

РОСЖЕЛДОР
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО РГУПС)

И. Н. Жигулин, А.Б. Кууск

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Учебно-методическое пособие
к практическим занятиям

Ростов-на-Дону
2019

УДК 621.563(07) + 06

И.Н. Жигулин, Кууск, А.Б.

Техническая термодинамика: учебно-методическое пособие к практическим занятиям / И.Н. Жигулин, А.Б. Кууск ; Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2019. – 30 с. : ил. – Библиогр.: 5 назв.

Учебно-методическое пособие по дисциплине 1Б.Б.12 «Техническая термодинамика» по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника для студентов второго курса включает в себя задания на расчетно-графическую работу и методические указания к выполнению работы.

Содержание заданий соответствует ФГОС и рабочей программе по дисциплине, а учебно-методическое пособие содержит справочные данные, необходимые для выполнения курсовой работы.

Учебно-методическое пособие соответствует предъявляемым требованиям, ГОСТ 2.105–95 «Общие требования к текстовым документам» и одобрено к изданию кафедрой «Теплоэнергетика на железнодорожном транспорте» РГУПС.

Рецензенты: кандидат технических наук, доцент И.А. Эстрин (РГУПС);
доктор технических наук, профессор В.А.Финоченко (РГУПС)

СОДЕРЖАНИЕ

1 Общие методические указания к выполнению практических занятий	4
2. Основные понятия термодинамики, свойства и процессы идеальных газов	4
2.1 Основные понятия технической термодинамики (виды энергии и формы обмена энергией); термодинамическая система и параметры состояния; свойства идеальных газов (уравнение состояния идеального газа, смеси идеальных газов)	4
2.2 Первый закон термодинамики, теплоемкость, расчет количества теплоты и работы, изменения внутренней энергии и энтальпии	6
2.3 Расчет термодинамических процессов идеального газа (изохорный, изобарный, изотермный процессы)	8
3.1 Расчет термодинамических процессов реального газа (водяного пара) с использованием таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара, а также диаграмм $p - v$; $s - T$; $s - h$.	11
3.2 Расчет параметров, характеризующих состояние влажного воздуха, расчет процессов влажного воздуха с помощью диаграммы $d - H$.	12
4. Расчет процессов течения газов и паров	14
4.1 Расчет процессов истечения газов и паров из суживающегося и комбинированного сопел	14
4.2 Расчет процессов дросселирования газов и паров	16
5. Расчет циклов тепловых двигателей с газообразным рабочим телом	17
5.1 Расчет прямого цикла Карно и теоретических циклов двигателей внутреннего сгорания с изохорным и изобарным подводом теплоты	17
5.2 Расчет теоретического цикла двигателя внутреннего сгорания с комбинированным подводом теплоты, сравнение теоретических циклов двигателей внутреннего сгорания	19
5.3 Расчет теоретических циклов газотурбинных установок с изохорным и изобарным подводом теплоты	20
6. Расчет циклов паросиловых установок	21
6.1 Расчет циклов паросиловой установки (цикла Ренкина) на насыщенном и перегретом паре	21
6.2 Расчет циклов паросиловой установки (цикла Ренкина) с промежуточным перегревом пара и регенерацией теплоты.	23
7. Расчет процессов сжатия газов и паров	24
7.1 Расчет циклов поршневого компрессора при одноступенчатом и двухступенчатом повышении давления.	24
8. Расчет обратных циклов тепловых машин	26
8.1 Расчет циклов холодильных машин, исследование способов повышения эффективности обратных циклов	26
8.2 Расчет цикла теплового насоса	28
Библиографический список	29

1 Общие методические указания к выполнению практических занятий

Перед началом практического занятия необходимо внимательно изучить соответствующий раздел лекционного курса. При решении задач следует указывать, по каким формулам и в каких единицах измерений определяются рассчитываемые величины. При использовании таблиц, номограмм, эмпирических формул и других справочных материалов нужно сделать ссылку на литературный источник. Решение задач следует иллюстрировать схемами и графиками.

2. Основные понятия термодинамики, свойства и процессы идеальных газов

2.1 Основные понятия технической термодинамики (виды энергии и формы обмена энергией); термодинамическая система и параметры состояния; свойства идеальных газов (уравнение состояния идеального газа, смеси идеальных газов)

1. В сосуде, объем которого равен V , находится смесь газов, состав которой задан объемными долями: 22 % O_2 , 3 % CO_2 и 75 % N_2 . Давление смеси p и температура t . Определить массу смеси и массу азота. Определить также парциальные давления компонентов смеси.

2. Массовые доли компонентов смеси: 40 % CH_4 , 25 % H_2 , 25 % N_2 , 10 % CO_2 . Давление и температура смеси – p и t . Определить объемные доли и парциальные давления компонентов, а также объем, который будут занимать M кг смеси при заданных и при нормальных условиях.

3. В сосуде, объем которого равен V , находится газ при давлении p . Определить массу газа, которую необходимо выпустить из сосуда для того, чтобы давление в сосуде понизилось на 30 %. Температура газа в сосуде остается при этом неизменной и равной T .

Таблица 2.1 – Исходные данные к задачам 1, 2, 3

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	$V, м^3$	1,1	1,2	1,3	1,5	1,6	1,7	1,8	2,0	2,2	2,4
	$p, кПа$	550	650	700	750	800	850	900	950	500	450
	$t, ^\circ C$	10	12	13	14	15	16	17	18	19	20
2	$p, МПа$	0,22	0,24	0,26	0,28	0,32	0,30	0,35	0,37	0,38	0,34
	$t, ^\circ C$	120	140	160	180	200	220	240	250	260	280
	$M, кг$	12	14	16	18	20	22	24	25	27	300
3	$V, м^3$	0,1	0,14	0,16	0,2	0,22	0,25	0,28	0,30	0,32	34
	$p, кПа$	150	180	200	240	250	270	290	310	350	380
	$T, К$	240	220	300	330	380	400	420	440	450	350
	газ	H_2	He	N_2	CH_4	Ar	O_2	CO	CO_2	NH_3	C_2H_6

Указания к решению задач 1, 2, 3

При решении задач следует использовать абсолютное давление газа, равное сумме избыточного (манометрического) и барометрического давления. Во всех расчетах следует использовать абсолютную температуру газа. При идеальном – газовом состоянии вещества термические параметры состояния связаны между собой уравнением состояния:

$$p \cdot V = M \cdot R \cdot T, \quad (1)$$

где p – абсолютное давление; T – абсолютная температура; V – объем; M – масса; R – газовая постоянная.

При нахождении внутренней энергии, энтальпии и энтропии, а также количества подводимой (отводимой) теплоты, в термодинамических процессах обычно используется удельная теплоемкость газа. Теплоемкость газов зависит от температуры, но в приближенных теплотехнических расчетах допускается эту зависимость не учитывать. При решении задач удельные теплоемкости газов в изохорном (c_v) и изобарном процессах (c_p) можно считать независимыми от температуры и определять из соотношений:

$$c_v = R / (k - 1), \quad (2)$$

$$c_p = k \cdot R / (k - 1), \quad (3)$$

где k – показатель адиабаты.

Показатель адиабаты также следует считать независимым от температуры и принимать равным:

- $k = 1,67$ для одноатомных газов;
- $k = 1,4$ для двухатомных газов;
- $k = 1,33$ для трех- и многоатомных газов.

Для точных расчетов количество теплоты находят с помощью средних теплоемкостей, величины которых приведены в таблицах в различных учебниках и справочниках. Так как в таблицах невозможно привести значения средних теплоемкостей для всех возможных интервалов температур, то вводят понятие средней теплоемкости c_m в интервале температур от 0 °С до t °С. В этом случае расчет производят по уравнению $q = c_{m2}t_2 - c_{m1}t_1$, в котором c_{m2} – средняя массовая теплоемкость в интервале температур от 0 °С до температуры t_2 °С, а c_{m1} – средняя массовая теплоемкость в интервале от 0 °С до t_1 .

При нахождении теплоемкостей газовых смесей необходимо знать состав смеси и теплоемкости её компонентов. Если заданы массовые доли газов m_i , входящих в смесь, состоящую из n компонентов, то теплоемкость смеси $c_{см}$ находится по формуле:

$$c_{см} = \sum_{i=1}^{i=n} m_i c_i. \quad (4)$$

Если же заданы объемные доли компонентов r_i , то объемная теплоемкость смеси находится по формуле:

$$c_{см}^I = \sum_{i=1}^{i=n} r_i c_i^I. \quad (5)$$

Соотношение между массовыми (m_i) и объемными долями (r_i):

$$m_i = \frac{\mu_i \cdot r_i}{\sum \mu_i \cdot r_i}, \quad (6)$$

где μ_i – молярная масса i – го компонента смеси.

Масса смеси определяется из уравнения состояния, в которое подставляется газовая постоянная смеси:

$$R_{см} = \sum m_i \cdot R_i, \quad (7)$$

где R_i – газовая постоянная i – го компонента смеси.

Масса любого компонента смеси также может быть определена по уравнению состояния, в которое следует подставить парциальное давление компонента и его газовую постоянную. Парциальное давление компонента смеси можно рассчитать по формуле:

$$p_i = p_{см} \cdot r_i. \quad (8)$$

Плотность смеси можно определить из соотношения:

$$\rho_{см} = p_{см} / (R_{см} \cdot T_{см}). \quad (9)$$

2.2 Первый закон термодинамики, теплоемкость, расчет количества теплоты и работы, изменения внутренней энергии и энтальпии

4. В двух разобщенных между собой теплоизолированных сосудах содержатся газы: в одном – гелий, а в другом – кислород, объем обоих сосудов одинаков и равен V . Давление и температура гелия – p_1, T_1 , кислорода – p_2, T_2 . Определить давление и температуру, которые установятся после соединения сосудов и смешения газов. Теплообменом с окружающей средой пренебречь.

5. Воздух охлаждается от температуры t_1 до температуры t_2 в процессе при постоянном давлении. Определить количество теплоты, которое отводится при этом от 1 кг воздуха. Определить также изменение удельной внутренней энергии и удельную работу в процессе.

6. В сосуде, объемом V находится кислород при давлении p и температуре 10°C . Какое количество теплоты необходимо подвести, чтобы температура кислорода повысилась до 150°C ? Определить также конечное давление и изменение удельной внутренней энергии.

Таблица 2.2 – Исходные данные к задачам 4, 5, 6

№№ задач	Величины	Первая цифра шифра									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
4	p_1 , МПа	1,4	1,8	1,9	1,5	1,2	2,0	2,6	2,4	2,2	2,1
	p_2 , МПа	0,9	1,2	0,75	1,0	2,0	1,5	1,4	1,3	2,0	1,1
	T_1 , К	170	190	200	250	230	280	300	310	320	330
	T_2 , К	280	325	360	370	390	400	340	350	270	440
5	t_1 , °С	1000	900	850	800	700	750	1100	1050	1200	1150
	t_2 , °С	100	80	50	20	10	150	120	40	150	200
6	V , м ³	0,4	0,35	0,48	0,52	0,55	0,38	0,58	0,6	0,64	0,68
	p , кПа	120	140	160	180	200	220	250	280	300	320

Указания к решению задач 4, 5, 6

Если смешение химически невзаимодействующих газов происходит при условии, что суммарный объем, занимаемый газами до и после смешения остается неизменным ($V_{см} = V_1 + V_2$), то температуру смеси газов можно определить, используя условие, что внутренняя энергия смеси равна сумме внутренних энергий исходных газов:

$$U_{см} = U_1 + U_2 \quad (10)$$

Полагая с допустимой погрешностью, что при температуре $T = 0$ К внутренняя энергия всех газов равна нулю, можно рассчитать внутренние энергии по формулам:

$$U_1 = c_{v1} \cdot M_1 \cdot T_1. \quad (11)$$

$$U_2 = c_{v2} \cdot M_2 \cdot T_2. \quad (12)$$

$$U_{см} = c_{vсм} \cdot M_{см} \cdot T_{см}. \quad (13)$$

Масса смеси равна сумме масс смешивающихся газов: $M_{см} = M_1 + M_2$, массы смешивающихся газов определяются по уравнению состояния, теплоемкости газов в изохорном процессе следует находить из соотношений (4) и (5). Давление смеси можно определить по формуле:

$$p_{см} = T_{см} \cdot (R_1 \cdot M_1 + R_2 \cdot M_2) / V_{см}, \quad (14)$$

где R_1 и R_2 – газовые постоянные смешивающихся газов

Изменение удельной внутренней энергии и удельной энтропии газа во всех процессах находится по формулам:

$$\Delta u = c_v (T_2 - T_1). \quad (15)$$

Количество теплоты, подведенной или отведенной в изохорном, изобарном и политропном процессах определяется по формуле:

$$Q = M \cdot c \cdot (T_2 - T_1), \quad (16)$$

где c – теплоемкость газа в соответствующем процессе;

2.3 Расчет термодинамических процессов идеального газа (изохорный, изобарный, изотермный процессы)

7. При изотермическом сжатии $0,8 \text{ м}^3$ азота с начальными параметрами p_1 и t_1 отводится теплота Q . Определить удельную работу сжатия, давление и удельный объем газа в конце процесса, а также изменение энтропии. Теплоемкость газа принять не зависящей от температуры. Изобразить графики процесса в координатах $v - p$ и $s - T$.

8. Воздух массой M нагревается при постоянном давлении p от температуры t_1 до t_2 . Найти объем газа в начале и конце процесса, количество подведенной теплоты, совершенную работу, изменение внутренней энергии. Теплоемкость газа считать не зависящей от температуры. Изобразить графики процесса в координатах $v - p$ и $s - T$.

9. Азот расширяется при постоянном давлении таким образом, что его первоначальный объем V увеличивается в три раза. Определить конечные параметры газа, изменение внутренней энергии, количество подведенной теплоты и работу, если начальные температура и давление газа p_1, T_1 .

Таблица 2.3 – Исходные данные к задачам 7, 8, 9

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
7	M , кг	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	p , МПа	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24
	t_1 , °С	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
	t_2 , °С	150	170	190	210	230	250	270	290	310	330
8	Q , кДж	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
	p_1 , МПа	0,1	0,15	0,2	0,22	0,25	0,30	0,18	0,13	0,32	0,35
	t_1 , °С	100	110	120	130	140	150	160	150	180	190
9	V , м ³	0,05	0,07	0,09	0,10	0,13	0,15	0,17	0,19	0,21	0,23
	p_1 , МПа	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45
	T_1 , К	450	440	430	420	410	400	460	470	480	490

Указания к решению задач 7, 8, 9

Задачи составлены по разделу технической термодинамики: процессы идеальных газов. При решении задач следует использовать соотношения параметров газа, справедливые для основных термодинамических процессов:

- изохорного – $p_2/p_1 = T_2/T_1$; (17)
- изобарного – $v_2/v_1 = T_2/T_1$; (18)
- изотермного – $p_2/p_1 = v_1/v_2$; (19)

Изменение удельной внутренней энергии и удельной энтропии газа во всех процессах находится по формулам:

$$\Delta u = c_v (T_2 - T_1). \quad (20)$$

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(p_2/p_1) + c_p \cdot \ln(v_2/v_1) = c_p \cdot \ln(T_2/T_1) - R \cdot \ln(p_2/p_1). \quad (21)$$

Количество теплоты, подведенной или отведенной в изохорном, изобарном процессах определяется по формуле:

$$Q = M \cdot c \cdot (T_2 - T_1), \quad (22)$$

Количество теплоты, подведенной или отведенной в изотермном процессе, определяется по формуле:

$$Q = M \cdot R \cdot T \cdot \ln(v_2/v_1) = M \cdot R \cdot T \cdot \ln(p_1/p_2). \quad (23)$$

Величина удельной работы газа зависит от вида процесса и определяется следующим образом:

- в изохорном процессе $l = 0$; (24)

- в изобарном процессе $l = p \cdot (v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1)$; (25)

- в изотермном процессе $l = R \cdot T \cdot \ln(v_2/v_1) = R \cdot T \cdot \ln(p_1/p_2)$; (26)

2.3 Расчет термодинамических процессов идеального газа (адиабатный и политропный процессы)

10. Воздух сжимается адиабатно в цилиндре двигателя внутреннего сгорания так, что его объем уменьшается в 15 раз. Начальные параметры воздуха равны p_1 и t_1 . Определить конечные параметры воздуха, удельную работу сжатия и изменение удельной внутренней энергии. Изобразить графики процесса в координатах $v - p$ и $s - T$.

11. Азот расширяется политропно, при этом его температура уменьшается в 2,5 раза. Определить конечные параметры газа, работу, совершаемую 1 кг газа, изменение удельной внутренней энергии и теплоту, отводимую от 1 кг газа, если начальные параметры газа p_1 и t_1 , а показатель политропы – n .

12. М кг воздуха сжимается политропно от $p_1 = 0,1$ МПа до давления p_2 при этом температура его повышается от $t_1 = 20$ °С до t_2 . Определить показатель

политропы, конечный удельный объем, затраченную работу и количество отведенной теплоты.

Таблица 2. 4 – Исходные данные к задачам 10, 11, 12

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
10	p_1 , кПа	100	115	120	125	130	140	135	145	150	155
	t_1 , °С	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
11	p_1 , МПа	9,0	8,5	8,0	7,5	7,0	6,5	6,0	5,5	5,0	9,5
	t_1 , °С	1800	1700	1600	1500	1400	1300	1250	1200	1150	1100
	n	1,65	1,63	1,61	1,59	1,57	1,55	1,53	1,49	1,47	1,45
12	t_1 , °С	30	32	33	35	36	37	39	40	42	44
	t_2 , °С	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
	p_2 , МПа	1,0	1,1	1,05	1,15	1,2	1,25	1,30	1,35	1,4	1,4

Указания к решению задач 10, 11, 12

Задачи составлены по разделу технической термодинамики: процессы идеальных газов. При решении задач следует использовать соотношения параметров газа, справедливые для основных термодинамических процессов:

- адиабатного – $p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k$; $T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1}$; $T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k}$; (27)

- политропного – $p_2/p_1 = (v_1/v_2)^n$; $T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{n-1}$; $T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(n-1)/n}$, (28)

где: n – показатель политропы.

Количество теплоты, подведенной или отведенной в политропном процессе определяется по формуле:

$$Q = M \cdot c \cdot (T_2 - T_1), \quad (29)$$

где c – теплоемкость газа в политропном процессе;

Теплоемкость газа в политропном процессе рассчитывается по формуле:

$$c_n = c_v \frac{n-k}{n-1}. \quad (30)$$

Величина удельной работы газа в адиабатном и политропном процессах определяется следующим образом:

- в адиабатном процессе $l = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2)$; (31)

- в политропном процессе $l = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2)$. (32)

3. Свойства и процессы реальных газов

3.1 Расчет термодинамических процессов реального газа (водяного пара) с использованием таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара, а также диаграмм $p - v$; $s - T$; $s - h$

13. К 1 кг влажного насыщенного пара (давление пара p , степень сухости, x) подводится теплота в процессе при постоянном объеме, в результате чего пар перегревается до температуры t_2 . Определить количество подведенной теплоты, а также изменение энтальпии и внутренней энергии в процессе подвода теплоты. Решение задачи иллюстрировать диаграммой $s - h$.

14. 1 кг насыщенного водяного пара расширяется изотермно, при этом его давление понижается от p_1 до p_2 . Определить конечные параметры пара (t_2 , v_2 , s_2), количество подведенной теплоты, а также совершаемую работу и изменение внутренней энергии. Решение задачи иллюстрировать диаграммой $s - h$.

15. 1 кг перегретого пара с начальными параметрами p_1 и t_1 расширяется адиабатно. Определить конечные параметры пара (t_2 , p_2 , v_2 , s_2), количество подведенной теплоты, а также совершаемую работу и изменение внутренней энергии, при условии, что конечная степень сухости пара равна $x_2 = 0,8$. Решение задачи иллюстрировать диаграммой $s - h$.

Таблица 3.1 – Исходные данные к задачам 13, 14, 15

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
13	x_1	0,9	0,88	0,86	0,87	0,85	0,84	0,95	0,92	0,94	0,92
	p_1 , МПа	1,0	0,9	0,85	0,75	0,8	0,7	0,65	0,6	1,1	1,2
	t_2 , °С	400	420	440	480	460	500	520	530	510	540
14	p_1 , МПа	3,8	4,0	3,2	2,8	2,4	2,5	2,6	2,9	3,0	3,5
	p_2 , МПа	1,5	1,2	2,1	0,9	1,0	0,8	1,3	1,1	0,95	1,4
15	p_1 , МПа	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	9,0	8,0	7,0	6,0
	t_1 , °С	550	560	540	520	500	530	480	460	470	450

Указания к решению задач 13, 14, 15

Задачи составлены по разделу технической термодинамики: процессы реальных газов. Задачи решаются с помощью $s - h$ диаграммы водяного пара и таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара. Для решения любой из этих задач следует, используя заданные начальные параметры пара, найти точку в $s - h$ диаграмме, соответствующую этим параметрам пара. Затем построить линию процесса и определить на ней положение точки, соответствующей конечному состоянию пара. При построении линии изобарного процесса следует использовать имеющиеся на диаграмме линии изобар. При построении линии адиабатного процесса, следует помнить, что в этом процессе постоянна

энтропия, а следовательно процесс изображается отрезком вертикальной прямой. При решении задач следует использовать приведенные ниже соотношения, справедливые для процессов идеальных и реальных газов:

Изменение внутренней энергии в любом процессе определяется по следующей формуле:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - (p_2 v_2 - p_1 v_1). \quad (33)$$

Удельное количество теплоты, сообщаемое пару в основных термодинамических процессах, определяется по формулам:

- в изохорном процессе: $q = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1);$ (34)

- в изобарном процессе: $q = h_2 - h_1;$ (35)

- в изотермном процессе: $q = T(s_2 - s_1).$ (36)

Удельная работа пара в любом процессе определяется по следующей формуле:

$$l = q - \Delta u. \quad (37)$$

3.2 Расчет параметров, характеризующих состояние влажного воздуха, расчет процессов влажного воздуха с помощью диаграммы $d - H$

16. В теоретическую сушильную установку поступает влажный воздух с температурой t_1 и относительной влажностью φ_1 . В калорифере установки воздух нагревается до температуры t_2 и направляется в сушильную камеру. Относительная влажность воздуха на выходе из сушильной камеры $\varphi_3 = 100 \%$. Давление в сушильной камере равно 745 мм рт. ст. Определить количество воздуха, необходимого для испарения 1 кг влаги из высушиваемого материала, а также количество теплоты, затрачиваемой на испарение 1 кг влаги. Решение задачи иллюстрировать диаграммой $d - H$.

17. M кг влажного воздуха поступает в рекуперативный воздухоохладитель. Температура и относительная влажность воздуха на входе в воздухоохладитель – t_1 и φ_1 . В воздухоохладителе воздух охлаждается при постоянном влагосодержании до состояния насыщения ($\varphi_2 = 100 \%$). Определить парциальное давление водяного пара в начале и конце процесса охлаждения, температуру воздуха в конце процесса охлаждения, количество отводимой от воздуха теплоты (кДж/с). Решение задачи иллюстрировать диаграммой $d - H$.

Таблица 3.2 – Исходные данные к задачам 16, 17

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
16	$t_1, ^\circ\text{C}$	5	8	10	13	15	18	20	22	25	30
	$\varphi_1, \%$	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
	$t_2, ^\circ\text{C}$	140	130	120	110	105	95	90	115	80	75
17	$t_1, ^\circ\text{C}$	45	40	50	60	55	35	65	40	45	60
	$\varphi_1, \%$	50	40	60	45	60	55	55	45	30	35

Указания к решению задач 16, 17

Задачи составлены по разделу технической термодинамики: влажный воздух. Задачи решаются с помощью $d - H$ диаграммы влажного воздуха, приведенной в Приложении. Для решения этих задач следует, используя заданные начальные параметры влажного воздуха, найти точку в $d - H$ диаграмме, соответствующую начальному состоянию воздуха. Затем построить линию процесса и определить на ней положение точки, соответствующей конечному состоянию влажного воздуха. При построении линии процесса нагрева воздуха в калорифере сушильной установки и охлаждения воздуха в рекуперативном воздухоохладителе следует учитывать, что в этих процессах остается постоянным влагосодержание воздуха, то есть линия обоих процессов – вертикальная прямая. При построении линии процесса сушки, следует помнить, что в этом процессе постоянна энтальпия влажного воздуха, а следовательно процесс изображается отрезком прямой, расположенной под углом 135° к линии $d = 0$.

Удельный расход воздуха на сушку (кг/кг влаги) определяется по формуле:

$$l = 1000/(d_3 - d_2). \quad (38)$$

Удельный расход теплоты на сушку (кДж/кг влаги) определяется по формуле:

$$q = l (h_2 - h_1) \quad (39)$$

В формулах 3.35, 3.36:

- h_1 – энтальпия влажного воздуха на входе в калорифер;
- d_2 и h_2 – влагосодержание и энтальпия влажного воздуха на выходе из калорифера;
- d_3 – влагосодержание воздуха на выходе из сушиллки.

Количество теплоты, отводимое в воздухоохладителе, определяется по формуле:

$$q = h_2 - h_1. \quad (40)$$

Парциальное давление водяного пара определяется по формуле:

$$p_{\text{п}} = d \cdot p_{\text{бар}} / (d + R_{\text{возд}}/R_{\text{п}}), \quad (41)$$

где $R_{\text{возд}}$ – газовая постоянная сухого воздуха;

$R_{\text{п}}$ – газовая постоянная водяного пара;

$p_{\text{бар}}$ – барометрическое давление.

4. Расчет процессов течения газов и паров

4.1 Расчет процессов истечения газов и паров из суживающегося и комбинированного сопел

18. Азот при давлении p_1 и температуре t_1 вытекает через комбинированное сопло (сопло Лавая) в среду с давлением $p_2 = 0,12$ МПа, массовый расход азота M . Определить теоретическую скорость адиабатного истечения азота из сопла и размеры сопла Угол конусности расширяющейся части сопла принять равным 8° .

19. Кислород вытекает через суживающееся сопло, диаметр выходного отверстия которого – d_2 . Давление и температура кислорода перед соплом p_1 и t_1 , а давление на выходе из сопла $p_2 = 0,3$ МПа. Определить теоретическую скорость истечения кислорода из сопла, его массовый расход, а также температуру газа в выходном срезе сопла.

20. В резервуаре, заполненном аргоном поддерживается давление p_1 и температура t_1 . Газ вытекает через комбинированное сопло в среду с давлением $0,2$ МПа. Определить теоретическую скорость истечения и расход газа, если площадь выходного сечения сопла равна 18 мм^2 . Определить также теоретическую скорость истечения гелия и его расход, если истечение будет происходить в атмосферу. В обоих случаях считать истечение адиабатным, $p_{\text{бар}}$ принять равным $0,098$ МПа.

Таблица 4.1 – Исходные данные к задачам 18, 19, 20

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
18	p_1 , МПа	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
	t_1 , °С	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105
	M , кг/с	2,0	2,5	2,8	3,0	3,2	3,5	4,0	4,5	4,8	4,2
19	p_1 , МПа	0,5	0,45	0,4	0,48	0,42	0,52	0,54	0,38	0,39	0,55
	t_1 , °С	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
	d_2 , мм	11	10,5	9,5	8,5	9	7,5	8	11,5	12	12,5
20	p_1 , МПа	5,5	5,2	5,0	4,8	4,5	4,2	4,0	3,7	3,5	2,5
	t_1 , °С	200	190	180	170	160	150	140	130	120	110

Указания к решению задач 18, 19, 20

Задачи составлены по разделу технической термодинамики: течение газов и паров. При решении задач процессы истечения следует считать адиабатными (без теплообмена с окружающей средой). Также можно пренебречь потерями на трение. Скорость потока на входе в сопло w_1 можно принять равной нулю.

Решение задач следует начинать с определения отношения давления среды, в которую вытекает газ и давления газа перед соплом:

$$\beta = p_{cp}/p_1. \quad (42)$$

Если истечение происходит из суживающегося сопла при $\beta > \beta_{кр}$, то в выходном срезе сопла устанавливается давление среды, в которую происходит истечение: $p_2 = p_{cp}$.

Если же $\beta < \beta_{кр}$, то в выходном срезе суживающегося сопла устанавливается критическое давление: $p_2 = p_{кр} = \beta_{кр} \cdot p_1$ и достигается критическая скорость $w_{кр}$, равная местной скорости звука.

В комбинированном сопле может быть полезно реализован любой перепад давлений, при этом в наиболее узком сечении сопла устанавливается критическое давление: $p_{кр} = \beta_{кр} \cdot p_1$ и критическая скорость $w_{кр}$, равная местной скорости звука. Критический перепад давлений равен:

- $\beta_{кр} = 0,528$ для двухатомных газов;
- $\beta_{кр} = 0,487$ для одноатомных газов;
- $\beta_{кр} = 0,546$ для трех и многоатомных газов.

При перепаде давлений $\beta > \beta_{кр}$ в суживающемся сопле и при любом перепаде давлений в комбинированном сопле, теоретическая скорость адиабатного истечения может быть определена по формуле:

$$w_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (43)$$

Критическая скорость истечения определяется по формуле:

$$w_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_1}. \quad (44)$$

Массовый расход газа определяется по уравнению неразрывности:

$$M = w_2 \cdot f_2 / v_2, \quad (45)$$

где f_2 – площадь выходного сечения сопла.

Удельный объем газа в выходном сечении сопла v_2 определяется из уравнения адиабатного процесса:

$$v_2/v_1 = (p_1/p_2)^{1/k}. \quad (46)$$

Площадь минимального сечения комбинированного сопла определяется по формуле:

$$f_{мин} = M \cdot v_{кр} / w_{кр}. \quad (47)$$

Удельный объем газа в минимальном сечении сопла также определить, используя уравнение адиабатного процесса:

$$v_{кр}/v_1 = (1/\beta_{кр})^{1/k}. \quad (48)$$

Площадь выходного сечения сопла при известном расходе газа может быть определена из уравнения неразрывности (4.42). Длина расширяющейся части круглого сопла определяется по формуле:

$$l = 0,5(d_2 - d_{мин})/tg(0,5\alpha), \quad (49)$$

где α – угол конусности расширяющейся части сопла.

4.2 Расчет процессов дросселирования газов и паров

21. Давление воздуха при движении его по трубопроводу понижается вследствие наличия местных сопротивлений от начального p_1 до p_2 . Определить, как изменятся температура и энтропия при дросселировании.

22. Влажный насыщенный пар, давление которого p_1 , а степень сухости x дросселируется при протекании через вентиль. До какой величины должно понизиться давление пара в процессе дросселирования, чтобы он стал сухим насыщенным?

23. Перегретый водяной пар с давлением p_1 и температурой t_1 дросселируется в регулирующем клапане паровой турбины до давления p_2 равного $0,9 \cdot p_1$, а затем расширяется в турбине до давления p_3 . Определить снижение теоретического располагаемого теплоперепада в турбине вследствие дросселирования.

Таблица 8 – Исходные данные к задачам 21, 22, 23

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
21	p_1 , МПа	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
	p_2 , МПа	0,85	0,9	0,95	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4
22	p_1 , МПа	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
	x	0,85	0,9	0,92	0,8	0,82	0,84	0,86	0,88	0,94	0,95
23	p_1 , МПа	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	12,5	13,5	14,5	16,0
	t_1 , °С	450	480	500	520	540	560	440	510	570	580
	p_3 , кПа	5,0	6,0	4,0	7,0	8,0	10	9,0	3,5	4,5	5,5

Указания к решению задач 21, 22, 23

Задачи составлены по разделу технической термодинамики: дросселирование газов и паров. Дросселированием называется процесс

понижения давления в движущемся потоке газа или пара при прохождении его через препятствие. С достаточной точностью можно принять, что в результате дросселирования энтальпия газа или пара не изменяется. Для идеального газа это означает, что в процессе дросселирования не изменяется и его температура. Приращение энтропии при дросселировании идеального газа можно определить по формуле:

$$\Delta s = c_p \cdot \ln (T_2 / T_1) - R \cdot \ln (p_2 / p_1).$$

При дросселировании реального газа (пара) возможно как понижение, так и повышение его температуры. При расчете процесса дросселирования водяного пара необходимо использовать диаграмму $s - h$. В этой диаграмме следует построить условный процесс дросселирования, представляющий горизонтальный отрезок прямой ($h = \text{const}$) и затем определить параметры пара в конечной точке процесса.

5. Расчет циклов тепловых двигателей с газообразным рабочим телом

5.1 Расчет прямого цикла Карно, расчет теоретических циклов двигателей внутреннего сгорания с изохорным и изобарным подводом теплоты

24. 1 кг воздуха совершает цикл Карно. Максимальная температура воздуха – T_{\max} , а минимальная $T_{\min} = 300$ К, наибольшее давление равно p_{\max} , а $p_{\min} = 0,1$ МПа. Определить параметры состояния воздуха в характерных точках цикла, термический КПД, количество подведенной и отведенной теплоты.

25. Рассчитать идеальный цикл двигателя внутреннего сгорания с изобарным подводом теплоты при следующих исходных данных: рабочее тело обладает свойствами воздуха (зависимостью теплоемкости от температуры можно пренебречь); заданы характеристики цикла: степень сжатия ϵ и степень предварительного расширения ρ , а также начальные параметры цикла p_1 и t_1 . Определить параметры рабочего тела в переходных точках цикла, количество подводимой и отводимой теплоты и полезную работу (для 1 кг рабочего тела), а также термический КПД цикла. Цикл изобразить в координатах $v - p$ и $s - T$.

26. Рассчитать идеальный цикл двигателя внутреннего сгорания с изохорным подводом теплоты при следующих исходных данных: рабочее тело обладает свойствами воздуха (зависимостью теплоемкости от температуры можно пренебречь); заданы характеристики цикла: степень сжатия ϵ и степень повышения давления λ ; начальные параметры цикла p_1 и t_1 . Определить параметры рабочего тела в переходных точках цикла, количество подводимой и отводимой теплоты и работу, (для 1 кг рабочего тела) а также термический КПД цикла. Цикл изобразить в координатах $v - p$ и $s - T$.

Таблица 5.1 – Исходные данные к задачам 24, 25, 26

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
24	T_{\max} , К	600	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100
	p_{\max} , МПа	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
25	ε	13	14	15	17	19	20	22	24	16	18
	ρ	1,4	1,45	1,5	1,55	1,6	1,65	1,6	1,55	1,5	1,45
	p_1 , МПа	0,12	0,13	0,14	0,11	0,1	0,12	0,13	0,11	0,14	0,1
	t_1 , °С	23	27	20	40	35	32	37	30	24	38
26	ε	5,5	8,5	8	7,5	7	6,5	9	8,5	9,5	7,5
	λ	1,7	1,55	1,5	1,45	1,4	1,35	1,3	1,6	1,5	1,4
	p_1 , МПа	0,09	0,095	0,1	0,105	0,11	0,09	0,095	0,1	0,105	0,11
	t_1 , °С	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41

Указания к решению задач 24, 25, 26

Задачи составлены по разделу технической термодинамики: теоретические циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания. При расчетах следует полагать, что рабочее тело обладает свойствами сухого воздуха ($R = 287$ Дж/кг·К; $k = 1,4$) и теплоемкость рабочего тела не зависит от температуры. При решении задач необходимо определить параметры рабочего тела в характерных точках циклов. Для этого следует использовать уравнения адиабатных процессов сжатия и расширения, а также изобарного и изохорного процессов подвода и отвода теплоты. При расчете теоретических циклов ДВС следует использовать заданные характеристики циклов:

- степень сжатия, ε (отношение начального и конечного объемов рабочего тела в процессе адиабатного сжатия);
- степень повышения давления, λ (отношение конечного и начального давления рабочего тела в процессе изохорного подвода теплоты);
- степень предварительного расширения, ρ (отношение конечного и начального объема рабочего тела в процессе изобарного подвода теплоты).

Количество подведенной и отведенной теплоты следует определять по уравнению состояния с учетом того, что масса рабочего тела $M = 1$ кг. Работа цикла определяется по формуле:

$$l = q_1 - q_2, \quad (50)$$

где: q_1 – количество подведенной теплоты, кДж/кг;

q_2 – количество отведенной теплоты, кДж/кг.

Термический КПД цикла определяется по формуле:

$$\eta = l / q_1. \quad (51)$$

Полученное значение КПД следует сравнить с величиной термического КПД цикла ДВС, рассчитанного с использованием характеристик цикла и показателя адиабаты рабочего тела:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (52)$$

При использовании формулы 1.47 следует помнить, что для ДВС с изохорным подводом теплоты $\rho = 1$, а для ДВС с изобарным подводом теплоты $\lambda = 1$.

5.2 Расчет теоретического цикла двигателя внутреннего сгорания с комбинированным подводом теплоты, сравнение теоретических циклов двигателей внутреннего сгорания

27. Рассчитать идеальный цикл двигателя внутреннего сгорания с комбинированным подводом теплоты при следующих исходных данных. Рабочее тело обладает свойствами воздуха (зависимостью теплоемкости от температуры пренебречь); заданы характеристики цикла: степень сжатия ε , степень предварительного расширения ρ и степень повышения давления λ , а также начальные параметры цикла p_1 и t_1 . Определить параметры рабочего тела в переходных точках цикла, количество подводимой и отводимой теплоты и полезную работу (для 1 кг рабочего тела), а также термический КПД цикла. Цикл изобразить в координатах $v - p$ и $s - T$.

28. В цикле поршневого двигателя внутреннего сгорания с комбинированным подводом теплоты начальные параметры рабочего тела равны: $p_1 = 0,12$ МПа, $t_1 = 50$ °С. Общее количество теплоты, подведенное к рабочему телу в цикле, равно q_1 . Степень сжатия ε . Определить соотношение между количествами теплоты, подведенными в изохорном и изобарном процессах, если максимальное давление в цикле – p_{\max} . Рабочее тело обладает свойствами воздуха, теплоемкость считать независимой от температуры.

29. Используя исходные данные задачи 17 построить зависимость термического КПД цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания с комбинированным подводом теплоты, а также максимального давления и температуры от степени сжатия рабочего тела. Для построения графика использовать данные, полученные при $\varepsilon = 13, 16, 19, 22, 25$.

Таблица 10 – Исходные данные к задачам 27, 28, 29

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
27	ε	13	14	15	16	17	18	19	20	21	12
	λ	1,7	1,69	1,68	1,67	1,66	1,65	1,64	1,63	1,62	1,63
	ρ	1,5	1,49	1,48	1,47	1,46	1,45	1,44	1,43	1,42	1,41
	p_1 , МПа	0,11	0,105	0,1	0,095	0,11	0,105	0,1	0,095	0,09	0,105
	t_1 , °С	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32
28	q_1 , кДж/кг	1000	6,01	1200	1050	1150	1250	1300	1350	1400	1450
	p_{\max} , МПа	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0
	ε	11	12	13	14	14,5	15,0	15,5	16,0	17,0	18,0

Указания к решению задач 27, 28, 29

Использовать указания к задачам 24, 25, 26

5.3 Расчет теоретических циклов газотурбинных установок с изохорным и изобарным подводом теплоты

30. Рассчитать идеальный цикл газотурбинной установки с изобарным подводом теплоты при следующих исходных данных. Рабочее тело обладает свойствами воздуха (зависимостью теплоемкости от температуры пренебречь); начальные параметры рабочего тела p_1 и t_1 , степень повышения давления в цикле λ , температура рабочего тела в конце расширения t_4 . Определить параметры рабочего тела в переходных точках цикла, количество подводимой и отводимой теплоты и полезную работу (для 1 кг рабочего тела), а также термический КПД цикла. Цикл изобразить в координатах $v - p$ и $s - T$.

31. Газовая турбина работает по циклу с изохорным подводом теплоты (без регенерации). Известны начальные параметры рабочего тела $p_1 = 0,1$ МПа, $t_1 = 30$ °С степень повышения давления в цикле – λ и и степень предварительного расширения – ρ . Рабочее тело обладает свойствами воздуха (зависимостью теплоемкости от температуры пренебречь). Определить параметры в характерных точках цикла и термический КПД цикла. Сравнить полученное значение КПД с КПД идеального цикла поршневого двигателя с изобарным подводом теплоты при тех же исходных данных.

Таблица 11 – Исходные данные к задачам 30, 31

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
30	p_1 , МПа	0,09	0,091	0,092	0,093	0,094	0,095	0,096	0,097	0,098	0,099
	t_1 , °С	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
	λ	6,0	4,0	8,5	6,5	5,5	5,0	4,5	7,0	7,5	8,0
	t_4 , °С	245	220	290	255	240	245	250	260	270	280
31	λ	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	5,8	6,2	6,6
	ρ	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,3	1,8	1,6

Указания к решению задач 30, 31

Задачи составлены по разделу технической термодинамики: теоретические циклы газотурбинных установок. При расчете теоретического цикла ГТУ следует использовать заданную характеристику цикла – степень повышения давления в цикле, λ (отношение конечного и начального давления рабочего тела в процессе адиабатного сжатия газа в компрессоре). Количество подведенной и отведенной теплоты следует определять по уравнению состояния с учетом того, что масса рабочего тела $M = 1$ кг. Работа цикла определяется по формуле:

$$l = q_1 - q_2, \quad (53)$$

где: q_1 – количество подведенной теплоты, кДж/кг;
 q_2 – количество отведенной теплоты, кДж/кг.

Термический КПД цикла определяется по формуле:

$$\eta = l / q_1. \quad (54)$$

Полученное значение КПД следует сравнить с величиной термического КПД цикла ГТУ, рассчитанного с использованием характеристик цикла и показателя адиабаты рабочего тела. Для цикла с изобарным подводом теплоты величина КПД рассчитывается по формуле:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (55)$$

Для цикла с изохорным подводом теплоты величина КПД рассчитывается по формуле:

$$\eta_t = 1 - k \cdot (\lambda^{1/k} - 1) / (\lambda - 1) \cdot \epsilon^{k-1},$$

где $\lambda = p_2 / p_1$ – степень повышения давления; $\epsilon = v_1 / v_2$ – степень сжатия; k – показатель адиабаты.

6. Расчет циклов паросиловых установок

6.1 Расчет циклов паросиловой установки (цикла Ренкина) на насыщенном и перегретом паре

32. Сравнить термические КПД теоретических циклов паросиловых установок (цикл Ренкина), работающих при одинаковых значениях начального (p_1) и конечного (p_2) давления, если в одной из них пар на входе – влажный насыщенный ($x = 0,9$), в другой – пар сухой насыщенный, а в третьей – перегретый с температурой $t_1 = 400$ °С

33. Паровая турбина мощностью 25 МВт работает при начальных параметрах пара p_1 и t_1 . Давление в конденсаторе p_2 . В котельной установке, снабжающей турбину паром, сжигается уголь с теплотворной способностью $Q = 20$ МДж/кг. КПД котельной установки $\eta = 0,85$, температура питательной воды $t_{пв} = 100$ °С. Определить паропроизводительность котельной установки и часовой расход топлива на нее.

34. Определить абсолютный внутренний КПД паровой турбины, работающей при начальных параметрах пара p_1 и t_1 , давление в конденсаторе p_2 , если известно, что относительный индикаторный КПД – $\eta_{oi} = 0,82$.

Таблица 6.1 – Исходные данные к задачам 32, 33, 34

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
32	p_1 , МПа	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	13,0
	p_2 , кПа	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
33	p_1 , МПа	14,0	14,5	15,0	15,5	15,5	16,0	16,5	17,0	17,5	18,0
	t_1 , °С	440	460	480	500	520	530	540	550	560	570
	p_2 , кПа	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0
34	p_1 , МПа	12,5	13,0	13,5	14,0	7,0	7,5	6,5	6,0	5,0	5,5
	t_1 , °С	550	560	570	540	400	420	440	460	480	50
	p_2 , кПа	3,0	3,5	4,0	2,5	2,0	3,0	4,0	2,0	2,5	3,5

Указания к решению задач 32, 33, 34

Задачи составлены по разделу технической термодинамики: теоретические циклы паротурбинных установок, работающих по циклу Ренкина. Для решения задач необходимо использовать диаграмму $s - h$ водяного пара. В этой диаграмме следует найти точку, соответствующую начальным параметрам пара, а затем из этой точки провести линию процесса расширения пара в турбине. Т. к. теоретический процесс расширения пара – это адиабата, то линия процесса расширения представляет собой вертикальную прямую. Пересечение этой прямой с изобарой соответствующей давлению пара в конденсаторе является точкой, определяющей конечное состояние пара.

Термический КПД цикла Ренкина определяется по формуле:

$$\eta = l / q_1. \quad (56)$$

Работа цикла определяется по формуле:

$$l = h_1 - h_2, \quad (57)$$

где h_1 – энтальпия пара в начале процесса расширения пара, кДж/кг;
 h_2 – энтальпия пара в конце процесса расширения пара, кДж/кг.

Количество подведенной теплоты определяется по формуле:

$$q_1 = h_1 - c_w \cdot t_2,$$

где c_w – теплоемкость воды (в расчетах принимать 4,187 кДж/(кг·°С))

6.2 Расчет циклов паросиловой установки (цикла Ренкина) с промежуточным перегревом пара и регенерацией теплоты

35. При модернизации паросиловой установке, работающей по циклу Ренкина при начальных параметрах пара, $p_1 = 15$ МПа и t_1 , введен вторичный перегрев пара при давлении $p_{пр} = 4,0$ МПа до начальной температуры. Сравнить термические КПД циклов ПСУ без перегрева пара и с перегревом пара, если давление в конденсаторе равно p_2 .

36 Паросиловая установка работает при параметрах пара на входе: p_1, t_1 и давлении в конденсаторе – $p_2 = 5,0$ кПа. Мощность турбины 10 МВт. Для подогрева питательной воды используется отбор пара из турбины при давлении p_3 . Определить изменение удельного расхода пара (кг/кВт), удельного расхода теплоты (кДж/кВт) и КПД в сравнении с установкой, работающей без регенеративного подогрева воды.

37. В паросиловой установке, работающей по циклу Ренкина при начальных параметрах пара, $p_1 = 18$ МПа и t_1 , введен вторичный перегрев пара при давлении $p_{пр} = 4,0$ МПа до начальной температуры. Определить, как изменится влажность пара на выходе из турбины в результате введения вторичного перегрева пара, если давление в конденсаторе равно p_2 .

Таблица 13 – Исходные данные к задачам 35, 36, 37

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
35	$t_1, ^\circ\text{C}$	600	590	580	570	560	550	540	520	510	500
	$p_2, \text{кПа}$	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0
36	$p_1, \text{МПа}$	8,2	8,4	8,8	8,6	9,0	9,2	9,4	9,6	9,8	10,0
	$t_1, ^\circ\text{C}$	350	370	390	410	430	460	490	450	440	420
	$p_3, \text{МПа}$	0,5	0,6	0,55	0,52	0,58	0,48	0,45	0,42	0,4	0,38
37	$t_1, ^\circ\text{C}$	500	520	530	550	450	470	490	580	550	540
	$p_2, \text{кПа}$	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	5,8

Указания к решению задач 35, 36, 37

Задачи составлены по разделу технической термодинамики: теоретические циклы паротурбинных установок, работающих по циклу Ренкина с промежуточным перегревом пара и регенерацией теплоты. Для решения задач необходимо использовать диаграмму $s - h$ водяного пара. В этой диаграмме следует найти точку, соответствующую начальным параметрам пара, а затем из этой точки провести линию процесса расширения пара в турбине. Т. к.

теоретический процесс расширения пара – это адиабата, то линия процесса расширения представляет собой вертикальную прямую. Пересечение этой прямой с изобарой соответствующей давлению пара в промежуточном пароперегревателе является точкой, определяющей окончание первой части процесса расширения пара. Из этой точки необходимо построить изобарный процесс перегрева пара до пересечения его с изотермой, соответствующей начальной температуры. Далее строится адиабатный процесс расширения пара (вторая часть) до пресечения его с изобарой соответствующей давлению пара в конденсаторе.

Термический КПД цикла Ренкина определяется по формуле:

$$\eta = l / q_1. \quad (56)$$

Работа цикла определяется по формуле:

$$l = h_1 - h_2 + h_3 - h_4, \quad (57)$$

где h_1 – энтальпия пара в начале процесса расширения пара, кДж/кг;

h_2 – энтальпия пара конце первой части процесса расширения пара, кДж/кг.

h_3 – энтальпия пара на выходе из промежуточного пароперегревателя, кДж/кг;

h_4 – энтальпия пара конце второй части процесса расширения пара, кДж/кг.

Количество подведенной теплоты определяется по формуле:

$$q_1 = h_1 - c_w \cdot t_4 + h_3 - h_2, \quad (58)$$

где c_w – теплоемкость воды (в расчетах принимать 4,187 кДж/(кг·°С))

7. Расчет процессов сжатия газов и паров

7.1 Расчет циклов поршневого компрессора при одноступенчатом и двухступенчатом повышении давления

38. Одноступенчатый поршневой компрессор всасывает воздух при давлении p_1 и температуре t_1 и сжимает его до давления p_2 . Подача компрессора, отнесенная к нормальным условиям, V . Определить секундную работу процесса сжатия и теоретическую мощность привода компрессора для случаев изотермного, адиабатного и политропного ($n=1,25$) сжатия. Найти также температуру воздуха в конце процессов адиабатного и политропного сжатия. Процессы сжатия изобразить в координатах $v - p$ и $s - T$.

39. Двухступенчатый поршневой компрессор всасывает $12 \text{ м}^3/\text{мин}$ газа при давлении p_1 и температуре t_1 и сжимает его до конечного давления p_2 . Между ступенями установлен промежуточный холодильник, в котором газ охлаждается при постоянном давлении до начальной температуры. Определить теоретическую мощность, затрачиваемую на привод компрессора, количество теплоты, которое должно быть отведено от газа в каждой ступени и в промежуточном холодильнике, если известно, что степень повышения давления одинакова для обеих ступеней и сжатие в них происходит политропно ($n = 1,2$). Изобразить процесс сжатия в координатах $v - p$.

Таблица 14 – Исходные данные к задачам 38, 39

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
38	p_1 , МПа	0,1	0,105	0,11	0,115	0,12	0,1	0,105	0,11	0,115	0,12
	t_1 , °С	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
	p_2 , МПа	0,50	0,55	0,7	0,8	0,85	0,65	0,9	0,75	0,6	0,95
	V , $\text{м}^3/\text{ч}$	900	850	800	750	700	550	600	650	500	950
39	p_1 , МПа	0,1	0,09	0,11	0,15	0,17	0,13	0,12	0,14	0,09	0,16
	t_1 , °С	20	40	30	10	15	45	5	27	30	- 5
	p_2 , МПа	1,5	1,4	1,3	1,0	2,4	0,8	0,6	1,1	0,4	1,3
	Газ	CH_4	He	N_2	O_2	Ar	NH_3	H_2	CO_2	C_2H_6	He

Указания к решению задач 38, 39

Задачи составлены по разделу технической термодинамики: сжатие газов в поршневых компрессорах. Теоретическая работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг газа в поршневом компрессоре, зависит от процесса сжатия и может быть рассчитана по формулам:

- $l_{из} = RT_1 \ln(p_2/p_1)$ при изотермном процессе сжатия; (59)

- $l_{ад} = \frac{1}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$ при адиабатном процессе сжатия; (60)

- $l_{пол} = \frac{1}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$ при политропном сжатии. (61)

Секундная работа привода компрессора при различных процессах сжатия рассчитывается по формулам:

- $L_{из} = M \cdot l_{из}$ при изотермном процессе сжатия; (62)

- $L_{ад} = k \cdot M \cdot l_{ад}$ при адиабатном процессе сжатия; (63)

- $L_{пол} = n \cdot M \cdot l_{пол}$ при политропном сжатии. (64)

M – секундный массовый расход сжимаемого газа, определяемый по уравнению состояния.

Температуру газа в конце процесса сжатия следует определять из уравнений процесса сжатия.

Минимальная мощность привода компрессора при многоступенчатом сжатии газа обеспечивается, если выполняются следующие условия:

1. Степень повышения давления во всех ступенях одинакова.
2. Температура газа на входе в каждую ступень также одинакова.

При выполнении перечисленных условий мощность, затрачиваемая на привод каждой ступени, будет одинаковой и равной:

$$L_{cm} = \frac{n}{n-1} MRT_1 \left(\beta_{cm}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (65)$$

где β_{cm} степень повышения давления в степени, $\beta_{cm} = \sqrt[n]{p_2 / p_1}$.

Секундная работа привода компрессора при двухступенчатом сжатии:

$$L = 2L_{cm}. \quad (66)$$

Теплота, отводимая при политропном сжатии газа в ступени:

$$Q_{cm} = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1), \quad (67)$$

где T_2 – температура газа в конце процесса сжатия, $T_2 = T_1 \cdot \beta_{cm}^{\frac{n-1}{n}}$.

Теплота, отводимая от газа при изобарном охлаждении газа в промежуточном холодильнике, рассчитывается по формуле:

$$Q_{хол} = M \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1). \quad (68)$$

Общее количество отведенной теплоты рассчитывается по формуле:

$$Q = 2 \cdot Q_{cm} + Q_{хол}. \quad (69)$$

8. Расчет обратных циклов тепловых машин

8.1 Расчет циклов холодильных машин, исследование способов повышения эффективности обратных циклов.

40. В компрессор воздушной холодильной установки поступает воздух из холодильной камеры с параметрами p_1 и t_1 . Воздух сжимается в компрессоре без теплообмена с окружающей средой (адиабатно) до давления p_2 . Сжатый воздух поступает в теплообменник–охладитель, где его температура понижается до 12 °С. Охлажденный воздух направляется в расширитель, где адиабатно расширяется до первоначального давления, после чего поступает в холодильную камеру. Определить температуру воздуха за компрессором и на входе в холодильную камеру, теоретическую работу, затрачиваемую в

компрессоре на сжатие воздуха. Определить также холодопроизводительность и холодильный коэффициент установки. Сравнить эти величины с показателями холодильной установки, работающей по обратному циклу Карно в том же диапазоне температур.

41. Компрессор парокомпрессионной холодильной установки всасывает влажный насыщенный пар при температуре $t_1 = -10\text{ }^\circ\text{C}$ и степени сухости x и сжимает его адиабатно до состояния сухого насыщенного пара с температурой $t_2 = 20\text{ }^\circ\text{C}$. Из компрессора пар поступает в конденсатор, где конденсируется, отдавая теплоту охлаждающей воде. Температура воды на входе в конденсатор – $t_{в1}$, а на выходе – $t_{в2} = 18\text{ }^\circ\text{C}$. Сконденсировавшийся пар попадает в дроссельный клапан, где дросселируется до давления p_4 , а затем поступает в испаритель. В испарителе жидкая фаза рабочего тела испаряется, отбирая теплоту от рассола, который имеет на входе в испаритель температуру – $t_{р1} = -2\text{ }^\circ\text{C}$ а, на выходе из испарителя температуру – $t_{р2} = -5\text{ }^\circ\text{C}$. Определить теоретическую мощность компрессора, а также часовые расходы рабочего тела, рассола и охлаждающей воды, если холодопроизводительность установки – $Q_{хк} = 200\text{ кВт}$.

Таблица 8.1 – Исходные данные к задачам 40, 41

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
40	p_1 , кПа	90	92	94	96	98	100	102	104	95	105
	t_1 , $^\circ\text{C}$	-12	-10	-8	-6	-4	-11	-13	-9	-7	-5
	p_2 , кПа	400	450	480	500	530	550	570	590	610	630
41	x	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,9	0,89	0,88	0,9	0,93
	p_4 , кПа	260	270	250	240	230	220	210	200	180	190
	$t_{в1}$, $^\circ\text{C}$	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

Указания к решению задач 40, 41

Задачи составлены по разделу технической термодинамики: холодильные циклы. Полезным эффектом холодильного цикла является количество теплоты, $Q_{хк}$, которое отводится рабочим телом холодильной машины из холодильной камеры, имеющей температуру $T_{хк}$ меньше, чем температура окружающей среды T_0 . Это количество теплоты называется холодопроизводительностью холодильной машины. При этом в окружающую среду передается энергия, равная сумме холодопроизводительности и затраченной работе - $Q = Q_{хк} + L$. Для характеристики эффективности холодильного цикла используется холодильный коэффициент, который равен отношению холодопроизводительности к работе цикла:

$$\varepsilon_x = Q_{хк} / L. \quad (70)$$

Наибольшее значение холодильного коэффициента в заданном интервале температур $T_{\text{хк}}$ и T_0 имеет равновесный обратный цикл Карно. Величина обратного цикла Карно определяется по формуле:

$$\varepsilon_x = T_{\text{хк}} / (T_0 - T_{\text{хк}}). \quad (71)$$

Для воздушной холодильной машины с адиабатным сжатием воздуха от p_1 до p_2 величина холодильного коэффициента может быть определена по формуле:

$$\varepsilon_x = 1 / [(p_2 / p_1)^{(k-1)/k} - 1]. \quad (72)$$

Для парокомпрессионной холодильной машины величина холодильного коэффициента определяется по формуле:

$$\varepsilon_x = (h_1 - h_5) / (h_2 - h_1), \quad (72)$$

где h_1 – энтальпия хладагента на входе в компрессор; h_2 – энтальпия хладагента на выходе из компрессора; h_1 – энтальпия хладагента на входе в холодильную камеру.

8.2 Расчет цикла теплового насоса, исследование способов повышения эффективности обратных циклов.

42 Для отопления жилого дома используется тепловой насос, работающий по циклу Карно. В качестве источника теплоты используется атмосферный воздух. Сравнить электрическую мощность, потребляемую тепловым насосом на отопление дома с электрической мощностью используемого для этих же целей электрокамина при температурах наружного воздуха 0°C и -25°C . Теплотери дома равны q_1 при температуре наружного воздуха 0°C и q_2 при температуре -25°C . Температура воздуха в доме – $t_{\text{в}}$.

43. Теплонасосная установка, предназначенная для отопления помещения общественного назначения, использует в качестве источника теплоты морскую воду. При расчетном режиме работы установки температура кипения хладагента в испарителе, обогреваемом морской водой с температурой 8°C , равна 0°C . Температура конденсации хладагента в конденсаторе равна 30°C при температуре воздуха в помещении 20°C . Электрическая мощность привода установки N , а величина отопительного коэффициента равна $\eta_{\text{от}}$. Определить мощность теплового потока, передаваемого в помещение. Как изменится тепловая мощность установки, если она будет работать по обратному циклу Карно при тех же температурах хладагента в испарителе и конденсаторе? Как изменится величина отопительного коэффициента, если температурные

напоры, обеспечивающие перенос теплоты в теплообменниках теплонасосной установки, работающей по обратному циклу Карно?

Таблица 15 – Исходные данные к задачам 42, 43

№№ задач	Величины	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
42	t_b , °С	18	19	20	21	22	23	24	25	19	20
	q_1 , кВт	45	48	50	53	55	58	60	63	52	54
	q_1 , кВт	110	125	132	135	145	155	165	175	128	133
43	N , кВт	40	42	44	46	48	50	52	54	56	60
	$\eta_{от}$	2,8	2,7	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6

Указания к решению задач 42, 43

Задачи составлены по разделу технической термодинамики: циклы тепловых насосов. Тепловым насосом называется машина, работающая по обратному термодинамическому циклу и предназначенная для передачи теплоты более нагретому телу от менее нагретого тела. Полезный эффект – это теплота, передаваемая на более высокий температурный уровень. Источником теплоты обычно является окружающая среда (воздух, вода, грунт и т. д.). Эффективность цикла теплового насоса характеризуется величиной отопительного коэффициента, представляющего собой отношение теплоты, переданной в отапливаемое помещение, к работе цикла. Для равновесного обратного цикла Карно величина отопительного коэффициента определяется по формуле:

$$\eta_{от} = 1/(1 - T_0/T_{пом}), \quad (73)$$

где T_0 – температура наружного воздуха; $T_{пом}$ – температура в помещении, куда передается теплота.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1	Кудинов В.А. Техническая термодинамика и теплопередача : учеб. для бакалавров/ В. А. Кудинов, Э. М. Карташов, Е. В. Стефанюк. -2-е изд., перераб. и доп.. -М.: Юрайт, 2013
2	Минаев Б. Н. Теплоэнергетика железнодорожного транспорта : учеб. пособие для вузов в 4 ч, Ч. 1 : Инженерные основы теплотехники/ Б. Н. Минаев; Учеб.-метод. центр по образованию на ж.-д. трансп.. -М., 2013
3	Кудинов В.А. Техническая термодинамика и теплопередача : учеб. для бакалавров/ В. А. Кудинов, Э. М. Карташов, Е. В. Стефанюк. -2-е изд., перераб. и доп.. -М.: Юрайт
4	Круглов, Г.А. Теплотехника / Г.А. Круглов, Р.И. Булгакова, Е.С. Круглова. – М., 2012. – 208 с.
5	Карминский В.Д. Техническая термодинамика и теплопередача: М, Изд-во Маршрут, 2006.

Учебное издание

Жигулин Игорь Николаевич, Кууск Анатолий Борисович

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Учебно-методическое пособие
к практическим занятиям

Редактор

Корректор

Печатается в авторской редакции
Технический редактор

Подписано в печать Формат 60×84/16.

Бумага газетная. Ризография. Усл. печ. л.

Тираж экз. Изд. № . Заказ .

Редакционно-издательский центр ФГБОУ ВО РГУПС.

Адрес университета: 344038, г. Ростов н/Д, пл. Ростовского Стрелкового
Полка Народного Ополчения, 2.

© Жигулин И.Н., Кууск А.Б. 2017

© ФГБОУ ВО РГУПС, 2017