{\text{из}} = - \int_{V_1}^{V_2} p dV = - p_1 V_1 \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = - p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

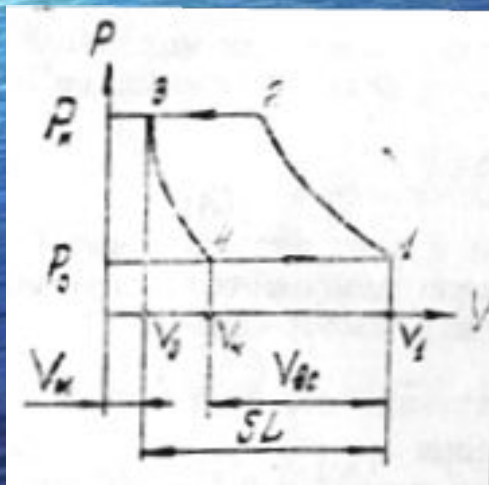
$$N_{\text{из}} = p_0 Q_T \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Эту теоретически минимально необходимую для сжатия газа мощность необходимо знать при расчете изотермического КПД

Производительность реального поршневого компрессора

$$Q_{\text{т}} = Q \lambda$$

на производительность реального компрессора оказывает влияние:
1 – Наличие мертвого пространства



Индикаторная диаграмма поршневого компрессора при наличии мертвого пространства

$$Q_{\text{твс}} = V n = SLn \frac{V_{\text{вс}}}{SL_{\text{твс}}} = Q \lambda$$

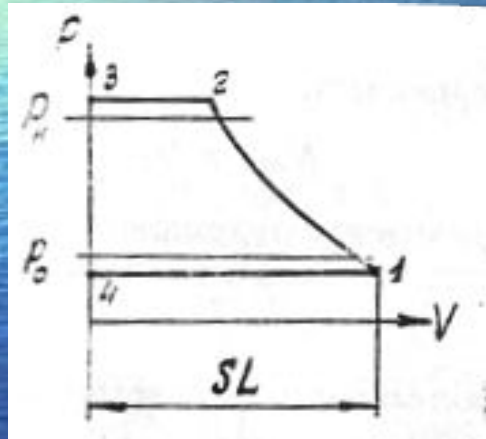
$$\lambda_{\text{вс}} = V_{\text{вс}} / (SL)$$

$$\lambda_{\text{вс}} = \frac{V_{\text{вс}}}{SL} = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m_p}} - 1 \right]$$

$$\varepsilon = V_{\text{м}} / (SL)$$

2 – Влияние сопротивления клапанов и теплообмена между газом и компрессором (при $V_M = 0$)

из-за наличия сопротивления при всасывании газа давление в рабочей камере $p < p_0$, а при нагнетании $p > p_k$. Контакт же всасываемого газа с нагретыми деталями машины и смешение его с газом мертвого пространства приводит к повышению температуры всасываемого газа. В момент окончания всасывания (в точке 1) газ имеет параметры $p_1 < p_0$ и $T_1 > T_0$.



Индикаторная диаграмма поршневого пространства компрессора при наличии сопротивления клапанов

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_0 V_0}{T_0}$$

где $V_1 = SL$

$$V_0 = SL \frac{T_0}{T_1} \frac{p_1}{p_0}$$

$$Q_0 = V_0 n = SL n \lambda_{\text{ф}} \lambda$$

где $\lambda_T = T_0/T_1$ – коэффициент подачи, учитывающий влияние подогрева газа на производительность; $\lambda_p = p_1/p_0$ – коэффициент подачи, учитывающий влияние сопротивления всасывающего клапана на производительность компрессора

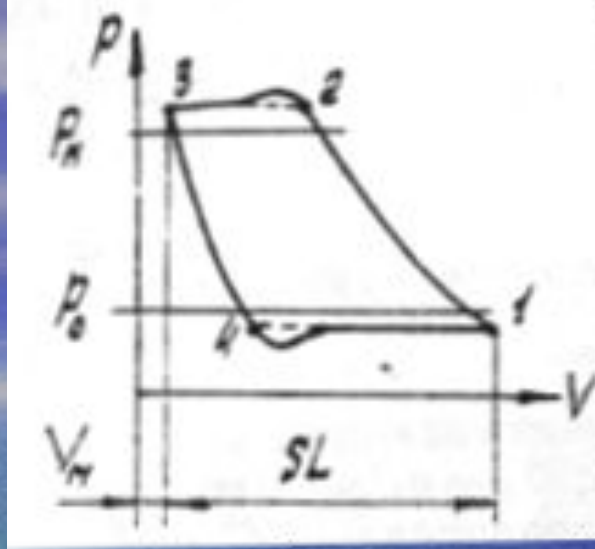
3 – Учет прямых утечек газа в компрессоре ведется с помощью коэффициента герметичности λ_F , который является аналогом объемного КПД насосов

4 – Если сжимаемый газ влажный, то после его сжатия охлаждения часть водяных паров сконденсируется, что приведет к дополнительному снижению объема сжатого газа. Для учета этого фактора вводится коэффициент λ_ϕ

$$\lambda = \lambda_{\text{вс}} \lambda_{\text{р}} \lambda_{\text{Г}} \lambda_{\text{ф}}$$

Индикаторная диаграмма поршневого компрессора

В действительном компрессоре процесс сжатия газа всегда происходит при наличии теплообмена со стенками рабочей камеры. При этом начало процесса сжатия, когда температура газа еще ниже температуры стенок машины, сопровождается подводом теплоты к газу и характеризуется показателем политропы $m_p > k$. Окончание процесса сжатия газа сопровождается отводом теплоты от газа, так как компрессорная машина в целом охлаждается окружающей средой и ее температура вблизи точки 4 уже ниже температуры газа, и $m_p < k$.



Индикаторная
диаграмма
реального
поршневого
компрессора

Если принять показатели политропы сжатия и расширения газа постоянными и равными m , то работа за цикл реального компрессора определится как

$$A = - \int_{V_4}^{V_1} p dV - \int_{V_1}^{V_2} p dV - \int_{V_2}^{V_3} p dV - \int_{V_3}^{V_4} p dV = \frac{m}{m-1} p_1 (V_1 - V_4) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

где $V_1 - V_4$ – всасываемый объем газа при параметрах p_1, T_1 .

Поскольку производительность $Q_0 = (V_1 - V_4) n \lambda_p \lambda_T \lambda_\Gamma \lambda_\phi$, то потребляемая компрессором мощность будет равна

$$N_{\text{к м}} = \frac{A n}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{m}{m-1} \frac{p_0 Q_0}{\eta_{\text{мех}} \lambda_T \lambda_\Gamma \lambda_\Phi} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

Многоступенчатое сжатие газа

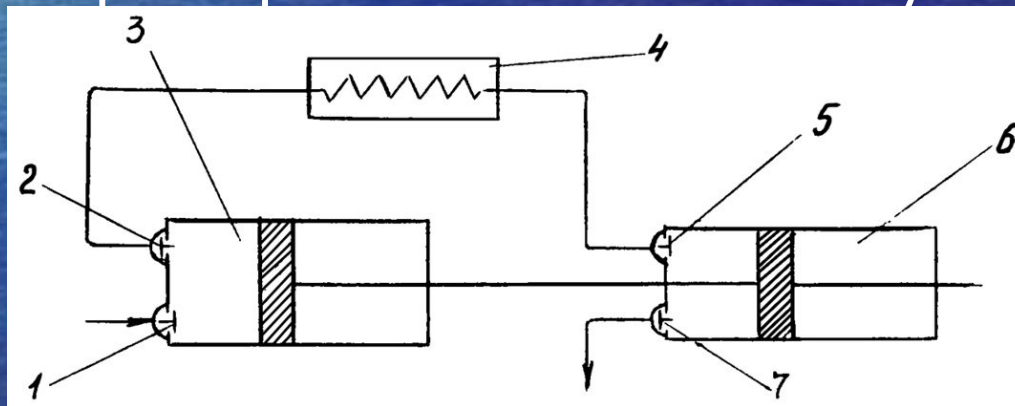
При одноступенчатом сжатии газа, осуществляемом в одном цилиндре, невозможно достичь высоких степеней сжатия по следующим причинам:

- 1 При увеличении степени сжатия $\tau = p_2/p_1$ уменьшается всасываемый объем, и при $p_2/p_1 = (1 + 1/\varepsilon)^{m_p} \quad V_{\text{вс}} = 0$.
С ростом τ снижается КПД машины.

2 При увеличении степени сжатия повышается температура сжатого газа, т. е. снижается вязкость смазывающих внутреннюю поверхность цилиндра масел. Более того, пары масла со сжатым газом могут образовать взрывоопасную смесь.

По этим причинам в одной ступени сжатия обычно ограничивают величину степени сжатия $T < 5$.

При необходимости получения степени сжатия $T > 5$ поршневой компрессор выполняют многоступенчатым.

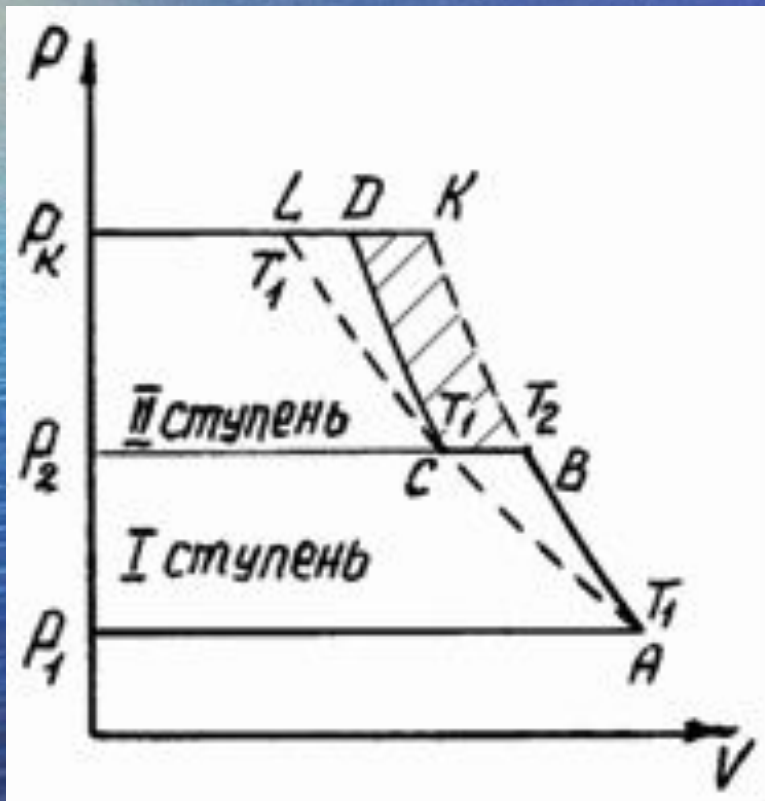


1, 5 – всасывающие клапаны; 2, 7 – нагнетательные клапаны; 3 – цилиндр низкого давления; 4 – холодильник; 6 – цилиндр высокого давления

Схема двухступенчатого поршневого компрессора

После первой ступени сжатия газ охлаждается в холодильнике. Это позволяет:

- 1) снизить температуру сжатого газа;
- 2) приблизить процесс сжатия в компрессоре в целом к изотермическому, т. е. уменьшить работу за цикл;
- 3) уменьшить поршневые силы.



Индикаторная
диаграмма
двухступенчатого
идеального
компрессора

Промежуточное давление $p_{\text{пр}}$ следует выбирать таким образом, чтобы на сжатие газа потреблялась наименьшая работа, т. е. заштрихованная площадь на индикаторной диаграмме на рисунке была наибольшей

Оптимальное промежуточное давление $p_{\text{пр}}$ для идеального двухступенчатого компрессора можно найти из следующих соображений. Пусть в теплообменнике компрессора газ охлаждается до начальной температуры T_0 , т. е. реализуется условие

$$p_{\text{пр}} V_{11}^I = p V^{II}$$

Тогда работа за цикл двухступенчатого компрессора будет равна

$$A = \frac{k}{k-1} p_{\text{пр}} V_{11}^I \left[\left(\frac{p_{\text{пр}}}{p_{\text{пр}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{k}{k-1} p V^{II} \left[\left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Для нахождения минимума функции $A = f(p_{\text{пр}})$ вычислим производную $dA/dp_{\text{пр}}$ и приравняем ее к нулю. Этому условию соответствует промежуточное давление

$$p_{\text{пр}} = \sqrt{p_1 p_2}$$

Это соотношение эквивалентно зависимости

$$\tau_1 = \tau_2 = \sqrt{\tau}$$

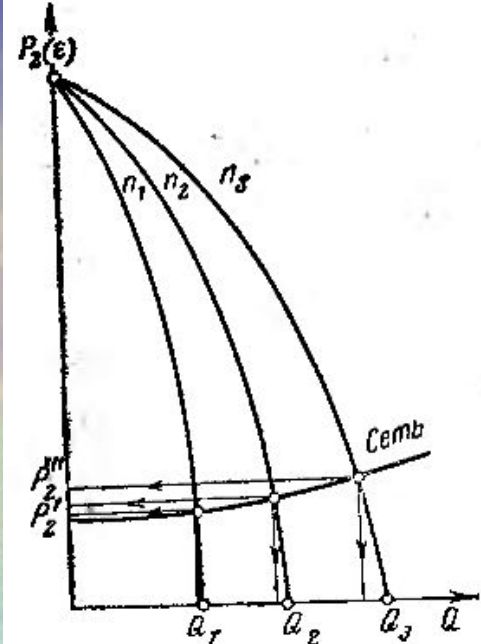
где $\tau_1 = p_{\text{пр}}/p_1$ — степень сжатия 1-й ступени; $\tau_2 = p_2/p_{\text{пр}}$ — степень сжатия 2-й ступени; $\tau = p_2/p_1$ — степень сжатия газа в компрессоре.

Если компрессор имеет s ступеней сжатия, то

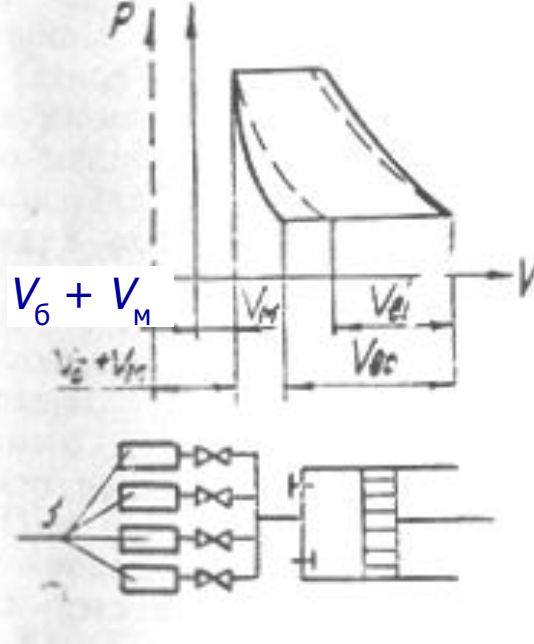
$$\tau_1 = \tau_2 = \dots = \tau_s = \sqrt[s]{\tau}$$

Регулирование производительности поршневого компрессора

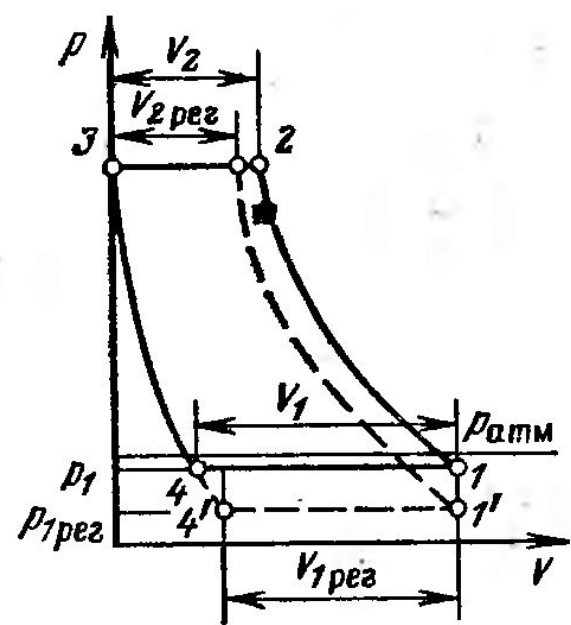
1. Временная остановка компрессора. Этот способ применяется для машин малой мощности с воздушным охлаждением при наличии за машиной ресивера – емкости-газонакопителя.
2. Изменение частоты двойных ходов n . Этот способ можно применять, если существенно не будет нарушена динамическая балансировка машины.
3. Изменение объема мертвого пространства. Осуществляется подключением к рабочей камере машины одного или нескольких баллончиков 1 объемом $V_{б'}$, что приводит к уменьшению Q_0 (снижается $V_{вс}$).
4. Дросселирование газа на линии всасывания. Снижает давление p_1 в момент окончания всасывания, т. е. приводит к уменьшению Q_0 (снижается λ_p).
5. Байпасирование – сброс сжатого газа из линии нагнетания в линию всасывания или в атмосферу (если сжимается воздух).
6. Задержка с помощью специального механизма момента закрытия всасывающего клапана. Этот способ энергетически наиболее выгоден. Площадь индикаторной диаграммы в этом случае уменьшается почти пропорционально уменьшению расхода газа. Закрытие всасывающего клапана осуществляется в точке А.



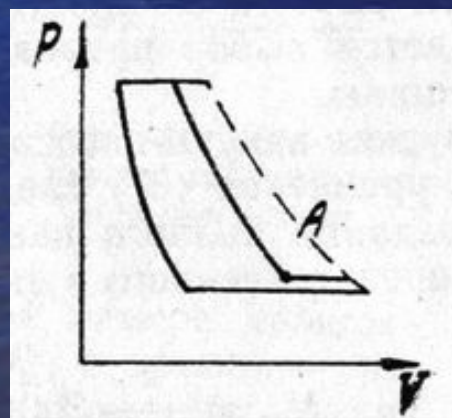
Характеристики поршневого компрессора, работающего при различной частоте вращения



Регулирование производительности компрессора изменением объема мертвого пространства



Регулирование подачи компрессора дросселированием на всасывании



Индикаторная диаграмма при задержке момента закрытия всасывающего клапана

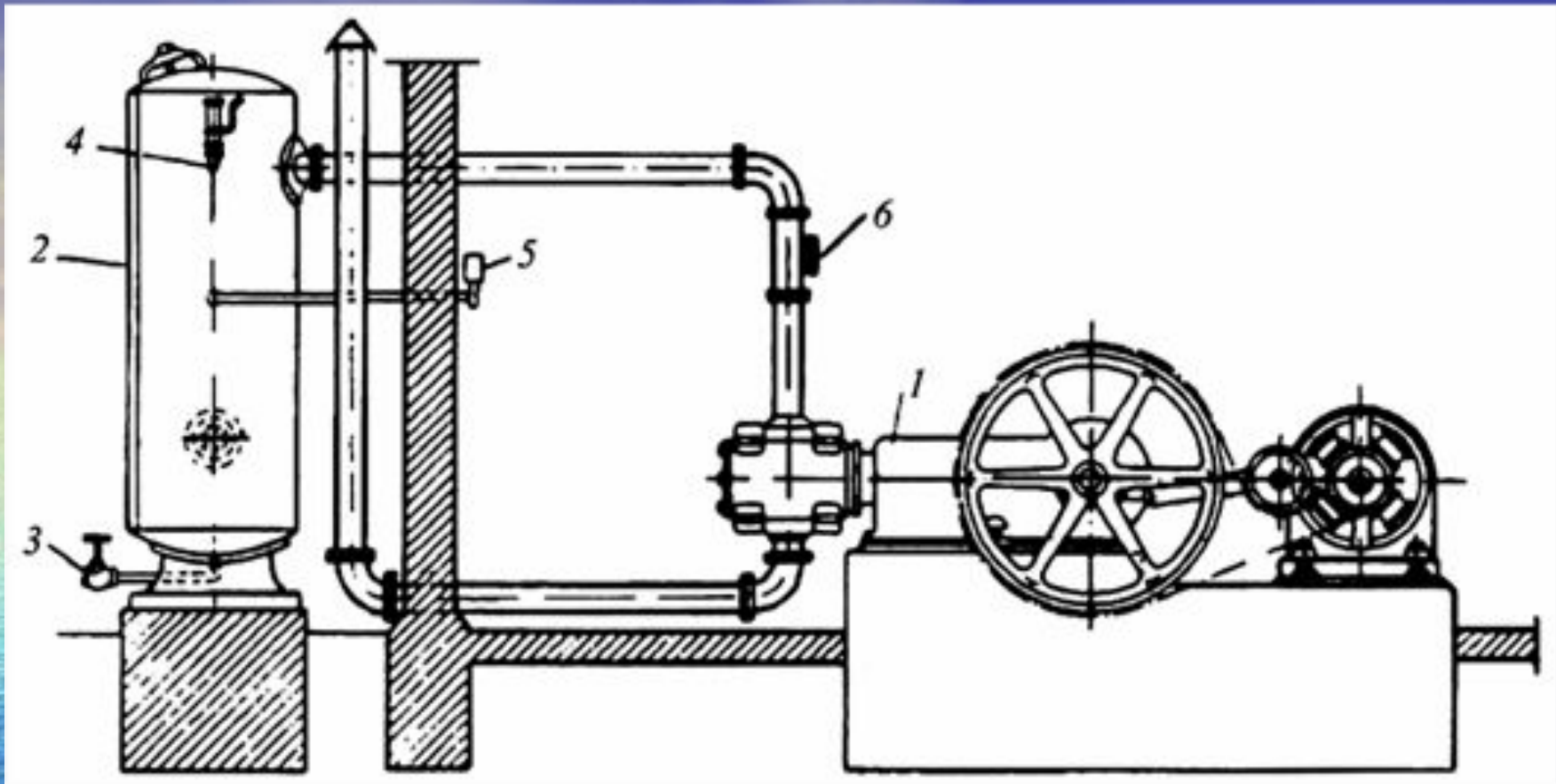


Схема установки поршневого компрессора:

1 – компрессор; 2 – ресивер; 3 – спускной кран; 4 – предохранительный клапан; 5 – манометр; 6 – обратный клапан

ПОРШНЕВОЙ ВАКУУМ-НАСОС

Некоторые особенности расчета мощности

Для идеальной машины будем иметь

При пуске вакуум-насоса обычно реализуется условие $p_1 = p_2$.
В этом случае $N_{ад} = 0$.

При создании полного вакуума $p_1 = 0$. Воспользовавшись уравнением для мощности и преобразовав его к виду

$$N_{ад} = p_1 \frac{k}{k-1} Q_T \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \Rightarrow \frac{k}{k-1} p_1 Q_0 \left(p_2^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

отметим, что и в этом случае $N_{ад} = 0$.

Тогда очевидно, что существует p_{1m} ($0 < p_{1m} < p_2$), при котором затраты мощности будут максимальными. Именно по максимальным затратам энергии и следует выбирать привод

$$\frac{dN_{\text{ад}}}{dp_1} = \frac{k}{k-1} Q_0 \left(\frac{1}{k} p_2^{\frac{k-1}{k}} p_1^{\frac{1}{k}-1} - 1 \right) = 0$$

Отсюда следует $p_2/p_{1m} = k^{\frac{k}{k-1}} \Rightarrow p_{1m} = p_2 k^{-\frac{k}{k-1}}$

Для двухатомных газов $k = 1,4$; $p_2/p_{1m} = 3,25$. Тогда

$$N_{\text{ад. max}} = \frac{k}{k-1} Q_0 p_2 k^{-\frac{k}{k-1}} \left[\left(k^{\frac{k}{k-1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \Rightarrow Q_0 p_2 k^{-\frac{1}{k-1}}$$

Другая особенность вакуум-насоса состоит в том, что вакуум-насос — машина малоэнергоемкая, но имеющая высокую степень сжатия. Это позволяет создавать упрощенные конструкции, обеспечивающие высокую степень сжатия в одной ступени, допуская снижение КПД машины

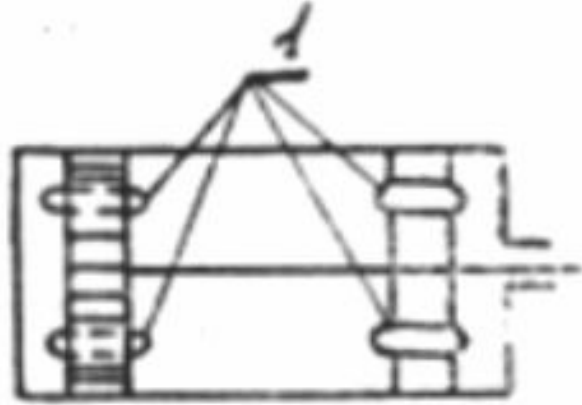
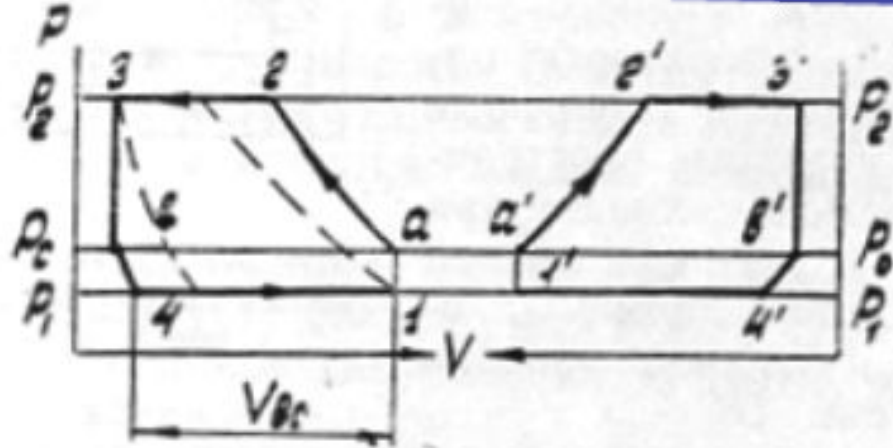


Схема поршневого вакуум-насоса с перепуском



Индикаторная диаграмма поршневого вакуум-насоса с перепуском

При движении поршня вправо в левой камере происходит процесс всасывания газа (линия 4—1), в правой — сначала сжатие (линия a' — $2'$), а затем нагнетание (линия $2'$ — $3'$). При достижении поршнем правой мертвой точки объем левой камеры V_1 с давлением газа p_1 сообщается через канавки с объемом мертвого пространства V_m правой камеры, давление газа в котором p_2 . В результате перетока газа в обеих камерах устанавливаются давления, равные p_c . Давление p_c найдем из следующих условий:

$$p_1 V_1^k = p_c V_c^k$$

$$p_M V^k = p_c \left(V_M + V - V_c \right)^k$$

где V_c - объем, занимаемый газом с начальными параметрами p_1 и V_1 после сжатия до p_c

$$p_c = \left(\frac{V_M p_2^{\frac{1}{k}} + V_1 p_1^{\frac{1}{k}}}{V_M + V_1} \right)^k$$

Поскольку расширение газа из объема мертвого пространства начинается с давления p_c , то для нахождения коэффициента всасывания следует принять $p_2 = p_c$. После простых преобразований с учетом того, что $V_1 = SL + V_M$ и $V_M/(SL) = \varepsilon$ найдем

$$\lambda_{\text{вс}} = 1 - \frac{\varepsilon^2}{2\varepsilon + 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]$$

$$\lambda_{\text{вс}} = 0 \quad \text{при} \quad \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{\text{max}} = \left(\frac{1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right)^{2k}$$

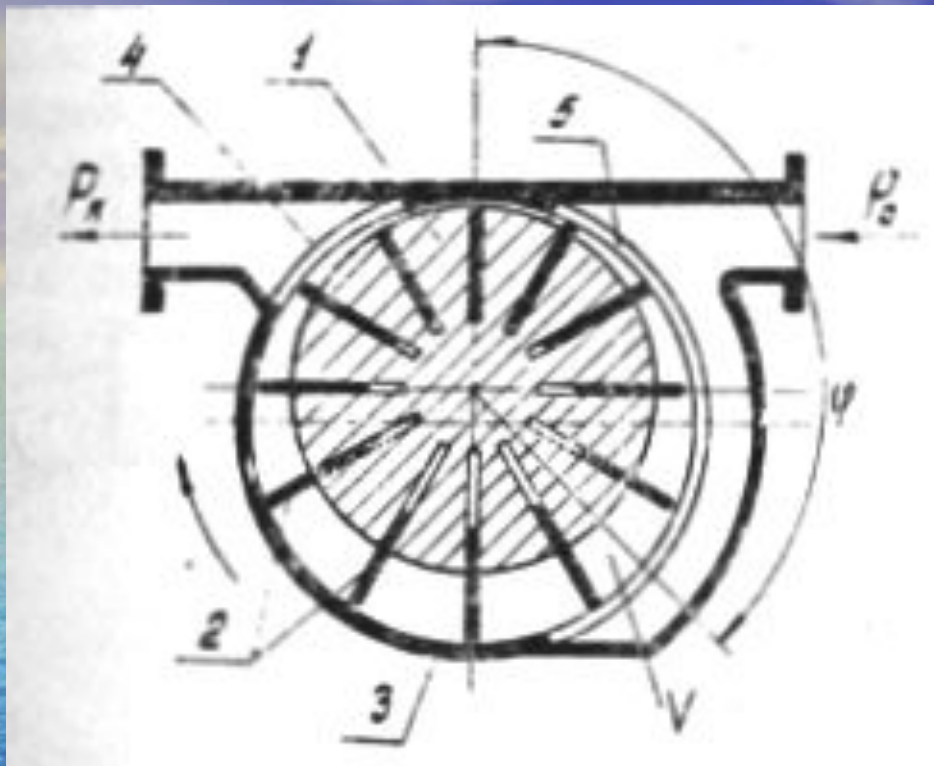
$$\begin{aligned} \text{при } k = 1,4 \text{ и } \varepsilon = 0,005 & \quad (p_2/p_1)_{\text{max}} \approx 5000; \\ \text{в отсутствие перепуска} & \quad (p_2/p_1)_{\text{max}} = (1 + \varepsilon)/\varepsilon \approx 70 \end{aligned}$$

РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ

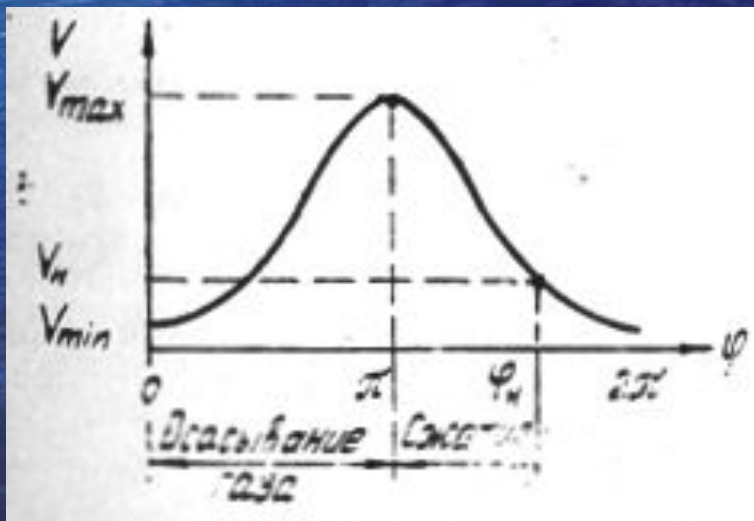
это машины объемного типа, которые от поршневых машин отличаются компактностью и непрерывностью подачи газа.

Степень сжатия газа в таких машинах невелика. Они используются либо как газодувки, либо для создания низкого вакуума

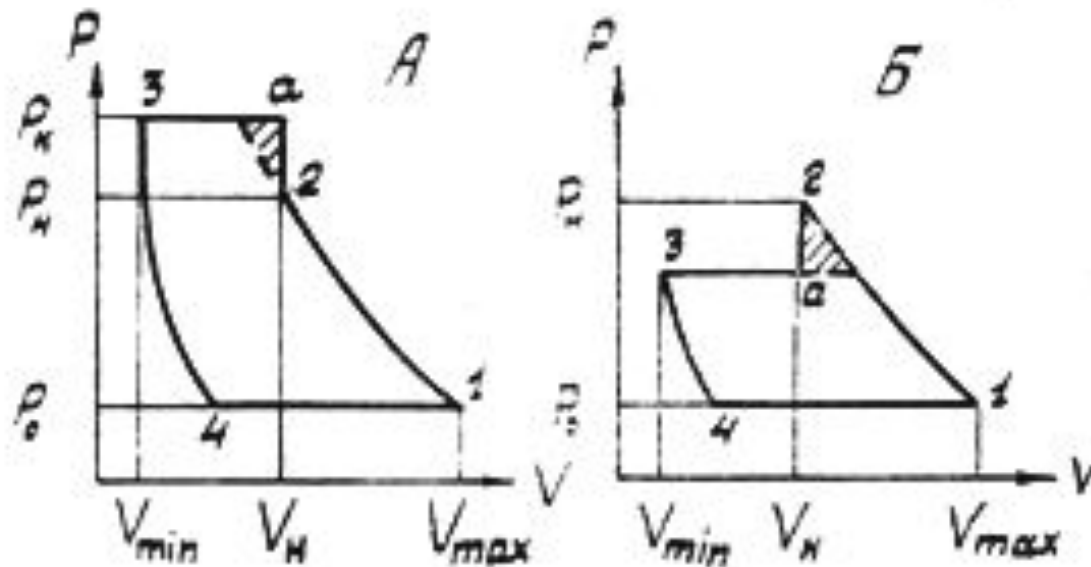
Пластинчатая компрессорная машина



1 – ротор; 2 – пластины;
3 – корпус; 4, 5 –
отверстия в
цилиндрической
поверхности корпуса

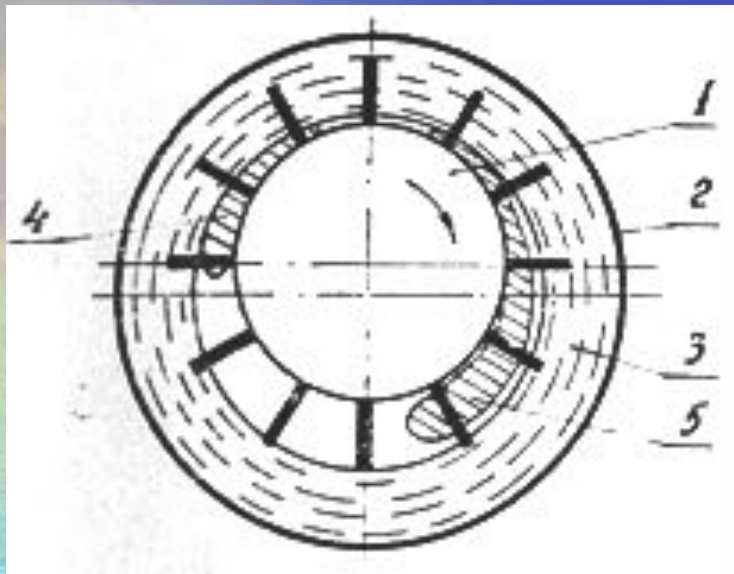


Зависимость объема
камеры V от угла
поворота φ



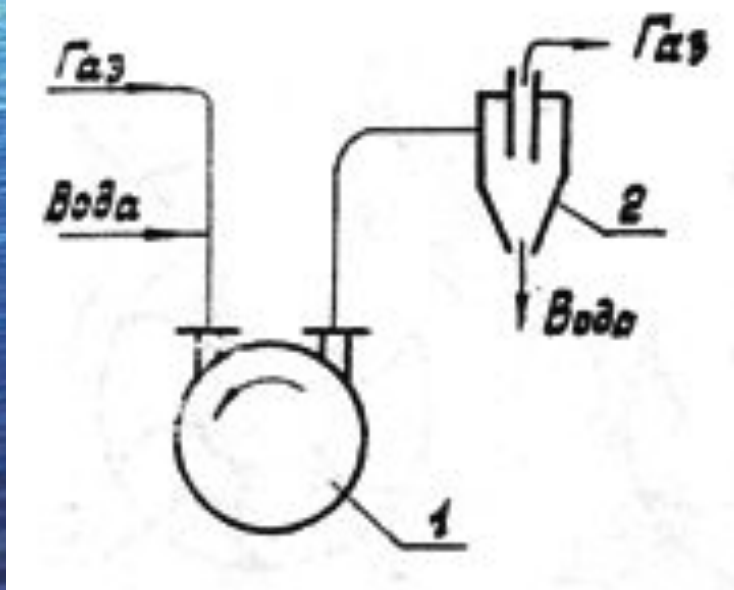
Индикаторная диаграмма ротационной компрессорной машины

Водокольцевой вакуум-насос



1 – ротор; 2 – корпус; 3 – водяное кольцо; 4, 5 – окна в торцевой стенке корпуса

Схема водокольцевого вакуум-насоса



1 – вакуум-насос;
2 – сепаратор

Схема обвязки водокольцевого вакуум-насоса

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР

Поскольку в вентиляторе степень сжатия газа незначительна ($\tau < 1,15$), при теоретическом анализе его характеристик можно принять плотность газа постоянной. При таком допущении основные уравнения вентилятора не будут отличаться от уравнений центробежного насоса.

В качестве основных параметров вентилятора принимаются:

производительность, или подача Q , м³/с;

полное давление $\Delta p = \rho g H$ (H – напор), Па;

статическое давление $\Delta p_{\text{ст}} = \Delta p - \Delta p_{\text{дин}}$;

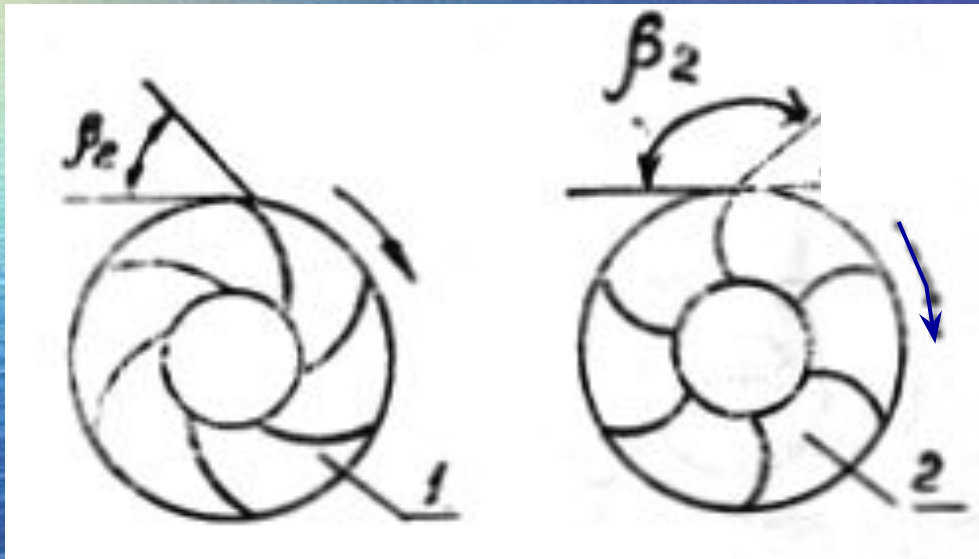
эффективная или потребляемая вентилятором

мощность, $N_{\text{эф}}$, Вт;

коэффициент полезного действия, вычисленный по полному и статическому давлению

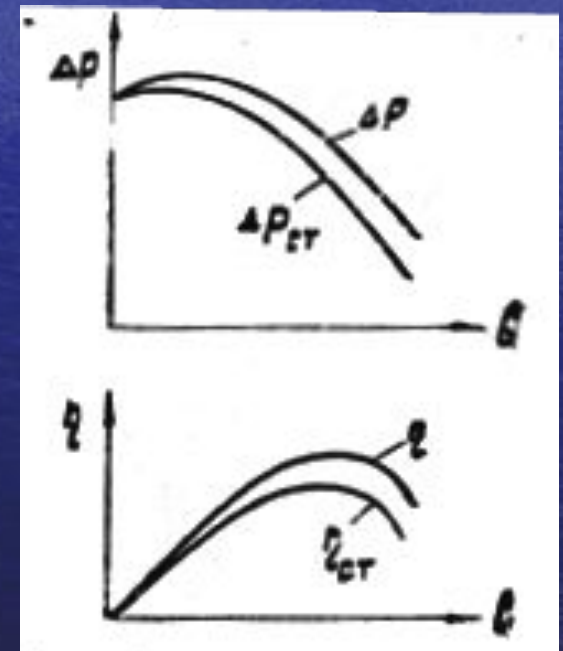
$$\eta = \frac{\Delta p Q}{N_{\text{эф}}}; \quad \eta_{\text{ст}} = \frac{\Delta p_{\text{ст}} Q}{N_{\text{эф}}}$$

В отличие от центробежных насосов вентиляторы являются машинами малоэнергоёмкими. Поэтому при проектировании их иногда допускается использование колес с углами $\beta_2 > 90^\circ$. Таким приемом при тех же габаритах машины удастся достичь повышенных полных давлений (напоров), но за счет снижения КПД



1 – с лопатками, отогнутыми назад $\beta_2 < 90^\circ$;
2 – с лопатками, загнутыми вперед $\beta_2 > 90^\circ$

Типы колес центробежных вентиляторов



Рабочие характеристики центробежного вентилятора