

Проект «Инженерные кадры Зауралья»

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

«Курганский государственный университет»

Кафедра «Автомобильный транспорт и автосервис»

Кафедра «Энергетика и технология металлов»

ТЕПЛОТЕХНИКА

Методические указания

к выполнению самостоятельной работы

по дисциплине «Теплотехника»

для бакалавров направления 190600.62 (23.03.03)

Кафедра: «Автомобильный транспорт и автосервис»
Кафедра: «Энергетика и технология металлов»

Дисциплина: «Теплотехника»
(направление 190600.62 (23.03.03)).

Составил: канд. техн. наук, доц. В.А. Савельев.

Утверждены на заседании кафедры «4» декабря 2014 г.

Рекомендованы методическим советом университета в рамках
проекта «Инженерные кадры Зауралья» «20» декабря 2013 г.

ВВЕДЕНИЕ

Теплотехника является общетехнической дисциплиной, которая занимает одно из центральных мест в инженерной подготовке специалистов по эксплуатации автомобилей. Это связано с тем, что получение, использование и перенос тепловой энергии встречается во многих технических устройствах и технологических процессах современной техники.

При эксплуатации автомобильной техники, её обслуживании и ремонте, восстановлении работоспособности изношенных деталей широко используются тепловые машины, теплообменные аппараты и оборудование. Специалист по эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов должен уметь правильно формулировать и решать разнообразные прикладные задачи с использованием основных законов термодинамики и теплообмена.

Общие положения

Теплотехника – наука, изучающая законы получения, использования, преобразования и переноса тепловой энергии. Теоретическими основами теплотехники являются *техническая термодинамика* и *теория теплообмена*. *Техническая термодинамика* изучает законы взаимопревращения теплоты и работы, а также тепловые машины, осуществляющие это превращение. *Теплопередача* изучает законы обмена тепловой энергией между телами и устройства, обеспечивающие этот обмен.

Студенту предлагается самостоятельно проработать материал, указанный в предлагаемом перечне разделов и тем изучаемой дисциплины, а затем решить задачи по следующим темам курса: расчёт термодинамических процессов, расчёт теоретических циклов двигателей внутреннего сгорания, расчёт теплообменного аппарата (см. таблицу 1).

Таблица 1 – Изучаемые разделы и темы

Шифр раздела темы	Наименование раздела, темы дисциплины
1	2
ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА	
1	Основные понятия и законы. Параметры состояния. Рабочее тело. Уравнение газового состояния. Термодинамическая система, термодинамический процесс. Газовые смеси. Способы задания газовых смесей. Кажущаяся молекулярная масса, газовая постоянная смеси. Парциальные давления компонентов
2	Первое начало термодинамики. Теплота и работа, внутренняя энергия. Теплоёмкость. Массовая, объёмная, мольная теплоёмкости. Истинная и средняя теплоёмкости. Изохорная и изобарная теплоёмкости. Уравнение Майера

1	2
3	Второе начало термодинамики. Круговые процессы, циклы. Графическое изображение термодинамических процессов в PV и TS координатах. Энтальпия и энтропия. Теплота и работа цикла. Цикл Карно. Термодинамический КПД и холодильный коэффициент. Аналитическое выражение второго закона термодинамики
4	Циклы тепловых машин. Циклы ДВС. Циклы Отто, Дизеля, Тринклера. Показатели работы циклов ДВС и их КПД. Компрессоры. Циклы газотурбинных установок. Графическое изображение циклов в PV и TS координатах
5	Вода и водяной пар, фазовые переходы, термодинамические таблицы и h_s -диаграммы. Цикл Ренкина паротурбинной установки. Термодинамика газовых потоков, дросселирование. Влажный воздух. Основные определения. h_d -диаграмма влажного воздуха. Процессы влажного воздуха
6	Холодильные машины. Холодильные агенты и их свойства. Схема и цикл пароконденсационной холодильной установки. Циклы холодильных машин в TS координатах. Тепловые насосы. Холодильный и отопительный коэффициенты
ТЕОРИЯ ТЕПЛООБМЕНА	
7	Виды переноса теплоты: теплопроводность, конвекция и излучение
8	Теплопроводность. Закон Фурье. Коэффициент теплопроводности. Дифференциальное уравнение теплопроводности. Теплопроводность плоской, многослойной и цилиндрической стенок
9	Конвективный теплообмен. Закон Ньютона – Рихмана. Коэффициент теплоотдачи. Критериальные уравнения Нуссельта, Рейнольдса, Грасгофа, Прандля. Теплоотдача при свободном и вынужденном движении жидкости
10	Теплообмен излучением. Законы излучения Планка, Вина, Стефана – Больцмана, Кирхгофа, Ламберта. Экраны
11	Теплопередача. Основы расчёта. Теплообменные аппараты: классификация, расчёты поверхности теплообмена. Схемы движение теплоносителей в теплообменных аппаратах
12	Топливо. Классификация видов топлива, элементный состав, основные характеристики. Расход топлива, топливный эквивалент. Устройства для сжигания топлива

Расчёт параметров и процессов идеального газа

Основными параметрами состояния являются: удельный объём, абсолютная температура, абсолютное давление.

Удельный объём ν , м³/кг

$$\nu = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho},$$

где V – объём, м³;

m – масса, кг;

ρ – плотность, кг/м³.

Абсолютная температура T , °К

$$T = 273,15 + t$$

Абсолютное давление p , Па:

$$P = p_{атм} + p_{изб},$$

$$P = p_{атм} - p_{вак},$$

где $p_{атм}$ – атмосферное давление,

$p_{изб}$ – избыточное давление,

$p_{вак}$ – вакуумметрическое давление.

Связь между единицами давления:

1 кПа = 10³ Па; 1 МПа = 10⁶ Па,

1 бар = 10⁵ Па = 100 кПа.

1 ат = 1 кгс/см² = 98000 Па = 98 кПа,

1 мм. рт. ст. = 133,3 Па.

В технической термодинамике рассматривают следующие основные термодинамические процессы:

изохорный – при постоянном объёме ($\nu = \text{const}$),

изобарный – при постоянном давлении ($p = \text{const}$),

изотермический – при постоянной температуре ($T = \text{const}$),

адиабатный – без внешнего теплообмена ($\partial q = 0$),

политропный – при постоянной теплоёмкости.

Характеристики, относящиеся к 1 кг вещества, называются удельными.

Они обозначаются строчными буквами, а характеристики, относящиеся к полной массе – заглавными. Полные характеристики получаются умножением удельных на величину массы:

$$Q = m \cdot q, \quad L = m \cdot l.$$

Уравнение состояния идеального газа:

$$p \cdot \nu = R \cdot T \quad \text{для 1 кг идеального газа};$$

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad \text{при расчётах с произвольной массой } m,$$

где R , – удельная газовая постоянная, Дж/кг·°К.

$$p \cdot \mu V = \mu R \cdot T \quad \text{для одного киломоля газа},$$

где $\mu R = R \mu = 8,314 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{°К}$ – универсальная газовая постоянная.

Первое начало термодинамики для удельных величин:

$$q = \Delta u + l,$$

где q – удельная теплота, Дж,

Δu – изменение внутренней энергии,

l – удельная работа.

Таблица 2 – Формулы для расчёта термодинамических процессов

Процесс	Связь параметров	Работа изменения объёма	Теплота
Изохорный	$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$ Закон Шарля	$l = 0$	$q = c_v(T_2 - T_1)$
Изобарный	$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}$ Закон Гей – Люссака	$i = p(v_2 - v_1)$	$q = c_p(T_2 - T_1)$
Изотермический	$\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_2}{v_1}$ Закон Бойля – Мариотта	$l = RT \ln \frac{v_2}{v_1}$ $l = RT \ln \frac{p_2}{p_1}$	$l = q$
Адиабатный	$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{k-1/k}$	$l = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2)$	$q = 0$
Политропный	$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{n-1}$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{n-1/n}$	$l = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2)$	$l = c_v \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2)$

Изменение внутренней энергии идеального газа в термодинамическом процессе:

$$\Delta u = c_v \cdot (T_2 - T_1).$$

Изменение энтальпии идеального газа в термодинамическом процессе:

$$\Delta u = c_p \cdot (T_2 - T_1).$$

Массовые теплоёмкости идеального газа c_p и c_v можно определить по формулам:

$$c_p = \frac{k \cdot R}{(k-1)}, \quad c_v = \frac{R}{(k-1)},$$

или

$$c_p = \frac{\mu c_p}{\mu}, \quad c_v = \frac{\mu c_v}{\mu}$$

$k = \frac{c_p}{c_v}$ – показатель адиабаты или коэффициент Пуассона.

Пример расчёта

Смесь, состоящая из r_1 киломолей азота и r_2 киломолей кислорода с начальными параметрами $p_1 = 1$ МПа и $T_1 = 1000^\circ$ К расширяется до давления p_2 . Расширение может осуществляться по изотерме, адиабате и политропе с показателем n . Определить газовую постоянную смеси, среднюю (кажущуюся) молярную массу и начальный удельный объем, конечные параметры смеси, работу расширения и теплоту, участвующую в процессе. Дать сводную таблицу результатов и ее анализ. Показать процессы в $p-v$ и Ts -диаграммах.

По таблице 3 выбираем для расчёта необходимые данные r_1 , r_2 , p_2 , n .

Таблица 3 – Задание на контрольную работу

Последняя цифра шифра зачетной книжки	r_1	r_2	Предпоследняя цифра шифра зачетной книжки	p_2 , МПа	n
	к-моль				
3	0,4	0,6	2	0,35	1,5

Средняя (кажущаяся) молярная масса смеси $\mu_{см} = \sum_1^n \mu_i \cdot r_i$,

где μ_i – молярная масса i компонента смеси,

r_i – объёмная концентрация i компонента смеси.

Молярная масса азота N_2 $\mu_1 = 28$ кг / моль.

Молярная масса кислорода O_2 $\mu_2 = 32$ кг / моль.

Средняя молярная масса смеси $\mu_{см} = \mu_1 \cdot r_1 + \mu_2 \cdot r_2$.

$$\mu_{см} = 28 \cdot 0,4 + 32 \cdot 0,6 = 30,4 \text{ [кг / моль]}.$$

Газовая постоянная смеси $R = \frac{8314}{\mu_{см}} = \frac{8314}{30,4} = 273,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$

Из уравнения состояния идеального газа $vp = RT$ находим начальный объем смеси $v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{273,5 \cdot 1000}{1 \cdot 10^6} = 0,273 \text{ м}^3 / \text{кг}$.

Изотермический процесс

$$\text{Конечный объем } v_2 = \frac{v_1 p_1}{p_2} = \frac{0,273 \cdot 1 \cdot 10^6}{0,33 \cdot 10^6} = 0,827 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

$$\text{Конечная температура смеси } T_2 = T_1 = 1000 \text{ К}$$

Работа расширения равна теплоте подведенной к смеси

$$q = l = p_1 \cdot v_1 \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = 1 \cdot 10^6 \cdot 0,273 \cdot \ln\left(\frac{0,827}{0,273}\right) = 30,257 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Адиабатный процесс

Показатель адиабаты для двухатомных газов примем равным $k=1,4$.

$$\text{Конечный объем смеси } v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}} = 0,273 \cdot \left(\frac{1}{0,33}\right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,602 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

$$\text{Конечная температура смеси } T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1000 \cdot \left(\frac{0,33}{1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 725 \text{ К}.$$

Работа расширения

$$l = \frac{(p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2)}{k-1} = \frac{1 \cdot 10^6 \cdot 0,273 - 0,33 \cdot 10^6 \cdot 0,602}{1,4-1} = 7,340 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Теплота, подведенная к газу в адиабатном процессе, равна нулю $q=0$

Политропный процесс

$$\text{Конечный объем смеси } v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} = 0,273 \cdot \left(\frac{1}{0,33}\right)^{\frac{1}{1,6}} = 0,546 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

$$\text{Конечная температура смеси } T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{k}} = 1000 \cdot \left(\frac{0,33}{1}\right)^{\frac{1,6-1}{1,6}} = 660 \text{ К}.$$

Работа расширения

$$l = \frac{(p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2)}{k-1} = \frac{(1 \cdot 10^6 \cdot 0,273 - 0,33 \cdot 10^6 \cdot 0,546)}{1,6-1} = 92,82 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Теплота подведенная к газу

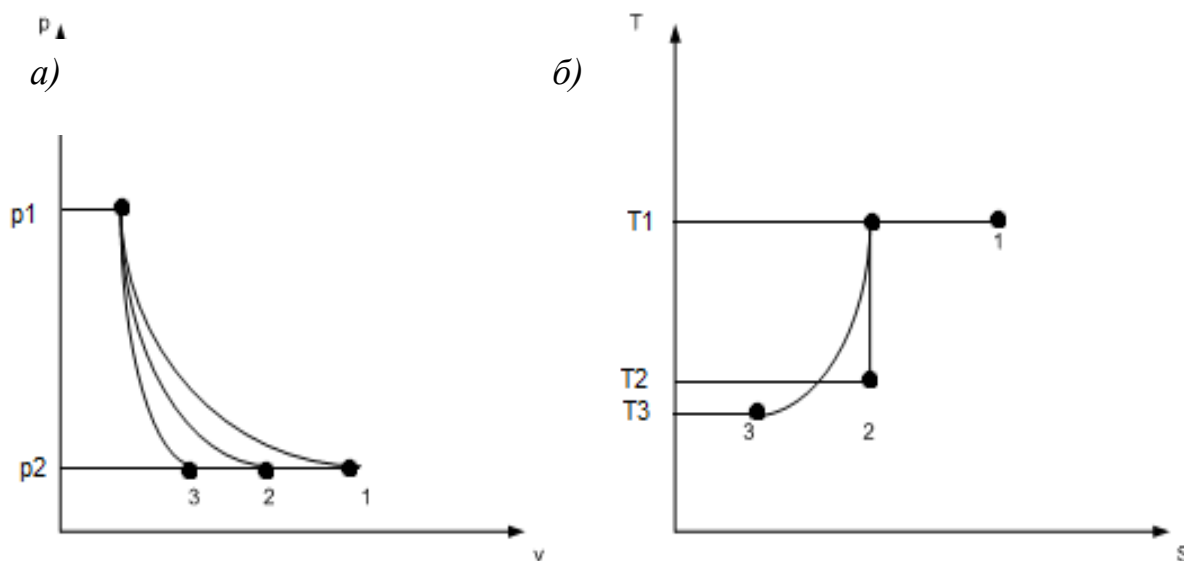
$$q = c_v \frac{R}{n-1} \cdot (T_2 - T_1) = \frac{1,6-1,4}{1,6-1} \cdot (660 - 1000) = -106,009 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Результаты расчётов сводим в таблицу 4

Таблица 4 – Показатели термодинамических процессов

Процесс	$V_2, \text{м}^3/\text{кг}$	$T_2, \text{°K}$	Теплота $q_{1,2}$	Работа $l_{1,2}, \text{КДж/кг}$
Изотермический	0,827	1000	30,257	30,257
Адиабатный	0,602	725	0	74,34
Полиτροпный	0,546	660	-106,01	92,82

На основании расчётов строим графики процессов в p_v и T_s координатах (см. рисунок 1).



а) процессы в p_v координатах; б) процессы в T_s координатах

1 – изотермический 2 – адиабатный 3 – политропный

Рисунок 1 – Термодинамические процессы в p_v и T_s координатах

Расчёт теоретического цикла двигателя внутреннего сгорания

Двигателями внутреннего сгорания (ДВС) называются машины, в которых топливо сжигается непосредственно в цилиндре под поршнем.

Все современные поршневые ДВС разделяются на три группы:

- 1) с быстрым сгоранием топлива при $v = \text{const}$, цикл Отто;
- 2) с постепенным сгоранием топлива при $p = \text{const}$, цикл Дизеля;
- 3) со смешанным сгоранием топлива частично при $v = \text{const}$ и частично при $p = \text{const}$, цикл Тринклера.

При исследовании идеальных термодинамических циклов поршневых ДВС обычно определяют количество подведенной и отведенной теплоты, а также основные параметры состояния рабочего тела в типичных точках цикла, причем температуры в промежуточных точках вычисляют как функции начальной температуры газа, и вычисляют термический КПД цикла по основным характеристикам, после чего производят его анализ.

Основными характеристиками или параметрами любого цикла двигателя внутреннего сгорания являются следующие безразмерные величины:

степень сжатия, представляющая собой отношение начального удельного объема рабочего тела к его удельному объему в конце сжатия:

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2};$$

степень повышения давления, представляющая собой отношение давлений в конце и в начале изохорного процесса подвода теплоты;

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2};$$

степень предварительного расширения, или степень изобарного расширения, представляющая собой отношение объемов в конце и в начале изобарного процесса подвода теплоты.

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}.$$

Исследование работы реального поршневого двигателя целесообразно производить по диаграмме, в которой дается изменение давления в цилиндре в зависимости от положения поршня за весь цикл. Такую диаграмму, снятую с помощью специального прибора индикатора, называют **индикаторной диаграммой**. Площадь замкнутой фигуры индикаторной диаграммы изображает в определенном масштабе индикаторную работу газа за один цикл.

На рисунке 2 изображена индикаторная диаграмма двигателя, работающего с быстрым сгоранием топлива при постоянном объеме. В качестве горючего для этих двигателей применяют легкое топливо – бензин, спирты и др. При ходе поршня из левого мертвого положения в крайнее правое через всасывающий клапан засасывается горючая смесь, состоящая из паров и мелких частиц топлива и воздуха. Этот процесс изображается на диаграмме кривой 0-1, которая называется **линией всасывания**. Очевидно, линия 0-1 не является термодинамическим процессом, так как в нем основные параметры не **всасывания**.

Очевидно, линия 0-1 не является термодинамическим процессом, так как в нем основные параметры не изменяются, а изменяются только масса и объем смеси в цилиндре. При обратном движении поршня всасывающий клапан закрывается, происходит сжатие горючей смеси. Процесс сжатия на диаграмме изображается кривой 1-2, которая называется **линией сжатия**. В точке 2, когда поршень еще немного не дошел до левого мертвого положения, происходит воспламенение горючей смеси от электрической искры. Сгорание горючей смеси происходит почти мгновенно, т.е. практически при по-

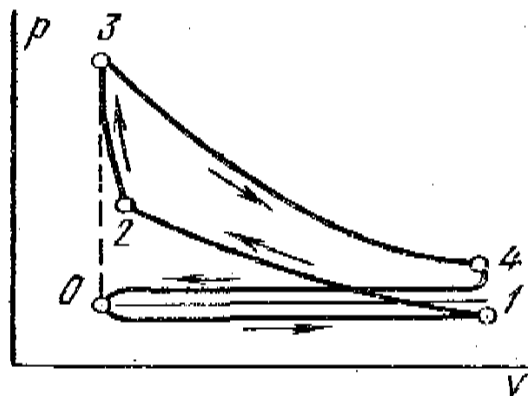


Рисунок 2 – Индикаторная диаграмма двигателя

стоянном объеме. Этот процесс на диаграмме изображается кривой 2-3. В результате сгорания топлива температура газа резко возрастает и давление увеличивается (точка 3). Затем продукты горения расширяются. Поршень перемещается в правое мертвое положение, и газы совершают полезную работу. На индикаторной диаграмме процесс расширения изображается кривой 3-4, называемой *линией расширения*. В точке 4 открывается выхлопной клапан, и давление в цилиндре падает почти до наружного давления. При дальнейшем движении поршня справа налево из цилиндра удаляются продукты сгорания через выпускной клапан при давлении, несколько превышающем атмосферное давление. Этот процесс изображается на диаграмме кривой 4-0 и называется *линией выпуска*.

Рассмотренный рабочий процесс совершается за четыре хода поршня (такта) или за два оборота вала. Такие двигатели называются *четырёхтактными*.

Процесс реального двигателя внутреннего сгорания с быстрым сгоранием топлива при постоянном объеме не является замкнутым. В нем имеются все признаки необратимых процессов: трение, химические реакции в рабочем теле, конечные скорости поршня, теплообмен при конечной разности температур и т.д.

Анализ такого цикла с точки зрения теории тепловых процессов невозможен, а поэтому термодинамика исследует не реальные процессы двигателей внутреннего сгорания, а идеальные, обратимые циклы. В качестве рабочего тела принимают идеальный газ с постоянной теплоемкостью. Цилиндр заполнен постоянным количеством рабочего тела. Разность температур между источником теплоты и рабочим телом бесконечно мала. Подвод теплоты к рабочему телу осуществляется от внешних источников теплоты, а не за счет сжигания топлива. То же необходимо сказать об отводе теплоты.

Рассмотрим основные теоретические циклы тепловых двигателей внутреннего сгорания.

Цикл Отто с подводом q при $v = \text{const}$

Изучение идеальных термодинамических циклов позволяет производить, при принятых допущениях, анализ и сравнение работы различных двигателей и выявлять факторы, влияющие на их экономичность. Диаграмма, построенная при указанных условиях, является не индикаторной диаграммой двигателя внутреннего сгорания, а $p-v$ -диаграммой цикла с подводом количества теплоты при постоянном объеме.

Идеальный термодинамический цикл двигателя с изохорным подводом количества теплоты, состоящий из двух изохор и двух адиабат. На рисунке 3 представлен цикл в $p-v$ - и Ts -диаграммах.

Осуществляется цикл следующим образом. Идеальный газ с начальными параметрами p_1 , v_1 и T_1 сжимается по адиабате 1-2 до точки 2. По изохоре 2-3 рабочему телу сообщается количество теплоты q_1 . От точки 3 рабочее тело расширяется по адиабате 3-4. Наконец, по изохоре 4-1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние, при этом отводится количество теплоты q_2 в

теплоприемник. Характеристиками цикла являются степень сжатия и степень повышения давления.

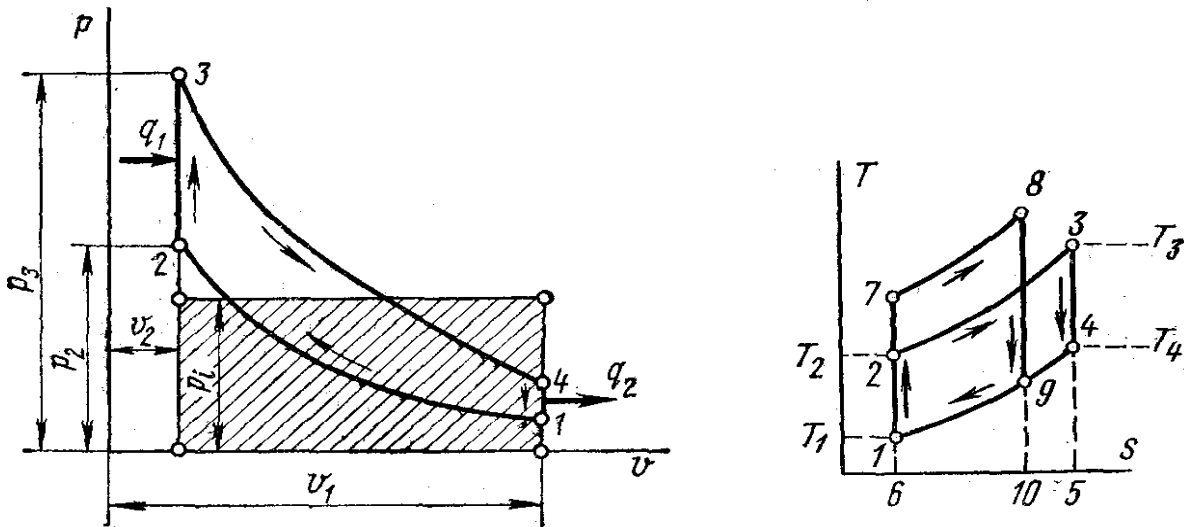


Рисунок 3 – Термодинамический цикл двигателя с изохорным подводом теплоты

Определяем термический КПД этого цикла, полагая, что теплоемкость c_v и величина k постоянны:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Количество подведенной теплоты $q_1 = c_v(T_3 - T_2)$, а количество отведенной теплоты $q_2 = c_v(T_4 - T_1)$. Тогда термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}.$$

Параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла:

в точке 2:

$$v_2 = v_1 / \varepsilon; p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \varepsilon^k; \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}, T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1};$$

в точке 3:

$$v_3 = v_2 = v_1 / \varepsilon; p_3 = p_2 \lambda = p_1 \varepsilon^k \lambda, \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda, T_3 = T_2 \lambda = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda;$$

в точке 4:

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

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} = \frac{T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \lambda.$$

Подставляя найденные значения температур в уравнение термического КПД цикла, получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \lambda - T_1}{T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda - T_1 \varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Из уравнения следует, что термический КПД такого цикла зависит от степени сжатия ε и показателя адиабаты k или от природы рабочего тела. КПД увеличивается с возрастанием ε и k . От степени повышения давления λ термический КПД не зависит.

С учетом Ts -диаграммы (рисунок 3) КПД определяем из соотношения площадей:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{пл6235 - пл6145}{пл6235} = \frac{пл1234}{пл6235}.$$

Очень наглядно можно проиллюстрировать зависимость КПД от увеличения ε на Ts -диаграмме.

При равенстве площадей подведенного количества теплоты в двух циклах ($пл67810 = пл6235$), но при разных степенях сжатия КПД будет больше у цикла с большей степенью сжатия, так как в теплоприемник отводится меньшее количество теплоты, т.е. $пл61910 < пл6145$.

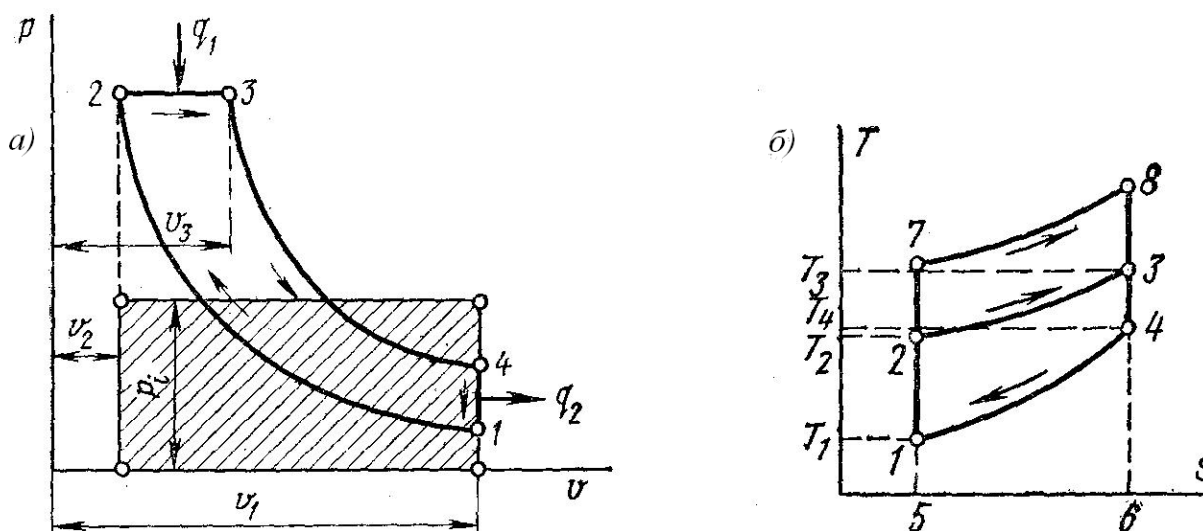
Однако увеличение степени сжатия ограничивается возможностью преждевременного самовоспламенения горючей смеси, нарушающего нормальную работу двигателя. Кроме того, при высоких степенях сжатия скорость сгорания смеси резко возрастает, что может вызвать взрывное горение, которое резко снижает экономичность двигателя и может привести к поломке его деталей. Таким образом, в ДВС с подводом количества теплоты при постоянном объеме нельзя применять высокие степени сжатия. В связи с этим рассматриваемые двигатели имеют относительно низкие КПД.

Цикл Дизеля с подводом q при $p = \text{const}$

Изучение циклов с подводом количества теплоты при постоянном объеме показало, что для повышения экономичности двигателя, работающего по этому циклу, необходимо применять высокие степени сжатия. Но это увеличение ограничивается температурой самовоспламенения горючей смеси. Если же производить раздельное сжатие воздуха и топлива, то это ограничение снимается. Воздух при большом сжатии имеет настолько высокую температуру, что подаваемое в цилиндр топливо самовоспламеняется без всяких специальных запальных приспособлений. И наконец, раздельное сжатие воздуха и топлива позволяет использовать любое жидкое тяжелое и дешевое топливо – нефть, мазут, смолы, каменноугольные масла и пр.

Таковыми высокими достоинствами обладают двигатели, работающие с постепенным сгоранием топлива при постоянном давлении. В них воздух сжимается в цилиндре двигателя, а жидкое топливо распыляется сжатым воздухом от компрессора. Раздельное сжатие позволяет применять высокие степени сжатия (до $\varepsilon = 20$) и исключает преждевременное самовоспламенение топлива. Процесс горения топлива при постоянном давлении обеспечивается соответствующей регулировкой топливной форсунки.

Рассмотрим идеальный цикл двигателя с постепенным сгоранием топлива при постоянном давлении, т.е. цикл с подводом количества теплоты при постоянном давлении. На рисунке 4 изображен этот цикл в $p\nu$ - и Ts -диаграммах. Осуществляется он следующим образом. Газообразное рабочее тело с начальными параметрами p_1, ν_1, T_1 сжимается по адиабате 1-2; затем телу по изобаре 2-3 сообщается некоторое количество теплоты q_1 . От точки 3 рабочее тело расширяется по адиабате 3-4. И наконец, по изохоре 4-1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние, при этом в теплоприемник отводится теплота q_2 .



а) термодинамический цикл в $p\nu$ -координатах;

б) термодинамический цикл Ts -диаграммах

Рисунок 4 – Термодинамический цикл двигателя с изобарным подводом теплоты

Характеристиками цикла являются степень сжатия и степень предварительного расширения.

Определим термический КПД цикла, полагая, что теплоемкости c_v и c_p и их отношение $k = \frac{c_p}{c_v}$ постоянны:

Количество подведенной теплоты $q_1 = c_p(T_3 - T_2)$.

Количество отведенной теплоты $q_2 = c_v(T_4 - T_1)$.

Термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)}.$$

Параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла:
в точке 2

$$v_2 = v_1 / \varepsilon, p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \varepsilon^k, \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1};$$

в точке 3

$$v_3 = v_2 \rho = v_1 \rho / \varepsilon, p_3 = p_2 = p_1 \varepsilon^k, \frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho, \\ T_3 = \rho T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} \rho;$$

в точке 4

$$v_4 = v_1, p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = p_1 \varepsilon^k \left(\frac{v_1 \rho}{\varepsilon v_1} \right)^k = p_1 \rho^k, \\ \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^{k-1}, \frac{\rho}{\varepsilon} = \frac{v_3}{v_2} \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_1}, \\ T_4 = T_3 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \varepsilon^{k-1} \rho \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \rho^k.$$

Подставляя полученные значения температур в уравнение для термического КПД цикла, получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \rho^k - T_1}{k(T_1 \varepsilon^{k-1} \rho - T_1 \varepsilon^{k-1})} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \varepsilon^{k-1} (\rho - 1)}.$$

Из уравнения следует, что термический КПД цикла зависит от степени сжатия ε , показателя k и степени предварительного расширения ρ . С увеличением ε и k КПД увеличивается, а с увеличением ρ – уменьшается.

На Ts -диаграмме КПД определяют из соотношения площадей:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{пл6235 - пл6145}{пл6235} = \frac{пл1234}{пл6235}.$$

Влияние степени сжатия на КПД цикла наглядно иллюстрируется на Ts -диаграмме. При равенстве площадей отведенного количества теплоты в теплоприемник ($пл1456$) КПД больше у цикла с большей степенью сжатия, так как площадь его полезной работы больше, т.е. $пл.1784 > пл.1234$.

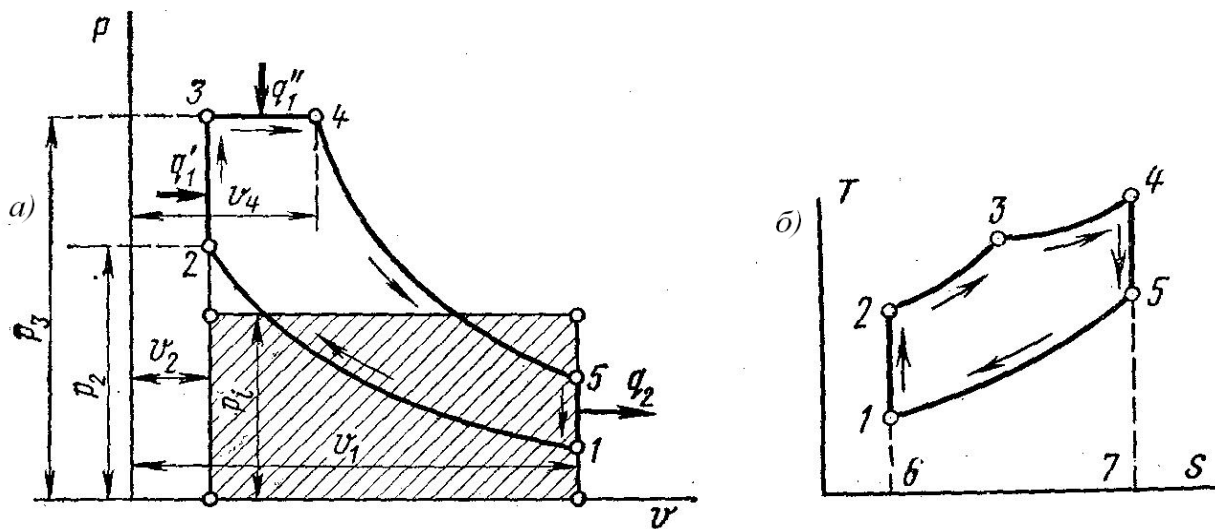
Цикл Тринклера со смешанным подводом q

Двигатели с постепенным сгоранием топлива при $p = const$ имеют некоторые недостатки. Одним из них является наличие компрессора, применяемого для подачи топлива, на работу которого расходуется 6–10% от общей мощности двигателя, что усложняет конструкцию и уменьшает экономичность двига-

теля. Кроме того, необходимо иметь сложные устройства насоса, форсунки и т.д.

Стремление упростить и улучшить работу таких двигателей привело к созданию бескомпрессорных двигателей, в которых топливо механически распыляется при давлениях 50–70 МПа. Этот двигатель лишен недостатков обоих разобранных типов двигателей. Жидкое топливо топливным насосом подается через топливную форсунку в головку цилиндра в виде мельчайших капелек. Попадая в нагретый воздух, топливо самовоспламеняется и горит в течение всего периода, пока открыта форсунка: вначале при постоянном объеме, а затем при постоянном давлении.

Идеальный цикл двигателя со смешанным подводом количества теплоты изображен на рисунке 5 в $p\nu$ - и Ts -диаграммах.



а) термодинамический цикл в $p\nu$ -координатах;
б) термодинамический цикл Ts -диаграммах

Рисунок 5 – Термодинамический цикл двигателя со смешанным подводом теплоты

Рабочее тело с параметрами p_1, ν_1, T_1 сжимается по адиабате 1-2 до точки 2, По изохоре 2-3 к рабочему телу подводится первая доля теплоты q_1' . По изобаре 3-4 подводится вторая доля теплоты q_1'' . От точки 4 рабочее тело расширяется по адиабате 4-5. И наконец, по изохоре 5-1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние – в точку 1, при этом отводится теплота q_2 теплоприемник. Характеристиками цикла являются степень сжатия, степень повышения давления и степень предварительного расширения.

Определим термический КПД цикла при условии, что теплоемкости c_p, c_v и показатель адиабаты $k = \frac{c_p}{c_v}$ постоянны:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1' + q_1''}$$

Первая доля подведенного количества теплоты $q_1' = c_v(T_3 - T_2)$.

Вторая доля подведенного количества теплоты $q_1'' = c_p(T_4 - T_3)$.

Количество отведенной теплоты $q_2 = c_v(T_5 - T_1)$.

Термический КПД

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)}.$$

Параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла:

в точке 2

$$v_2 = v_1 / \varepsilon; p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \varepsilon^k; \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1};$$

в точке 3

$$v_3 = v_2 = v_1 / \varepsilon, p_3 = p_2 \lambda = p_1 \varepsilon^k \lambda, \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda T_3 = T_2 \lambda = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda;$$

в точке 4

$$v_4 = v_3 \rho = v_1 \rho / \varepsilon, p_4 = p_3 = p_1 \varepsilon^k \lambda, \frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} = \rho, T_4 = \rho T_3 = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho;$$

в точке 5

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

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_4}{v_1} \right)^{k-1}, \frac{\rho}{\varepsilon} = \frac{v_4 v_2}{v_2 v_1} = \frac{v_3}{v_1},$$

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

Подставив полученные значения температур всех типичных точек в выражение для термического КПД цикла, получим

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \lambda \rho^k - T_1}{(T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda - T_1 \varepsilon^{k-1}) + k(T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho - T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda)},$$

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]}.$$

Из уравнения следует, что КПД цикла, зависит от k , от степеней сжатия, повышения давления и предварительного расширения. С увеличением k , ε и λ КПД цикла возрастает, а с увеличением ρ КПД уменьшается.

На Ts -диаграмме КПД цикла со смешанным подводом количества теплоты определяем из соотношения площадей

$$\eta_i = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{нл62347 - нл6157}{нл62347} = \frac{нл1234}{нл62347}$$

Для этих двигателей обычно принимают $\epsilon=10-14$, $\lambda=1,2-1,7$ и $\rho=1,1-1,5$. Цикл со смешанным подводом количества теплоты обобщает два исследованных цикла, и из выше полученного уравнения получаем КПД циклов с изохорным и изобарным подводом количества теплоты.

Если допустить, что $\lambda=1$, то цикл со смешанным подводом количества теплоты превращается в цикл с изобарным подводом количества теплоты и получаем уравнение КПД этого цикла. Если принять, что $\rho=1$, то цикл со смешанным подводом количества теплоты превращается в цикл с изохорным подводом количества теплоты и получаем уравнение КПД этого цикла.

Пример расчёта

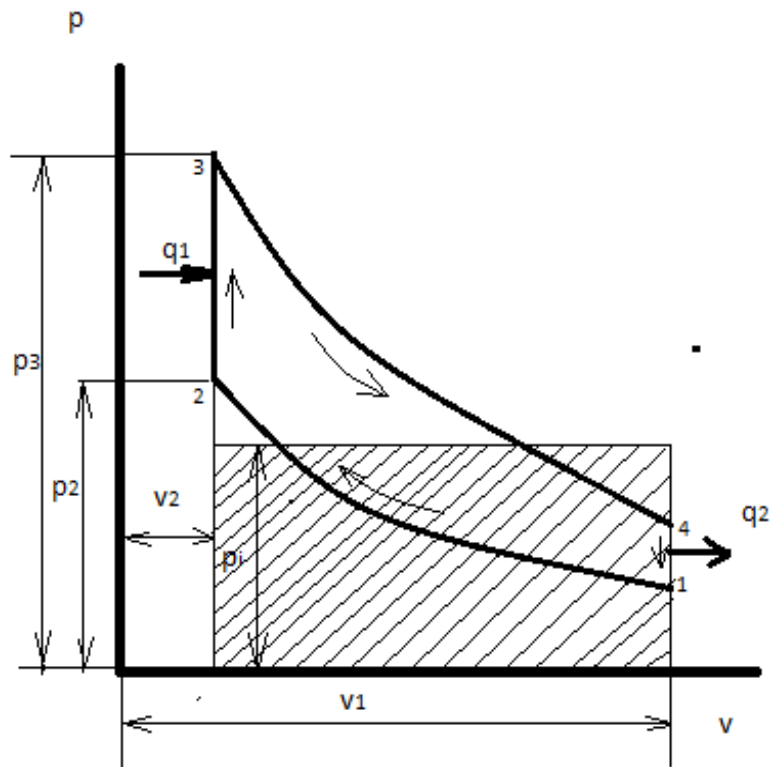


Рисунок 6 – Термодинамический цикл двигателя с подводом теплоты при постоянном объеме

Для идеального цикла поршневого двигателя с подводом теплоты при $v=\text{const}$ определить параметры всех основных точек, полезную удельную работу, удельное количество подведенной и отведенной теплоты, термически КПД цикла Карно по условиям задачи, термический КПД цикла, среднее индикаторное давление, если даны $p_1=0,1$ МПа, $T=320^\circ$ К, степень сжатия $\epsilon=4,0$, степень повышения давления $\lambda=4,0$. Рабочее тело – воздух с газовой постоянной $R=287$ Дж/(кг·К), показатель адиабаты $k=1,4$. Теплоемкость рабочего тела принять постоянной.

Решение. Параметры точки 1: $p_1=0,1$ МПа; $T_1=320$ К;

$v_1=RT_1/p_1=287 \cdot 320/10^6 \cdot 0,1=0,92$ м³/кг.

Параметры точки 2: $v_2=v_1/\varepsilon=0,92/4=0,23$ м³/кг; $p_2/p_1=(v_1/v_2)^k=\varepsilon^k$;

$p_2=p_1 \varepsilon^k=0,1 \cdot 4^{1,4}=0,738$ МПа; $T_2=p_2 v_2/R=0,738 \cdot 0,23 \cdot 10^6/287=592$ К.

Параметры точки 3: $v_3=v_2=0,23$ м³/кг; $p_3=p_2 \cdot \lambda=0,738 \cdot 4=2,96$ МПа;

$T_3=T_2 \cdot \lambda=592 \cdot 4=2368$ К.

Параметры точки 4: $v_4=v_1=0,92$ м³/кг; $T_4/T_3=(v_3/v_4)^{k-1}=(v_2/v_1)^{k-1}=1/\varepsilon^{k-1}$;

$T_4=T_3/\varepsilon^{k-1}=2368/4^{0,4}=1340$ К; $p_4=RT_4/v_4=287 \cdot 1340/0,92 \cdot 10^6=0,417$ МПа.

Удельная работа расширения $\ell_1=[1/(k-1)](p_1 v_1 - p_4 v_4)=(10^6/0,4)(2,96 \cdot 0,23 - 0,417 \cdot 0,92)=742000$ Дж/кг=742 кДж/кг.

Удельная работа сжатия $\ell_2=[1/(k-1)](p_1 v_1 - p_2 v_2)=(10^6/0,4)(0,1 \cdot 0,92 - 0,738 \cdot 0,23)=-195000$ Дж/кг=-195 кДж/кг.

Полезная удельная работа $\ell = \ell_1 + \ell_2 = 742 - 195 = 547$ кДж/кг.

Удельное количество подведенной теплоты $q_1=c_v(T_3-T_2)=20,78/28,85(2368-592)=1280$ кДж/кг.

Удельное количество отведенной теплоты $q_2=c_v(T_4-T_1)=2078/28,85 \cdot (1340-320)=737$ кДж/кг.

Полезно использованное удельное количество теплоты

$\Delta q = 1280 - 737 = 543$ кДж/кг.

Термический КПД цикла $\eta_t = \Delta q/q_1 = 543/1280 = 0,425$.

Проверка КПД цикла $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{4^{0,4}} = 0,426$.

Среднее индикаторное давление

$P_1 = \ell / (v_1 - v_2) = 547 \cdot 1000 / (0,92 - 0,23) \cdot 10^5 = 0,79$ МПа.

Расчёт теплообменных аппаратов

Теплообменным аппаратом называется устройство, в котором осуществляется теплообмен между двумя теплоносителями. Существует большое число самых различных типов конструкций теплообменных аппаратов (рекуперативные, регенеративные, смесительные и т.д.) с различными поверхностями теплообмена. К теплообменным аппаратам относятся паровые котлы, печи, воздухо- и водоподогреватели, конденсаторы, конденсаторы, ядерные реакторы, регенераторы и т.п.

Рекуперативный теплообменник представляет собой систему труб, внутри которых течёт один теплоноситель, а снаружи – другой. Если направления потоков лежат в одной плоскости, то различают теплообменники *прямоточные*, когда направления движения теплоносителей совпадают, и *противоточные*, когда направления движения их противоположны (см. рисунок 8).

Основными расчётными уравнениями являются уравнение теплопередачи

$$Q = k(t_1 - t_2) \cdot F. \quad (1)$$

И уравнение теплового баланса

$$Q = M^r c_p^r (t_1^r - t_2^r) = M^x c_p^x (t_2^x - t_1^x), \quad (2)$$

где M^r и M^x , c_p^r и c_p^x – соответственно массовые расходы и средние изобарные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей, участвующих в теплооб-

мене через стенку;

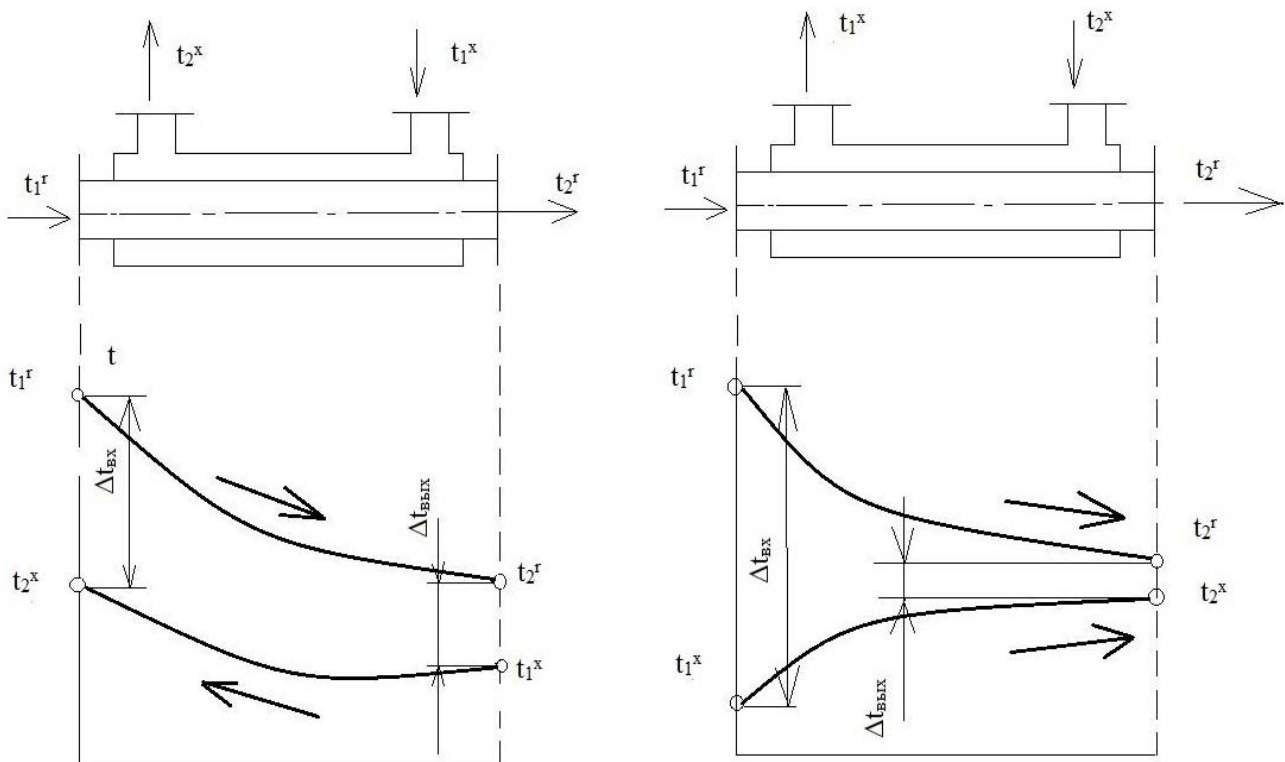
t_1^r и t_2^r , t_1^x и t_2^x – соответственно температуры горячего и холодного теплоносителей на входе и на выходе.

Из уравнения можно получить

$$(M^r c_p^r)_{\min} / (M^x c_p^x)_{\max} = (t_2^x - t_1^x) / (t_1^r - t_2^r) \quad (3)$$

или $W_1 / W_2 = \Delta t^x / \Delta t^r = \Delta t_{\text{ввых}} / \Delta t_{\text{ввх}}$,

где $W = M c_p$ (Вт/°С) называют *полной расходной теплоёмкостью* или *водяным эквивалентом*, поскольку эта величина равна количеству воды, теплоёмкость которого пропорциональна теплоёмкости массового расхода теплоносителя в единицу времени.



а) противоточный теплообменник; б) прямоточный теплообменник

Рисунок 7 – График изменения температуры по длине теплообменного аппарата

Расчёт аппарата сводится к определению размеров его поверхности при заданных температурах t_1 и t_2 хотя бы одного теплоносителя, но можно подбирать и температуры, если известны другие показатели. Решая (1) и (2), получим

$$F = q / (k \Delta t) = M^r (c_{p1}^r t_1^r - c_{p2}^r t_2^r) / (k \Delta t). \quad (4)$$

Среднее значение Δt_l находится для прямоточного и противоточного теплообменника как среднелогарифмическое:

$$\Delta t_l = \frac{\Delta t_{\text{вх}} - \Delta t_{\text{ввых}}}{\ln(\Delta t_{\text{вх}} - \Delta t_{\text{ввых}})}$$

где $\Delta t_{\text{вх}}$ и $\Delta t_{\text{ввых}}$ – разности температур теплоносителей соответственно на входе и выходе из теплообменника.

Пример расчёта

Определить необходимую поверхность рекуперативного теплообменника, в котором вода нагревается горячими газами. Расчет произвести для прямоточной и противоточной схем. Привести график изменения температур для обеих схем движения. Значения температур газа t_1' и t_1'' , воды t_2' и t_2'' , расхода воды M и коэффициента передачи K выбрать из таблицы 5:

Таблица 5 – Таблица расчета параметров теплообменного аппарата

Последняя цифра шифра	$t_1', ^\circ\text{C}$	$t_1'', ^\circ\text{C}$	$t_2', ^\circ\text{C}$	$t_2'', ^\circ\text{C}$	Предпоследняя цифра шифра	M, кг/с	K, Вт/(м ² К)
3	375	225	25	110	2	1,2	34

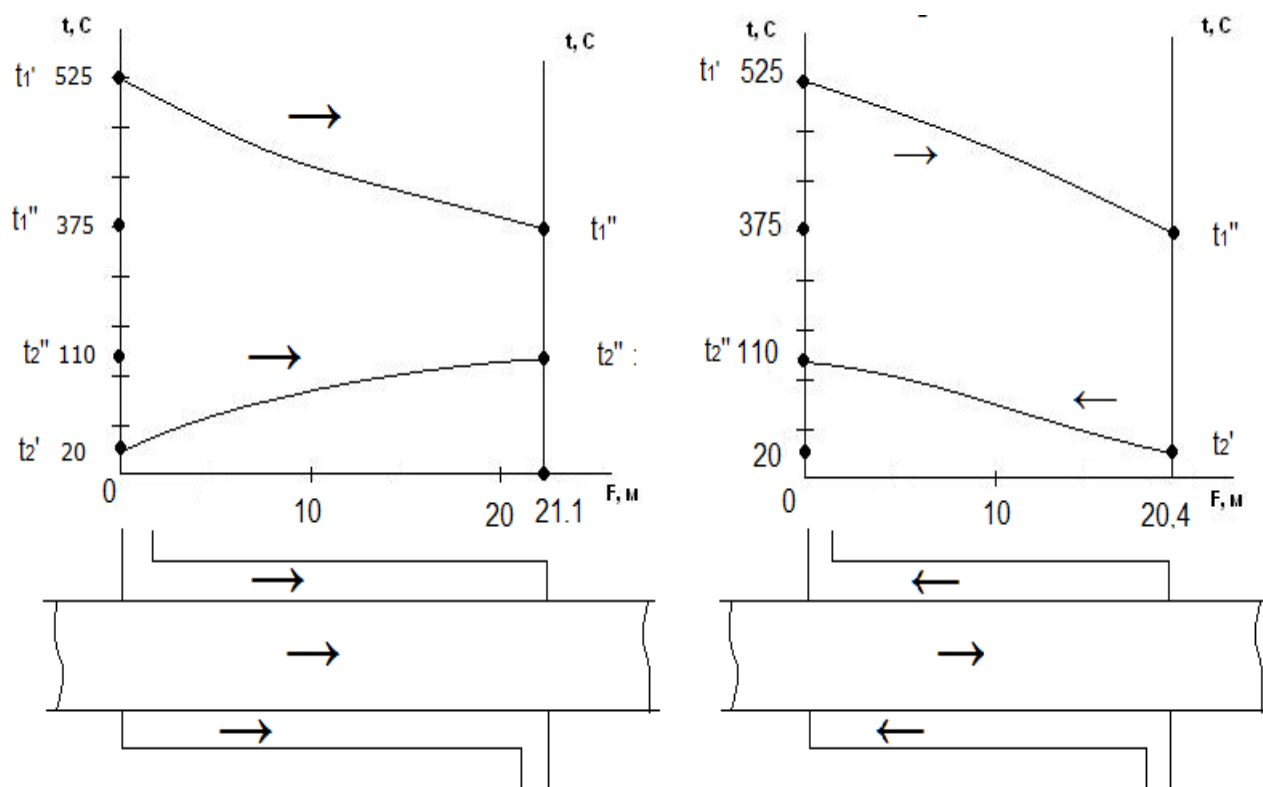


Рисунок 8 – Графики и схемы изменения температуры в теплообменном аппарате при прямоточном и противоточном движении теплоносителя

Решение:

Принимаем теплоемкость воды $c = 4,2 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$.

Тогда мощность теплообменного аппарата

$$P = c \cdot M \cdot (t_2'' - t_2') = 4200 \cdot 1,2 \cdot (110 - 25) = 428,4 \cdot 10^3 \text{ кВт.}$$

Для прямоточной схемы

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_1'' - t_2'') - (t_1' - t_2')}{\ln \frac{t_1'' - t_2''}{t_1' - t_2'}} = \frac{(225 - 110) - (375 - 25)}{\ln \frac{225 - 110}{375 - 25}} = 211,7^\circ\text{C}.$$

Потребная поверхность теплообменника

$$S = \frac{P}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{428,4 \cdot 10^3}{34 \cdot 211,7} = 59,51.$$

Для противоточной схемы

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_1'' - t_2'') - (t_1' - t_2')}{\ln \frac{t_1'' - t_2''}{t_1' - t_2'}} = \frac{(375 - 110) - (225 - 25)}{\ln \frac{375 - 110}{225 - 25}} = 171^\circ\text{C}.$$

Потребная поверхность теплообменника

$$S = \frac{P}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{428,4 \cdot 10^3}{34 \cdot 171} = 73,68 \text{ м}^2.$$

Методические указания и задание к выполнению самостоятельной работы

Самостоятельное задание должно выполняться студентом после проработки изложенного выше материала дисциплины. Студенту предлагается самостоятельно решить три задачи. В каждой задаче исходные данные выбираются из соответствующих таблиц по шифру зачётной книжки студента. При выполнении задания необходимо соблюдать следующие требования:

- 1) на первой странице тетради привести в табличной форме исходные данные для решения каждой задачи согласно шифру – номеру зачетной книжки студента;
- 2) обязательно перед решением записать условие задачи и содержание контрольного вопроса в тетрадь;
- 3) решение сопровождать кратким пояснительным текстом, в котором должно быть указано: какая величина определяется и по какой формуле, какие величины подставляются в формулу (из условия задачи, из учебника, задачника, определена ранее и т.д.);
- 4) вычисления давать в развернутом виде;
- 5) обязательно проставлять размерности всех заданных и рассчитанных величин в международной системе СИ;
- 6) графический материал должен быть выполнен четко, в масштабе и на миллиметровой бумаге, как исключение можно использовать бумагу в клеточку;
- 7) при использовании таблиц, формул и других справочных материалов, необходимо непосредственно при решении задачи указывать ссылку на литературный источник в квадратных скобках, например – [6];
- 8) после решения задачи должен быть произведен краткий анализ полученных результатов и сделаны соответствующие выводы.

Таблица 6 – Таблица выбора данных к задаче № 1 (исходные данные выбираются из таблицы по последней и предпоследней цифре зачётной книжки студента)

Последняя цифра шифра	Объёмные концентрации компонентов смеси		Предпоследняя цифра шифра	p_2 , МПа	n
	Γ_1	Γ_2			
0	0,1	0,9	0	0,43	1,2
1	0,2	0,8	1	0,40	1,3
2	0,3	0,7	2	0,35	1,5
3	0,4	0,6	3	0,33	1,6
4	0,5	0,5	4	0,31	1,7
5	0,6	0,4	5	0,47	1,1
6	0,7	0,3	6	0,54	0,5
7	0,8	0,2	7	0,57	0,8
8	0,9	0,1	8	0,62	0,7
9	0,5	0,5	9	0,66	0,6

Таблица 7 – Таблица выбора данных к задаче № 2 (исходные данные выбираются из таблицы по сумме двух последних цифр шифра зачётной книжки студента)

Вариант	0	1	2	3	4
ε	7	15	17,5	7,5	15,5
λ	4	1,8	1	3	1,6
ρ	1	1,2	2,5	1	1,3
Вариант	5	6	7	8	9
ε	18	8	16	16,5	8,5
λ	1	2	1,8	1	2,5
ρ	2	1	1,2	3	1
Вариант	10	11	12	13	14
ε	16,5	15	9	17	15,5
λ	1,7	1	3,5	1,6	1
ρ	1,4	2,7	1	1,5	3,5
Вариант	15	16	17	18	19
ε	9,5	17,5	16	10	18
λ	4	1,6	1	4	1,5
ρ	1	1,4	4	1	1,5

Таблица 8 – Таблица выбора данных к задаче № 3(исходные данные выбираются из таблицы по последней и предпоследней цифре зачётной книжки студента)

Последняя цифра шифра	$t_1', ^\circ\text{C}$	$t_1'', ^\circ\text{C}$	$t_2', ^\circ\text{C}$	$t_2'', ^\circ\text{C}$	Предпоследняя цифра шифра	$M, \text{ кг/с}$	$K, \text{ Вт/(м}^2\text{ К)}$
0	300	150	10	80	0	1,4	30
1	325	175	15	80	1	1,3	32
2	350	200	20	100	2	1,2	34
3	375	225	25	110	3	1,1	36
4	400	250	30	120	4	1,0	38
5	425	275	25	130	5	0,9	40
6	450	300	20	140	6	0,8	42
7	475	325	15	130	7	0,7	44
8	500	350	10	120	8	0,6	46
9	525	375	20	110	9	0,5	48

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература

- 1 Теплотехника [Текст] / В. Н. Луканин [и др.]. – М. : Высшая школа, 2004.
- 2 Кудинов, В. А. Техническая термодинамика [Текст] / В. А. Кудинов, Э.М. Карташов Э.М. – М. : Высшая школа, 2003.
- 3 Теплотехника / под ред. А. П. Баскакова. – М. : Энергоиздат, 1991.

Дополнительная литература

- 4 Техническая термодинамика / под ред. В. И. Крутова. – М. : Высшая школа, 1981.
- 5 Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача [Текст] / В. В. Нащокин. – М. : Высшая школа, 1980.
- 6 Рабинович, О. М. Сборник задач по технической термодинамике [Текст] / О. М. Рабинович. – М.: Машиностроение, 1973. – 344 с.
- 7 Юдаев, Б. Н. Теплопередача [Текст] / учебник для студентов машиностроительных специальностей технических вузов / Б. Н. Юдаев. – М. : Высшая школа, 1981. – 319 с.

Савельев Виктор Андреевич

ТЕПЛОТЕХНИКА

Методические указания
к выполнению самостоятельной работы
по дисциплине «Теплотехника»
для бакалавров направления 190600.62 (23.03.03)

Редактор Е.А. Могутова

Подписано в печать	Формат 60 × 84 1/16	Бумага 65г/м ²
Печать цифровая	Усл. печ. л. 1,75	Уч.-изд. л. 1,75
Заказ	Тираж 50	Не для продажи

РИЦ Курганского государственного университета.
640000, г. Курган, ул. Советская, 63/4.
Курганский государственный университет.