

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Методические указания к лабораторным работам
для студентов специальности
1-43 01 07 «Техническая эксплуатация
энергооборудования организаций»

В двух частях
Часть II

Витебск
2019

УДК 621.036.7 (075.8)

Составители:

В. И. Ольшанский, С. В. Жерносек, А. А. Котов и др.

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № 9 от 27.11.2019.

Техническая термодинамика : методические указания к лабораторным работам. В двух частях. Ч. II / сост. В. И. Ольшанский [и др.]. – Витебск : УО «ВГТУ», 2019. – 68 с.

Методические указания предназначены для выполнения лабораторных работ по курсу «Техническая термодинамика» студентами специальности 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.036.7 (075.8)

© УО «ВГТУ», 2019

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
Особенности исследования термодинамических циклов	5
Лабораторная работа 8. Исследование цикла работы компрессора	7
Лабораторная работа 9. Исследование цикла работы ГТУ с изобарным подводом тепла	17
Лабораторная работа 10. Исследование цикла работы ГТУ с изохорным подводом тепла	24
Лабораторная работа 11. Исследование цикла работы ДВС с изохорным подводом тепла	31
Лабораторная работа 12. Исследование цикла работы ДВС с изобарным подводом тепла	39
Лабораторная работа 13. Исследование цикла работы ДВС со смешанным подводом тепла	47
Лабораторная работа 14. Исследование цикла работы воздушной холодильной установки	56
Литература	63
Приложения	64

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания предназначены для выполнения лабораторных работ по курсу «Техническая термодинамика» студентами специальности 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» дневной и заочной форм обучения.

Основное назначение лабораторных работ – дать студентам материал, который позволит выработать навыки применения теоретических сведений для решения конкретных задач технического характера и тем самым освоить практику и методику термодинамических расчетов:

- 1) выбор оптимальных режимов эксплуатации энергетических объектов (систем) для повышения технико-экономических показателей режимов их работы;
- 2) диагностирование и мониторинг состояния энергетического и энерготехнологического оборудования, включая экологические параметры;
- 3) выявление причин повреждений элементов энергетического и энерготехнологического оборудования, их учет, разработка предложения по их предупреждению;
- 4) снижение потерь топливно-энергетических ресурсов.

Методические указания включают в себя лабораторные работы по основным разделам технической термодинамики. Каждая лабораторная работа содержит краткие сведения из теории, касающиеся материала раздела.

Методически лабораторные работы составлены так, что студенты могут выполнить сравнительный анализ теоретических значений основных термодинамических параметров с практическими, реальными их значениями.

Выполнение лабораторных работ предполагает знание студентами основных теоретических положений курса технической термодинамики, соответствующей терминологии, уравнений и формул.

Для лучшего освоения студентами основ технической термодинамики, а также развития самостоятельного инженерного мышления рекомендуется после обработки экспериментальных данных и оформления отчета по лабораторной работе проанализировать полученные результаты и выяснить влияние на них различных факторов.

ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ

Исследование термодинамических циклов тепловых машин является основной задачей технической термодинамики. Однако провести подробное исследование цикла, установить его основные характеристики (работу, КПД) при изменении отдельных параметров на реальной установке можно лишь в ограниченных пределах. Поэтому при исследовании циклов тепловых машин вместо натуральных испытаний целесообразно использовать различного рода модели. В зависимости от вида применяемой модели различают предметное, физическое, аналоговое и математическое моделирование.

При предметном моделировании исследование ведется на модели, воспроизводящей основные геометрические, физические и функциональные характеристики оригинала. На таких моделях изучают процессы, происходящие в оригинале – объекте исследования – при проведении стендовых испытаний двигателей внутреннего сгорания, газотурбинных установок, различных типов холодильных машин и так далее. При этих испытаниях исследуются термодинамические циклы установок и определяются их характеристики.

О физическом моделировании говорят, если модель и моделируемый объект имеют одну и ту же физическую природу. При физическом моделировании объектом исследования является экспериментальная установка, реализующая те же физические процессы, что происходят и в оригинальном объекте. Физическое моделирование – наиболее широко используемый в настоящее время, особенно в учебных лабораториях, вид моделирования.

Аналоговое моделирование – это моделирование, основанное на аналогии (изоморфизме) явлений, имеющих различную физическую природу, но описываемых одинаковыми математическими уравнениями. В учебных лабораториях термодинамики аналоговое моделирование практически не используется.

Математическое моделирование представляет собой приближенное описание каких-либо процессов или явлений, выраженное с помощью математической символики. Обычно это – определенная последовательность математических и логических операций, называемая программой. Математическая модель термодинамических циклов представляет собой программу расчета параметров рабочего тела в характерных точках цикла, а также его энергетических характеристик. Вычисление по этой программе воспроизводит ход моделируемого процесса. Современная форма реализации математического моделирования – моделирование на электронных вычислительных машинах (ЭВМ). Таким образом, при математическом моделировании объект моделирования заменяется ЭВМ. Математическое моделирование, сводящее исследование различных процессов и явлений к математическим задачам, получило в последнее время широкое распространение в науке и технике при решении различных задач.

В учебных лабораториях невозможно провести натурное исследование циклов тепловых машин. Физическое моделирование работы таких машин в учебных лабораториях также невозможно, так как не удастся создать миниатюрную установку для лаборатории, параметры которой были бы такими же, как у реальных объектов. Поэтому единственным реальным методом исследования циклов тепловых машин является метод математического моделирования. Кроме того, необходимо учитывать, что при математическом моделировании резко расширяется число регулируемых параметров и диапазон их изменений. Например, в натурном эксперименте нельзя создавать аварийные ситуации, математическая же модель позволяет «просчитать» любой, даже реально не реализуемый, режим работы, что значительно расширяет рамки возможностей при изучении различных циклов тепловых машин.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛА РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

Цель работы: исследование в соответствии с индивидуальным заданием влияния различных факторов на характеристики цикла работы компрессора.

Теоретическое введение

Компрессором называется машина для сжатия газов. Различные типы компрессоров широко применяются в самых разнообразных областях техники. По конструктивным признакам компрессоры подразделяются на две группы: объемные компрессоры (или компрессоры статического сжатия) и лопаточные компрессоры (или компрессоры динамического сжатия). В свою очередь, объемные компрессоры делятся на два типа – поршневые и ротационные. Несмотря на большие конструктивные различия компрессоров разных типов, термодинамические принципы их действия аналогичны. Процессы, протекающие в компрессорах, описываются одними и теми же уравнениями. Исследование и анализ процессов, происходящих в любой машине для сжатия газа, будут рассмотрены далее на примере наиболее простого одноступенчатого поршневого компрессора, в котором все процессы являются достаточно наглядными и хорошо изучены.

Схема такого компрессора представлена на рисунке 8.1.

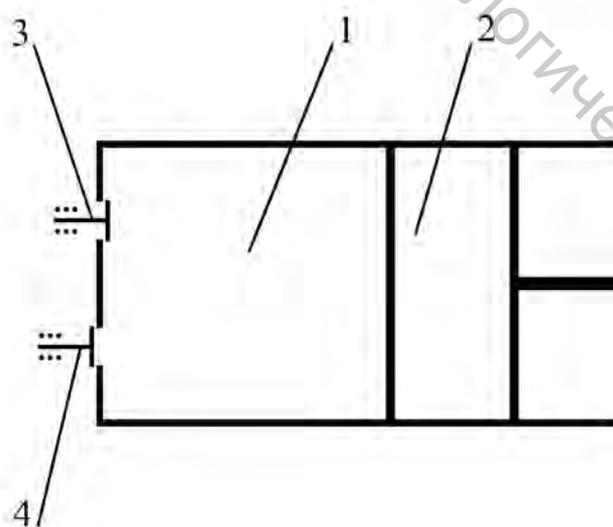


Рисунок 8.1 – Схема поршневого компрессора:

- | | |
|--------------|---------------------------|
| 1 – цилиндр; | 3 – всасывающий клапан; |
| 2 – поршень; | 4 – нагнетательный клапан |

В цилиндре 1 движется поршень 2, совершающий возвратно-поступательное движение. При движении поршня слева направо происходит всасывание рабочего тела (при этом всасывающий клапан 3 открыт) при практически постоянном давлении. После того как поршень дойдет до правого крайнего положения, процесс всасывания заканчивается, клапан 3 закрывается и поршень начинает двигаться в обратном направлении – справа налево. Давление газа в цилиндре повышается. Когда давление газа достигает значения, определяемого пружиной, установленной на нагнетательном клапане, открывается нагнетательный клапан 4 и сжатый газ поступает в резервуар для хранения или потребителям. Дойдя до левого крайнего положения, поршень вновь начинает двигаться слева направо, и процесс повторяется. Рабочий процесс компрессора совершается за один оборот вала или два хода поршня. Поршню сообщается возвратно-поступательное движение через кривошипно-шатунный механизм от внешнего источника работы.

Теоретический одноступенчатый компрессор рассматривается при следующих допущениях. Геометрический объем цилиндра компрессора равен рабочему объему (отсутствует вредное пространство). Отсутствуют потери работы на трение. Всасывание газа в цилиндр и его нагнетание в резервуар осуществляются при постоянном давлении.

Изображение теоретического цикла работы компрессора в p - v -диаграмме представлено на рисунке 8.2.

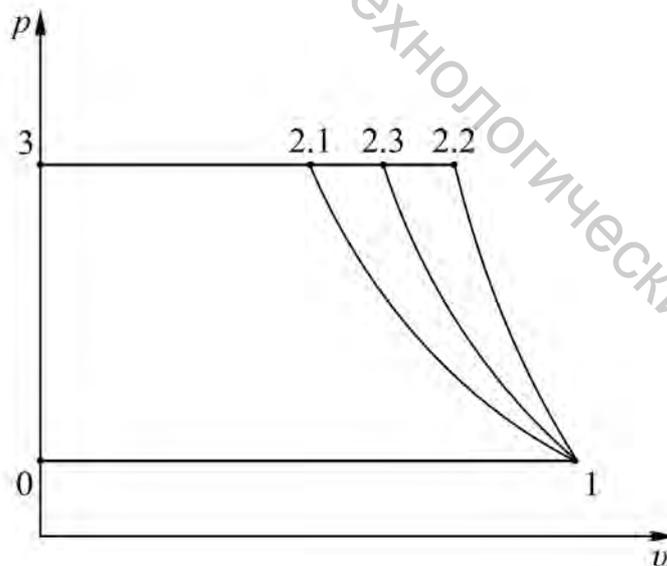


Рисунок 8.2 – Изображение цикла работы компрессора в p - v -диаграмме

При движении поршня слева направо открывается всасывающий клапан и происходит наполнение цилиндра газом при постоянном давлении p_1 . Этот процесс изображается на диаграмме линией 0–1, которая называется линией

всасывания. При обратном движении поршня справа налево всасывающий клапан закрывается и происходит сжатие газа. По достижении заданного давления p_2 весь сжатый газ выталкивается из цилиндра при постоянном давлении через открывшийся нагнетательный клапан. Кривая 1–2 изображает процесс сжатия. Линия 2–3 называется линией нагнетания. Следует отметить, что линии всасывания и нагнетания не изображают термодинамические процессы, так как состояние рабочего тела в них остается неизменным, а меняется только его количество. В начале следующего хода поршня слева направо нагнетательный клапан закрывается, давление в цилиндре теоретически мгновенно падает от p_2 до p_1 , открывается всасывающий клапан и далее весь рабочий процесс сжатия газа повторяется.

Процесс сжатия газа в компрессоре в зависимости от условий протекания теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра может осуществляться по изотерме 1–2.1, адиабате 1–2.2 и политропе 1–2.3. Сжатие по каждому из трех процессов дает различную величину затраченной работы.

Сжатие по изотерме дает наименьшую затрату работы. Вся энергия, подводимая в форме работы, отводится от газа в форме теплоты. Сжатие по адиабате дает наибольшую затрату работы. При этом вся энергия, подводимая в форме работы, идет на изменение энтальпии газа. При политропном сжатии величина работы принимает промежуточное значение.

Основной целью термодинамического расчета компрессора является определение величины работы, затрачиваемой на получение 1 кг сжатого газа и, в конечном итоге, определение мощности приводного двигателя.

При изотермическом процессе сжатия работа в процессе определяется по уравнению

$$l_{(изотерм.)} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (8.1)$$

Работа привода компрессора равна работе изотермического сжатия

$$l_{пр.(изотерм.)} = l_{(изотерм.)} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (8.2)$$

Количество отводимого тепла

$$q = l_{(изотерм.)} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (8.3)$$

При адиабатном процессе сжатия работа в процессе определяется по уравнению

$$l_{(адиабатн.)} = \frac{1}{k-1} \cdot (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1). \quad (8.4)$$

Работа привода компрессора в k раз больше работы адиабатного сжатия

$$l_{пр.(адиабатн.)} = \frac{k}{k-1} \cdot (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1) = \frac{k}{k-1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \quad (8.5)$$

С другой стороны, работа привода компрессора при адиабатном сжатии может быть также найдена по формуле

$$l_{пр.(адиабатн.)} = i_2 - i_1. \quad (8.6)$$

Количество отводимого тепла

$$q = 0.$$

При политропном процессе сжатия работа в процессе определяется по уравнению

$$l_{(политропн.)} = \frac{1}{n-1} \cdot (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1). \quad (8.7)$$

Работа привода компрессора в n раз больше работы адиабатного сжатия

$$l_{пр.(адиабатн.)} = \frac{n}{n-1} \cdot (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1) = \frac{n}{n-1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (8.8)$$

Количество отводимого тепла

$$q = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1). \quad (8.9)$$

Действительный цикл работы одноступенчатого компрессора отличается от теоретического прежде всего наличием потерь из-за дросселирования во всасном и нагнетательном клапанах. Вследствие этого всасывание происходит при давлении меньшем, чем давление среды, из которой происходит всасывание, а нагнетание происходит при давлении большем, чем давление в нагнетательном трубопроводе. Эти потери возрастают с увеличением числа

оборотов компрессора.

Кроме того, в реальном компрессоре между крышкой цилиндра и поршнем в его крайнем положении при выталкивании сжатого газа остается некоторый свободный объем, называемый вредным пространством, который может составлять 4–10 % от рабочего объема цилиндра компрессора $V_{раб.}$. По окончании нагнетания сжатого газа некоторое его количество остается во вредном пространстве цилиндра и занимает объем $V_{вр.}$. При обратном ходе поршня оставшийся во вредном пространстве газ расширяется, и всасывание новой порции газа начнется только тогда, когда давление газа в цилиндре упадет до давления всасывания. В процессе расширения остаточного сжатого газа во вредном пространстве цилиндра его объем увеличивается до V_0 . При этом в процессе всасывания в цилиндр компрессора поступит свежий газ, объем которого

$$V = V_{раб.} - V_0. \quad (8.10)$$

Вредное пространство уменьшает количество засасываемого газа и тем самым уменьшает производительность компрессора. Отношение объема засасываемого газа к рабочему объему цилиндра компрессора называют объемным коэффициентом полезного действия:

$$\eta_{об.} = \frac{V}{V_{раб.}}. \quad (8.11)$$

Объемный КПД уменьшается с увеличением вредного пространства.

Также происходит увеличение удельного объема поступающего в цилиндр компрессора газа из-за нагревания его горячими поверхностями цилиндра и нагретым газом, оставшимся во вредном пространстве. Уменьшение массового количества газа из-за повышения его температуры определяется отношением температуры всасываемого газа T_1' к температуре газа, нагретого в цилиндре в процессе всасывания T_1 .

Общее уменьшение производительности компрессора из-за вредного пространства и нагревания газа характеризуется коэффициентом наполнения

$$\eta_{нап.} = \eta_{об.} \cdot \frac{T_1'}{T_1}. \quad (8.12)$$

Уменьшение производительности компрессора с увеличением давления сжатого газа не позволяет получать газы высокого давления в одном цилиндре. Кроме того, при высоких давлениях сжатия температура газа может превысить температуру самовоспламенения смазочного масла в цилиндре, что недопустимо. Обычно одноступенчатый компрессор применяется для сжатия

газа до давления 6–10 бар.

Для получения газа высокого давления применяют многоступенчатые компрессоры, в которых сжатие газа осуществляется политропно в нескольких последовательно соединенных цилиндрах с промежуточным его охлаждением после каждого сжатия. Ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением приближает рабочий процесс компрессора к наиболее экономичному изотермическому процессу.

Применение сжатия газа в нескольких цилиндрах ведет к понижению отношения давлений в каждом из них и повышает объемный КПД компрессора. Кроме того, промежуточное охлаждение газа после каждой ступени улучшает условия смазки поршня в цилиндре и уменьшает расход энергии на привод компрессора.

Охлаждение рабочего тела во всех охладителях производится, как правило, до одной и той же температуры, равной начальной температуре T_1 .

Отношение давлений во всех ступенях обычно также берется одинаковым. На примере трехступенчатого компрессора:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_5} = x. \quad (8.13)$$

Это соотношение давлений обеспечивает минимальную для принятых условий работу на привод многоступенчатого компрессора.

При одинаковых отношениях давлений во всех ступенях, равенстве начальных температур и равенстве показателей политропы будут равны между собой и конечные температуры газа в отдельных ступенях компрессора:

$$T_2 = T_4 = T_6. \quad (8.14)$$

Степень увеличения давления в каждой ступени трехступенчатого компрессора равна

$$x = \sqrt[3]{\frac{p_6}{p_1}}, \quad (8.15)$$

или, в общем случае, для z ступеней

$$x = \sqrt[z]{\frac{p_z}{p_1}}. \quad (8.16)$$

При равенстве температур газа на входе в каждую ступень и равенстве отношений давлений во всех цилиндрах получаем равенство затраченных работ

во всех ступенях компрессора:

$$l_{np.1} = l_{np.2} = l_{np.3}, \quad (8.17)$$

откуда полная работа привода компрессора, расходуемая на сжатие газа во всех трех ступенях компрессора, равна

$$l_{np.K} = 3 \cdot l_{np.1}. \quad (8.18)$$

Работа на привод многоступенчатого компрессора равна работе одной ступени, помноженной на число ступеней:

$$l_{np.K} = z \cdot l_{np.1}. \quad (8.19)$$

При одинаковых условиях сжатия газа количества теплоты, отводимые от газа в отдельных ступенях, будут равны между собой:

$$q = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (t_1 - t_2). \quad (8.20)$$

Теплоту, отводимую от газа в любом охладителе при изобарном охлаждении, можно найти по формуле

$$q_p = c_p \cdot (t_2 - t_1). \quad (8.21)$$

Методика выполнения работы

При проведении работы осуществляется исследование цикла одноступенчатого поршневого компрессора, в котором происходит сжатие газа, имеющего начальное давление p_1 и начальную температуру t_1 , до давления p_2 . Сжатие газа может происходить изотермически, адиабатно или политропно (с показателем политропы n). Вид сжимаемого газа, его массовый расход m , значение показателя политропы, начальные параметры и конечное давление выбираются из таблицы приложения Б по двум последним цифрам номера зачетной книжки студента.

Исследование цикла осуществляется методом математического моделирования на ЭВМ при помощи программы «Сyklс». Полученные в результате моделирования параметры сравниваются с расчетными значениями.

Необходимо определить основные характеристики цикла: работу сжатия l , количество отведенного тепла Q , теоретическую мощность привода компрессора N_m , а также конечную температуру t_2 и объемный расход $V_{вых}$.

сжатого газа при различных процессах сжатия.

Работа сжатия l , работу привода l_{np} и удельное количество отведенного тепла q для каждого из процессов сжатия рассчитываются по формулам (8.1)–(8.9). Значения физических параметров газов определяются по таблице (приложение А). Величина массовой изохорной теплоемкости газа при этом может быть найдена из уравнения Майера как

$$c_v = c_p - R. \quad (8.22)$$

Общее количество отведенного тепла определяется как

$$Q = q \cdot m, \quad (8.23)$$

а теоретическая мощность привода компрессора – как

$$N_m = l_{np} \cdot m. \quad (8.24)$$

Конечная температура газа при изотермическом процессе сжатия будет равна начальной:

$$t_2 = t_1;$$

при адиабатном и политропном сжатии конечную температуру можно определить исходя из соотношения начальных и конечных параметров соответственно как

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (8.25)$$

и

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (8.26)$$

Объемный расход полученного сжатого газа, исходя из параметрического уравнения состояния, будет равен

$$V_{вых.} = \frac{m \cdot R \cdot T_2}{p_2}. \quad (8.27)$$

Для проведения моделирования цикла на ЭВМ необходимо открыть программу «Cycles». Затем в меню последовательно выбираются пункты «Циклы» → «Стандартный» → «Машины расширения/сжатия газов» → «Компрессор». После нажатия кнопки «Выбор» откроется окно, в котором вводятся значения исходных данных. Затем, нажав кнопку «Расчет», запускают программу, после чего в правой части окна появляются результаты расчета.

Все исходные данные и полученные результаты заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 8.1.

Таблица 8.1 – Исходные данные и результаты расчетов

Параметры		Значения, полученные в результате расчетов	Значения, полученные в результате моделирования
Вид газа			
Начальное давление $p_1, Па$			
Начальная температура $t_1, °C$			
Конечное давление $p_2, Па$			
Массовый расход $m, кг / с$			
Показатель политропы n			
Изотермическое	Удельная работа сжатия $l, Дж / кг$		
	Мощность привода компрессора $N_m, Вт$		
	Количество отведенного тепла $Q, Вт$		
	Конечная температура $t_2, °C$		
	Объемный расход $V_{вых.}, м^3 / с$		
Адиабатное	Удельная работа сжатия $l, Дж / кг$		
	Мощность привода компрессора $N_m, Вт$		
	Количество отведенного тепла $Q, Вт$		
	Конечная температура $t_2, °C$		
	Объемный расход $V_{вых.}, м^3 / с$		
Политропное	Удельная работа сжатия $l, Дж / кг$		
	Мощность привода компрессора $N_m, Вт$		
	Количество отведенного тепла $Q, Вт$		
	Конечная температура $t_2, °C$		
	Объемный расход $V_{вых.}, м^3 / с$		

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов расчетов.
5. Изображение цикла в p - v -диаграмме.

Контрольные вопросы

1. Что называется компрессором?
2. Как может происходить сжатие газа в компрессоре?
3. Какой из процессов сжатия наиболее выгоден, какой – наименее?
4. Что такое вредное пространство?
5. Что такое объемный КПД компрессора?
6. До каких давлений применяют одноступенчатый компрессор?
7. В чем преимущество многоступенчатого компрессора?

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛА РАБОТЫ ГТУ С ИЗОБАРНЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛА

Цель работы: исследование в соответствии с индивидуальным заданием влияния различных факторов на характеристики цикла работы газотурбинной установки с подводом теплоты при $p = const$ (цикла Брайтона).

Теоретическое введение

Газотурбинные установки (ГТУ) являются одним из видов двигателей внутреннего сгорания. В газотурбинных установках сжигание жидкого или газообразного топлива осуществляется в специальной камере сгорания. Рабочее тело, представляющее собой продукты сгорания топлива, имеющие высокие температуру и давление, из камеры сгорания направляется в сопло. В сопле оно расширяется и с большой скоростью поступает на лопатки газовой турбины, где его кинетическая энергия используется для получения механической работы.

Достоинства газотурбинных установок обусловлены тем, что газовые турбины имеют относительно небольшие габариты и малый вес, в них отсутствуют детали с возвратно-поступательным движением, они могут работать с высокими числами оборотов и развивать высокие единичные мощности.

ГТУ могут работать со сгоранием топлива (процессом подвода теплоты) при постоянном давлении и при постоянном объеме.

Принципиальная схема газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном давлении представлена на рисунке 9.1.

На общем валу находятся газовая турбина 3, компрессор 4, топливный насос 5 и потребитель энергии. Компрессор засасывает атмосферный воздух, сжимает его до требуемого давления и направляет в камеру сгорания 1. Туда же топливным насосом подается топливо, которое в принципе может быть как жидким, так и газообразным. В последнем случае вместо насоса применяется газовый компрессор.

Сгорание топлива происходит в камере сгорания при $p = const$. Продукты сгорания, расширившись в сопле 2, попадают на лопатки газовой турбины, производят там работу за счет своей кинетической энергии и затем выбрасываются через выпускной патрубок в атмосферу. Давление отработавших газов несколько превышает атмосферное.

Идеализированный цикл рассматриваемой газотурбинной установки с подводом теплоты при $p = const$ изображен в pv -диаграмме и в Ts -диаграмме (рис. 9.2).

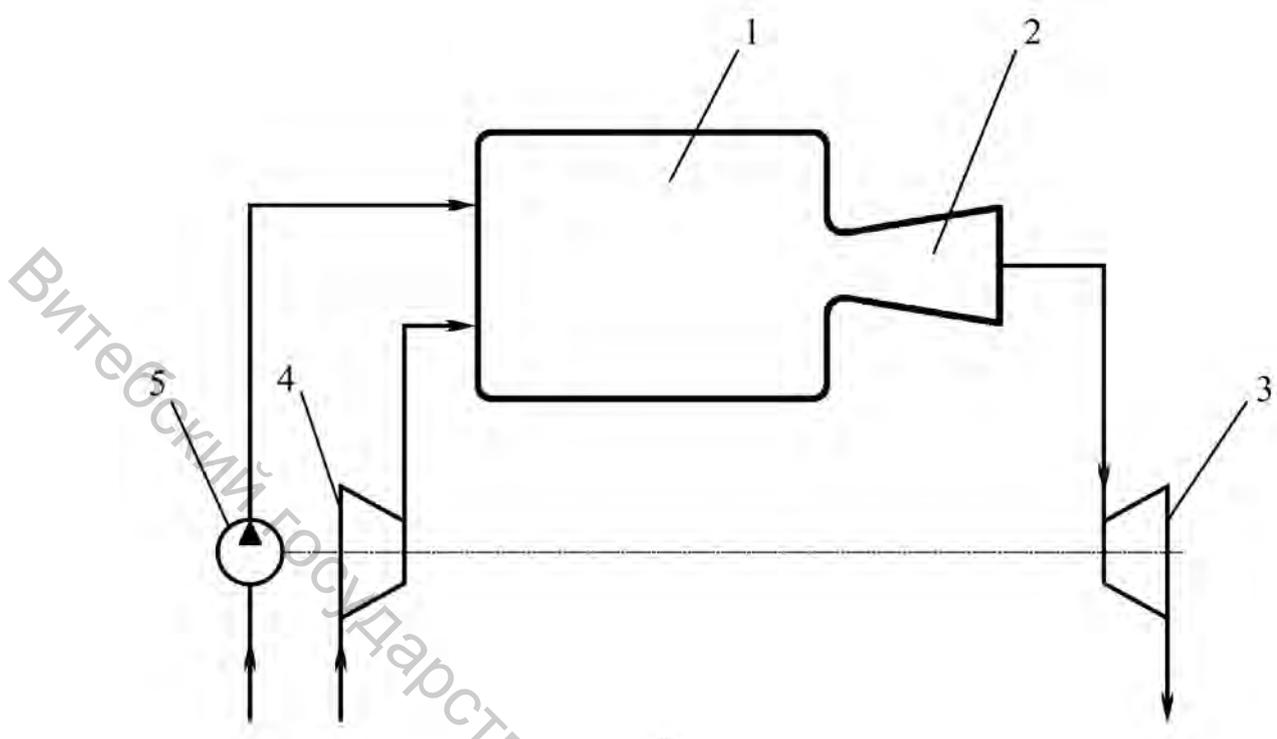


Рисунок 9.1 – Принципиальная схема газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном давлении:

- 1 – камера сгорания;
- 2 – сопло;
- 3 – газовая турбина;
- 4 – компрессор;
- 5 – топливный насос

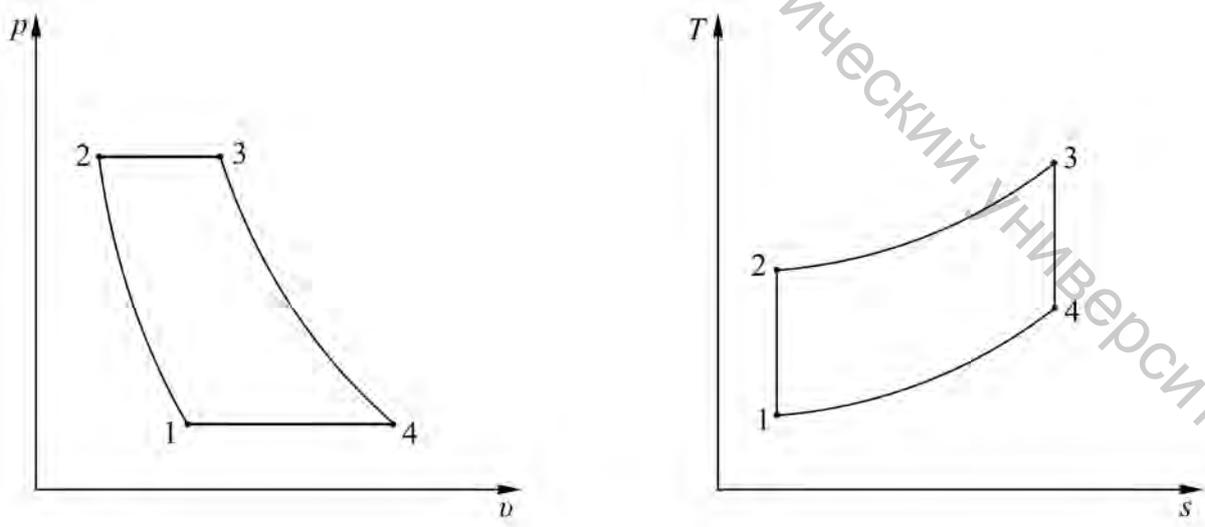


Рисунок 9.2 – Изображение цикла работы газотурбинной установки с изобарным подводом теплоты в $p\nu$ - и Ts -диаграммах

Здесь 1–2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре. По изобаре 2–3 к рабочему телу подводится тепло (этот процесс соответствует сгоранию топлива в камере сгорания). Далее рабочее тело (в действительном цикле – это воздух и продукты сгорания) адиабатно расширяется в сопловом аппарате турбины и отдает работу турбинному колесу в процессе 3–4. Изобарный процесс 4–1 соответствует выходу отработавших газов из турбины.

Характеристиками цикла являются: степень повышения давления в компрессоре

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} \quad (9.1)$$

и степень изобарного расширения

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}. \quad (9.2)$$

Количество подводимой теплоты определяется по формуле

$$q_{подв.} = c_p \cdot (T_3 - T_2), \quad (9.3)$$

а количество отводимой теплоты – по формуле

$$q_{отв.} = c_p \cdot (T_4 - T_1). \quad (9.4)$$

Термический КПД цикла равен

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{отв.}}{q_{подв.}} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}. \quad (9.5)$$

Температуры T_2 , T_3 и T_4 можно выразить через начальную температуру T_1 . Для адиабаты 1–2

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}}; \quad (9.6)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}. \quad (9.7)$$

Для изобары 2–3

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{\nu_3}{\nu_2} = \rho; \quad (9.8)$$

$$T_3 = T_2 \cdot \rho; \quad (9.9)$$

$$T_3 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot \rho. \quad (9.10)$$

Для адиабаты 3–4

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_1 \cdot \beta}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}; \quad (9.11)$$

$$T_4 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot \rho \cdot \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = T_1 \cdot \rho. \quad (9.12)$$

Подставляя полученные значения температур в уравнение для определения термического КПД, в конечном итоге получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (9.13)$$

Таким образом, термический КПД газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном давлении зависит от степени повышения давления β и показателя адиабаты k , возрастая с увеличением этих величин.

Методика выполнения работы

При проведении работы осуществляется исследование цикла газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном давлении. Рабочим телом при этом является воздух, имеющий начальное давление p_1 и начальную температуру t_1 . Значения начальных параметров воздуха, степень повышения давления β и максимальная температура газов перед турбиной t_3 выбираются из таблицы приложения В по двум последним цифрам номера зачетной книжки студента.

Исследование цикла осуществляется методом математического моделирования на ЭВМ при помощи программы «Cukls». Полученные в

результате моделирования параметры сравниваются с расчетными значениями.

Необходимо определить основные характеристики цикла: количество подведенного $q_{подв.}$ и отведенного $q_{отв.}$ тепла, полезную работу l_u , термический коэффициент полезного действия η_t , а также параметры рабочего тела (давление p , температуру t , удельный объем v) в характерных точках цикла.

Температура T_2 может быть найдена по формуле (9.7). Степень изобарного расширения ρ рассчитывается по формуле (9.8). Далее по формуле (9.12) находится значение температуры T_4 . Из уравнения (9.1) давление в камере сгорания

$$p_2 = p_1 \cdot \beta. \quad (9.14)$$

Значения удельного объема во всех точках можно определить в соответствии с параметрическим уравнением состояния идеального газа:

$$v = \frac{R \cdot T}{p}.$$

Удельное количество подведенного и отведенного тепла рассчитываются по формулам (9.3) и (9.4). Значения физических параметров воздуха определяются по таблице (приложение А).

Полезная работа цикла определяется как

$$l_u = q_{подв.} - q_{отв.} \quad (9.15)$$

Термический КПД цикла рассчитывается по формулам (9.5) и (9.13). Равенство полученных значений может служить подтверждением правильности проведенных вычислений.

Для проведения моделирования цикла на ЭВМ необходимо открыть программу «Cukls». Затем в меню последовательно выбираются пункты «Циклы» → «Стандартный» → «Газотурбинные установки» → «ГТУ, $p = const$ ». После нажатия кнопки «Выбор» откроется окно, в котором вводятся значения исходных данных. Затем, нажав кнопку «Счет», запускают программу, после чего открывается окно с результатами расчета.

Все исходные данные и полученные результаты заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 9.1.

Таблица 9.1 – Исходные данные и результаты расчетов

Параметры		Значения, полученные в результате расчетов	Значения, полученные в результате моделирования
Начальное давление p_1 , Па			
Начальная температура t_1 , °С			
Температура перед турбиной t_3 , °С			
Степень повышения давления β			
Давление в камере сгорания p_2 , Па			
Температура после компрессора t_2 , °С			
Температура после турбины t_4 , °С			
Удельный объем	v_1 , м ³ / кг		
	v_2 , м ³ / кг		
	v_3 , м ³ / кг		
	v_4 , м ³ / кг		
Степень изобарного расширения ρ			
Подводимая теплота $q_{подв.}$, Дж / кг			
Отводимая теплота $q_{отв.}$, Дж / кг			
Работа цикла $l_{ц}$, Дж / кг			
Термический КПД цикла η_t , %			

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов расчетов.
5. Изображение цикла в p - v - и T - s -диаграммах.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой газотурбинная установка?
2. Каковы достоинства газотурбинных установок?
3. Как работает газотурбинная установка с изобарным подводом теплоты?
4. Что такое степень повышения давления?
5. Что такое степень изобарного расширения?
6. Как рассчитывается термический КПД цикла ГТУ с подводом теплоты при $p = const$?
7. Как влияет степень повышения давления на термический КПД цикла ГТУ с подводом теплоты при $p = const$?
8. Как влияет степень изобарного расширения на термический КПД цикла ГТУ с подводом теплоты при $p = const$?
9. Как выглядит цикл работы ГТУ с подводом теплоты при $p = const$ в p -диаграмме?
10. Как выглядит цикл работы ГТУ с подводом теплоты при $p = const$ в Ts -диаграмме?

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛА РАБОТЫ ГТУ С ИЗОХОРНЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛА

Цель работы: исследование в соответствии с индивидуальным заданием влияния различных факторов на характеристики цикла работы газотурбинной установки с подводом теплоты при $V = const$ (цикла Гемфри).

Теоретическое введение

Газотурбинные установки (ГТУ) являются одним из видов двигателей внутреннего сгорания. В газотурбинных установках сжигание жидкого или газообразного топлива осуществляется в специальной камере сгорания. Рабочее тело, представляющее собой продукты сгорания топлива, имеющее высокие температуру и давление, из камеры сгорания направляется в сопло. В сопле оно расширяется и с большой скоростью поступает на лопатки газовой турбины, где его кинетическая энергия используется для получения механической работы.

Достоинства газотурбинных установок обусловлены тем, что газовые турбины имеют относительно небольшие габариты и малый вес, в них отсутствуют детали с возвратно-поступательным движением, они могут работать с высокими числами оборотов и развивать высокие единичные мощности.

ГТУ могут работать со сгоранием топлива (процессом подвода теплоты) при постоянном давлении и при постоянном объеме.

Принципиальная схема газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном объеме представлена на рисунке 10.1.

На общем валу находятся газовая турбина 4, компрессор 5, топливный насос 6 и потребитель энергии. Компрессор засасывает атмосферный воздух, сжимает его до требуемого давления и направляет через воздушный клапан 7 в камеру сгорания 1. Туда же топливным насосом подается через топливный клапан 8 жидкое топливо. В камере сгорания при закрытых клапанах происходит зажигание топлива, обычно от электрической свечи. Сгорание топлива происходит при постоянном объеме. После окончания сгорания открывается выхлопной клапан 2 и продукты сгорания поступают в сопло 3. Расширившись в сопле, продукты сгорания попадают на лопатки газовой турбины, производят там работу за счет своей кинетической энергии и затем выбрасываются через выпускной патрубок в атмосферу.

Идеализированный цикл рассматриваемой газотурбинной установки с подводом теплоты при $V = const$ изображен в pV -диаграмме и в Ts -диаграмме (рис. 10.2).

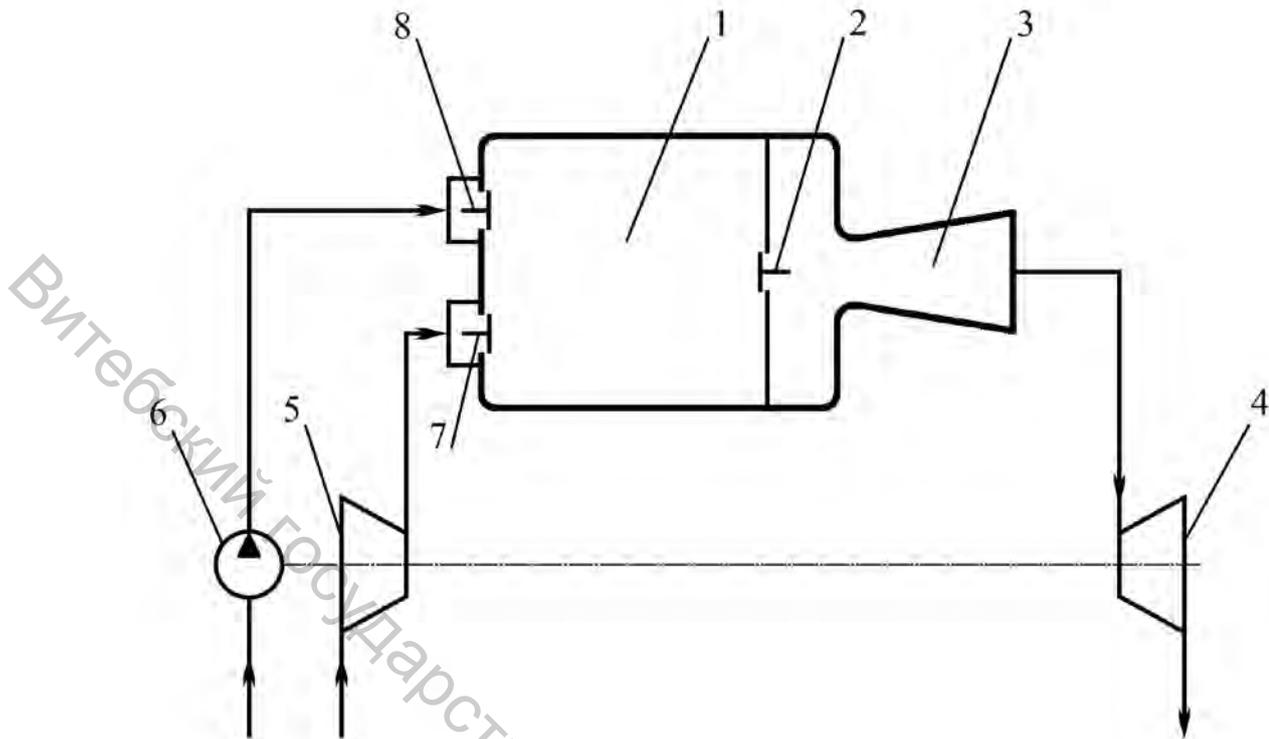


Рисунок 10.1 – Принципиальная схема газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном объеме:

- | | |
|-----------------------|-----------------------|
| 1 – камера сгорания; | 5 – компрессор; |
| 2 – выхлопной клапан; | 6 – топливный насос; |
| 3 – сопло; | 7 – воздушный клапан; |
| 4 – газовая турбина; | 8 – топливный клапан |

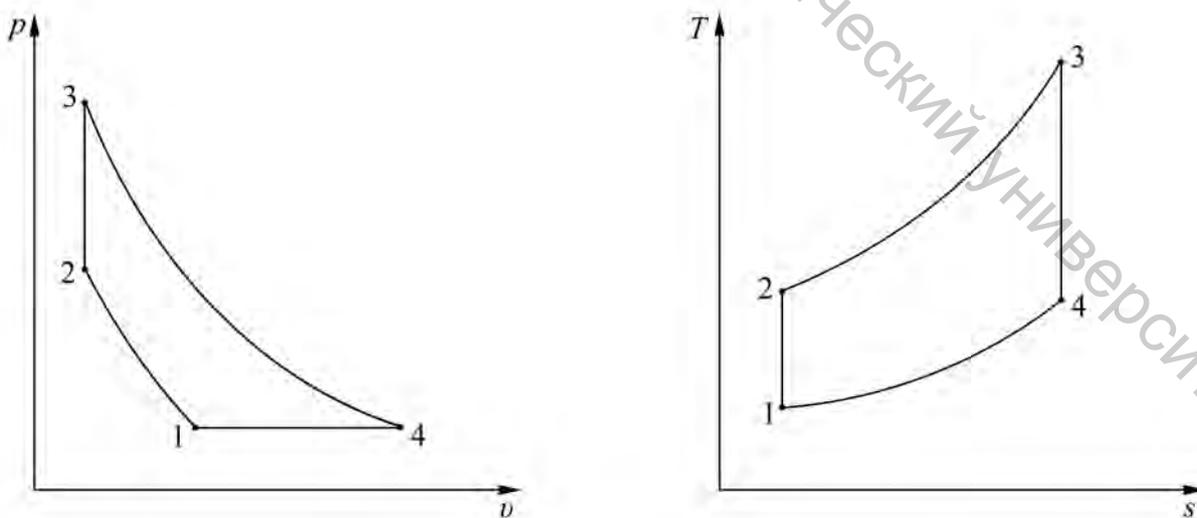


Рисунок 10.2 – Изображение цикла работы газотурбинной установки с изохорным подводом теплоты в p - v - и T - s -диаграммах

Характеристиками цикла являются: степень повышения давления в компрессоре

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} \quad (10.1)$$

и степень дополнительного повышения давления

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}. \quad (10.2)$$

Количество подводимой теплоты определяется по формуле

$$q_{подв.} = c_v \cdot (T_3 - T_2), \quad (10.3)$$

а количество отводимой теплоты – по формуле

$$q_{отв.} = c_p \cdot (T_4 - T_1). \quad (10.4)$$

Термический КПД цикла равен

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{отв.}}{q_{подв.}} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{k \cdot (T_4 - T_1)}{T_3 - T_2}. \quad (10.5)$$

Температуры T_2 , T_3 и T_4 можно выразить через начальную температуру T_1 .
Для адиабаты 1–2

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}}; \quad (10.6)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}. \quad (10.7)$$

Для изохоры 2–3

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda; \quad (10.8)$$

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda; \quad (10.9)$$

$$T_3 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot \lambda. \quad (10.10)$$

Для адиабаты 3–4

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_1 \cdot \beta \cdot \lambda} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{(\beta \cdot \lambda)^{\frac{k-1}{k}}}; \quad (10.11)$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{1}{\beta \cdot \lambda} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot \lambda \cdot \frac{1}{(\beta \cdot \lambda)^{\frac{k-1}{k}}} = T_1 \cdot \lambda^{\frac{1}{k}}. \quad (10.12)$$

Подставляя полученные значения температур в уравнение для определения термического КПД, в конечном итоге получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{k \cdot \left(\lambda^{\frac{1}{k}} - 1 \right)}{\beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot (\lambda - 1)}. \quad (10.13)$$

Таким образом, термический КПД газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном объеме зависит от степени повышения давления β , показателя адиабаты k и степени дополнительного повышения давления λ , возрастая с увеличением этих величин.

Несмотря на некоторые преимущества в термическом КПД, газотурбинные установки со сгоранием при $V = const$ получили значительно меньшее применение по сравнению с газовыми турбинами со сгоранием при $p = const$. Это в основном обусловлено неэкономичной работой турбины из-за переменности во времени параметров газа, поступающего в турбину. Кроме того, конструктивно ГТУ со сгоранием при $V = const$ гораздо сложнее ГТУ со сгоранием при $p = const$.

Методика выполнения работы

При проведении работы осуществляется исследование цикла газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном объеме. Рабочим телом при этом является воздух, имеющий начальное давление p_1 и начальную температуру t_1 . Значения начальных параметров воздуха, степень повышения давления β и степень дополнительного повышения давления λ выбираются из таблицы приложения Г по двум последним цифрам номера

зачетной книжки студента.

Исследование цикла осуществляется методом математического моделирования на ЭВМ при помощи программы «Cukls». Полученные в результате моделирования параметры сравниваются с расчетными значениями.

Необходимо определить основные характеристики цикла: количество подведенного $q_{подв.}$ и отведенного $q_{отв.}$ тепла, полезную работу l_u , термический коэффициент полезного действия η_t , а также параметры рабочего тела (давление p , температуру t , удельный объем v) в характерных точках цикла.

Температуры T_2 , T_3 и T_4 могут быть найдены соответственно по формулам (10.7), (10.10) и (10.12).

Из уравнения (10.1) давление после компрессора

$$p_2 = p_1 \cdot \beta, \quad (10.14)$$

а из уравнения (10.2) давление перед турбиной

$$p_3 = p_2 \cdot \lambda. \quad (10.15)$$

Значения удельного объема во всех точках можно определить в соответствии с параметрическим уравнением состояния идеального газа:

$$v = \frac{R \cdot T}{p}.$$

Удельное количество подведенного и отведенного тепла рассчитывается по формулам (10.3) и (10.4). Значения физических параметров воздуха определяются по таблице (приложение А). Величина массовой изохорной теплоемкости газа при этом может быть найдена из уравнения Майера как

$$c_v = c_p - R. \quad (10.16)$$

Полезная работа цикла определяется как

$$l_u = q_{подв.} - q_{отв.}. \quad (10.17)$$

Термический КПД цикла рассчитывается по формулам (10.5) и (10.13).

Для проведения моделирования цикла на ЭВМ необходимо открыть программу «Cukls». Затем в меню последовательно выбираются пункты «Циклы» → «Стандартный» → «Газотурбинные установки» → «ГТУ, $V = const$ ». После нажатия кнопки «Выбор» откроется окно, в котором вводятся значения исходных данных. Затем, нажав кнопку «Счет», запускают программу, после чего открывается окно с результатами расчета.

Все исходные данные и полученные результаты заносятся в таблицу,

составленную по форме таблицы 10.1.

Таблица 10.1 – Исходные данные и результаты расчетов

Параметры		Значения, полученные в результате расчетов	Значения, полученные в результате моделирования
Начальное давление p_1 , Па			
Начальная температура t_1 , °С			
Степень повышения давления β			
Степень дополнит. повышения давления λ			
Температура после компрессора t_2 , °С			
Температура перед турбиной t_3 , °С			
Температура после турбины t_4 , °С			
Давление после компрессора p_2 , Па			
Давление перед турбиной p_3 , Па			
Удельный объем	v_1 , м ³ / кг		
	v_2 , м ³ / кг		
	v_3 , м ³ / кг		
	v_4 , м ³ / кг		
Подводимая теплота $q_{подв.}$, Дж / кг			
Отводимая теплота $q_{отв.}$, Дж / кг			
Работа цикла $l_{ц}$, Дж / кг			
Термический КПД цикла η_t , %			

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов расчетов.
5. Изображение цикла в p - v - и T - s -диаграммах.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой газотурбинная установка?
2. Как работает газотурбинная установка с изохорным подводом теплоты?
3. Каковы достоинства и недостатки газотурбинных установок с изохорным подводом теплоты?
4. Что такое степень повышения давления?
5. Что такое степень дополнительного повышения давления?
6. Как рассчитывается термический КПД цикла ГТУ с подводом теплоты при $V = const$?
7. Как влияет степень повышения давления на термический КПД цикла ГТУ с подводом теплоты при $V = const$?
8. Как влияет степень дополнительного повышения давления на термический КПД цикла ГТУ с подводом теплоты при $V = const$?
9. Как выглядит цикл работы ГТУ с подводом теплоты при $V = const$ в p - v -диаграмме?
10. Как выглядит цикл работы ГТУ с подводом теплоты при $V = const$ в T - s -диаграмме?

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛА РАБОТЫ ДВС С ИЗОХОРНЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛА

Цель работы: исследование в соответствии с индивидуальным заданием влияния различных факторов на характеристики цикла работы поршневого двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при $V = const$ (цикла Отто).

Теоретическое введение

Одной из разновидностей двигателей, в которых подвод тепла к рабочему телу осуществляется за счет сжигания топлива внутри самого двигателя, наряду с газотурбинными установками, являются поршневые двигатели внутреннего сгорания, часто называемые просто двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

Основным элементом любого поршневого двигателя является цилиндр с поршнем, соединенным посредством кривошипно-шатунного механизма с внешним потребителем работы. Цилиндр снабжен двумя отверстиями с клапанами, через одно из которых осуществляется всасывание рабочего тела (воздуха или горючей смеси), а через другое – выброс рабочего тела по завершении цикла.

Двигатели внутреннего сгорания поршневого типа широко используются в технике (главным образом на транспорте).

Одним из основных недостатков, присущих поршневым двигателям внутреннего сгорания, является необходимость кривошипно-шатунного механизма и маховика и неизбежная неравномерность работы, обуславливающие невозможность сосредоточения большой мощности в одном агрегате; это несколько ограничивает сферу применения поршневых двигателей. Однако двигатели внутреннего сгорания поршневого типа могут надежно работать в области температур, значительно больших, чем газовая турбина, что приводит к повышению термического КПД установки.

Различают три основных вида циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания: цикл со сгоранием при $V = const$ – цикл Отто; цикл со сгоранием при $p = const$ – цикл Дизеля; цикл со смешанным сгоранием (при $V = const$ и затем при $p = const$) – цикл Тринклера, иногда называемый также циклом Сабатэ.

В соответствии с циклом Отто работают карбюраторные поршневые двигатели внутреннего сгорания.

Схема двигателя, работающего по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме, представлена на рисунке 11.1.

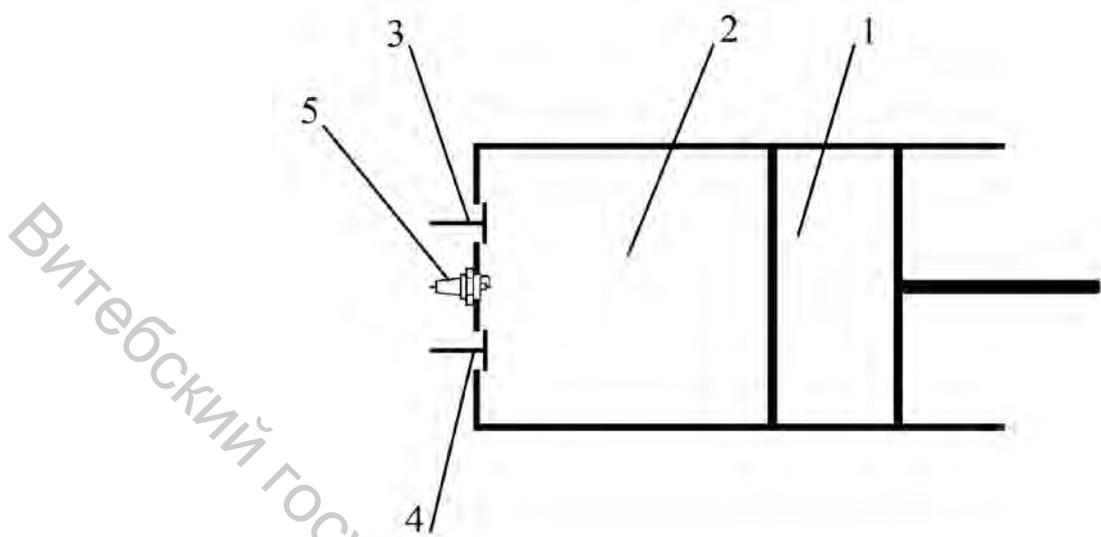


Рисунок 11.1 – Принципиальная схема двигателя внутреннего сгорания со сгоранием топлива при постоянном объеме:

- 1 – поршень;
- 2 – цилиндр;
- 3 – впускной клапан;
- 4 – выпускной клапан;
- 5 – свеча зажигания

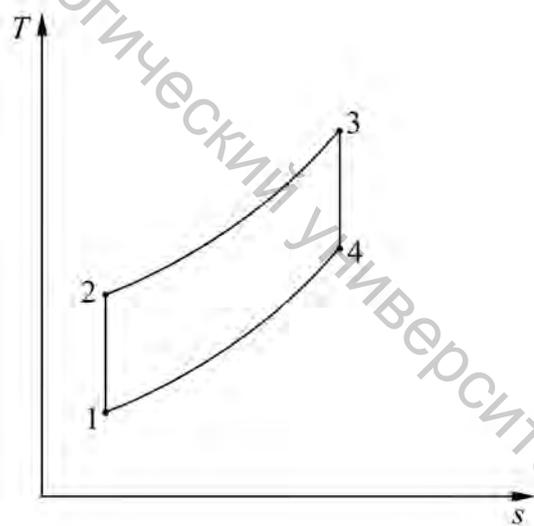
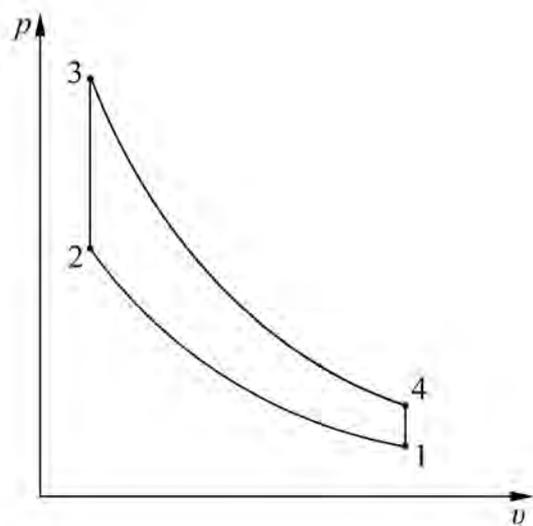


Рисунок 11.2 – Изображение цикла работы двигателя внутреннего сгорания с изохорным подводом теплоты в p v - и T s -диаграммах

Поршень 1 совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре 2, снабженном впускным (3) и выпускным (4) клапанами. Вначале поршень движется слева направо, в цилиндре создается разрежение, открывается впускной клапан 3 и в цилиндр подается горючая смесь, приготовленная в специальном устройстве – карбюраторе. Горючей смесью в цикле Отто является воздух, смешанный с некоторым количеством паров бензина (или другого горючего). После того как поршень дойдет до крайнего правого положения, процесс заполнения цилиндра горючей смесью заканчивается и впускной клапан закрывается, поршень начинает двигаться в обратном направлении – справа налево. При этом горючая смесь в цилиндре сжимается и ее давление возрастает. После того как давление смеси в цилиндре достигает определенной величины, с помощью электрической свечи зажигания 5 производится поджигание горючей смеси. Процесс сгорания смеси происходит практически мгновенно, поршень не успевает переместиться и поэтому процесс сгорания можно считать изохорным. В процессе сгорания выделяется тепло, за счет которого рабочее тело, находящееся в цилиндре, нагревается и его давление повышается. Под действием этого давления поршень вновь перемещается вправо, совершая при этом работу расширения, отдаваемую внешнему потребителю. После того как поршень дойдет до правой мертвой точки, с помощью специального устройства открывается выпускной клапан 4 и давление в цилиндре снижается до значения, несколько превышающего атмосферное, при этом часть газа выходит из цилиндра. Затем поршень вновь движется влево, выталкивая из цилиндра в атмосферу оставшуюся часть отработавших газов. После этого выпускной клапан закрывается и начинается новый цикл – всасывание следующей порции горючей смеси и так далее.

Таким образом, поршень в цилиндре двигателя, работающего по циклу Отто, в течение одного цикла совершает четыре хода (такта) – всасывание, сжатие, расширение после сгорания смеси, выталкивание продуктов сгорания в атмосферу.

Изображение идеального термодинамического цикла ДВС с изохорным подводом тепла в pV - и Ts -диаграммах приведено на рисунке 11.2.

Такой цикл, состоящий из двух изохор и двух адиабат, осуществляется следующим образом.

Газ с начальными параметрами, соответствующими точке 1, сжимается по адиабате 1–2 до точки 2. В изохорном процессе 2–3 рабочему телу сообщается некоторое количество тепла (этот процесс соответствует сгоранию топлива в цилиндре двигателя). От точки 3 рабочее тело расширяется по адиабате 3–4. Затем по изохоре 4–1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние, при этом от него отводится теплота в теплоприемник.

Характеристиками цикла являются: степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} \quad (11.1)$$

и степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}. \quad (11.2)$$

Количество подводимой теплоты определяется по формуле

$$q_{подв.} = c_v \cdot (T_3 - T_2), \quad (11.3)$$

а количество отводимой теплоты – по формуле

$$q_{отв.} = c_v \cdot (T_4 - T_1). \quad (11.4)$$

Термический КПД цикла равен

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{отв.}}{q_{подв.}} = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}. \quad (11.5)$$

Можно определить параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла.

В точке 2

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}; \quad (11.6)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \cdot \varepsilon^k; \quad (11.7)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}, \quad (11.8)$$

откуда

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}. \quad (11.9)$$

В точке 3

$$v_3 = v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}; \quad (11.10)$$

$$p_3 = p_2 \cdot \lambda = p_1 \cdot \varepsilon^k \cdot \lambda; \quad (11.11)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda, \quad (11.12)$$

откуда

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda. \quad (11.13)$$

В точке 4

$$v_4 = v_1; \quad (11.14)$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = p_3 \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k = \frac{p_3}{\varepsilon^k} = p_1 \cdot \lambda; \quad (11.15)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (11.16)$$

откуда

$$T_4 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \cdot \lambda. \quad (11.17)$$

Подставляя полученные значения температур в уравнение для определения термического КПД, в конечном итоге получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (11.18)$$

Таким образом, термический КПД цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме зависит от степени сжатия ε и показателя адиабаты k , возрастая с увеличением этих величин. От степени повышения давления λ термический КПД не зависит.

С точки зрения увеличения η_t выгодно всячески увеличивать степень сжатия. Однако практически осуществить сжатие до слишком высоких значений, сопровождающееся значительным повышением температуры и

давления, не удастся по той причине, что по достижении определенного значения степени сжатия часто еще до прихода поршня в левое крайнее положение происходит самовоспламенение горючей смеси. Как правило, этот процесс носит детонационный характер и приводит к разрушению элементов двигателя. Поэтому степень сжатия в обычных карбюраторных двигателях не превышает 7–12. Величина степени сжатия зависит от качества топлива, повышаясь с улучшением его антидетонационных свойств, характеризуемых октановым числом.

Методика выполнения работы

При проведении работы осуществляется исследование цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при постоянном объеме. Рабочим телом при этом является воздух, имеющий начальное давление p_1 и начальную температуру t_1 . Значения начальных параметров воздуха, степень сжатия ε и степень повышения давления λ выбираются из таблицы приложения Д по двум последним цифрам номера зачетной книжки студента.

Исследование цикла осуществляется методом математического моделирования на ЭВМ при помощи программы «Сyklс». Полученные в результате моделирования параметры сравниваются с расчетными значениями.

Необходимо определить основные характеристики цикла: количество подведенного $q_{подв.}$ и отведенного $q_{отв.}$ тепла, полезную работу l_u , термический коэффициент полезного действия η_t , а также параметры рабочего тела (давление p , температуру t , удельный объем v) в характерных точках цикла.

Температуры T_2 , T_3 и T_4 могут быть найдены соответственно по формулам (11.9), (11.13) и (11.17); давления p_2 , p_3 и p_4 – по формулам (11.7), (11.11) и (11.15). Значение начального удельного объема можно определить в соответствии с параметрическим уравнением состояния идеального газа:

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1}, \quad (11.19)$$

значения удельных объемов в остальных точках цикла – по формулам (11.6), (11.10) и (11.14).

Удельное количество подведенного и отведенного тепла рассчитываются по формулам (11.3) и (11.4). Значения физических параметров воздуха определяются по таблице (приложение А). Величина массовой изохорной теплоемкости газа при этом может быть найдена из уравнения Майера как

$$c_v = c_p - R. \quad (11.20)$$

Полезная работа цикла определяется как

$$l_u = q_{подв.} - q_{отв.} \quad (11.21)$$

Термический КПД цикла рассчитывается по формулам (11.5) и (11.18).

Для проведения моделирования цикла на ЭВМ необходимо открыть программу «Cukls». Затем в меню последовательно выбираются пункты «Циклы» → «Стандартный» → «Поршневые двигатели внутреннего сгорания» → «ДВС, цикл Отто». После нажатия кнопки «Выбор» откроется окно, в котором вводятся значения исходных данных. Затем, нажав кнопку «Счет», запускают программу, после чего открывается окно с результатами расчета.

Все исходные данные и полученные результаты заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 11.1.

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов расчетов.
5. Изображение цикла в pV - и Ts -диаграммах.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой поршневой двигатель внутреннего сгорания?
2. Как работает ДВС с изохорным подводом теплоты?
3. Каковы достоинства и недостатки поршневого двигателя внутреннего сгорания с изохорным подводом теплоты?
4. Что такое степень сжатия?
5. Что такое степень повышения давления?
6. Как рассчитывается термический КПД цикла ДВС с подводом теплоты при $V = const$?
7. Как влияет степень сжатия на термический КПД цикла ДВС с подводом теплоты при $V = const$?
8. Как влияет степень повышения давления на термический КПД цикла ДВС с подводом теплоты при $V = const$?
9. Как выглядит цикл работы ДВС с подводом теплоты при $V = const$ в pV -диаграмме?
10. Как выглядит цикл работы ДВС с подводом теплоты при $V = const$ в Ts -диаграмме?

Таблица 11.1 – Исходные данные и результаты расчетов

Параметры		Значения, полученные в результате расчетов	Значения, полученные в результате моделирования
Начальное давление $p_1, Па$			
Начальная температура $t_1, °C$			
Степень сжатия ε			
Степень повышения давления λ			
Температура	$t_2, °C$		
	$t_3, °C$		
	$t_4, °C$		
Давление	$p_2, Па$		
	$p_3, Па$		
	$p_4, Па$		
Удельный объем	$v_1, м^3 / кг$		
	$v_2, м^3 / кг$		
	$v_3, м^3 / кг$		
	$v_4, м^3 / кг$		
Подводимая теплота $q_{подв.}, Дж / кг$			
Отводимая теплота $q_{отв.}, Дж / кг$			
Работа цикла $l_{ц}, Дж / кг$			
Термический КПД цикла $\eta_t, \%$			

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛА РАБОТЫ ДВС С ИЗОБАРНЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛА

Цель работы: исследование в соответствии с индивидуальным заданием влияния различных факторов на характеристики цикла работы поршневого двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при $p = const$ (цикла Дизеля).

Теоретическое введение

Одной из разновидностей двигателей, в которых подвод тепла к рабочему телу осуществляется за счет сжигания топлива внутри самого двигателя, наряду с газотурбинными установками, являются поршневые двигатели внутреннего сгорания, часто называемые просто двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

Основным элементом любого поршневого двигателя является цилиндр с поршнем, соединенным посредством кривошипно-шатунного механизма с внешним потребителем работы. Цилиндр снабжен двумя отверстиями с клапанами, через одно из которых осуществляется всасывание рабочего тела (воздуха или горючей смеси), а через другое – выброс рабочего тела по завершении цикла.

Двигатели внутреннего сгорания поршневого типа широко используются в технике (главным образом на транспорте).

Одним из основных недостатков, присущих поршневым двигателям внутреннего сгорания, является необходимость кривошипно-шатунного механизма и маховика и неизбежная неравномерность работы, обуславливающие невозможность сосредоточения большой мощности в одном агрегате; это несколько ограничивает сферу применения поршневых двигателей. Однако двигатели внутреннего сгорания поршневого типа могут надежно работать в области температур, значительно больших, чем газовая турбина, что приводит к повышению термического КПД установки.

Различают три основных вида циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания: цикл со сгоранием при $V = const$ – цикл Отто; цикл со сгоранием при $p = const$ – цикл Дизеля; цикл со смешанным сгоранием (при $V = const$ и затем при $p = const$) – цикл Тринклера, иногда называемый также циклом Сабатэ.

Степень сжатия ε в цикле ДВС может быть значительно повышена, если сжимать не горючую смесь, а чистый воздух, а затем после окончания процесса сжатия вводить в цилиндр горючее. Именно на этом принципе основан цикл Дизеля. Схема двигателя, работающего по циклу Дизеля, представлена на рисунке 12.1.

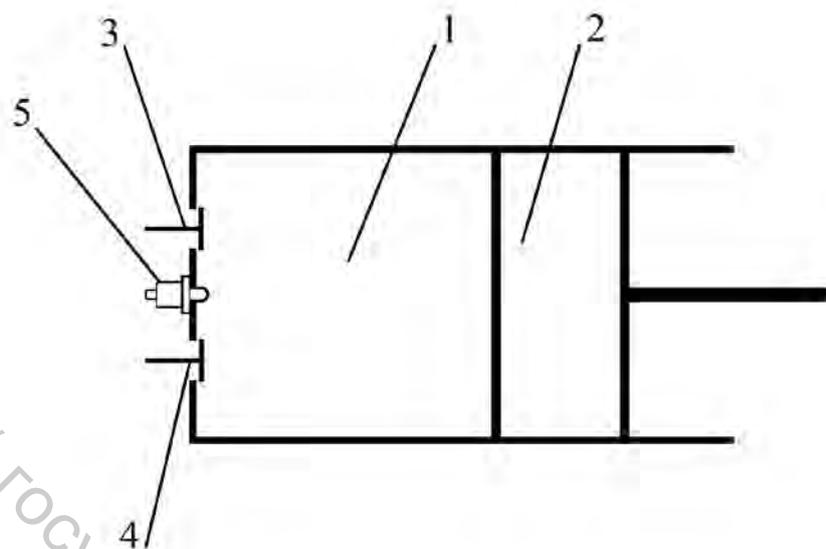


Рисунок 12.1 – Принципиальная схема двигателя внутреннего сгорания со сгоранием топлива при постоянном давлении:

- | | |
|----------------------|-----------------------|
| 1 – цилиндр; | 4 – выпускной клапан; |
| 2 – поршень; | 5 – форсунка |
| 3 – впускной клапан; | |

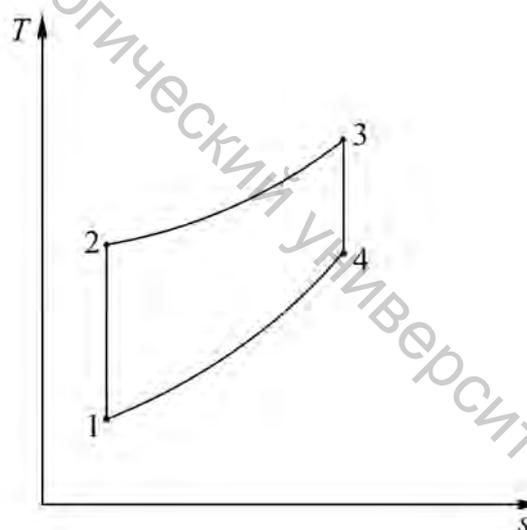
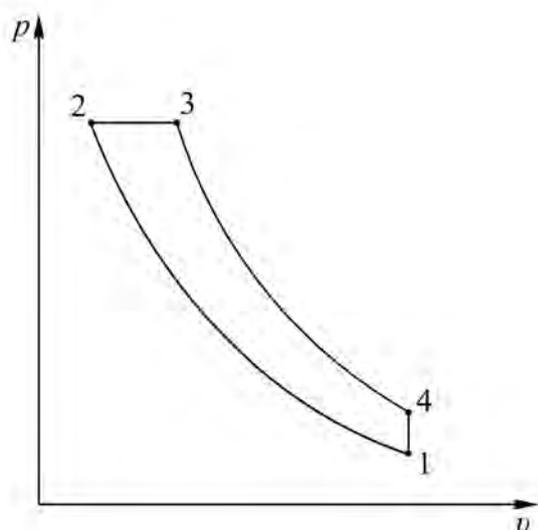


Рисунок 12.2 – Изображение цикла работы двигателя внутреннего сгорания с изобарным подводом теплоты в $p-v$ - и Ts -диаграммах

Вначале через открывшийся впускной клапан 3 в цилиндр 1 двигателя засасывается чистый атмосферный воздух. При движении поршня 2 справа налево осуществляется адиабатное сжатие находящегося в цилиндре воздуха до высокого давления (степень сжатия в двигателях, работающих по циклу Дизеля, обычно достигает значений порядка 15–20). Затем начинается процесс расширения воздуха, и одновременно через специальную форсунку 5 впрыскивается топливо (керосин, нефть, соляровое масло). За счет высокой температуры сжатого воздуха топливо воспламеняется и сравнительно медленно сгорает, что обеспечивается расширением газа в цилиндре при постоянном давлении. Поэтому цикл Дизеля называют циклом со сгоранием при $p = const$. После того как процесс ввода топлива в цилиндр заканчивается, дальнейшее расширение рабочего тела происходит по адиабате. В конце процесса расширения открывается выпускной клапан 4, давление в цилиндре снижается до атмосферного, и затем газ выталкивается из цилиндра в атмосферу.

Изображение идеального термодинамического цикла ДВС с изохорным подводом тепла в pV - и Ts -диаграммах приведено на рисунке 12.2.

Цикл с постепенным сгоранием топлива при постоянном давлении осуществляется следующим образом.

Газ с начальными параметрами, соответствующими точке 1, сжимается по адиабате 1–2 до точки 2. В изобарном процессе 2–3 рабочему телу сообщается некоторое количество тепла. От точки 3 рабочее тело расширяется по адиабате 3–4 и затем по изохоре 4–1 возвращается в первоначальное состояние, при этом от него отводится теплота в теплоприемник.

Характеристиками цикла являются: степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} \quad (12.1)$$

и степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}. \quad (12.2)$$

Количество подводимой теплоты определяется по формуле

$$q_{подв.} = c_p \cdot (T_3 - T_2), \quad (12.3)$$

а количество отводимой теплоты – по формуле

$$q_{отв.} = c_v \cdot (T_4 - T_1). \quad (12.4)$$

Термический КПД цикла равен

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{отв.}}{q_{подв.}} = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k \cdot (T_3 - T_2)}. \quad (12.5)$$

Можно определить параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла.

В точке 2

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}; \quad (12.6)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \cdot \varepsilon^k; \quad (12.7)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}, \quad (12.8)$$

откуда

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}. \quad (12.9)$$

В точке 3

$$v_3 = v_2 \cdot \rho = v_1 \cdot \frac{\rho}{\varepsilon} \quad (12.10)$$

$$p_3 = p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^k; \quad (12.11)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho, \quad (12.12)$$

откуда

$$T_3 = T_2 \cdot \rho = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \rho. \quad (12.13)$$

В точке 4

$$v_4 = v_1; \quad (12.14)$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = p_1 \cdot \varepsilon^k \cdot \left(\frac{v_2 \cdot \rho}{v_1}\right)^k = p_1 \cdot \rho^k; \quad (12.15)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_1}\right)^{k-1}, \quad (12.16)$$

но

$$\frac{\rho}{\varepsilon} = \frac{v_1/v_2}{v_3/v_2} = \frac{v_1}{v_3}, \quad (12.17)$$

откуда

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \rho \cdot \frac{\rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \cdot \rho^k. \quad (12.18)$$

Подставляя полученные значения температур в уравнение для определения термического КПД, в конечном итоге получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot (\rho - 1)}. \quad (12.19)$$

Из полученного уравнения следует, что термический КПД цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении зависит от степени сжатия ε , величины показателя адиабаты k и степени предварительного расширения ρ . С увеличением ε и k термический КПД возрастает, а с увеличением ρ — уменьшается.

Надо отметить, что двигатель Дизеля, не нуждающийся в карбюрировании топлива, может работать на более низкосортном топливе, чем двигатель Отто.

Основным недостатком двигателя Дизеля по сравнению с двигателем Отто является наличие компрессора, применяемого для подачи и распыления топлива, затраты работы на привод которого могут составлять до 10 % от общей мощности двигателя, что усложняет его конструкцию и уменьшает экономичность. Кроме того, недостатками таких двигателей являются их большой вес и относительная тихоходность, обусловленная более медленным сгоранием топлива, а также сложное устройство насоса и форсунок. Несмотря на все эти недостатки, двигатели, работающие по циклу Дизеля, получили в свое время достаточно широкое распространение.

Методика выполнения работы

При проведении работы осуществляется исследование цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при постоянном давлении. Рабочим телом при этом является воздух, имеющий начальное давление p_1 и начальную температуру t_1 . Значения начальных параметров воздуха, степень сжатия ε и степень предварительного расширения ρ выбираются из таблицы приложения Е по двум последним цифрам номера зачетной книжки студента.

Исследование цикла осуществляется методом математического моделирования на ЭВМ при помощи программы «Cukls». Полученные в результате моделирования параметры сравниваются с расчетными значениями.

Необходимо определить основные характеристики цикла: количество подведенного $q_{подв.}$ и отведенного $q_{отв.}$ тепла, полезную работу l_u , термический коэффициент полезного действия η_t , а также параметры рабочего тела (давление p , температуру t , удельный объем v) в характерных точках цикла.

Температуры T_2 , T_3 и T_4 могут быть найдены соответственно по формулам (12.9), (12.13) и (12.18); давления p_2 , p_3 и p_4 – по формулам (12.7), (12.11) и (12.15). Значение начального удельного объема можно определить в соответствии с параметрическим уравнением состояния идеального газа:

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1}, \quad (12.20)$$

значения удельных объемов в остальных точках цикла – по формулам (12.6), (12.10) и (12.14).

Удельное количество подведенного и отведенного тепла рассчитываются по формулам (12.3) и (12.4). Значения физических параметров воздуха определяются по таблице (приложение А). Величина массовой изохорной теплоемкости газа при этом может быть найдена из уравнения Майера как

$$c_v = c_p - R. \quad (12.21)$$

Полезная работа цикла определяется как

$$l_u = q_{подв.} - q_{отв.}. \quad (12.22)$$

Термический КПД цикла рассчитывается по формулам (12.5) и (12.19).

Для проведения моделирования цикла на ЭВМ необходимо открыть программу «Cukls». Затем в меню последовательно выбираются пункты «Циклы» → «Стандартный» → «Поршневые двигатели внутреннего сгорания» → «ДВС, цикл Дизеля». После нажатия кнопки «Выбор» откроется окно, в котором вводятся значения исходных данных. Затем, нажав кнопку «Счет», запускают программу, после чего открывается окно с результатами расчета.

Все исходные данные и полученные результаты заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 12.1.

Таблица 12.1 – Исходные данные и результаты расчетов

Параметры		Значения, полученные в результате расчетов	Значения, полученные в результате моделирования
Начальное давление $p_1, Па$			
Начальная температура $t_1, °C$			
Степень сжатия ε			
Степень предварительного расширения ρ			
Температура	$t_2, °C$		
	$t_3, °C$		
	$t_4, °C$		
Давление	$p_2, Па$		
	$p_3, Па$		
	$p_4, Па$		
Удельный объем	$v_1, м^3 / кг$		
	$v_2, м^3 / кг$		
	$v_3, м^3 / кг$		
	$v_4, м^3 / кг$		
Подводимая теплота $q_{подв.}, Дж / кг$			
Отводимая теплота $q_{отв.}, Дж / кг$			
Работа цикла $l_{ц}, Дж / кг$			
Термический КПД цикла $\eta_t, \%$			

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов расчетов.
5. Изображение цикла в pV - и Ts -диаграммах.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой поршневой двигатель внутреннего сгорания?
2. Как работает ДВС с изобарным подводом теплоты?
3. Каковы достоинства и недостатки поршневого двигателя внутреннего сгорания с изобарным подводом теплоты?
4. Что такое степень сжатия?
5. Что такое степень предварительного расширения?
6. Как рассчитывается термический КПД цикла ДВС с подводом теплоты при $p = const$?
7. Как влияет степень сжатия на термический КПД цикла ДВС с подводом теплоты при $p = const$?
8. Как влияет степень предварительного расширения на термический КПД цикла ДВС с подводом теплоты при $p = const$?
9. Как выглядит цикл работы ДВС с подводом теплоты при $p = const$ в pV -диаграмме?
10. Как выглядит цикл работы ДВС с подводом теплоты при $p = const$ в Ts -диаграмме?

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛА РАБОТЫ ДВС СО СМЕШАННЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛА

Цель работы: исследование в соответствии с индивидуальным заданием влияния различных факторов на характеристики цикла работы поршневого двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты (цикла Тринклера).

Теоретическое введение

Одной из разновидностей двигателей, в которых подвод тепла к рабочему телу осуществляется за счет сжигания топлива внутри самого двигателя, наряду с газотурбинными установками, являются поршневые двигатели внутреннего сгорания, часто называемые просто двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

Основным элементом любого поршневого двигателя является цилиндр с поршнем, соединенным посредством кривошипно-шатунного механизма с внешним потребителем работы. Цилиндр снабжен двумя отверстиями с клапанами, через одно из которых осуществляется всасывание рабочего тела (воздуха или горючей смеси), а через другое – выброс рабочего тела по завершении цикла.

Двигатели внутреннего сгорания поршневого типа широко используются в технике (главным образом на транспорте).

Одним из основных недостатков, присущих поршневым двигателям внутреннего сгорания, является необходимость кривошипно-шатунного механизма и маховика и неизбежная неравномерность работы, обуславливающие невозможность сосредоточения большой мощности в одном агрегате; это несколько ограничивает сферу применения поршневых двигателей. Однако двигатели внутреннего сгорания поршневого типа могут надежно работать в области температур, значительно больших, чем газовая турбина, что приводит к повышению термического КПД установки.

Различают три основных вида циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания: цикл со сгоранием при $V = const$ – цикл Отто; цикл со сгоранием при $p = const$ – цикл Дизеля; цикл со смешанным сгоранием (при $V = const$ и затем при $p = const$) – цикл Тринклера, иногда называемый также циклом Сабатэ.

Стремление упростить конструкцию и улучшить работу двигателей со сжиганием топлива при постоянном давлении привело к созданию бескомпрессорных двигателей, работающих по циклу со смешанным сгоранием, или циклу Тринклера, являющемуся своего рода «гибридом» циклов Отто и Дизеля. Двигатели, работающие по этому типу, имеют так называемую форкамеру (или предкамеру), соединенную с рабочим цилиндром узким каналом. Схема такого двигателя представлена на рисунке 13.1.

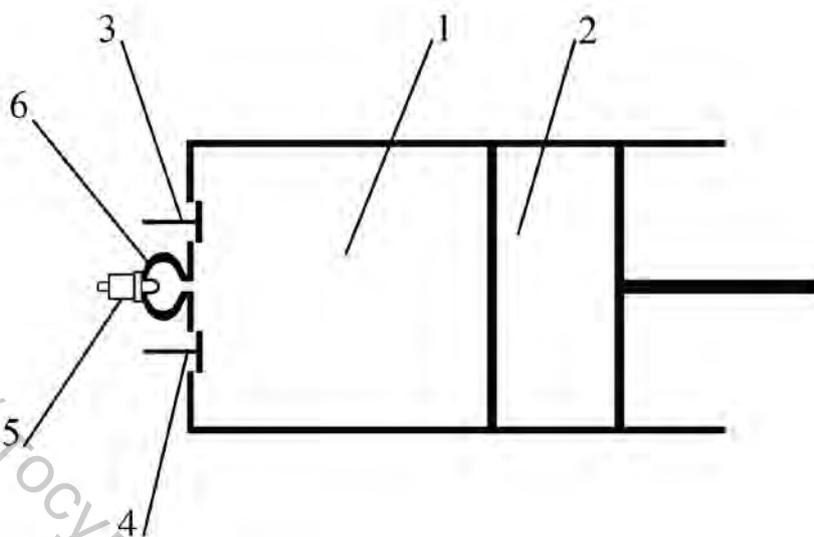


Рисунок 13.1 – Принципиальная схема двигателя внутреннего сгорания со смешанным сгоранием топлива:

- | | |
|----------------------|-----------------------|
| 1 – цилиндр; | 4 – выпускной клапан; |
| 2 – поршень; | 5 – форсунка; |
| 3 – впускной клапан; | 6 – форкамера |

Вначале через открывшийся впускной клапан 3 в цилиндр 1 двигателя засасывается, как и в цикле Дизеля, чистый атмосферный воздух. При движении поршня 2 справа налево воздух в цилиндре адиабатно сжимается, нагреваясь при этом до температуры, обеспечивающей воспламенение жидкого топлива, подаваемого через форсунку 5 в форкамеру 6. Форма и расположение последней способствуют наилучшему смешению топлива с воздухом, в результате чего происходит быстрое сгорание части топлива в небольшом объеме форкамеры. Благодаря возрастанию давления в форкамере образовавшаяся в ней смесь несгоревшего топлива, воздуха и продуктов сгорания проталкивается в рабочий цилиндр, где происходит догорание оставшегося топлива, сопровождающееся перемещением поршня слева направо при практически постоянном давлении. По окончании сгорания топлива дальнейшее расширение продуктов сгорания (рабочий ход) происходит адиабатно. В конце процесса расширения открывается выпускной клапан 4, давление в цилиндре снижается до атмосферного и газ выталкивается в атмосферу. Таким образом, в цикле со смешанным сгоранием топлива подвод тепла осуществляется вначале по изохоре, а затем по изобаре.

Особенность двигателя со смешанным сгоранием состоит в том, что в отличие от двигателя Дизеля он не нуждается в компрессоре высокого давления для распыления жидкого топлива. Жидкое топливо, введенное в форкамеру при

сравнительно невысоком давлении, распыляется струей сжатого воздуха, поступающего из основного цилиндра. Вместе с тем цикл со смешанным сгоранием частично сохраняет преимущества цикла Дизеля перед циклом Отто – часть процесса сгорания осуществляется при постоянном давлении.

Изображение идеального термодинамического цикла ДВС со смешанным подводом тепла в $p\nu$ - и Ts -диаграммах приведено на рисунке 13.2.

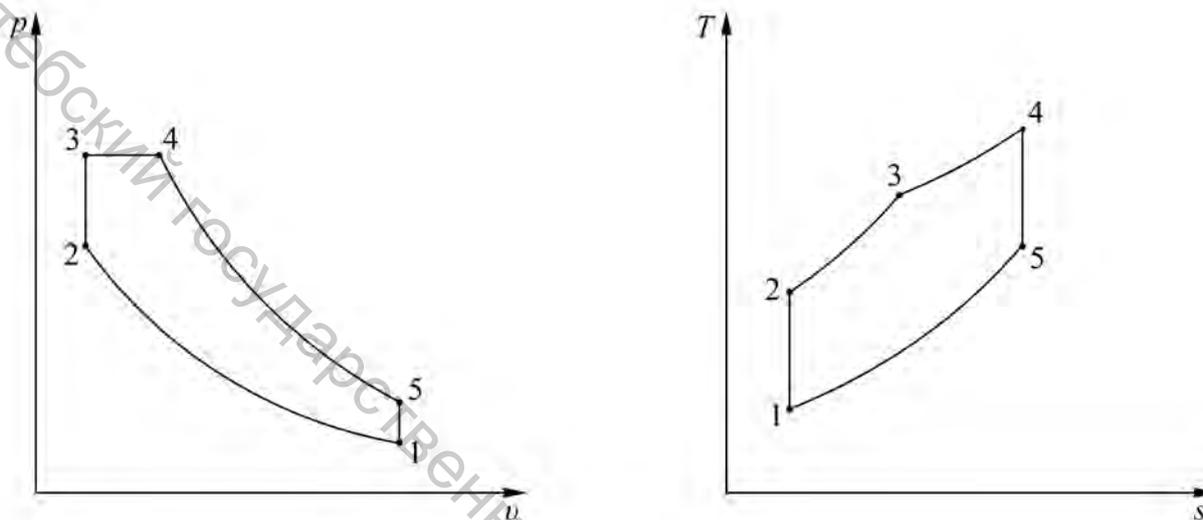


Рисунок 13.2 – Изображение цикла работы двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты в $p\nu$ - и Ts -диаграммах

Цикл со смешанным сгоранием топлива (при постоянном объеме и при постоянном давлении) осуществляется следующим образом.

Газ с начальными параметрами, соответствующими точке 1, сжимается по адиабате 1–2 до точки 2. Некоторая часть тепла подводится к рабочему телу в изохорном процессе 2–3, другая часть – в изобарном процессе 3–4. От точки 4 рабочее тело расширяется по адиабате и затем по изохоре 5–1 возвращается в первоначальное состояние, при этом теплота от него отводится в теплоприемник.

Характеристиками цикла являются: степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}, \quad (13.1)$$

степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} \quad (13.2)$$

и степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}. \quad (13.3)$$

Количество подводимой теплоты

$$q_{подв.} = q_{подв.1} + q_{подв.2}, \quad (13.4)$$

где первая доля подведенной теплоты определяется по формуле

$$q_{подв.1} = c_v \cdot (T_3 - T_2), \quad (13.5)$$

а вторая доля подведенной теплоты – по формуле

$$q_{подв.2} = c_p \cdot (T_4 - T_3). \quad (13.6)$$

Количество отводимой теплоты

$$q_{отв.} = c_v \cdot (T_5 - T_1). \quad (13.7)$$

Термический КПД цикла равен

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{q_{отв.}}{q_{подв.}} = 1 - \frac{q_{отв.}}{q_{подв.1} + q_{подв.2}} = 1 - \frac{c_v \cdot (T_5 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_p \cdot (T_4 - T_3)} = \\ &= 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k \cdot (T_4 - T_3)}. \end{aligned} \quad (13.8)$$

Можно определить параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла.

В точке 2

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}; \quad (13.9)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \cdot \varepsilon^k; \quad (13.10)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}, \quad (13.11)$$

откуда

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}. \quad (13.12)$$

В точке 3

$$v_3 = v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}; \quad (13.13)$$

$$p_3 = p_2 \cdot \lambda = p_1 \cdot \varepsilon^k \cdot \lambda; \quad (13.14)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda, \quad (13.15)$$

откуда

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda. \quad (13.16)$$

В точке 4

$$v_4 = v_3 \cdot \rho = v_1 \cdot \frac{\rho}{\varepsilon}; \quad (13.17)$$

$$p_4 = p_3 = p_1 \cdot \varepsilon^k \cdot \lambda; \quad (13.18)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} = \rho, \quad (13.19)$$

откуда

$$T_4 = T_3 \cdot \rho = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \rho. \quad (13.20)$$

В точке 5

$$v_5 = v_1; \quad (13.21)$$

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^k = p_1 \cdot \varepsilon^k \cdot \lambda \cdot \left(\frac{v_1 \cdot \rho}{v_1 \cdot \varepsilon}\right)^k = p_1 \cdot \rho^k \cdot \lambda; \quad (13.22)$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{k-1}, \quad (13.23)$$

но

$$\frac{\rho}{\varepsilon} = \frac{v_4/v_3}{v_1/v_2} = \frac{v_4}{v_1}, \quad (13.24)$$

откуда

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \frac{\rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \cdot \lambda \cdot \rho^k. \quad (13.25)$$

Подставляя полученные значения температур в уравнение для определения термического КПД, в конечном итоге получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} \cdot ((\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1))}. \quad (13.26)$$

Из полученного уравнения следует, что термический КПД цикла ДВС со смешанным подводом теплоты зависит от показателя адиабаты k , степеней сжатия ε , повышения давления λ и предварительного расширения ρ . С увеличением k , ε и λ термический КПД цикла возрастает, а с увеличением ρ — уменьшается.

При одинаковых максимальных температурах наибольший термический КПД имеет цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении (цикл Дизеля), затем идет цикл со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера), а наименьший КПД имеет цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме (цикл Отто).

Методика выполнения работы

При проведении работы осуществляется исследование цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты. Рабочим телом при этом является воздух, имеющий начальное давление p_1 и начальную температуру t_1 . Значения начальных параметров воздуха, степень сжатия ε , степень повышения давления λ и степень предварительного расширения ρ

выбираются из таблицы приложения Ж по двум последним цифрам номера зачетной книжки студента.

Исследование цикла осуществляется методом математического моделирования на ЭВМ при помощи программы «Cukls». Полученные в результате моделирования параметры сравниваются с расчетными значениями.

Необходимо определить основные характеристики цикла: количество подведенного $q_{подв.}$ и отведенного $q_{отв.}$ тепла, полезную работу $l_{ц}$, термический коэффициент полезного действия η_t , а также параметры рабочего тела (давление p , температуру t , удельный объем v) в характерных точках цикла.

Температуры T_2 , T_3 , T_4 и T_5 могут быть найдены соответственно по формулам (13.12), (13.16), (13.20) и (13.25); давления p_2 , p_3 , p_4 и p_5 – по формулам (13.10), (13.14), (13.18) и (13.22). Значение начального удельного объема можно определить в соответствии с параметрическим уравнением состояния идеального газа:

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1}, \quad (13.27)$$

значения удельных объемов в остальных точках цикла – по формулам (13.9), (13.13), (13.17) и (13.21).

Удельное количество подведенного тепла рассчитываются по формулам (13.4), (13.5), (13.6), отведенного – по формуле (13.7). Значения физических параметров воздуха определяются по таблице (приложение А). Величина массовой изохорной теплоемкости газа при этом может быть найдена из уравнения Майера как

$$c_v = c_p - R. \quad (13.28)$$

Полезная работа цикла определяется как

$$l_{ц} = q_{подв.} - q_{отв.}. \quad (13.29)$$

Термический КПД цикла рассчитывается по формулам (13.8) и (13.26).

Для проведения моделирования цикла на ЭВМ необходимо открыть программу «Cukls». Затем в меню последовательно выбираются пункты «Циклы» → «Стандартный» → «Поршневые двигатели внутреннего сгорания» → «ДВС, цикл Тринклера». После нажатия кнопки «Выбор» откроется окно, в котором вводятся значения исходных данных. Затем, нажав кнопку «Счет», запускают программу, после чего открывается окно с результатами расчета.

Все исходные данные и полученные результаты заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 13.1.

Таблица 13.1 – Исходные данные и результаты расчетов

Параметры		Значения, полученные в результате расчетов	Значения, полученные в результате моделирования
Начальное давление $p_1, Па$			
Начальная температура $t_1, °C$			
Степень сжатия ε			
Степень повышения давления λ			
Степень предварительного расширения ρ			
Температура	$t_2, °C$		
	$t_3, °C$		
	$t_4, °C$		
	$t_5, °C$		
Давление	$p_2, Па$		
	$p_3, Па$		
	$p_4, Па$		
	$p_5, Па$		
Удельный объем	$v_1, м^3 / кг$		
	$v_2, м^3 / кг$		
	$v_3, м^3 / кг$		
	$v_4, м^3 / кг$		
	$v_5, м^3 / кг$		
Подводимая теплота	$q_{подв.1}, Дж / кг$		
	$q_{подв.2}, Дж / кг$		
	$q_{подв.}, Дж / кг$		
Отводимая теплота $q_{отв.}, Дж / кг$			
Работа цикла $l_{ц}, Дж / кг$			
Термический КПД цикла $\eta_t, \%$			

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов расчетов.
5. Изображение цикла в p v - и T s -диаграммах.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой поршневой двигатель внутреннего сгорания?
2. Как работает ДВС со смешанным подводом теплоты?
3. Каковы достоинства и недостатки поршневого двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты?
4. Что такое степень сжатия?
5. Что такое степень повышения давления?
6. Что такое степень предварительного расширения?
7. Как рассчитывается термический КПД цикла ДВС со смешанным подводом теплоты?
8. Как влияет степень сжатия на термический КПД цикла ДВС со смешанным подводом теплоты?
9. Как влияет степень повышения давления на термический КПД цикла ДВС со смешанным подводом теплоты?
10. Как влияет степень предварительного расширения на термический КПД цикла ДВС со смешанным подводом теплоты?
11. Как выглядит цикл работы ДВС со смешанным подводом теплоты в p v -диаграмме?
12. Как выглядит цикл работы ДВС со смешанным подводом теплоты в T s -диаграмме?

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛА РАБОТЫ ВОЗДУШНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Цель работы: исследование в соответствии с индивидуальным заданием влияния различных факторов на характеристики цикла работы воздушной холодильной установки.

Теоретическое введение

Холодильными машинами называются машины, непрерывно поддерживающие температуры тел ниже температуры окружающей среды. При этом, в соответствии со вторым законом термодинамики, затрачивая механическую энергию, отнимают теплоту от источника с низкой температурой и переносят ее к источнику с более высокой температурой.

Холодильные установки можно разделить на две основные группы.

К первой группе относятся газовые или воздушные установки, в которых в качестве рабочего тела используются газообразные вещества. Ввиду малого холодильного эффекта и больших габаритов отдельных агрегатов такие установки широкого распространения не получили.

Ко второй группе относятся компрессорные паровые (парокомпрессионные) установки, рабочим телом в которых являются пары различных веществ. Паровые холодильные установки, обладающие большой надежностью действия, являются наиболее распространенными в промышленности.

Кроме газовых и паровых существуют холодильные установки, основанные на других принципах: парожетторные и абсорбционные, в которых для производства холода затрачивается не механическая работа, а теплота какого-либо рабочего тела с высокой температурой.

Холодильная установка, в отличие от теплового двигателя, работает по обратному, или холодильному циклу. Как известно, наиболее совершенным типом такого цикла является обратимый обратный цикл Карно.

Показателем совершенства обратного цикла является холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_{омв.}}{l_u}. \quad (14.1)$$

Чем больше отнимается теплоты $q_{омв.}$ и чем меньше при этом затрачивается работы, или чем больше ε , тем совершеннее будет холодильный цикл. Холодильный коэффициент любого произвольного обратного цикла будет меньше по сравнению с холодильным коэффициентом обратного цикла

Карно.

В воздушной холодильной установке в качестве рабочего тела применяется воздух, являющийся наиболее дешевым, доступным и безвредным рабочим телом.

Схема воздушной холодильной установки представлена на рисунке 14.1.

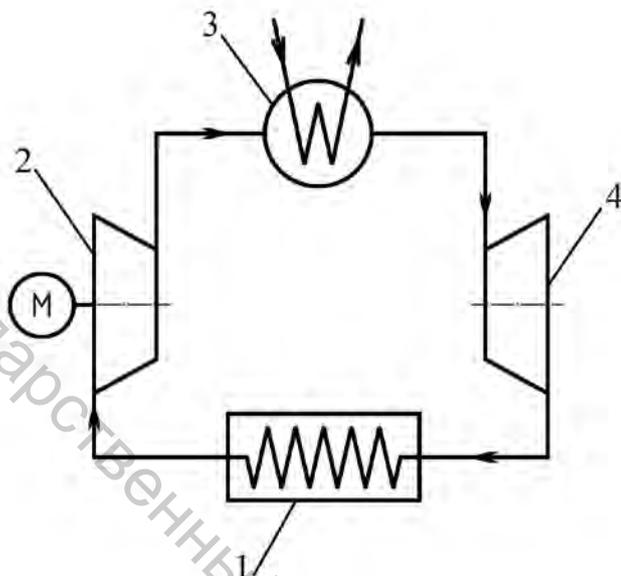


Рисунок 14.1 – Схема воздушной холодильной установки:

- | | |
|-------------------------|--------------------|
| 1 – холодильная камера; | 3 – теплообменник; |
| 2 – компрессор; | 4 – детандер |

Работает такая установка следующим образом. Воздух, используемый для охлаждения холодильной камеры 1, поступает в компрессор 2. В компрессоре воздух сжимается, в результате чего температура его увеличивается. Сжатый воздух при постоянном давлении нагнетается в теплообменник 3, в котором охлаждается (как правило – водой) до температуры окружающей среды. После этого сжатый воздух поступает в детандер 4, где расширяется до начального давления. При расширении температура воздуха значительно понижается (до $-60 - -70$ °С) и холодный воздух направляется для охлаждения камеры, где, нагреваясь, опять поступает в компрессор.

Изображение идеального цикла воздушной холодильной установки в pV - и Ts -диаграммах приведено на рисунке 14.2.

Воздух в процессе 1–2 адиабатно сжимается от давления p_1 до давления p_2 . В изобарном процессе 2–3 от воздуха передается внешнему источнику, при этом температура его понижается от T_2 до T_3 . При адиабатном расширении в процессе 3–4 воздух дополнительно охлаждается от температуры T_3 до температуры T_4 . Далее в изобарном процессе 4–1 происходит отвод теплоты от

охлаждаемой камеры (теплоотдатчика), в результате чего воздух нагревается от T_4 до T_1 .

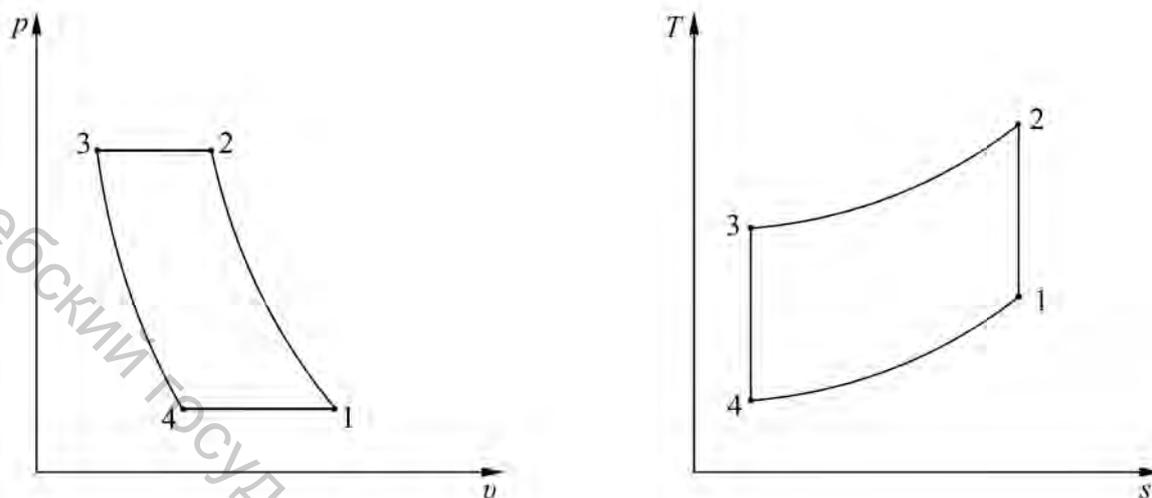


Рисунок 14.2 – Изображение цикла работы воздушной холодильной установки в p - v - и T - s -диаграммах

Работа, затрачиваемая на осуществление цикла, равна разности количества теплоты $q_{подв.}$ и $q_{отв.}$. Считая теплоемкости постоянными

$$q_{подв.} = c_p \cdot (T_2 - T_3), \quad (14.2)$$

$$q_{отв.} = c_p \cdot (T_1 - T_4), \quad (14.3)$$

$$l_u = q_{подв.} - q_{отв.} = c_p \cdot (T_2 - T_3) - c_p \cdot (T_1 - T_4). \quad (14.4)$$

Холодильный коэффициент цикла

$$\varepsilon = \frac{q_{отв.}}{l_u} = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)} = \frac{1}{\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} - 1}. \quad (14.5)$$

Для адиабатных процессов 1–2 и 3–4

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (14.6)$$

и

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (14.7)$$

но $p_2 = p_3$, а $p_1 = p_4$, следовательно

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4}. \quad (14.8)$$

Тогда холодильный коэффициент можно определить как

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (14.9)$$

или

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \quad (14.10)$$

Цикл воздушной холодильной установки является термодинамически несовершенным, а установка отличается громоздкостью и малой экономичностью.

Методика выполнения работы

При проведении работы осуществляется исследование цикла воздушной холодильной установки. Рабочим телом при этом является воздух, имеющий начальное давление p_1 и начальную температуру t_1 . Значения начальных параметров воздуха, степень повышения давления в компрессоре π и степень дополнительного сжатия ρ выбираются из таблицы приложения И по двум последним цифрам номера зачетной книжки студента. При этом

$$\pi = \frac{p_2}{p_1}, \quad (14.11)$$

$$\rho = \frac{v_2}{v_3}. \quad (14.12)$$

Исследование цикла осуществляется методом математического моделирования на ЭВМ при помощи программы «Cukls». Полученные в результате моделирования параметры сравниваются с расчетными значениями.

Необходимо определить основные характеристики цикла: количество отведенного тепла (холодопроизводительность) $q_{отв.}$, затрачиваемую работу $l_{ц}$, холодильный коэффициент ε , а также параметры рабочего тела (давление p , температуру t , удельный объем v) в характерных точках цикла.

Значение начального удельного объема можно определить в соответствии с параметрическим уравнением состояния идеального газа:

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1}, \quad (14.13)$$

Из уравнения (14.11) давление в теплообменнике

$$p_2 = p_1 \cdot \pi. \quad (14.14)$$

Температура T_2 может быть найдена из формулы (14.6) как

$$T_2 = T_1 \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}}. \quad (14.15)$$

Для изобарного процесса 2–3

$$\frac{T_2}{T_3} = \frac{v_2}{v_3} = \rho, \quad (14.16)$$

откуда можно найти температуру T_3 :

$$T_3 = \frac{T_2}{\rho}. \quad (14.17)$$

Согласно формулам (14.7), (14.8), (14.11)

$$T_4 = \frac{T_3}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (14.18)$$

Удельные объемы v_2 , v_3 и v_4 определяются в соответствии с параметрическим уравнением состояния идеального газа по формулам, аналогичным (14.13).

Удельное количество отведенного тепла и затрачиваемая в цикле работа рассчитываются по формулам (14.3) и (14.4), холодильный коэффициент – по формулам (14.9) и (14.10).

Значения физических параметров воздуха определяются по таблице (приложение А).

Для проведения моделирования цикла на ЭВМ необходимо открыть программу «Cycles». Затем в меню последовательно выбираются пункты «Циклы» → «Стандартный» → «Холодильные установки» → «Воздушная». После нажатия кнопки «Выбор» откроется окно, в котором вводятся значения исходных данных. Затем, нажав кнопку «Счет», запускают программу, после чего открывается окно с результатами расчета.

Все исходные данные и полученные результаты заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 14.1.

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов расчетов.
5. Изображение цикла в p - v - и T - s -диаграммах.

Контрольные вопросы

1. Что называется холодильной машиной?
2. Какие существуют типы холодильных установок?
3. Что такое холодильный коэффициент?
4. Как работает воздушная холодильная установка?
5. Каковы достоинства и недостатки воздушных холодильных установок?
6. Как рассчитывается холодильный коэффициент воздушной холодильной установки?
11. Как выглядит цикл работы воздушной холодильной установки в p - v -диаграмме?
12. Как выглядит цикл работы воздушной холодильной установки в T - s -диаграмме?

Таблица 14.1 – Исходные данные и результаты расчетов

Параметры		Значения, полученные в результате расчетов	Значения, полученные в результате моделирования
Начальное давление $p_1, Па$			
Начальная температура $t_1, °C$			
Степень повышения давления π			
Степень дополнительного сжатия ρ			
Давление в теплообменнике $p_2, Па$			
Температура	$t_2, °C$		
	$t_3, °C$		
	$t_4, °C$		
Удельный объем	$v_1, м^3 / кг$		
	$v_2, м^3 / кг$		
	$v_3, м^3 / кг$		
	$v_4, м^3 / кг$		
Холодопроизводительность $q_{отв.}, Дж / кг$			
Затраченная работа $l_u, Дж / кг$			
Холодильный коэффициент ε			

Литература

1. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Высшая школа, 1975. – 496 с.
2. Дрыжаков, Е. В. Техническая термодинамика / Е. В. Дрыжаков [и др.]; под общ. ред. В. И. Крутова. – Москва: Высшая школа, 1971. – 472 с.
3. Кудинов, В. А. Техническая термодинамика: учебное пособие для вузов / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов. – 2-е изд., испр. – Москва: Высшая школа, 2001. – 261 с.
4. Хрусталеv, Б. М. Техническая термодинамика: учебник для студентов строительных и энергетических специальностей учреждений, обеспечивающих получение высшего образования : в 2 ч. Ч. 1 / Б. М. Хрусталеv, А. П. Несенчук, В. Н. Романюк. – Минск, УП Технопринт, 2004. – 486 с.
5. Кириллин, В. А. Техническая термодинамика: учебник для вузов / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. – Москва: Издательский дом МЭИ, 2016. – 496 с.

Приложение А

Физические свойства идеальных газов при нормальных условиях

Газ	Формула	c_p , Дж/кг·град	R , Дж/кг·град	k
Азот	N ₂	1027	296,8	1,4
Аммиак	NH ₃	2056	488,3	1,33
Аргон	Ar	521	208,2	1,67
Воздух	—	1005	287,0	1,4
Гелий	He	5237	2078,0	1,67
Кислород	O ₂	920	259,8	1,4
Метан	CH ₄	2165	518,8	1,33
Сернистый газ	SO ₂	630	129,8	1,33
Угарный газ	CO	1030	296,8	1,4
Углекислый газ	CO ₂	873	188,9	1,33

Приложение Б

Исходные данные к лабораторной работе 8

Предпоследняя цифра шифра	Газ	n	p_1 , мм рт. ст.	Последняя цифра шифра	t_1 , °C	p_2 , бар	m , кг/ч
0	воздух	1,19	754	0	20	9,2	540
1	CO	1,21	789	1	3	7,5	720
2	SO ₂	1,14	818	2	32	5,4	792
3	N ₂	1,20	765	3	27	8,1	864
4	CH ₄	1,17	824	4	15	6,7	612
5	He	1,29	794	5	8	7,9	576
6	CO ₂	1,15	757	6	17	8,5	756
7	NH ₃	1,13	775	7	22	6,2	684
8	Ar	1,27	768	8	5	5,9	828
9	O ₂	1,22	783	9	10	9,7	648

Приложение В

Исходные данные к лабораторной работе 9

<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	$t_1, ^\circ\text{C}$	β	<i>Последняя цифра шифра</i>	$p_1, \text{ мм рт. ст.}$	$t_3, ^\circ\text{C}$
0	22	11	0	763	950
1	16	9	1	751	980
2	24	12	2	739	1010
3	12	15	3	757	1040
4	28	7	4	749	1070
5	14	14	5	735	1100
6	30	10	6	771	1130
7	26	13	7	755	1160
8	20	16	8	767	1190
9	18	8	9	745	1220

Приложение Г

Исходные данные к лабораторной работе 10

<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	$t_1, ^\circ\text{C}$	β	<i>Последняя цифра шифра</i>	$p_1, \text{ мм рт. ст.}$	λ
0	20	9	0	753	8,0
1	18	16	1	741	6,5
2	22	13	2	749	7,0
3	16	10	3	755	8,5
4	24	8	4	737	4,0
5	12	11	5	745	5,5
6	28	7	6	764	6,0
7	14	15	7	759	4,5
8	30	12	8	743	5,0
9	26	14	9	757	7,5

Приложение Д

Исходные данные к лабораторной работе 11

<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	$t_1, ^\circ\text{C}$	ε	<i>Последняя цифра шифра</i>	$p_1, \text{мм рт. ст.}$	λ
0	24	7,5	0	765	2,3
1	12	6,7	1	743	1,6
2	28	8,7	2	761	2,1
3	14	7,8	3	746	2,4
4	30	7,2	4	758	1,4
5	26	8,1	5	737	1,8
6	20	6,9	6	752	2,0
7	18	9,3	7	740	1,5
8	22	8,4	8	755	1,9
9	16	9,0	9	749	2,2

Приложение Е

Исходные данные к лабораторной работе 12

<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	$t_1, ^\circ\text{C}$	ε	<i>Последняя цифра шифра</i>	$p_1, \text{мм рт. ст.}$	ρ
0	28	19,0	0	761	2,2
1	14	17,5	1	746	1,6
2	30	16,0	2	758	2,1
3	26	14,5	3	737	2,3
4	20	18,0	4	752	1,4
5	18	16,5	5	740	1,8
6	22	15,0	6	755	2,0
7	16	17,0	7	749	1,7
8	24	15,5	8	765	1,9
9	12	18,5	9	743	1,5

Приложение Ж

Исходные данные к лабораторной работе 13

Предпоследняя цифра шифра	$t_1, ^\circ\text{C}$	λ	Последняя цифра шифра	$p_1, \text{мм рт. ст.}$	ε	ρ
0	30	1,9	0	758	12,0	1,6
1	26	1,6	1	737	13,5	1,2
2	20	1,3	2	752	14,0	1,5
3	18	2,0	3	740	15,5	1,4
4	22	1,8	4	755	11,0	1,3
5	16	1,4	5	749	14,5	1,6
6	24	2,1	6	765	13,0	1,5
7	12	1,5	7	743	11,5	1,2
8	28	1,2	8	761	15,0	1,4
9	14	1,7	9	746	12,5	1,3

Приложение И

Исходные данные к лабораторной работе 14

Предпоследняя цифра шифра	$t_1, ^\circ\text{C}$	ρ	Последняя цифра шифра	$p_1, \text{мм рт. ст.}$	π
0	20	1,35	0	753	8,0
1	18	1,55	1	741	9,5
2	22	1,20	2	749	7,0
3	16	1,30	3	755	6,5
4	24	1,15	4	737	9,0
5	12	1,50	5	745	5,5
6	28	1,45	6	761	6,0
7	14	1,25	7	759	8,5
8	30	1,40	8	743	5,0
9	26	1,10	9	757	7,5

Учебное издание

Техническая термодинамика

Методические указания к лабораторным работам

В двух частях
Часть II

Составители:

Ольшанский Валерий Иосифович
Жерносек Сергей Васильевич
Котов Алексей Анатольевич
Ольшанский Анатолий Иосифович
Гусаров Алексей Михайлович

Редактор *Т.А. Осипова*

Корректор *Т.А. Осипова*

Компьютерная верстка *А.А. Котов*

Подписано к печати 10.12.2019. Формат 60x90¹/₁₆. Усл. печ. листов 4,3.
Уч.-изд. листов 5,1. Тираж 50 экз. Заказ № 365.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»
210038, г. Витебск, Московский пр., 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования

«Витебский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.