



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)**

Факультет «Автоматизация, мехатроника и управление»
Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Методические указания и исходные данные
к выполнению контрольной работы по дисциплинам:
«Теплотехника», «Термодинамика и теплопередача»

Ростов-на-Дону
2023

Составители: доц. Полешкин М.С.
доц. Антоненко В.И.

Методические указания по выполнению контрольной (расчетной) работы по дисциплинам: «Теплотехника», «Термодинамика и теплопередача». ДГТУ, г. Ростов-на-Дону, 2023 г.

В методических указаниях кратко изложены содержание и порядок выполнения контрольной (расчетной) работы.

Предназначено для обучающихся очной формы обучения для инженерных специальностей.

Ответственный за выпуск:
зав. кафедрой
«Гидравлика, гидропневмоавтоматика
и тепловые процессы»

Грищенко В.И.
Ф.И.О.

© Издательский центр ДГТУ, 2023г.

1. Краткий обзор и анализ

1.1 Общие сведения. В машиностроительной, химической, автотранспортной, пищевой, металлургической, горнорудной и других промышленных отраслях различные газы (воздух, углекислый газ, кислород, пропан и т.п.) часто приходится сжимать до очень высоких давлений.

Устройство для сжатия и подачи газа со степенью повышения давления более трех раз называется компрессором (менее чем в 2...3 раза – воздуходувка, а с напором до 10 кПа -вентилятор).

В таблице 1 приведены сведения о компрессорах различного типа, используемых в некоторых отраслях промышленности [1].

Таблица 1

Типы компрессоров и их характеристика

Тип	Параметры	Область применения
Поршневой	$V_{вс}=2...5 \text{ м}^3/\text{мин}$ $p_n=0,3...200 \text{ МПа}$ $n_o=60...1000 \text{ об/мин}$ $N \text{ до } 5500 \text{ кВт}$	холодильные установки, химическая и пищевая промышленность, гаражное хозяйство, питание пневматических систем
Ротационный	$V_{вс}=0,5...300 \text{ м}^3/\text{мин}$ $p_n=0,3...1,5 \text{ МПа}$ $n_o=300...2000 \text{ об/мин}$ $N \text{ до } 1100 \text{ кВт}$	Химическая промышленность, дутьё в некоторых металлургических печах и др.
Центробежный	$V_{вс}=10...2000 \text{ м}^3/\text{мин}$ $p_n=0,2...1,2 \text{ МПа}$ $n_o=1500...10000 \text{ об/мин}$ $N \text{ до } 4400 \text{ кВт}$	Центральные компрессорные станции в нефтеперерабатывающей, горнорудной, машиностроительной, металлургической промышленности
Осевой	$V_{вс}=100...20000 \text{ м}^3/\text{мин}$ $p_n=0,2...0,6 \text{ МПа}$ $n_o=2500...20000 \text{ об/мин}$ $N \text{ до } 11000 \text{ кВт}$	Доменные и сталелитейные заводы, надув газотурбинных установок, поршневых двигателей, авиационных реактивных двигателей и др.

По принципу действия и основным конструктивным особенностям компрессоры подразделяют на поршневые, ротационные, центробежные и осевые.

Компрессоры также классифицируют по роду сжимаемого газа (воздушные, кислородные и др.), по создаваемому давлению p (низкого давления - от 0,3 до 1 МПа, среднего - до 10 МПа и высокого - выше 10 МПа), по производительности $V_{вс}$, т. е. объему всасываемого (или сжатого) газа в единицу времени (обычно в $м^3/мин$) и другим признакам. Компрессоры также характеризуются частотой оборотов n_o (частотой вращения ведущего вала) и потребляемой мощностью N .

В поршневых и роторных компрессорах процесс сжатия осуществляется в *изолированной* рабочей камере (камерах), поочерёдно сообщаемой с каналами всасывания и нагнетания. В *поршневых* компрессорах рабочая камера *неподвижна*, а в *роторных* подвижные элементы, образующие рабочую камеру, совершают *вращательное* движение.

В центробежных и осевых компрессорах газ сжимается до требуемого давления в *проточных* (соединяющихся одновременно с каналами всасывания и нагнетания) рабочих камерах лопастными колесами, установленными на валу внутри цилиндрического кожуха. К рабочему колесу газ поступает в осевом направлении, а отводится в радиальном (*центробежные*) или осевом (*осевые*) направлениях.

Независимо от принципов сжатия во всех типах компрессоров ход термодинамического процесса одинаков. Однако, конструктивное оформление оказывает определённое влияние на порядок их расчета и проектирования.

В данном методическом руководстве рассмотрена последовательность проектирования поршневых компрессоров.

Поршневые компрессоры бывают одно- и многоцилиндровые, с вертикальным, горизонтальным, V-образным и другим расположением цилиндров, одинарного и двойного действия (когда поршень работает обеими сторонами), а также одноступенчатого или многоступенчатого сжатия.

1.2 Работа идеального одноступенчатого компрессора.

Простейший поршневой компрессор - одноступенчатый (рис.1.) - представляет собой цилиндр 1 с охлаждающей рубашкой 3, внутри которого движется поршень 2. В крышке цилиндра имеются клапаны: впускной 4 и нагнетательный 5. Возвратно-поступательное движение поршня 2 обеспечивается кривошипно-шатунным механизмом 6, соединенным со шкивом привода 7.

Поршень имеет два крайних положения: верхнее и нижнее, называемые верхней и нижней мертвыми точками (ВМТ и НМТ).

Объём V_m между поршнем и крышкой цилиндра при крайнем верхнем положении поршня называется вредным (или мертвым)

пространством. В идеальном компрессоре вредное пространство считают равным нулю. В реальных конструкциях вредное пространство занимает до 10 % от рабочего объема, обычно $v_m = (0,04...0,1)v_p$.

Теоретический цикл сжатия газа от давления на входе в компрессор p' до давления на выходе p'' в p - v координатах представлен на рис. 2 (**здесь и далее индексом «/» обозначены входные параметры, а индексом «//» - параметры на выходе**).

Линия 4-1 (см. рис. 2) отражает процесс всасывания газа в цилиндр. Кривые 1-2, 1-2_т и 1-2_а описывают возможные варианты

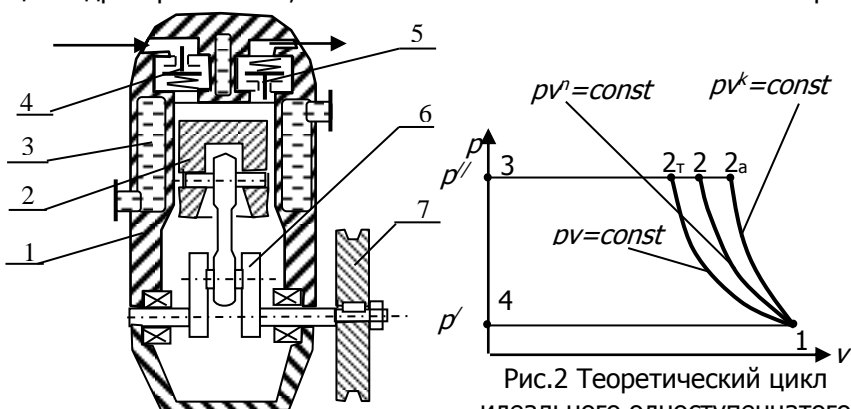


Рис. 1 Одноступенчатый поршневой компрессор

Рис.2 Теоретический цикл идеального одноступенчатого компрессора

сжатия - соответственно по политропе ($pv^n=const$), изотерме ($pv=const$) или адиабате ($pv^k=const$). Линия 2-3 (2_т-3, 2_а-3) отражает процесс вытеснения газа из компрессора. Линия 3-4 соответствует моменту изменения направления движения поршня, сопровождающемуся теоретически мгновенным падением давления в рабочей камере.

В реальном компрессоре получить изотермическое сжатие трудно. Обычно при охлаждении водой цилиндра компрессора сжатие получается политропным с большим или меньшим приближением к изотерме или адиабате, что выражается тем или иным значением показателя политропы n . Кроме того, наличие "мертвого" пространства, всегда заполненного газом, приводит к появлению "остаточного" объема v_o (объема, до которого расширяется газ, ранее находившийся в "мертвом" пространстве), снижающего рабочий объем до действительного рабочего объема v_d .

Следует также отметить, что исходя из условий безопасности и экономичности его работы, одноступенчатый компрессор целесообразно применять со степенью повышения давления при сжатии до 7...8. Обуславливается это тем, что с увеличением кратности сжатия x ($x = p''/p'$) температура газа значительно повышается. Температура же конца сжатия ограничивается температурой вспышки смазочного масла, лежащей в пределах 200...240 °С. Допустимой температурой конца сжатия является температура газа 160...180 °С. Для предотвращения самовозгорания смазки компрессоры оборудуются водяным (см.рис.1 поз. 3) или воздушным охлаждением. Причем, с повышением температуры конца сжатия остаточный объём v_o увеличивается, а действительный рабочий объём v_d уменьшается, что приводит к снижению производительности компрессора по сжимаемому газу.

1.3 Идеальный многоступенчатый компрессор. При больших степенях сжатия применяются многоступенчатые компрессоры. Смысл многоступенчатого сжатия (с количеством ступеней m) состоит в последовательном повышении давления от начального p_1' до заданного конечного p_m'' в нескольких цилиндрах (ступенях). Причём, между ступенями газ проходит через промежуточные холодильники, где охлаждается от температуры конца сжатия в каждой ступени до температуры входа его в первый цилиндр. При этом процесс сжатия газа в компрессоре будет приближаться к изотермическому, который с точки зрения затрат механической энергии является теоретически наивыгоднейшим.

Чередую сжатие с промежуточным охлаждением, можно получать газ очень высоких давлений – до 10 МПа и выше.

Исходя из вышеизложенного, при многоступенчатом сжатии должны быть соблюдены следующие условия:

- 1- температуры входа газа в каждую i -тую ступень, как и температуры выхода из i -тых ступеней компрессора, должны быть одинаковы:

$$T_1' = \dots = T_i' = \dots = T_m', \quad (1)$$

и

$$T_1'' = \dots = T_i'' = \dots = T_m''; \quad (2)$$

где m – число ступеней;

- 2- процесс охлаждения газа в холодильниках должен быть изобарным ($p_i'' = p_{i+1}'$);
- 3- кратности сжатия x_i в каждой ступени компрессора равны между собой:

$$x_i = \frac{p_1^{//}}{p_1'} = \dots = \frac{p_i^{//}}{p_i'} = \dots = \frac{p_m^{//}}{p_m'} = \sqrt[m]{\frac{p_m^{//}}{p_1'}}, \quad (3)$$

где p_i' , $p_i^{//}$ - давления соответственно на входе и выходе i -той ступени;

Затраты работы на сжатие газа в каждой ступени в этом случае будут равны между собой:

$$L_1 = L_2 = \dots = L_m, \quad (4)$$

тогда

$$L = \sum_{i=1}^m L_i = mL_i, \quad (5)$$

где L – полная работа сжатия газа в многоступенчатом компрессоре.

1.4 Реальный двухступенчатый компрессор. При рассмотрении реального компрессора следует учитывать влияние на процесс сжатия газа вредного (мёртвого) пространства (рис. 3) каждой ступени сжатия.

Пренебрегая дросселированием на клапанах (входных и выходных) обеих ступеней сжатия, процесс сжатия газа в реальном компрессоре можно описать следующим образом (см . рис . 3).

При увеличении объема первого цилиндра сжатия, газ при постоянном (так как пренебрегаем дросселированием на входном клапане) давлении p_1' займёт объём v_1' (процесс 0-1).

При уменьшении объёма первой ступени, газ политропно сжимается в первом цилиндре, при этом его давление возрастает до уровня $p_1^{//}$ (политропный процесс сжатия 1-2).

Затем сжатый газ вытесняется при постоянном давлении $p_1^{//}$ (так как пренебрегаем дросселированием на выходном клапане) в промежуточный теплообменник (процесс 2-3), однако ввиду наличия мёртвого пространства в первом цилиндре v_{m1} из него будет вытеснен не весь сжатый газ, а потому реальный процесс вытеснения будет описан линией 2-3'.

Таким образом реально в первую ступень будет поступать объем, равный разности $(V_1' - V_{o1})$. В связи с чем вводится понятие объемного КПД компрессора η_o :

где $v_{d1} = v_1' - v_{ol}$ – действительный рабочий объем первой ступени сжатия.

Вытесненный из первой ступени объём сжатого газа ($v_{м1}'' - v_{м1}$) пройдя через теплообменник (изобарный процесс 2-3') займёт объём $v_{д2}$ и будет вытеснен в цилиндр второй ступени сжатия (изобарный процесс 3-5, влиянием дросселирования на входном клапане второй ступени пренебрегаем).

8

Однако ввиду наличия мёртвого пространства во второй ступени сжатия в ресивер будет вытеснен не весь сжатый газ - часть его в объёме $v_{м2}$ останется.

После увеличения объёма второй ступени этот газ будет расширяться со снижением давления от p_2' до p_2' , и при давлении p_2' займёт объём v_{o2} (политропный процесс 7/-8). Это означает, что при очередном цикле работы вторая ступень сможет принять из первой не весь объём $v_{д2}$, а лишь часть его (а именно $v_{д2}-v_{o2}$). Однако, исходя из условий функционирования компрессора это недопустимо, поскольку весь газ, вытесненный из первой ступени сжатия, должен поступить во вторую.

Следовательно, объем второй ступени сжатия должен быть скорректирован, а именно увеличен на объём v_{o2} :

$$v_2' = v_{д2} + v_{o2} \quad (7)$$

где v_2' - скорректированный объём рабочей камеры в начале такта сжатия второй ступени.

В этом случае во второй ступени процесс всасывания закончится не в точке 5, а в точке 5', и процесс сжатия газа пойдёт по линии 5'-6'.

Таким образом, ввиду наличия объёмного КПД, реальный компрессор теряет в производительности, а объём второй ступени сжатия должен быть увеличен, чтобы компенсировать условные объёмные потери во второй ступени сжатия.

2. . Общие требования и рекомендации

2.1 Содержание контрольной работы (КР). Работа выполняется по данным, выбранным из Приложений 1 и 2 в соответствии с последними цифрами номера зачетной книжки. КР должна состоять из пояснительной и графической частей. В пояснительной части должны быть освещены основные теоретические положения по многоступенчатому сжатию, приведен тепловой расчет и расчет элементов конструкции, представлен список использованной литературы. В графической части работы по данным расчетов необходимо представить в $p-v$ и $T-s$ координатах теоретический цикл двухступенчатого компрессора и проходящие в нём термодинамические процессы.

Для выполнения расчетов следует использовать какую либо программную среду класса САПР (*Microsoft Excel, Matcad, Matlab и т.п.*).

2.2 Тепловой расчёт компрессора. Тепловой расчет компрессора с количеством ступеней m состоит в том, чтобы при заданных начальном p_0 (на входе в первую ступень) и конечном p_m (на выходе из m -той ступени) давлениях газа, подлежащего сжатию, массовой производительности G , с учётом теплофизических свойств сред и материалов и других условий (см. прил. 1. и прил. 2.) определить работу сжатия L , мощность $N_{пр}$, затрачиваемую на привод компрессора, а так же теплоту, которую необходимо отводить непосредственно от цилиндров сжатия газа и в промежуточном холодильнике.

С этой целью необходимо рассчитать:

- а) кратность сжатия x ;
- б) давления $(p_1'', ..., p_{m-1}'')$, объёмы $(v_1'', ..., v_m'')$ и температуры газа $(T_1'', ..., T_m'')$ после каждой ступени сжатия компрессора;
- в) общее количество тепла $Q_{отв}$, отводимого от газа через стенки цилиндров и в теплообменном аппарате в процессе компрессирования;

2.3 Конструкторский расчёт многоступенчатого компрессора. При проектировании компрессора необходимо рассчитывать:

- а) объёмы рабочих камер, диаметры и ход поршней;
- б) характеристики элементов привода компрессора (частоту вращения коленвала, длины кривошипа и шатуна, диаметры шкивов и т.д.);
- в) работу сжатия на каждой ступени $L_1, ..., L_i, ..., L_m$ (для данной работы число ступеней $m=2$);
- г) мощность, затрачиваемую на валу двигателя.

3. Методика расчета двухступенчатого компрессора

Первоначальный расчёт производим из условий **сжатия одного килограмма** газа.

3.1 Определяется **действительный рабочий объём** $v_{д1}'$ первой ступени, необходимый для вытеснения одного килограмма газа за один рабочий ход, м³/кг.

Уравнение состояния в этом случае имеет вид:

$$p_1' v_{д1}' = RT_1' \quad (8)$$

тогда

$$v_{д1}' = \frac{RT_1'}{p_1'}, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (9)$$

где p_1' – абсолютное давление газа на входе в первую ступень, Па;

R – удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К)*;

T_1' – абсолютная температура газа на входе в первую ступень, К.

* находится по исходным данным как разность между удельными изобарной c_p и изохорной c_v теплоёмкостями.

3.2 Вредный объём $v_{м1}$ принимается как « ε » от действительного рабочего объёма $v_{д1}'$

$$v_{м1} = \varepsilon v_{д1}', \text{ м}^3/\text{кг} \quad (10)$$

3.3 Определяется кратность сжатия ступеней:

$$x = \frac{p_2''}{p_1'}; \quad \text{и} \quad x_1 = x_2 = \sqrt{\frac{p_2''}{p_1'}} \quad (11)$$

где x – кратность сжатия компрессора в целом;

x_1, x_2 – кратности сжатия соответственно первой и второй ступеней компрессора;

p_1', p_2'' – давления соответственно на входе в первую ступень и на выходе из второй ступени.

3.4 Определяется давление газа p_1'' на выходе из первой ступени:

$$p_1'' = x_1 p_1', \text{ Па.} \quad (12)$$

3.5 Определяется объём v_{o1} , который займёт газ, оставшийся в объёме $v_{м1}$, после снижения его давления от p_1'' до p_1' при последующих всасываниях. Из уравнения для политропного процесса:

$$\frac{p_1'}{p_1''} = \left(\frac{v_{м1}}{v_{o1}} \right)^n \quad (13)$$

$$v_{o1} = v_{m1} \left(\frac{p_1''}{p_1'} \right)^{\frac{1}{n}} = v_{m1} \sqrt[n]{x_1}, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (14)$$

где n – показатель политропы процесса расширения.

3.6 Определяется **объём рабочей камеры v_1' в начале такта сжатия** первой ступени реального компрессора:

$$v_1' = v_{d1} + v_{o1}, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (15)$$

3.7 По уравнению (6) определяется **объёмный КПД η_o**

3.8 Определяется **объём рабочей камеры v_1'' в конце такта сжатия** первой ступени. Для политропного процесса сжатия

$$v_1'' = v_1' \left(\frac{p_1'}{p_1''} \right)^{\frac{1}{n}} = v_1' \left(\frac{1}{x_1} \right)^{\frac{1}{n}} = v_1' \frac{1}{\sqrt[n]{x_1}}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (16)$$

3.9 Определяется **объём v_1' газа, вытесняемого** из первой ступени в промежуточный теплообменник:

$$v_T' = v_1'' - v_{m1}, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (17)$$

3.10 Определяется **температура T_1'' газа на выходе** из первой ступени сжатия. Для политропного процесса

$$\frac{T_1''}{T_1'} = \left(\frac{p_1''}{p_1'} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (18)$$

тогда

$$T_1'' = T_1' \left(\frac{p_1''}{p_1'} \right)^{\frac{n-1}{n}} = T_1' \sqrt[n]{x_1^{n-1}}, \text{ К} \quad (19)$$

Расчет первой ступени считается законченным и начинается расчет **второй ступени**.

3.11 Определяется объём $v_{\tau}^{//}$ газа, после прохождения промежуточного теплообменника.

Для изобарного процесса

$$\frac{T_{\tau}^{//}}{T_{\tau}^{'}} = \frac{v_{\tau}^{//}}{v_{\tau}^{'}} \quad (20)$$

где $T_{\tau}^{'}$ -температура газа на входе в теплообменный аппарат;

$T_{\tau}^{//}$ -температура газа на выходе из теплообменного аппарата.

С учетом того, что температура газа на входе в теплообменный аппарат $T_{\tau}^{'}$ равна температуре выхода из ступени $T_{1}^{//}$, а температура газа на выходе из теплообменного аппарата $T_{\tau}^{//}$ должна быть равна температуре входа в ступень $T_{1}^{'}$, уравнение (20) можно представить в виде

$$v_{\tau}^{//} = v_{\tau}^{'} \frac{T_{1}^{'}}{T_{1}^{//}}, \quad \text{м}^3/\text{кг} \quad (21)$$

3.12 Действительный рабочий объём $v_{д2}$ второй ступени принимается равным $v_{\tau}^{//}$

$$v_{д2} = v_{\tau}^{//} \quad (22)$$

3.13 Вредный объём $v_{м2}$ второй ступени принимается как «ε» от действительного рабочего объёма $v_{д2}$,

$$v_{м2} = \varepsilon v_{д2}, \quad \text{м}^3/\text{кг} \quad (23)$$

3.14 Определяется остаточный объём v_{o2} , который займёт газ, оставшийся в объёме $v_{м2}$ после снижения его давления от $p_2^{//}$ до $p_2^{'}$ при последующих всасываниях.

Из уравнения для политропного процесса:

$$v_{o2} = v_{м2} \left(\frac{p_2^{//}}{p_2^{'}} \right)^{\frac{1}{n}} = v_{м2} \sqrt[n]{x_2}, \quad \text{м}^3/\text{кг}. \quad (24)$$

3.15 Определяется объём рабочей камеры $v_2^{'}$ в начале такта сжатия второй ступени

$$v_2^{'} = v_{д2} + v_{o2}, \quad \text{м}^3/\text{кг}. \quad (25)$$

3.16 Определяется давление газа в ресивере $p_r^{//}$ после его изохорного охлаждения до начальной температуры $T_{1}^{'}$.

3.17 Результаты расчётов заносятся в таблицу 2.

Таблица 2

Сводная таблица результатов расчёта

поз.	Расчётный параметр		Символ	Размерность	Значение
1.	Давление на выходе из первой ступени		$p_1//$	МПа	
2.	Давление на выходе из ресивера		$p_p//$	МПа	
3.	Температура газа на выходе из первой ступени		$T_1//$	К	
4.	Потребное изменение объёма первой ступени		V_{n1}	м³/с	
5.	Потребное изменение объёма второй ступени		V_{n2}	м³/с	
6.	Диаметр поршня первой ступени		d_1	м	
7.	Диаметр поршня второй ступени		d_2	м	
8.	Ход поршня первой ступени		h_1	м	
9.	Ход поршня второй ступени		h_2	м	
10.	Удельная работа		l	Дж/кг	
11.	Полезная мощность		N_k	Вт	
12.	Мощность приводного двигателя		$N_{дв}$	Вт	
13.	Энтальпия газа	на входе в компрессор	s_1	Дж/(кг К)	
		на выходе из первой ступени	$s_1//$		
		на входе во вторую ступень	$s_1//$		
		на выходе из второй ступени	$s_p/$		
14.	Тепловой поток, отводимый в цилиндрах		Q_1+Q_2	Вт	
15.	Тепловой поток, отводимый в теплообменнике		Q_T	Вт	
16.	Тепловой поток, отводимый в ресивере		Q_p	Вт	

4. Расчет конструктивных элементов компрессора

4.1 Определяются **диаметры поршней цилиндров и их ход**

4.1.1 Определяется потребное изменение объёмов первого и второго цилиндров (соответственно v_{t1} и v_{t2}) *в единицу времени при массовой производительности компрессора G .*

$$v_{t1} = G(v'_1 - v_{m1}), \text{ м}^3/\text{с} \quad v_{t2} = G(v'_2 - v_{m2}), \text{ м}^3/\text{с} \quad (26)$$

4.1.2 Определяется **потребное изменение объёма** первого v_{n1} и второго v_{n2} цилиндров *за один (двойной) ход поршня.*

$$v_{n1} = \frac{v_{t1}}{n_o}, \text{ м}^3/\text{об} \quad v_{n2} = \frac{v_{t2}}{n_o}, \text{ м}^3/\text{об}. \quad (27)$$

где n_o - частота возвратно-поступательного движения поршней компрессора, принимается в пределах $n_o=50\ldots300$ двойных ходов в минуту.

4.1.3 **Ходы поршней h_1 и h_2** соответственно первого и второго цилиндра могут быть конструктивно приняты в соотношении с их диаметрами d_1 и d_2 , а именно $h_1 = d_1$ и $h_2 = 2d_2$. Тогда из уравнений

$$v_{n1} = \frac{\pi d_1^2}{4} h_1 = \frac{\pi d_1^3}{4} \quad \text{и} \quad v_{n2} = \frac{\pi d_2^2}{4} h_2 = \frac{\pi d_2^3}{2} \quad (28)$$

следует, что **диаметры первого и второго цилиндра** могут быть определены как

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{4v_{n1}}{\pi}}, \text{ м} \quad \text{и} \quad , \text{ м.} \quad d_2 = \sqrt[3]{\frac{2v_{n2}}{\pi}} \quad (29)$$

4.1.4 При неудовлетворительных значениях диаметров **скорректировать значение** частоты « n_o » и повторить расчёты по пунктам 4.1.1...4.1.3.

После получения приемлемых размеров переходим к **расчету привода.**

4.2 Рассчитывается удельная работа, совершаемая при сжатии одного килограмма газа от p_1' до p_2'' . Для двухступенчатого компрессора:

$$l = \frac{n}{n-1} RT_1' \left[x_1^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{x}{x_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right] \quad (30)$$

4.3 Определяется полезная мощность компрессора N_k . С учётом производительности G

$$N_k = lG \quad (31)$$

4.4 Пренебрегая энергией расширения газа вредного пространства и механическими потерями в компрессоре и считая КПД клиноременной передачи равным $\eta_{\text{пер}}=0,95$ мощность двигателя $N_{\text{дв}}$ определяем как

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_k}{\eta_{\text{пер}}} \quad (32)$$

4.5 Подбирается соответствующий электродвигатель и определяется передаточное число привода (соотношение диаметров шкивов).

5. Построение диаграмм

5.1 При построении $p-v$ – диаграммы следует четко понимать, что она состоит из двух совершенно самостоятельных частей (см. Рис. 3): **0123** – описывает изменение объема и давления сжимаемого газа в первой ступени сжатия; **35'6'7** – соответствует изменению тех же параметров того же количества газа во второй ступени сжатия компрессора. При переходе же из первой ступени во вторую, газ проходит через теплообменник, в результате чего его удельный объем уменьшается от v_1' до v_2'' . Диаграмма строится на основании расчетов произведенных по п.3 настоящего методического руководства (см. таблицу 2). Расстояние между этими положениями, умноженное на площадь поршня, называется рабочим объемом V_p цилиндра компрессора.

5.2 Для построения ***T-s* диаграммы** необходимо определить энтропию в начале процесса сжатия газа – на входе в первую ступень сжатия.

Зададимся условием, что нулевой энтропией (***s=0***) обладает газ с давлением ***p***=101,3 кПа при температуре насыщения ***T_н*** (температуре кипения сжиженного газа при данном давлении).

Значения изменения энтропии ***Δs*** в процессе перехода из начального термодинамического состояния с энтропией ***s'*** в конечное термодинамическое состояние с энтропией ***s''*** могут быть определены из формулы

$$\Delta s = s'' - s' = c_p \ln \frac{T''}{T'} - R \ln \frac{p''}{p'}, \text{ Дж/(кг К)} \quad (33)$$

где ***c_p*** – удельная теплоёмкость газа при постоянном давлении;
T', ***p'*** – температура и давление газа в начале процесса (при начальном термодинамическом состоянии);
T'', ***p''*** – температура и давление газа в конце процесса (при конечном термодинамическом состоянии).

Для политропного процесса сжатия изменение энтропии ***Δs_n*** может быть определено как

$$\Delta s_n = s'' - s' = c_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T''}{T'}, \text{ Дж/(кг К)} \quad (34)$$

где ***c_v*** – удельная теплоёмкость газа при постоянном объёме;
n – показатель политропы;
k – показатель адиабаты.

5.2.1 По формуле (33) определяется **энтропия газа:** на входе в первую ступень сжатия (при ***T_{1'}*** и ***p_{1'}***);
на входе во вторую ступень сжатия (при ***T_{2'}*** и ***p_{2'}***);
на выходе из ресивера (после охлаждения до ***T_{p''}***=***T_{1'}*** и ***p_{p''}***).
На *T-s*- диаграмму наносятся соответствующие точки.

5.2.2 Через точки, полученные в п. 5.2.1 проводятся изобары ***p_{1'}=const***, ***p_{2'}=const***, ***p_{p''}=const***, для чего рассчитываются значения энтропий, соответствующих указанным изобарам при температурах ***T_{1'+0,6(T_{1''}-T_{1'})}*** и ***T_{1'+1,2(T_{1''}-T_{1'})}***.

5.2.3 По формуле (34) для ПИСГ в первой ступени (политропного сжатия газа) определяется **изменение энтропии** газа **в первой ступени** сжатия. На *T-s*- диаграмму наносится точка, соответствующая точке **2** на рис. 3.

5.2.4 Для изобарного ПИСГ определяется изменение энтропии газа в промежуточном теплообменнике. На T - s -диаграмму наносится точка, соответствующая точке **5'** на рис. 3.

5.2.5 Повторяется пункт 5.2.3 для второй ступеней сжатия.

5.2.6 По формуле (33) определяется изменение энтропии газа при его изохорном охлаждении в ресивере. На T - s -диаграмму наносится точка 9.

6. Тепловой расчет компрессора

6.1 Тепловой поток Q_1 и Q_2 который необходимо отвести от газа в политропном процессе сжатия соответственно в первой и во второй ступенях определяем из зависимостей

$$Q_1 = Gc_v \frac{n-k}{n-1} (T_1'' - T_1'), \text{ Вт} \quad (35)$$

и

$$Q_2 = Gc_v \frac{n-k}{n-1} (T_2'' - T_2'), \text{ Вт} \quad (36)$$

где G - массовый расход газа в компрессоре.

Поскольку $T_2' = T_1'$, а $T_2'' = T_1''$ тепловые потоки, отводимые в ступенях равны между собой, т. е. $Q_1 = Q_2$.

6.2 Приняв удельную изобарную теплоёмкость $c_p = \text{const}$, определяется тепловой поток Q_T , отводимый при изобарном процессе в промежуточном теплообменном аппарате:

$$Q_T = Gc_p (T'' - T'), \text{ Вт} \quad (39)$$

6.3 Суммарный отводимый тепловой поток Q определяется как

$$Q = 2Q_1 + Q_T, \text{ Вт} \quad (40)$$

6.4 Определяется тепловой поток Q_p , отводимый в ресивере при охлаждении газа до температуры T_1' .

6.5 Результаты расчетов заносятся в таблицу 2.

Теплофизические свойства некоторых веществ

Предпоследняя цифра номера зачетной книжки	Вещество (формула)	Молярная масса	молярная теплоёмкость (изобарная)	Показатель адиабаты	Температура насыщения при нормальном давлении
	Обозначение	μ	μc_p	$k = c_p / c_v$	$T_{\text{нк}}$
	Размерность	$\frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль } K}$	-	K
1.	Гелий (He)	4,0026	20,93	1,66	4,215
2.	Водород (H ₂)	2,0159	28,62	1,41	20,397
3.	Азот (N ₂)	28,0134	29,12	1,4	77,34
4.	Оксид углерода (CO)	28,0104	29,12	1,4	81,6
5.	Кислород (O ₂)	31,9988	29,27	1,397	90,19
6.	Воздух (смесь O ₂ , N ₂ , и др)	28,966	29,07	1,401	81
7.	Метан (CH ₄)	16,0426	34,74	1,315	111,66
8.	Диоксид углерода (CO ₂)	44,0098	35,86	1,302	194,68
9.	Фреон-115 (C ₂ F ₅ Cl)	154,46	36,5	1,3	234,18
0	Аммиак (NH ₃)	17,030	35,00	1,313	239,81

Таблица исходных данных

Последняя цифра номера зачетной книжки	Давление на входе в первую ступень	Давление на выходе из второй ступени	Температура газа на входе в первую ступень	Показатель степени политропы	Коэффициент пропорциональности	Массовый расход
	p_1'	p_2''	T_1'	n	ε	G
	МПа	МПа	К	-	-	кг/с
1.	0.09	0.4	283	1.3	0.07	0.02
2.	0.09	0.6	293	1.3	0.08	0.03
3.	0.1	0.4	303	1.3	0.09	0.04
4.	0.1	0.6	313	1.3	0.1	0.05
5.	0.11	0.4	323	1.3	0.11	0.06
6.	0.11	0.6	333	1.3	0.12	0.07
7.	0.12	0.4	343	1.3	0.13	0.08
8.	0.12	0.6	353	1.3	0.14	0.09
9.	0.13	0.4	363	1.3	0.14	0.10
0	0.13	0.6	373	1.3	0.15	0.12

Перечень информационных ресурсов

1. Семенов, Ю. П. Теплотехника : учебник / Ю. П. Семенов, А. Б. Левин. — 2-е изд. — Москва : ИНФРА-М, 2019. — 400 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-010104-0. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1014755>
2. Бариллович, В. А. Основы технической термодинамики и теории тепло- и массообмена : учебное пособие / В.А. Бариллович, Ю.А. Смирнов. — Москва : ИНФРА-М, 2022. — 432 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). — www.dx.doi.org/10.12737/3292. - ISBN 978-5-16-005771-2. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1741366>
3. Кудинов, В. А. Теплотехника: Учебное пособие / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов, Е.В. Стефанюк. - М.: КУРС: НИЦ ИНФРА-М, 2019. - 424 с.: ил.; - (Высшее образование). - ISBN 978-5-905554-80-3. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.ru/catalog/product/977184>
4. Кудинов, В.А. Техническая термодинамика и теплопередача: Учебник для бакалавров / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов, Е.В. Стефанюк.. - М.: Юрайт, 2013. - 566 с.
5. Основы термодинамических расчетов парокомпрессионных холодильных машин : учебное пособие / С. В. Визгалов, А. М. Ибраев, А. А. Сагдеев, М. С. Хамидуллин. - Казань : КНИТУ, 2019. - 148 с. - ISBN 978-5-7882-2656-9. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1897094>
6. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: Учеб. пособие для вузов.-М.:Выш.шк.,1980. - 469с.
7. Бершадский, В. А. Расчёт и анализ термодинамических циклов тепловых машин / В. А. Бершадский. - Москва : Директ-Медиа, 2019. - 55 с. - ISBN 978-5-4499-0550-5. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1959229>
8. Луканин В.Н. Теплотехника: учеб. для студентов техн. спец.вузов / В.Н. Луканин и др., под. ред В.Н. Луканина. —М.: Высш. шк.,2003. - 671 с.
9. Сапожников, С. З. Техническая термодинамика и теплопередача : учебник для вузов / С. З. Сапожников, Э. Л. Китанин. — СПб. : Изд-во СПбГТУ, 2001 - 319 с.