

# 3070

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ»

# Решения задач размещены на сайте [zadachi24.ru](http://zadachi24.ru)

Кафедра физики и экологической теплофизики

## МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению контрольных работ по дисциплине

«Термодинамика и теплопередача»

для студентов специальностей 190109.65 – Наземные транспортно-технологические  
средства, 190300.65 – Подвижной состав железных дорог  
заочной формы обучения

Составители: В.Т. Волов  
Е.В. Вилякина  
Г.П. Токарев  
Д.Б. Волов  
Л.Е. Жмур  
Х.Д. Ламажапов  
В.В. Савичев

Самара  
2012

Методические указания к выполнению контрольных работ по дисциплине «Термодинамика и теплопередача» для студентов специальностей 190109.65 – Наземные транспортно-технологические средства, 190300.65 – Подвижной состав железных дорог заочной формы обучения / составители : В.Т. Волов, Е.В. Вилякина, Г.П. Токарев, Д.Б. Волов, Л.Е. Жмур, Х.Д. Ламажапов, В.В. Савичев. – Самара : СамГУПС, 2012. – 32 с.

Утверждены на заседании кафедры 3 мая 2012 г., протокол №6.

Печатаются по решению редакционно-издательского совета университета.

Методические указания предназначены для выполнения контрольных работ по дисциплине «Термодинамика и теплопередача» в плане самостоятельной работы студентов заочного обучения специальностей 190109.65 – Наземные транспортно-технологические средства, 190300.65 – Подвижной состав железных дорог специальностей.

Составители: В.Т. Волов

Е.В. Вилякина

Г.П. Токарев

Д.Б. Волов

Л.Е. Жмур

Х.Д. Ламажапов

В.В. Савичев

Рецензенты: д.т.н., профессор кафедры «Теплотехника и тепловые двигатели» СГАУ

В.В. Бирюк;

д.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Вагоны» СамГУПС А.Н. Балалаев

Под общей редакцией д.т.н., д.п.н., профессора Волова В.Т.

Подписано в печать 07.08.2012. Формат 60х90 1/16.

Усл. печ. л. 2,0. Тираж 150 экз. Заказ 214.

## ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ

Методические указания предназначены для закрепления студентами материала дисциплины «Термодинамика и теплопередача».

При выполнении контрольной работы студент должен сначала письменно ответить на контрольные вопросы, а затем решить соответствующие задачи (контрольные вопросы и условия задач должны быть переписаны в пояснительную записку).

При подготовке к зачету студенту рекомендуется проработать все контрольные вопросы и задачи, предложенные в заданиях.

Ответы на контрольные вопросы должны быть краткими. Их необходимо сопровождать формулами, графиками, схемами и эскизами конструкций. При решении задач студент указывает, по какой формуле и в каких единицах измерения определяются величины, откуда взяты подставленные в формулу значения (если они не содержатся в условии задачи). Результаты решения сводятся в таблицу.

При использовании таблиц, номограмм, эмпирических формул и других справочных материалов надо сделать ссылку на литературный источник.

Вычисления всех величин проводятся в развернутом виде. Если подставляемая в формулу величина определяется по какой-либо расчетной зависимости, это промежуточное вычисление подробно записывается. Обозначения величин и терминология в пояснительной записке должны соответствовать принятым в учебниках.

Решения задач нужно иллюстрировать схемами и графиками, тщательно выполненными в пояснительной записке. Пояснительная записка должна иметь поля для заметок рецензента. На графиках необходимо показать все нужные числовые данные (значения давления, температуры и пр.). При решении задач числовые расчеты нужно выполнять в единицах системы СИ.

Все отмеченные рецензентом ошибки должны быть исправлены, а сделанные указания должны быть выполнены. Исправлять ошибки следует отдельно по каждой задаче на чистой стороне листа.

Работа может быть зачтена только в том случае, если она не содержит принципиальных и грубых арифметических ошибок. Арифметические ошибки, вызванные несоблюдением единства размерностей или какой-либо небрежностью при расчете, будут оценены наравне с принципиальными ошибками методического характера.

## ЗАДАНИЕ НА КОНТРОЛЬНУЮ РАБОТУ

Студент выбирает контрольные вопросы и задачи из таблицы 1, а числовые данные к задачам по предпоследней цифре шифра из таблицы 2.

*Таблица 1*

Последняя цифра шифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Номера контрольных вопросов	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11
Номера контрольных задач	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60

*Таблица 2*

### Числовые данные к задачам контрольной работы

№ п/п	Величины	Предпоследняя цифра шифра									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	$p$ , МПа	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,7	0,8	0,9	1
	$t$ , °С	0	5	10	15	20	25	20	15	10	5
2	$V$ , м <sup>3</sup>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	$t_1$ , °С	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
	$t_2$ , °С	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800
3	$t_1$ , °С	100	150	200	250	300	350	400	450	500	100
	$t_2$ , °С	400	500	600	700	800	900	1000	900	800	700
4	$p$ , МПа	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
	$t$ , °С	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	500
5	$m_{CO_2}$ , %	18	14	10	17	10	15	12	16	13	18
	$m_{H_2O}$ , %	1	15	6	5	4	7	14	7	12	10
	$m_{N_2}$ , %	65	45	76	70	80	60	47	62	54	46
	$m_{O_2}$ , %	16	26	8	8	6	18	27	15	21	26
	$V$ , м <sup>3</sup>	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	$p$ , МПа	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	$t$ , °С	200	300	400	500	600	600	500	400	300	200

№ п/п	Величины	Предпоследняя цифра шифра									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
6	$\varepsilon$	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	$G$ , кг	20	19	18	17	16	15	14	13	12	10
	$p_l$ , МПа	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
7	$t_l$ , °С	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500
	$t_2$ , °С	230	235	240	245	250	260	270	280	290	300
8	$p$ , кПа	90	92	94	96	98	100	102	104	106	108
	$t_l$ , °С	107	112	117	120	122	125	130	132	137	140
9	$\Delta U$ , кДж	8	7,6	7	6	5	2	4,8	4	7	6
	$p_l$ , МПа	10	9	8	7	6	5	6	7	8	9
	$t_l$ , °С	450	427	400	377	327	200	477	427	400	400
10	$p_l$ , МПа	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
11	$p$ , МПа	2	3	4	5	6	7	8	9	10	5
	$q$ , кДж/кг	240	250	270	300	350	400	440	510	570	600
	$t$ , °С	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480
12	$p_l$ , МПа	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,5	2	3	5
	$\chi_l$	0,86	0,87	0,88	0,89	0,9	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95
	$p_2$ , МПа	0,1	0,2	0,3	0,4	0,3	0,2	0,5	0,6	0,8	1
13	$t_l$ , °С	99,6	111,4	120,3	127,4	133,5	143,6	147,9	151,8	158,8	165
	$\chi_l$	0,95	0,90	0,92	0,97	0,99	0,91	0,91	0,94	0,94	0,93
14	$G$ , кг	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2
	$V_1$ , м <sup>3</sup>	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	0,3	0,32	0,34	0,36	0,4
	$V_2$ , м <sup>3</sup>	1	1,7	2,4	3,2	4,9	2,4	3,2	4,2	7,2	10
15	$S$ , кДж/кг	6,0	6,1	6,2	6,3	6,4	6,5	6,6	6,7	6,8	6,9
	$l-\chi$	0,19	0,07	0,12	0,07	0,16	0,08	0,07	0,03	0,09	0,05
	$\varepsilon$	15	5	10	5	20	10	10	10	10	10
16	$t_l$ , °С	270	440	290	320	400	300	420	310	420	330
	$S_l$ , кДж/кг	7,7	8,2	7,4	7,5	7,7	8,0	7,3	7,5	6,7	7,3
17	$p_l$ , МПа	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,9
	$t_l$ , °С	127	117	107	97	87	97	107	117	127	137
	$G$ , кг	0,4	0,6	0,8	1	1,5	2	2,5	0,3	0,35	0,4
18	$f_2$ , мм <sup>2</sup>	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
	$p_l$ , кПа	1000	950	900	850	800	750	700	750	800	850
	$p_2$ , кПа	700	700	650	650	650	600	500	500	500	450
19	$p_l$ , МПа	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,1
	$t_l$ , °С	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
20	$p_l$ , бар	1,3	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
	$t_l$ , °С	300	320	340	360	380	400	420	430	440	450
21	$p_{max}$ , МПа	3	2,4	4,2	2,8	5,4	6	7,2	7,5	8	10
	$p_{min}$ , МПа	0,1	0,1	0,14	0,16	0,18	0,12	0,14	0,15	0,16	0,18
	$t_{max}$ , °С	330	400	450	500	550	600	650	700	750	800
	$t_{min}$ , °С	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100

№ п/п	Величины	Предпоследняя цифра шифра									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
22	$p_2$ , МПа	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	1	1,1	1,2	1,3
	$\lambda$	3,3	3,2	3,1	3	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,5
23	$\varepsilon$	12	13	14	15	16	15,5	14,5	13,5	12,5	13,5
	$q_l$ , кДж/кг	1000	950	900	850	800	900	950	1000	1050	1100
24	$\varepsilon$	10	9	10	11	12	13	14	12	10	15
	$q_v$ , кДж/кг	600	560	520	500	480	460	440	500	600	400
	$q_p$ , кДж/кг	300	280	260	250	240	230	220	250	300	280
25	$\lambda$	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5	5,2	5,4	5,6	5,8
	$t_4$ , °С	480	460	450	440	430	420	410	400	390	390
26	$V$ , м <sup>3</sup> /с	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,1	0,15	0,16	0,18	0,2
	$p_2$ , МПа	0,5	0,6	0,7	0,8	0,7	0,6	0,5	0,8	0,7	0,6
27	$V$ , м <sup>3</sup> /с	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
	$p_2$ , МПа	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45
28	$p_l$ , бар	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120
29	$p_l$ , МПа	10	9	8	7	6	5	5	5	5	5
	$t_l$ , °С	600	580	560	540	520	500	480	460	450	440
	$p_2$ , МПа	8	6	4	3	2	2	2,5	3	3,5	2
30	$p_l$ , МПа	14	13	12	11	10	9	10	11	12	13
	$t_l$ , °С	560	540	520	500	480	450	560	540	480	500
31	$\delta$ , мм	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
	$t_1^{cm}$ , °С	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
	$t_2^{cm}$ , °С	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10
32	$t_H$ , °С	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
	$t_B$ , °С	1	2	3	4	0	-1	-2	-3	-4	-5
	$q$ , Вт/м <sup>2</sup>	8,5	9,0	9,5	10,6	13,0	14,5	16,0	17,5	19,0	20,5
33	$t_1$ , °С	300	350	400	450	500	550	575	600	625	650
	$\alpha_l$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	65	60	55	60	45	40	42	38	35	32
34	$t_3^{cm}$ , °С	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58
	$t_2$ , °С	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
35	$t_1^{cm}$ , °С	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21
	$t_3^{cm}$ , °С	-9	-78	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0
36	$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	0,80	0,90	0,94	1,00	1,20	1,24	1,30	1,34	1,40	1,44
	$\alpha_l$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	6,9	7,2	7,6	8,0	9,6	10,0	10,4	10,8	11,2	12,8
37	$t_1^{cm}$ , °С	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	$\delta_{cm}$ , м	0,37	0,41	0,40	0,50	0,39	0,42	0,48	0,61	0,70	0,92
	$\lambda_{cm}$ , Вт/(м·К)	1,10	1,04	0,87	0,92	0,58	0,50	0,44	0,40	0,30	0,19

№ п/п	Величины	Предпоследняя цифра шифра									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
38	$\alpha_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	35	40	45	50	55	60	60	70	75	80
	$\alpha_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	1500	1600	1700	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000
39	$d_l$ , мм	250	240	230	220	210	200	190	180	170	160
	$\delta_2$ , мм	150	140	130	120	110	100	90	80	70	60
	$t_1$ , °С	450	440	430	420	410	400	350	300	250	200
40	$\lambda_2$ , Вт/(м·К)	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14
	$\delta_2$ , мм	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
41	$t_1^{cm}$ , °С	150	200	250	275	300	325	350	400	450	500
	$d_2$ , мм	250	275	300	325	350	400	450	500	550	600
42	$\alpha_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	0,20	0,25	0,30	0,3	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
	$\alpha_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
43	$d_l$ , мм	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
	$t_1^{cm}$ , °С	130	132	135	137	140	142	145	147	150	155
44	$t_6$ , °С	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
	$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11
	$\lambda$ , Вт/(м·К)	0,25	0,24	0,23	0,22	0,21	0,20	0,18	0,17	0,16	0,15
45	$I$ , А	235	230	225	220	215	210	205	200	195	190
	$t_6$ , °С	0	5	10	15	20	25	30	32	35	40
46	$t_{cm}$ , °С	400	425	450	475	500	525	550	575	600	625
	$\epsilon$	0,28	0,26	0,24	0,22	0,2	0,18	0,16	0,14	0,12	0,1
47	$t_{cm}$ , °С	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
	$\epsilon$	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45
	$\alpha_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
48	$t_{cm}$ , °С	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
	$W$ , кВт	0,10	0,15	0,18	0,25	0,35	0,4	0,55	0,6	0,75	1
	$\alpha_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	9	9,5	10	11	11,5	12	12,5	13	14	15
49	$\epsilon_1$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,8
	$\epsilon_2$	0,85	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,15
	$t_2$ , °С	1027	977	927	877	827	777	727	677	627	527
	$t_1$ , °С	527	477	427	377	327	277	227	177	127	77
50	$t_{cm}$ , °С	300	290	280	270	260	250	240	230	220	210
	$\epsilon_2$	0,30	0,28	0,26	0,25	0,24	0,22	0,20	0,16	0,12	0,10
51	$t_1^{cm}$ , °С	400	420	450	480	500	520	540	560	580	600
	$d_2$ , мм	300	280	260	240	220	200	190	180	170	160
	$\epsilon_3$	0,30	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,18	0,15	0,12	0,10

№ п/п	Величины	Предпоследняя цифра шифра									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
52	$d$ , м	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,38	0,32	0,28	0,22	0,18
	$q_c$ , кВт/м	3,90	5,70	7,82	10,3	13,0	14,3	12,4	11,8	10,1	8,78
	$\epsilon$	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
53	$t_1^{cm}$ , °C	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250
	$\epsilon$	0,60	0,62	0,64	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80
54	$t'_w$ , °C	20	25	28	30	32	34	35	10	12	15
	$k_l$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	170	180	190	200	210	220	230	150	160	170
55	$t'_g$ , °C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15
56	$t'_w$ , °C	66	67	68	39	70	71	72	73	74	75
	$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40	1,45
57	$G_6$ , кг/с	1,1	1,2	1,30	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
	$t'_w$ , °C	38	36	34	32	30	28	26	24	22	20
58	$t'_1$ , °C	40	42	44	46	18	50	52	56	58	60
	$t''_2$ , °C	26	30	32	36	38	40	42	44	46	50
	$G_l$ , кг/с	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
59	$t'_w$ , °C	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
	$t''_w$ , °C	21	23	24	25	27	29	30	31	32	33
	$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	220	240	280	250	230	270	240	290	260	300
60	$Q$ , кДж/с	20	25	30	35	40	45	42	37	33	28
	$t_g$ , °C	23	25	28	34	36	37	35	33	29	24

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое истинная и средняя теплоемкости? Почему теплоемкость при постоянном давлении больше, чем теплоемкость при постоянном объеме? На какую величину массовая теплоемкость при постоянном давлении больше теплоемкости при постоянном объеме? Чему равно отношение этих теплоемкостей для различных газов?

2. Напишите выражения, по которым определяются изменения внутренней энергии, энтальпии и энтропии идеального газа в термодинамическом процессе. Почему изменения этих величин не зависят от вида процесса? Как вычисляется работа в термодинамическом процессе? Функцией чего она является?

3. Перечислите основные термодинамические процессы. Напишите для каждого из этих процессов аналитическое выражение первого закона термодинамики. Покажите, что в изобарном процессе изменения состояния рабочего тела подведенная теплота равна изменению его энтальпии.



4. Что называется термическим КПД прямого кругового процесса (цикла)? Напишите выражение этой величины для цикла Карно и любого обратимого цикла. Покажите, что в обратимом цикле Карно работа идеального газа в процессе адиабатного сжатия равна работе расширения по абсолютной величине.

5. В чем состоит сущность второго закона термодинамики? Напишите аналитическое выражение этого закона.

6. Что называется насыщенным и перегретым паром? Как можно, пользуясь таблицами и формулами, определить удельный объем, энтальпию и энтропию влажного насыщенного пара? Изобразите на  $i-S$  диаграмме основные термодинамические процессы водяного пара. Дайте при этом необходимые пояснения.

7. Что называется влажным воздухом? Изобразите  $i-d$  диаграмму влажного воздуха и опишите ее.

8. Как влияет степень сжатия на термический КПД идеальных циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС)? Какие факторы ограничивают значение этой величины у реальных ДВС?

9. Опишите процессы идеального цикла газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном давлении. От каких величин зависит термический КПД этого цикла?

10. Какое влияние оказывают начальные и конечные параметры пара на термический КПД основного цикла паросиловых установок (цикла Ренкина)?

11. Дать определение коэффициента теплопроводности, теплоотдачи и теплопередачи. Напишите выражение для удельного теплового потока через плоскую стенку, пользуясь этими коэффициентами.

12. Что такое термическое сопротивление и как оно определяется для плоской и цилиндрической многослойных стенок? Для какого случая допустимо рассматривать цилиндрическую стенку как плоскую?

13. Поясните основные факторы, влияющие на интенсивность конвективного теплообмена при вынужденном и свободном движении жидкости.

14. Какова роль ламинарного пограничного подслоя в процессе конвективного теплообмена при турбулентном течении жидкости около стенки?

15. В чем сущность подобия физических процессов? Назовите определяемые и определяющие критерии подобия для процессов конвективного теплообмена при вынужденном и свободном движениях теплоносителя.

16. Дайте определение рекуперативного, регенеративного и смешительного теплообменников. Укажите основные преимущества и недостатки противоточной и прямоточной схем движения теплоносителей в теплообменных аппаратах.

17. Напишите основные расчетные уравнения, используемые в тепловых расчетах теплообменных аппаратов. Что такое средний температурный напор и как он определяется для различных схем движения теплоносителей?

18. В чем сущность закона, устанавливающего связь между излучательной и поглощательной способностью тела?

19. В чем особенности излучения и поглощения лучистой энергии газами?

20. Каково влияние степени черноты экрана, помещенного между двумя параллельными поверхностями, на интенсивность лучистого теплообмена между ними?

## ЗАДАЧИ

1. Анализ продуктов сгорания показал следующий объемный состав, %:  $\text{CO}_2$  – 12,2;  $\text{O}_2$  – 7,1;  $\text{CO}$  – 0,4;  $\text{N}_2$  – 80,3. Определить массовый состав входящих в смесь газов, газовую постоянную, удельный объем, плотность смеси при абсолютном давлении  $p$  и температуре  $t$ . Определить также парциальные давления компонентов смеси.

2. Найти затрату теплоты на нагревание объема воздуха  $V$ ,  $\text{м}^3$ , при постоянном давлении 750 мм рт. ст., если начальная температура воздуха  $t_1$ , а конечная –  $t_2$ . Определить объем воздуха в конце процесса нагревания. Процесс изменения состояния воздуха изобразить в  $p - V$  и  $T - S$  координатах. Для объемной средней теплоемкости воздуха при нормальных физических условиях принять линейную зависимость,  $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ :

$$c'_{pm} = 1,2866 + 0,00012 \cdot t.$$

3. Определить газовую постоянную, среднюю (кажущуюся) молекулярную массу смеси идеальных газов, если ее массовый состав следующий, %:  $\text{CO}_2$  – 18;  $\text{O}_2$  – 12 и  $\text{N}_2$  – 70. Определить также удельный объем и плотность смеси при абсолютном давлении  $p_1 = 0,1$  МПа и температуре  $t_1$ . Найти среднюю массовую теплоемкость смеси при постоянном давлении в интервале температур  $t_1$  и  $t_2$ .

4. Определить объемный состав смеси идеальных газов, заданной в массовых долях (см. задачу 3), парциальные давления ее компонентов при абсолютном давлении смеси  $p$ , а также средние изобарные мольную и объемную теплоемкости смеси в интервале температур от  $0^\circ\text{C}$  до  $t$ .

5. Смесь идеальных газов заданного массового состава занимает объем  $V$  при постоянном абсолютном давлении  $p$  и температуре  $t$ . Требуется определить газовую постоянную смеси, среднюю молекулярную массу, массу смеси, а также среднюю мольную, объемную и массовую теплоемкости смеси (при  $p = \text{const}$ ) для интервала температур  $0 - t$ .

6. Смесь идеальных газов заданного массового состава (см. задачу 5) расширяется при постоянной температуре  $t = 127^\circ\text{C}$  так, что отношение конечного объема к начальному равно  $\epsilon$ . Определить газовую постоянную, конечные параметры смеси  $p_2$  и  $V_2$ , работу расширения, количество теплоты и изменение удельной энтропии в процессе. Для смеси задана масса  $G$  и начальное давление  $p_1$ . Процесс изобразить в  $p-V$  и  $T-S$  диаграммах.

7. Требуется определить количество теплоты, отдаваемое каждым килограммом отработавших газов дизеля в утилизационном котле, где газы при постоянном давлении охлаждаются от температуры  $t_1$  до  $t_2$ . Объемный состав отработавших газов:  $r_{CO} = 0,08$ ;  $r_{HO} = 0,06$ ;  $r_O = 0,10$ ;  $r_N = 0,76$ .

8. До какого давления надо сжать воздух в политропном процессе со средним показателем  $n = 1,3$  в цилиндре двигателя внутреннего сгорания (дизеля) при начальном абсолютном давлении  $p_1$  и температуре  $t_1$ , чтобы достигнуть температуры воспламенения топлива  $650^\circ\text{C}$ ? Определить также работу, затрачиваемую на сжатие, и количество отводимой теплоты, отнесенных к 1 кг воздуха. Теплоемкость воздуха считать не зависящей от температуры.

9. Начальные параметры 1 м<sup>3</sup> азота  $p_1$  и  $t_1$ . Определить конечные параметры газа ( $V_2, p_2, t_2$ ), если в процессе адиабатного расширения газа его внутренняя энергия уменьшилась на  $\Delta U$ , кДж. Определить также удельное значение изменения энтальпии газа в процессе. Теплоемкость азота принять не зависящей от температуры.

10. Воздух, имея начальную температуру  $t_1 = 27^\circ\text{C}$  и абсолютное давление  $p_1$ , изотермически расширяется до давления  $p_2 = 0,1$  МПа, а затем нагревается в изохорном процессе до тех пор, пока давление не станет равным  $p_1$ . Требуется определить удельный объем воздуха в конце изохорного подвода теплоты, а также изменения удельных значений внутренней энергии, энтальпии и энтропии в изохорном процессе. Теплоемкость воздуха считать не зависящей от температуры. Изобразить процессы в  $p$ - $v$  и  $T$ - $S$  диаграммах.

11. В пароперегревателе котельного агрегата за счет подведенной теплоты  $q$  к 1 кг водяного пара при постоянном давлении  $p$  температура пара повысилась до значения  $t$ . Определить постоянные пара и его параметры до пароперегревателя (температуру, удельный объем, энтальпию, внутреннюю энергию и энтропию). Решение задачи иллюстрировать  $i$ - $S$  диаграммой.

12. Влажный водяной пар массой 1 кг изотермически расширяется от состояния с параметрами  $p_1$  и  $\chi_1$  до давления  $p_2$ . Определить конечные параметры ( $v_2, i_2, S_2$ ), а также изменения внутренней энергии, энтропии, количество подведенной теплоты и работу пара в процессе. Решение задачи иллюстрировать  $i$ - $S$  диаграммой.

13. Водяной пар массой 1 кг, с начальными параметрами  $t_1$  и  $\chi_1$  сжимается в адиабатном процессе, при этом объем пара уменьшается в 10 раз. Определить параметры пара ( $p_2, v_2, t_2, i_2, S_2$ ) в конце сжатия, а также изменение энтальпии и работу сжатия. Решение задачи иллюстрировать  $i$ - $S$  диаграммой.

14. Водяной пар в количестве  $G$  кг, при начальном абсолютном давлении  $p_1 = 0,8$  МПа расширяется при постоянной температуре от объема  $V_1$  до объема  $V_2$ . Определить количество подведенной теплоты, изменение внутренней энергии и работу в процессе. Решение задачи иллюстрировать  $i$ - $S$  диаграммой.

15. Влажный насыщенный водяной пар массой 1 кг при начальном значении энтропии  $S_1$  и начальной влажности  $(1 - \chi)$  сжимается в процессе без теплообмена, при этом объем пара уменьшается в  $\epsilon$  раз. Определить абсолютное давление, температуру и энтальпию пара в конце процесса сжатия, а также работу процесса. Решение задачи иллюстрировать  $i-S$  диаграммой.

16. Перегретый водяной пар массой 1 кг, имея температуру  $t_1$  и  $S_1$ , охлаждается в процессе постоянного объема до состояния, когда энтальпия пара становится равной 2500 кДж/кг. Определить состояние пара и его параметры в конце процесса, а также количество отведенной теплоты. Решение задачи иллюстрировать  $i-S$  диаграммой.

17. Воздух, имея давление по манометру  $p_1$  и температуру  $t_1$ , вытекает в атмосферу через сопло Лавая. Массовый расход воздуха  $G$ , кг/с. Определить теоретическую скорость истечения и основные размеры сопла (изобразить схему сопла в масштабе). Угол конуса расширяющейся части сопла принять равным  $10^\circ$ . Барометрическое давление  $B = 750$  мм рт. ст. Определить также располагаемую мощность струи при истечении. Истечение считать адиабатным, скорость воздуха перед соплом и потери на трение не учитывать.

18. Определить теоретическую скорость адиабатного истечения и массовый расход воздуха из суживающегося сопла с площадью выходного сечения  $f_2$ , если абсолютное давление воздуха перед соплом  $p_1$ , а давление среды, в которую вытекает воздух,  $p_2$ . Температура воздуха перед соплом  $t = 47$  °С. Скоростью воздуха на входе в сопло и потерями на трение пренебречь. Будет ли полное расширение воздуха в сопле, если при прочих равных условиях давление за соплом понизится до 400 кПа? Как при этом изменится расход и скорость истечения воздуха?

19. Азот с начальным абсолютным давлением  $p_1$  и температурой  $t_1$  вытекает в количестве 0,2 кг/с через сопло в атмосферу (барометрическое давление  $B = 750$  мм рт. ст.). Определить тип сопла, скорость истечения и выходной диаметр сопла. Истечение считать адиабатным. Скоростью на входе в сопло и потерями на трение пренебречь.

20. Перегретый пар при начальном абсолютном давлении  $p_1$  и температуре  $t_1$  вытекает в среду с давлением  $p = 1$  бар. Секундный расход пара  $G = 3$  кг/с. Требуется выбрать тип сопла, определить теоретическую скорость истечения пара, а также площади выходного и минимального сечений сопла.

21. Для цикла Карно определить параметры всех переходных точек цикла, подведенную и отведенную теплоту, а также термический КПД цикла, если заданы значения граничных абсолютных давлений  $p_{max}$  и  $p_{min}$  и температур  $t_{max}$  и  $t_{min}$ . Рабочим телом является 1 кг сухого воздуха.

22. Определить степень сжатия, давление и температуру в переходных точках идеального цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при постоянном объеме, а также термический КПД, удельные значения (на 1 кг рабочего

тела) полезной работы, подведенной и отведенной теплоты, если известно, что абсолютное давление рабочего тела в начале сжатия  $p_1 = 95$  кПа, а в конце сжатия –  $p_2$ . Отношение давлений рабочего тела в процессе подведения теплоты  $\lambda$ . Температура в начале процесса сжатия  $t_1 = 47$  °С. Рабочим телом считать сухой воздух.

23. Для идеального цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания с изобарным подводом теплоты определить основные параметры рабочего тела в переходных точках цикла, термический КПД, полезную работу, если заданы начальные параметры цикла  $p_1 = 0,1$  МПа и  $t_1 = 47$  °С, степень сжатия  $\epsilon$  и количество подведенной теплоты  $q_1$ . Рабочее тело – 1 кг сухого воздуха. Теплоемкость принять не зависящей от температуры.

24. Сухой воздух массой 1 кг в идеальном цикле поршневого двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты имеет начальные параметры  $p_1 = 0,1$  МПа и  $t_1 = 67$  °С. Определить основные параметры рабочего тела в переходных точках цикла, термический КПД и полезную работу цикла, если заданы степень сжатия  $\epsilon$ , количество подведенной теплоты по изохоре  $q_v$  и по изобаре  $q_p$ . Теплоемкость воздуха принять не зависящей от температуры.

25. Для идеального цикла газотурбинной установки с изобарным подводом теплоты определить основные параметры рабочего тела в переходных точках цикла, термический КПД, полезную работу, количество подведенной и отведенной теплоты, если в начале сжатия рабочего тела абсолютное давление  $p_1 = 0,1$  МПа, температура  $t_1 = 17$  °С. Степень повышения давления в цикле  $\lambda$ , а температура рабочего тела в конце расширения  $t_4$ . Рабочее тело – 1 кг сухого воздуха.

26. Для теоретического одноступенчатого воздушного компрессора определить секундную работу, затрачиваемую на его привод, если подача компрессора при начальных параметрах воздуха ( $p_1 = 0,1$  МПа и  $t_1 = 17$  °С) составляет  $V$ . Сжатие газа до конечного абсолютного давления  $p_2$  протекает по политропе с показателем  $n = 1,2$ . Определить также состояние воды, если температура ее в охлаждающей рубашке компрессора повысилась на  $20^\circ$ .

27. Одноступенчатый поршневой компрессор всасывает воздух в количестве  $V$  при давлении  $p_1 = 0,1$  МПа и температуре  $t_1 = 27$  °С и сжимает его до давления по манометру  $p_2$ . Определить секундную работу процесса сжатия и теоретическую мощность привода компрессора для случаев изотермического, адиабатного и политропного (с показателем политропы  $n = 1,2$ ) сжатия, определить также температуру воздуха в конце адиабатного и политропного сжатия. Сделать вывод по данным расчета.

28. Вычислить и показать графически зависимость термического КПД цикла Ренкина паросиловой установки от начальной температуры пара, приняв ее равной 400, 450, 500, 550 и 600 °С при одинаковых значениях начального абсолютного давления  $p_1$  и конечного давления  $p_2 = 5$  кПа. Показать также влияние повышения начальной

температуры пара в цикле на изменение степени влажности пара, выходящего из парового двигателя. Решение задачи иллюстрировать в  $i-S$  диаграмме.

29. Определить термический КПД основного цикла паросиловой установки, работающей с начальным абсолютным давлением водяного пара  $p_1$  и начальной температурой  $t_1$ . Как изменится КПД, если пар предварительно дросселировать от давления  $p_1$  до давления  $p_2$ ? Конечное давление пара  $p_k = 4$  кПа. Решение задачи иллюстрировать  $i-S$  диаграммой.

30. Определить термический КПД цикла паросиловой установки с промежуточным (вторичным) перегревом водяного пара, если начальное абсолютное давление  $p_1$ , начальная температура  $t_1$ , конечное давление  $p_k = 5$  кПа и промежуточное давление  $p_2 = 1,0$  МПа. Температуру пара при вторичном перегреве  $t_3$  принять на  $20^\circ$  меньше  $t_1$ . Решение задачи иллюстрировать  $i-S$  диаграммой.

31. Вычислить плотности теплового потока  $q$  через плоскую стенку толщиной  $\delta$ , выполненную из указанных ниже изоляционных материалов (применяемых в вагоностроении), коэффициенты теплопроводности которых  $\lambda$ , Вт/(м·К), связанных с температурой следующими зависимостями:

$$\text{шевелин } \lambda = 0,060 + 0,002 \cdot t;$$

$$\text{мипора } \lambda = 0,035 + 0,002 \cdot t;$$

$$\text{полистинол ПСБ-С } \lambda = 0,038 + 0,0036 \cdot t;$$

$$\text{полиуретан ППУ-3С } \lambda = 0,004 + 0,0035 \cdot t.$$

Температуры поверхностей стенки соответственно равны  $t_1^{cm}$  и  $t_2^{cm}$ .

32. По данным тепловых измерений тепломером средний удельный тепловой поток через ограждения изотермического вагона при температуре наружного воздуха  $t_H$  и температуре воздуха в вагоне  $t_B$  составил  $q$ . На сколько процентов изменится количество тепла, поступающего в вагон за счет теплопередачи через ограждения, если при прочих равных условиях на его поверхность наложить дополнительный слой изоляции из пиатерма толщиной  $\delta = 30$  мм с коэффициентом теплопроводности  $\lambda = 0,036$  Вт/(м·К)?

33. Определить требуемую минимальную толщину обмуровки газохода котла, чтобы температура ее наружной поверхности не превышала  $50^\circ\text{C}$  при температуре газов в газоходе  $t_1$ . Эквивалентный коэффициент теплопроводности обмуровки  $\lambda = 0,6$  Вт/(м·К). Суммарный коэффициент теплоотдачи со стороны газов  $\alpha_1$ , со стороны воздуха  $\alpha_2 = 16$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а температура воздуха  $t_2 = 20^\circ\text{C}$ .

34. Стенки рабочей камеры промышленной нагревательной печи имеют внутренний огнеупорный слой толщиной  $\delta_1 = 0,12$  м из шамотного кирпича и наружный слой толщиной  $\delta_2 = 0,25$  м из строительного кирпича. Температура наружной поверхности наружного слоя  $t_3^{cm}$ , коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности к окружающему воздуху  $\alpha_2 = 16$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а температура воздуха –  $t_2$ . Определить

температуру внутренней поверхности камеры печи  $t_1^{cm}$  и построить график распределения температур по толщине стенки. Каковы суточные потери тепла через стенку с площадью поверхности  $F = 20 \text{ м}^2$ ? Коэффициент теплопроводности шамотного кирпича  $\lambda = 0,86 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ , строительного кирпича  $\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .

35. Стенка холодильника, состоящая из наружного слоя изоляционного кирпича толщиной  $\delta_1 = 250 \text{ мм}$  и внутреннего слоя совелита толщиной  $\delta_2 = 200 \text{ мм}$ , имеет температуру наружной поверхности  $t_1^{cm}$  и внутренней  $t_3^{cm}$ . Коэффициенты теплопроводности материала слоев соответственно равны:  $\lambda_1 = 0,24 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$  и  $\lambda_2 = 0,09 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ . Определить плотность теплового потока через стенку и температурные градиенты в отдельных слоях. Представить графически распределение температуры по толщине стенки.

36. Коэффициент теплопередачи через наружное ограждение (стену) помещения  $k$ , коэффициент теплоотдачи от воздуха внутри помещения к поверхности стены  $\alpha_1$ . Определить, на сколько градусов изменится температура внутренней поверхности стены, если температура наружного воздуха понизится на  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ , а температура воздуха внутри помещения уменьшится на  $5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

37. До какого предельного значения можно понизить температуру воздуха в помещении, чтобы температура внутренней поверхности стены осталась не ниже  $t_1^{cm}$  при температуре наружного воздуха  $t_2 = -35 \text{ }^\circ\text{C}$ , если толщина стены  $\delta_{cm}$ , коэффициент теплопроводности материала стены  $\lambda_{cm}$ , а коэффициенты теплоотдачи с внутренней и наружной сторон соответственно  $\alpha_1 = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$  и  $\alpha_2 = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ?

38. Плоская стальная стенка, имеющая коэффициент теплопроводности  $\lambda_{cm} = 50 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ , толщиной  $\delta = 12 \text{ мм}$  омывается с одной стороны дымовыми газами с температурой  $t_1 = 900 \text{ }^\circ\text{C}$ , а с другой – водой с температурой  $t_2 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ . Коэффициенты теплоотдачи –  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . Определить коэффициент теплопередачи  $k$  и тепловой поток  $q$  для чистой стенки; для стенки, покрытой со стороны воды слоем накипи толщиной  $\delta_2 = 10 \text{ мм}$ ;  $\lambda_2 = 0,6 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ . Найти температуру поверхностей стенки и накипи, построить для обоих случаев графики распределения температур.

39. По стальному паропроводу с внутренним диаметром  $d_1$  и толщиной стенки  $\delta_1 = 8 \text{ мм}$  протекает перегретый пар с температурой  $t_1$ . Паропровод покрыт слоем изоляции толщиной  $\delta_2$ , коэффициент теплопроводности которой  $\lambda_2 = 0,1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ . Температура окружающего воздуха  $t_2 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Коэффициенты теплоотдачи со стороны пара и окружающего воздуха соответственно равны:  $\alpha_1 = 250 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ,  $\alpha_2 = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . Определить потери тепла  $q_t$  на 1 пог. м паропровода, а также температуру наружной поверхности изоляции. Коэффициент теплопроводности стали принять равным  $\lambda_1 = 35 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .

40. По стальному неизолированному трубопроводу диаметром 80 мм, толщиной 5 мм течет холодильный агент, температура которого  $t_2 = -20^\circ\text{C}$ . Температура воздуха в помещении, где проходит трубопровод,  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ . Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха  $\alpha_1 = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ , со стороны холодильного агента  $\alpha_2 = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . На сколько процентов снизится потеря холода, если трубопровод покрыть слоем изоляции с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_2$  толщиной  $\delta_2$ ?

41. Какова толщина слоя изоляции паропровода, если при температуре внутренней ее поверхности  $t_1^{cm}$ , наружная поверхность диаметром  $d_2$  имеет температуру  $t_2^{cm} = 50^\circ\text{C}$ ? Коэффициент теплопроводности изоляции к окружающему воздуху  $\alpha_2 = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . Температура воздуха  $t_2 = 20^\circ\text{C}$ .

42. Теплообменная поверхность рекуперативного теплообменника для охлаждения масла выполнена из нержавеющей трубок с внутренним диаметром  $d = 20$  мм и толщиной стенки  $\delta = 2,5$  мм,  $\lambda = 20 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ . Коэффициент теплоотдачи от охлаждаемого масла к внутренней поверхности трубок  $\alpha_1$ , а от наружной поверхности трубок к охлаждающей воде  $\alpha_2$ . Определить линейный коэффициент теплопередачи  $k_\ell$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . Во сколько раз следует увеличить коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$ , чтобы при прочих неизменных условиях коэффициент теплопередачи повысился на 35 %? Возможно ли такое повышение коэффициента теплопередачи путем увеличения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_2$ ?

43. Трубопровод тепловой сети с наружным диаметром  $d_1$  проложен в канале из сборных железобетонных блоков и имеет толщину изоляционного цилиндрического слоя  $\delta = 150$  мм. Коэффициент теплопроводности изоляции  $\lambda = 0,06 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ . Температура наружной поверхности трубопровода (под изоляцией)  $t_1^{cm}$ . Температура воздуха в канале  $t_2 = 40^\circ\text{C}$ . Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху  $\alpha_2 = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . В результате неплотностей во фланцевых соединениях и сальниках арматуры, а также проникновения в канал грунтовых вод изоляция трубопровода увлажнилась так, что ее коэффициент теплопроводности увеличился до  $\lambda' = 0,13 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ , а температура воздуха в канале повысилась до  $t_2 = 45^\circ\text{C}$ . Как изменятся при этом тепловые потери на 1 м длины трубопровода? Определить, выгодно ли оборудовать канал вентиляционными шахтами для просушки изоляции, если при этом температура воздуха в канале понижается до  $t_2'' = 25^\circ\text{C}$ , а коэффициент теплопроводности изоляции становится равным  $\lambda'' = 0,08 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ? Прочие условия считать неизменными.

44. Голый металлический провод диаметром  $d = 4$  мм имеет температуру поверхности  $t_{cm} = 95^\circ\text{C}$ . Активное электрическое сопротивление провода  $r = 4 \cdot 10^3 \text{ Ом}/\text{м}$ . Коэффициент теплоотдачи от поверхности провода к окружающему воздуху  $\alpha$ . Температура воздуха  $t_в$ . Какой будет температура поверхности этого провода  $t_{cm}$  под слоем изоляции толщиной  $\delta = 3$  мм с коэффициентом теплопроводности  $\lambda$  при



неизменном токе и прочих равных условиях? Определить также максимальное значение тока в изолированном проводе, если первоначальную температуру провода считать предельно допустимой. Дайте объяснение полученным результатам.

45. По голому алюминиевому проводу диаметром  $d = 7$  мм течет ток  $I$ . Какую температуру  $t_{cm}$  будет иметь поверхность провода при температуре окружающего воздуха  $t_B$ , если коэффициент теплоотдачи к окружающему воздуху определяется соотношением:  $\alpha = 2,8 \cdot (t_{cm} - t_B)^{0,25}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), а активное электрическое сопротивление провода  $r_l = 8,4 \cdot 10^{-4}$  Ом/м? Какова при этом линейная плотность теплового потока?

46. Голый металлический трубопровод диаметром  $d = 160$  мм имеет температуру поверхности  $t_{cm}$ . Степень черноты поверхности  $\varepsilon = 0,8$ . Определить потери тепла излучением на 1 м длины трубопровода при температуре окружающей среды  $t_0 = 0$  °С. Каковы будут потери излучением, если этот трубопровод окружить тонким цилиндрическим экраном диаметром  $d_s = 200$  мм со степенью черноты поверхностей  $\varepsilon_s$ ?

47. Определить тепловой поток излучением и конвекцией от боковой поверхности цилиндра диаметром  $d = 120$  мм и длиной  $l = 10$  м со степенью черноты  $\varepsilon$  в окружающую среду, имеющую температуру  $t_0 = 0$  °С, если температура поверхности  $t_{cm}$ , а коэффициент теплоотдачи конвекцией  $\alpha_k$ . Каково значение суммарного коэффициента теплоотдачи?

48. Внутри тела, имеющего форму шара диаметром  $d = 100$  м, встроен электрический нагреватель. При постоянной электрической мощности нагревателя  $W$  на поверхности шара устанавливается температура  $t_{cm}$  при температуре окружающей среды  $t_0 = 27$  °С. Определить интегральную степень черноты поверхности тела. Если коэффициент теплоотдачи конвекцией  $\alpha_k$ . Какой должна быть мощность электрического нагревателя при абсолютно черной поверхности тела и прочих неизменных условиях?

49. Определить плотность теплового потока излучением  $q$ , Вт/м<sup>2</sup>, между двумя расположенными на близком расстоянии параллельными поверхностями, имеющими степень черноты поверхности  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  и температуру соответственно  $t_1$  и  $t_2$ . Во сколько раз изменится плотность теплового потока излучением, если степень черноты поверхности  $\varepsilon_2$  уменьшить в два раза?

50. Горизонтальный трубопровод с наружным диаметром  $d = 0,25$  м, длиной  $l = 20$  м имеет температуру поверхности  $t_{cm}$ , степень черноты поверхности  $\varepsilon_1 = 0,72$ . Определить количество тепла, которое отдает трубопровод в окружающую среду излучением и конвекцией, кВт (в условиях свободного движения воздуха), если температура воздуха  $t_0 = 23$  °С. Как изменится суммарный коэффициент теплоотдачи конвекцией и излучением (отношение суммарного удельного теплового потока к разности температур поверхности и среды), если при прочих неизменных условиях путем специального покрытия уменьшать степень черноты поверхности до  $\varepsilon_2$ ?

51. Трубопровод диаметром  $d_1 = 150$  мм, имеющий температуру поверхности  $t_1$ , а степень черноты  $\epsilon = 0,75$ , окружен цилиндрическим экраном диаметром  $d_2$ , обе поверхности которого имеют степень черноты  $\epsilon_3$ . Определить потери тепла излучением на 1 м длины трубопровода при температуре окружающей среды  $t_2 = 27$  °С, приняв ее поглощательную способность равной единице. На сколько процентов будут больше указанные потери при тех же условиях для трубопровода без экрана?

52. Определить температуру поверхности трубы с наружным диаметром  $d$ , если линейная плотность результирующего потока излучением от нее составляет  $q_l$ , а интегральная степень черноты поверхности  $\epsilon$ . Температура окружающего воздуха  $t_6 = 17$  °С.

53. Определить плотность теплового потока через плоскую стенку нагревательной печи, состоящую из двух слоев кладки: шамотного кирпича толщиной  $\delta_1 = 0,56$  м и диатомитового кирпича  $\delta_2 = 0,24$  м, если температура внутренней поверхности кладки равна  $t_1^{cm}$ , а температура наружного воздуха  $t_0 = 25$  °С. Коэффициент теплопроводности внутреннего слоя кладки  $\lambda_1 = 0,95$  Вт/(м·К), наружного слоя  $\lambda_2 = 0,15$  Вт/(м·К). Коэффициент теплоотдачи конвекцией со стороны наружной поверхности  $\alpha_k = 8,5$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а ее степень черноты  $\epsilon$ .

54. Определить требуемые площади поверхностей прямоточного и противоточного теплообменников для охлаждения масла в количестве  $G_m = 0,93$  кг/с от  $t'_m = 65$  °С до  $t''_m = 55$  °С. Расход охлаждающей воды  $G_w = 0,55$  кг/с, а ее температура на входе теплообменника  $t'_w$ . Расчетный коэффициент теплопередачи  $k$ . Теплоемкость масла  $c_m = 2,5$  кДж/(кг·К). Теплоемкость воды  $c_w = 4,19$  кДж/(кг·К). Изобразить графики изменения температур воды и масла в теплообменнике.

55. Определить температуру подогрева воздуха  $t''_6$  в калорифере с поперечным омыванием оребренных трубок воздуха на основании следующих данных: расчетная площадь теплообменной поверхности  $F = 14,5$  м<sup>2</sup>; температура греющей воды на входе  $t'_w = 90$  °С, на выходе  $t''_w = 70$  °С; коэффициент теплопередачи  $k = 22$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); температура воздуха на входе в калорифер  $t'_6$ ; расход воздуха  $G_6 = 0,4$  кг/с.

56. Определить температуру масла  $t''_m$  на выходе из масляного холодильника на основании следующих данных: площадь теплообменной поверхности холодильника  $F = 80$  м<sup>2</sup>, расход охлаждаемого масла  $G_m = 20$  кг/с; расход охлаждающей воды  $G_w = 30$  кг/с; температура воды на входе в холодильник  $t'_w$ , температура масла на входе в холодильник  $t'_m = 85$  °С; коэффициент теплопередачи  $k$ ; удельная теплоемкость масла  $c_m = 2,2$  кДж/(кг·К). Схема движения теплоносителей противоточная.

57. Определить требуемую площадь теплообменной поверхности охладителя наддувочного воздуха дизеля на основании следующих данных: температура воздуха на входе в охладитель  $t'_6 = 115$  °С; температура воздуха на выходе из охладителя  $t''_6 = 65$  °С;

расход воздуха  $G_g$ ; температура охлаждающей воды на входе в охладитель  $t'_w$ ; расход охлаждающей воды  $G_w = 1,25$  кг/с; коэффициент теплопередачи  $k = 100$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Схемы движения теплоносителей: а) противоточная; б) прямоточная.

58. В рекуперативном прямоточном теплообменнике температура греющего и нагреваемого теплоносителей равна: на входе в теплообменник  $t'_1 = 200$  °С,  $t'_2 = 20$  °С; на выходе из теплообменника  $t''_1, t''_2$ . Расход греющего теплоносителя  $G_1$ , теплоемкость  $c_1 = 4,12$  кДж/(кг·К). Площадь теплообменной поверхности теплообменника  $F = 25$  м<sup>2</sup>. Определить средний коэффициент теплопередачи  $k$  при заданной схеме движения теплоносителей. На сколько процентов увеличится количество передаваемого тепла, если при неизменных температурах теплоносителей на входе в теплообменник, его площадь поверхности теплообмена будет в два раза больше, т. е. 50 м<sup>2</sup>? Значение коэффициента теплопередачи считать неизменным.

59. В противоточном водяном маслоохладителе двигателя внутреннего сгорания масло охлаждается от 65 до 55 °С. Температура охлаждающей воды на входе и выходе соответственно равны  $t'_w, t''_w$ . Расход масла  $G_m = 0,8$  кг/с. Определить необходимую поверхность теплообмена и расход охлаждающей воды, если коэффициент теплопередачи  $k$ , а теплоемкость масла  $c_m = 2,45$  кДж/(кг·К).

60. Автомобильный радиатор передает от охлаждающей воды в окружающую среду  $Q$ , кДж/с. Средняя температура воды в радиаторе 87 °С, температура наружного воздуха  $t_g$ , теплорассеивающая поверхность радиатора 5 м<sup>2</sup>. Определить коэффициент теплопередачи.

## МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Задачи, составленные по разделам технической термодинамики: уравнение состояния идеального газа, смесь идеальных газов, теплоемкость, первый закон термодинамики и основные термодинамические процессы, решаются с использованием следующих формул и выражений.

Уравнение состояния идеального газа:

$$p \cdot v = R \cdot T \quad (\text{для 1 кг газа}) \tag{1}$$

$$\text{или } p \cdot V = G \cdot R \cdot T \quad (\text{для } G \text{ кг газа}),$$

где  $p$  – давление газа, Па;  $v$  – удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;  $R = 8,314/\mu$  – удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $\mu$  – масса 1 кмоль газа (численно равна молекулярной массе газа), кг.

Для газовых смесей вводят понятие о так называемой средней (кажущейся) молекулярной массе смеси, значение которой определяется через массовые или объемные доли по выражению:

$$\mu_{см} = \frac{I}{\sum_i^n \frac{m_i}{\mu_i}} = \sum_i^n r_i \cdot \mu_i, \quad (2)$$

где  $\mu_i$  – молекулярная масса компонента, входящего в смесь, кг;  $m_i = \frac{G_i}{G}$  – массовая доля газа в смеси (отношение массы этого газа, входящего в смесь, к массе всей смеси);  $r_i = \frac{V_i}{V}$  – объемная доля (отношение приведенного объема какого-либо газа, входящего в смесь, к объему всей смеси).

Формулы пересчета состава смеси:

$$m_i = \frac{r_i \cdot \mu_i}{\mu_{см}}, \quad \text{и} \quad r_i = \frac{m_i \cdot \mu_{см}}{\mu_i}. \quad (3)$$

Газовую постоянную смеси идеальных газов  $R_{см}$ , Дж/(кг·К) можно определить или через газовые постоянные отдельных компонентов  $R_i$ , входящих в смесь,  $R_{см} = \sum_i^n m_i R_i$ ,

или через среднюю молекулярную массу смеси  $R_{см} = \frac{8,314}{\mu_{см}}$ .

Для определения парциального давления отдельного компонента  $p_i$ , входящего в смесь, служат следующие формулы:

$$p_i = r_i \cdot p_{см} \quad \text{и} \quad p_i = m_i \frac{R_i}{R_{см}} p_{см},$$

где  $p_{см}$  – общее давление смеси газов, Па.

В зависимости от выбранной количественной единицы вещества различают мольную теплоемкость  $\mu c$ , кДж/(кмоль·К), массовую –  $c$ , кДж/(кг·К), и объемную –  $c'$ , кДж/(м<sup>3</sup>·К). Объемную теплоемкость относят к 1 м<sup>3</sup> при нормальных условиях ( $p_0 = 760$  мм рт. ст.,  $t_1 = 0$  °С). Эти теплоемкости между собой связаны следующими зависимостями:

$$c = \frac{\mu c}{\mu} = \frac{c'}{\rho_0} \quad \text{и} \quad c' = \frac{\mu c}{22,4} = c \rho_0,$$

где  $\rho_0$  – плотность газа при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>.

Мольная, массовая и объемная теплоемкости могут быть при постоянном давлении  $c_p$  и при постоянном объеме  $c_v$ . Отношение теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме называют показателем адиабаты и обозначают буквой  $k$ :

$$k = \frac{\mu c_p}{\mu c_v} = \frac{c_p}{c_v}. \quad (4)$$

Теплоемкость газа зависит от его температуры. В приближенных расчетах часто пренебрегают этой зависимостью, т. е. теплоемкость газов одинаковой атомности считают величиной постоянной. Значения мольных теплоемкостей и показателя адиабаты приведены в табл. 3:

Таблица 3

Газы	Мольная теплоемкость при постоянном объеме $\mu c_v$ , кДж/(кмоль·К)	Мольная теплоемкость при постоянном давлении $\mu c_p$ , кДж/(кмоль·К)	Показатель адиабаты $k$
Одноатомные	12,56	20,93	1,67
Двухатомные	20,93	29,31	1,40
Трех- и многоатомные	29,31	37,68	1,29

Зависимость теплоемкости газов от температуры имеет нелинейный характер. В приложении 1 приведены средние мольные теплоемкости некоторых газов в пределах от 0 °С до  $t$ . При пользовании этой таблицей в необходимых случаях производится интерполяция.

Для смесей идеальных газов массовая  $c_{см}$ , мольная  $\mu c_{см}$  и объемная  $c'_i$  теплоемкости находятся следующим образом:

$$c_{см} = \sum_i^n m_i \cdot c_i, \quad \mu c_{см} = \sum_i^n r_i \cdot \mu c_i, \quad c'_{см} = \sum_i^n r_i \cdot c'_i,$$

где  $c_i$ ,  $\mu c_i$ ,  $c'_i$  – массовая, мольная и объемная теплоемкости компонента соответственно.

Для нахождения, например, средней мольной теплоемкости в пределах температур от  $t_1$  до  $t_2$  надо из таблицы теплоемкостей взять теплоемкость  $\mu c_{m1}$  и  $\mu c_{m2}$  соответственно в пределах  $0^\circ - t_1$  и  $0^\circ - t_2$  (средние теплоемкости сопровождаются индексом « $m$ »). Затем по выражению  $\mu c_m = \frac{\mu c_{m2} t_2 - \mu c_{m1} t_1}{t_2 - t_1}$  определить искомую теплоемкость.

По аналогичным формулам определяются средние массовые и объемные теплоемкости  $c$  и  $c'$ .

Если в процессе участвует  $G$  кг вещества, то количество теплоты в соответствующем процессе:  $Q = G(c_{m2} t_2 - c_{m1} t_1)$ .

Уравнение политропного процесса:

$$p \cdot v^n = \text{const}, \quad (5)$$

где  $n = \frac{c_n - c_p}{c_n - c_v}$  – показатель политропы,  $c_n$  – теплоемкость политропного процесса,

Дж/(кг·К).

Связь между основными параметрами рабочего тела в политропном процессе выражается формулами:

$$p_2 / p_1 = (v_1 / v_2)^n; \quad T_2 / T_1 = (v_1 / v_2)^{n-1}; \quad T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (6)$$

Связь между основными параметрами рабочего тела в адиабатном процессе выражается формулами:

$$p_2 / p_1 = (v_1 / v_2)^k; \quad T_2 / T_1 = (v_1 / v_2)^{k-1}; \quad T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (7)$$

Изменение внутренней энергии  $\Delta u$ , энтальпии  $\Delta i$  и энтропии  $\Delta s$  не зависит от характера процесса и при постоянной теплоемкости для 1 кг идеального газа подсчитывается по формулам:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = c_v \cdot (T_2 - T_1), \quad (8)$$

$$\Delta i = i_2 - i_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1), \quad (9)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (10)$$

где  $c$  – теплоемкость соответствующего процесса.

Для политропного процесса теплоемкость:

$$c_n = c_v \frac{n - k}{n - 1}.$$

Удельная работа  $l$ , совершаемая в политропном процессе:

$$l = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right].$$

Количество тепла, передаваемое в политропном процессе:

$$q = c_n (T_2 - T_1).$$

В адиабатном процессе удельная работа равна изменению внутренней энергии с обратным знаком:

$$l = u_1 - u_2 = c_v(T_1 - T_2).$$

**Задачи 11–16** решаются с помощью  $i$ – $S$  диаграммы водяного пара, практическая часть которой состоит из двух областей. Ниже пограничной кривой сухого насыщенного пара (степень сухости  $\chi = 1$ ) будет область насыщенного пара ( $0 < \chi < 1$ ), выше – область перегретого пара. Поэтому, когда в задаче требуется определить состояние пара, нужно показать, в какой области диаграммы находится точка данного состояния пара. В  $i$ – $S$  диаграмме в области влажного пара соответствующие изобара и изотерма совпадают и изображаются одной линией, так как в этой области определенному давлению соответствует определенная температура насыщения. В области перегретого пара изотермы отклоняются от изобар вправо, асимптотически приближаясь к горизонтали.

Удельная внутренняя энергия пара  $u = i - p$  (обратите внимание на соответствие размерностей величин). Если энтальпия  $i$ , кДж/кг, давление  $p$ , кПа (кН/м<sup>2</sup>), удельный объем  $v$ , м<sup>3</sup>/кг, то внутренняя энергия  $u$ , кДж/кг.

Удельная теплота в изобарном процессе равна изменению энтальпии в этом процессе, т. е.  $q = i_2 - i_1$ . В изотермическом процессе  $q = T(s_2 - s_1)$ .

В обратимом адиабатном процессе изменения состояния пара, протекающем при постоянном значении энтропии  $S = \text{const}$ , удельная работа процесса равна изменению внутренней энергии:  $l = u_1 - u_2 = (i_1 - p_1 v_1) - (i_2 - p_2 v_2)$ .

Процесс дросселирования пара условно изображается линией постоянной энтальпии.

**Задачи 17–20** составлены на процессы истечения и дросселирования газов и паров. Процесс истечения принимается без теплообмена, т. е. адиабатным, для которого в указаниях к **задачам 1–10** приведены формулы, связывающие основные параметры идеального газа. Также процесс истечения принимается неразрывным (сплошным), когда соблюдается равенство (уравнение неразрывности):

$$G \cdot v = f \cdot v, \quad (11)$$

где  $G$  – массовый расход газа или пара, кг/с;  $v$  – удельный объем газа или пара, м<sup>3</sup>/кг;  $f$  – площадь данного сечения сопла, м<sup>2</sup>;  $v$  – скорость потока в рассматриваемом сечении, м/с.

Из этого равенства можно определить массовый расход или площадь данного сечения сопла.

Если адиабатное истечение газа или пара происходит при отношении давлений  $p_2 / p_1$  больше критического значения  $(p_2 / p_1)_{кр}$ , то применяют суживающее сопло. В данном случае теоретическая скорость истечения определяется по формуле:

$$v_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ 1 - (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (12)$$

Для водяного пара скорость истечения определяют по формуле:

$$v = 44,76 \sqrt{i_1 - i_2}, \quad (13)$$

где  $i_1$  и  $i_2$  – соответственно энтальпии пара в начале и конце адиабатного процесса истечения, определяемые по  $i$ - $S$  диаграмме, кДж/кг.

Критическое отношение давлений для двухатомных газов, в том числе для воздуха

$$(k = 1,4): \quad \beta_{кр} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)_{кр} = 0,528;$$

а для перегретого водяного пара  $\beta_{кр} = 0,546$ .

Если истечение происходит при  $p_2 / p_1 < \beta_{кр}$ , то применяют расширенное сопло Лаваля, где скорость в выходном сечении сопла достигает сверхкритических (сверхзвуковых) значений. В этом случае скорость на выходе из сопла определяется по приведенной выше формуле, а критическая скорость в минимальном сечении для двухатомных газов – по формуле  $c_{кр} = 1,08 \sqrt{p_1 \cdot v_1}$ , или  $c_2 = 1,08 \sqrt{R \cdot T_1}$ . Для перегретого пара  $c_{кр} = 44,76 \sqrt{i_1 - i_{кр}}$ , где  $i_{кр}$  – энтальпия пара в минимальном сечении сопла в конце адиабатного процесса расширения пара до критического давления  $p_{кр} = 0,546 \cdot p_1$ , определяется по  $i$ - $S$  диаграмме. Площадь минимального сечения сопла Лаваля может быть определена из уравнения неразрывности потока:

$$f_{min} = \frac{G \cdot v_{кр}}{v_{кр}},$$

где  $v_{кр}$  – критическое значение удельного объема, м<sup>3</sup>/кг.

Для газов:  $v_{кр} = v_1 \left( \frac{p_1}{p_{кр}} \right)^{\frac{1}{k}}$ , для водяного пара величина  $v_{кр}$  может быть определена по  $i$ - $S$

диаграмме. Так как в процессе адиабатного дросселирования газа или пара энтальпия не изменяется, то линия, изображающая условно этот процесс на  $i$ - $S$  диаграмме, будет параллельна оси  $S$ .

Цикл Карно состоит из двух изотерм и двух адиабат. Вычерчивается цикл в  $p$ - $v$  и  $T$ - $S$  диаграммах с обозначением всех переходных точек цикла.

Так как в теоретических циклах поршневых двигателей внутреннего сгорания и газотурбинных установках процессы сжатия и расширения являются адиабатными, то



основные параметры в точках этих процессов могут быть определены из зависимостей между начальными и конечными параметрами адиабатного процесса.

В задачах 23 и 24 неизвестные значения температур в соответствующих точках процесса определяются из формулы теплоты данного процесса. В ряде точек цикла неизвестный параметр состояния рабочего тела находится из уравнения состояния идеального газа. Если в данной задаче определяется термический КПД  $\eta_t$  и удельная полезная работа  $l_0$ , то удельное количество подведенной теплоты в цикле  $q_1 = t_0 / \eta_t$ , а отведенной  $q_2 = q_1 - l_0$ .

Если объем всасываемого газа  $V_1$ , м<sup>3</sup>, то теоретическая секундная работа процесса политропного сжатия:

$$L_{сж} = \frac{1}{n-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

При политропном сжатии теоретическая мощность привода компрессора в  $n$  раз больше мощности процесса сжатия.

Для адиабатного процесса в формулах показатель  $n$  заменяется показателем  $k$ .

Теоретическая работа привода компрессора при изотермическом сжатии равна работе процесса сжатия:

$$L = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln(p_2 / p_1).$$

В задаче 26 расход воды  $W$  при охлаждении компрессора определяется из уравнения теплового баланса:

$$W \cdot c_p \cdot \Delta t = G \cdot c_n (T_2 - T_1),$$

где  $c_p$  – теплоемкость воды, Дж/(кг·К); а  $c_n$  – теплоемкость политропного процесса сжатия воздуха, Дж/(кг·К) (см. указания к задачам 1 – 11);  $G$  – масса всасываемого воздуха, кг.

Температура газа в конце политропного и адиабатного сжатия определяется из формул связи между основными параметрами этих процессов.

Термический КПД теоретического паросилового цикла (цикла Ренкина):

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}$$

где  $i_1$  – энтальпия пара в начале адиабатного процесса расширения пара в паровом двигателе (точка 1),  $i_2$  – энтальпия в конце адиабатного процесса расширения пара, находится на пересечении линии расширения  $S_1 = \text{const}$  с изобарой  $p_2$  заданного

давления в конденсаторе,  $i'_2$  – энтальпия кипящей жидкости (конденсата) при заданном давлении в конденсаторе (значение  $i'_2$  берется из приложения 3).

Значения  $i_1, i_2$  определяются по  $i$ – $S$  диаграмме.

Для цикла Карно с промежуточным (вторичным) перегревом пара

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_2) + (i_3 - i_4)}{(i_1 - i'_2) + (i_3 - i_2)},$$

где  $i_1$  и  $i_2$  – начальное и конечное значения энтальпии пара в адиабатном процессе расширения его в первой ступени двигателя до давления  $p_2$ ;  $i_3$  – энтальпия после перегрева пара в промежуточном пароперегревателе до температуры  $t_2$  при давлении  $p_2$ ;  $i_4$  – энтальпия пара в конце адиабатного расширения пара во второй ступени двигателя.

Значения  $i_1, i_2, i_3$  и  $i_4$  определяются по  $i$ – $S$  диаграмме.

Плотность теплового потока  $q = \frac{Q}{F}$ ,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$  через плоскую стенку при стационарном тепловом режиме может быть найдена по одной из следующих формул:

$$q = \alpha_1(T_1 - T_1^{cm}), \quad (14)$$

$$q = \frac{T_1^{cm} - T_{n+1}^{cm}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (15)$$

$$q = \alpha_2(T_{n+1}^{cm} - T_2), \quad (16)$$

$$q = k(T_1 - T_2), \quad (17)$$

где  $T_1^{cm}$  и  $T_{n+1}^{cm}$  – температуры поверхностей стенки, К;  $T_1$  и  $T_2$  – температуры сред (теплоносителей), омывающих стенку, К;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = R_i$  – термическое сопротивление стенки,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ ;  $\delta_i$  – толщина  $i$ -го слоя стенки, м;  $\lambda_i$  – коэффициент теплопроводности  $i$ -го слоя,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;  $n$  – число слоев стенки;  $k$  – коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , который для плоской стенки определяется по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (18)$$

Если коэффициент теплопроводности материала стенки связан с температурой линейной зависимостью  $\lambda = a + bt$  (задача 31), то его значение следует взять при средней температуре стенки  $T_{cp} = \frac{1}{2}(T_1^{cm} + T_2^{cm})$ .

В задаче 32 следует сначала определить термическое сопротивление теплопередачи  $R_1 = 1/k$  для однослойной стенки, а затем и с учетом дополнительного слоя  $R_2 = R_1 + \delta/\lambda$ . Плотность теплового потока обратно пропорциональна термическому сопротивлению, т. е.  $q = (T_n - T_s)/R$ .

Тепловой поток через цилиндрическую стенку длиной  $\ell$ , именуемый линейной плотностью теплового потока  $q_\ell = Q/\ell$ , Вт/м, определяется по одной из следующих формул:

$$q_\ell = \alpha_1(T_1 - T_1^{cm})\pi d_1, \quad (19)$$

$$q_\ell = \frac{2\pi(T_1^{cm} - T_{n+1}^{cm})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}, \quad (20)$$

$$q_\ell = \alpha_2(T_{n+1}^{cm} - T_2)\pi d_{n+1}, \quad (21)$$

$$q_\ell = k_\ell(T_1 - T_2)\pi, \quad (22)$$

где  $d_i$  – диаметр внутренней поверхности цилиндрической стенки, м;  $d_{i+1}$  – внешний диаметр  $i$ -го слоя цилиндрической стенки, м;  $k_\ell$  – линейный коэффициент теплопередачи, Вт/(м·К), вычисляемый по уравнению:

$$k_\ell = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_i}{d_{i+1}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}}. \quad (23)$$

Линейный коэффициент теплопередачи численно равен количеству теплоты, которое проходит через цилиндрическую стенку длиной 1 м в единицу времени от одной среды к другой при разности температур между ними в один градус.

Величина  $R_\ell = 1/k_\ell$  называется линейным термическим сопротивлением теплопередачи.

Для сравнения линейной плотности тепловых потоков при перемене мест тепловой изоляции трубы можно воспользоваться приближенной формулой:

$$q_{\ell} = \frac{\pi(T_1^{cm} - T_3^{cm})}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 \bar{d}_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 \bar{d}_2}},$$

где  $\bar{d}_1$  и  $\bar{d}_2$  – средние диаметры первого и второго цилиндрических слоев, м.

Относительное изменение линейной плотности теплового потока при перемене слоев изоляции местами:

$$\Delta, \% = \frac{q_{\ell}^{II} - q_{\ell}^I}{q_{\ell}^I} \cdot 100.$$

Линейная плотность теплового потока  $q_{\ell}$  и ток  $I$  могут быть найдены из уравнения теплового баланса:

$$q_{\ell} = I^2 r_{\ell} = \alpha(T_{cm} - T_6) \pi d_1, \quad (24)$$

где  $I$  – искомый ток в проводе, А;  $r_{\ell}$  – линейное активное электрическое сопротивление провода, Ом/м.

Для определения искомой температуры поверхности  $t'_{cm}$  изолированного провода при том же значении тока, т. е. при  $q_{\ell} = idem$ , следует воспользоваться формулой (20) при  $n=1$ , предварительно найдя температуру наружной поверхности изоляции  $t_{из}$  из уравнения:

$$q_{\ell} = \alpha(T_{из} - T_6) \pi d_2,$$

где  $d_2 = d_1 + 2\delta$  – наружный диаметр изоляции, м.

Максимальный ток определяется по предельно допустимой температуре  $t_{cm}^{max}$  из уравнения:

$$q_{\ell}^{max} = \frac{\pi \cdot \lambda (T_{cm}^{max} - T_6)}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}.$$

Коэффициент теплоотдачи от поверхности провода к окружающему воздуху задан в виде зависимости от искомой температуры, т. е.  $\alpha = f(T^{cm})$ , поэтому уравнение теплового баланса будет иметь вид:

$$q_{\ell} = I^2 r_{\ell} = f(T_{cm}) [T_{cm} - T_B] \pi d.$$

Для определения линейной плотности теплового потока от излучения трубопровода следует воспользоваться законом Стефана–Больцмана:

$$q = \varepsilon C_0 \left[ \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^4 \right], \quad (25)$$

где  $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – излучательная способность абсолютно черного тела,  $\varepsilon$  – степень черноты поверхности тела.

Тепловой поток излучением:

$$Q = \varepsilon C_0 \left[ \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^4 \right] F, \quad (26)$$

где  $F$  – площадь поверхности тела,  $\text{м}^2$ .

Для цилиндрической поверхности:  $F = \pi d \ell$ .

Суммарный коэффициент теплоотдачи излучением и конвекцией  $\alpha_\Sigma$  определяется по формуле:

$$\alpha_\Sigma = \frac{Q_{изл} + Q_{кон}}{(T_{cm} - T_0)F}. \quad (27)$$

Если излучающее тело окружено экраном то потери тепла излучением можно найти, составив уравнение теплового баланса:

$$q_\ell = \varepsilon_{cm-э} C_0 \left[ \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^4 \right] \pi d_1 = \varepsilon_{э-0} C_0 \left[ \left( \frac{T_э}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^4 \right] \pi d_2, \quad (28)$$

где  $\varepsilon_{э-0} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{cm}} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_э} - 1 \right)}$  – приведенная степень черноты системы «стенка–экран»;

$$\varepsilon_{э-0} \approx \varepsilon_э.$$

Приведенная степень черноты для системы двух параллельных плоскостей, расположенных на относительно небольшом расстоянии, определяется по формуле:

$$\varepsilon_{1-э} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}. \quad (29)$$

При сложном теплообмене (конвекцией и излучением) результирующая плотность теплового потока определяется как сумма конвективной и лучистой составляющих:

$$q = \alpha_\kappa (T_{cm} - T_э) + \varepsilon c_0 \left[ (0,01 \cdot T_{cm})^4 - (0,01 \cdot T_э)^4 \right].$$

Задачи, связанные с тепловым расчетом рекуперативных теплообменников, решаются на основе уравнения теплового баланса:

$$Q = G_1 c_1 (T'_1 - T''_1) = G_2 c_2 (T''_2 - T'_2), \quad (30)$$

где  $G_1$  и  $G_2$  – расходы греющего и нагреваемого теплоносителей,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  $c_1$  и  $c_2$  – средние массовые теплоемкости теплоносителей,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $T'_1$  и  $T'_2$  – температуры греющего и

нагреваемого теплоносителей на входе в теплообменник, К;  $T_1''$  и  $T_2''$  – температуры греющего и нагреваемого теплоносителей на выходе из теплообменника, К и уравнения теплопередачи:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{CP}, \quad (31)$$

где  $\Delta t_{CP}$  – средний температурный напор.

Средний температурный напор определяется по формуле:

$$\Delta t_{CP} = \Psi \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}}}, \quad (32)$$

где  $\Delta t_{\delta}$  и  $\Delta t_{\text{м}}$  – наибольшая и наименьшая разности температур теплоносителей в теплообменнике, К.

Поправочный коэффициент  $\Psi$  зависит от схемы движения теплоносителей.

Для прямоточной и противоточной схем  $\Psi = 1$  (для других схем см. [2, 3]).

Если  $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} < 1,7$ , то с достаточной для технических расчетов точностью средний температурный напор можно определить:

$$\Delta t_{CP} = 0,5(\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}).$$

Когда конечные температуры теплоносителей  $T_1''$  и  $T_2''$  являются искомыми и не могут быть определены непосредственно из уравнения теплового баланса (20), то одной из них рекомендуется предварительно задаться, найти значение  $\Delta t_{CP}$  и  $Q$  (по уравнению теплопередачи), а затем и искомую величину  $T''$  из уравнения теплового баланса. В случае существенного расхождения расчет следует повторить для нового значения  $T''$ . В технических расчетах обычно допускается расхождение в значениях величины  $Q$ , определенных по уравнениям теплопередачи и теплового баланса, не более 2 %.

### Библиографический список

1. Мухачев Г.А. Термодинамика и теплопередача : учебник для вузов / Г.А. Мухачев, В.К. Щукин. – М.: Высшая школа, 1991. – 480 с.
2. Селиверстов В.М. Термодинамика, теплопередача и теплообменные аппараты : учебник для институтов водного транспорта / В.М. Селиверстов, П.И. Бажан. – М.: Транспорт, 1988. – 287 с.
3. Кушнырев В.И. Техническая термодинамика и теплопередача : учебник для вузов / В.И. Кушнырев, В.И. Лебедев, В.А. Павленко. – М.: Стройиздат, 1986. – 464 с.
4. Теплотехника : учебник для вузов / под общ. ред. В.И. Крутова. – М.: Metallургия, 1986. – 432 с.
5. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара : справочник / С.Л. Ривкин, А.Н. Александров. – М. Энергоатомиздат, 1984. – 288 с.

1. Средние изобарные молярные теплоемкости некоторых газов в интервале температур  $\theta - t$

$t, ^\circ\text{C}$	Воздух	Кислород $\text{O}_2$	Азот $\text{N}_2$	Водород $\text{H}_2$	Водяной пар $\text{H}_2\text{O}$	Окись углерода $\text{CO}$	Углекислый газ $\text{CO}_2$
0	29,073	29,274	29,115	28,617	33,499	29,123	35,860
100	29,153	29,538	29,144	28,935	33,741	29,178	38,112
200	29,299	29,931	29,228	29,073	34,188	29,303	40,059
300	29,521	30,400	29,383	29,123	34,575	29,517	41,755
400	29,789	30,878	29,601	29,186	35,090	29,789	43,250
500	30,095	31,334	29,864	29,249	35,630	30,099	44,573
600	30,405	31,761	30,149	29,316	36,195	30,426	45,753
700	30,723	32,150	30,451	29,408	36,789	30,752	46,813
800	31,028	32,502	30,748	29,517	37,392	31,070	47,763
900	31,321	32,825	31,037	29,647	38,008	31,376	48,617
1000	31,598	33,118	31,313	29,789	38,619	31,665	49,392
1200	32,109	33,633	31,828	30,107	39,825	32,192	50,740
1400	32,565	34,076	32,293	30,467	40,976	32,653	51,858
1600	32,967	34,474	32,699	30,832	42,056	33,051	52,800
1800	33,319	34,834	33,055	31,192	43,070	33,402	53,604
2000	33,641	35,169	33,373	31,548	43,995	33,708	54,290

2. Физические свойства сухого воздуха при давлении 760 мм рт.ст.

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Н}\cdot\text{с/м}^2$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,61	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,23	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680

### 3. Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по давлению)

$p$ , МПа	$t$ , °С	$v'$ , м <sup>3</sup> /кг	$v''$ , м <sup>3</sup> /кг	$i'$ , кДж/кг	$i''$ , кДж/кг	$r$ , кДж/кг	$S'$ , кДж/(кг·К)	$S''$ , кДж/(кг·К)
0,003	24,10	0,00100	45,668	101,00	2545,2	2444,2	0,3543	8,5776
0,004	28,98	0,00100	34,803	121,41	2554,1	2432,7	0,4224	8,4747
0,005	32,90	0,00101	28,196	137,77	25612,	2423,4	0,4762	8,3952
0,100	99,63	0,00104	1,6949	417,51	2675,7	2258,2	1,3027	7,3608
0,120	104,81	0,00105	1,4289	439,36	2683,8	2244,4	1,3609	7,2996
0,140	109,32	0,00105	1,2370	458,42	2690,8	2232,4	1,4109	7,2480
0,160	113,32	0,00105	1,0917	475,38	2696,8	2221,4	1,4550	7,2032
0,180	116,93	0,00106	0,9778	490,70	2702,1	2211,4	1,4944	7,1638
0,200	120,23	0,00106	0,8859	504,70	2706,9	2202,2	1,5301	7,1286
0,400	143,62	0,00108	0,4624	604,70	2738,5	2133,8	1,7764	6,8966
0,600	158,84	0,00110	0,3156	670,40	2756,4	2086,0	1,9308	6,7598
0,800	170,42	0,00112	0,2403	720,90	2768,4	2047,5	2,0457	6,6618
1,000	179,88	0,00113	0,1943	762,60	2777,0	2014,4	2,1382	6,5847
1,200	187,96	0,00114	0,1632	798,40	2783,4	1985,0	2,2160	6,5210
1,400	195,04	0,00115	0,1407	830,10	2788,4	1958,3	2,2836	6,4665
1,600	201,37	0,00116	0,1237	858,60	2792,2	1933,6	2,3436	6,4187
1,800	207,10	0,00117	0,1103	884,60	2795,1	1910,5	2,3978	6,3759
2,000	212,37	0,00118	0,0995	908,60	2797,4	1888,8	2,4462	6,3373
2,200	217,24	0,00119	0,0906	930,90	2799,1	1868,2	2,4923	6,3018
2,400	221,78	0,00119	0,0832	951,90	2800,4	1848,5	2,5346	6,2691
2,600	226,03	0,00120	0,0769	971,70	2801,2	1829,5	2,5736	6,2386
2,800	230,04	0,00121	0,0714	990,50	2801,7	1811,2	2,6106	6,2101
3,000	233,84	0,00122	0,0666	1008,40	2801,9	1793,5	2,6455	6,1832
3,500	242,54	0,00123	0,0570	1049,80	2801,3	1751,5	2,7253	6,1218
4,000	250,33	0,00125	0,0497	1087,50	2799,4	1711,9	2,7967	6,0670
4,500	257,41	0,00127	0,0440	1122,20	2796,5	1674,3	2,8614	6,0171
5,000	263,92	0,00129	0,0394	1154,60	2792,8	1638,2	2,9209	5,9712

### 4. Физические свойства воды на линии насыщения

$t$ , °С	$p \cdot 10^{-5}$ , Па	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$i$ , кДж/кг	$c_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м·К)	$\alpha \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Н·с/м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
0	0,006	999,9	0	4,212	55,13	13,2	1786,5	1,789	13,67
10	0,012	999,7	42,04	4,193	57,56	13,8	1304,4	1,306	9,52
20	0,023	998,2	83,91	4,182	59,90	14,3	1003,5	1,006	7,02
30	0,042	995,7	125,70	4,178	61,80	14,7	800,7	0,805	5,42
40	0,074	992,2	167,50	4,179	63,40	15,1	652,7	0,659	4,31
50	0,123	988,1	209,30	4,181	64,80	15,5	548,8	0,556	2,54
60	0,199	983,1	251,10	4,184	65,90	15,8	469,4	0,478	2,98
70	0,312	977,8	293,00	4,189	66,80	16,1	405,7	0,415	2,55
80	0,474	971,8	335,00	4,196	67,50	16,3	354,8	0,365	2,21
90	0,701	965,3	377,00	4,205	68,00	16,5	314,6	0,326	1,95
100	1,013	958,4	419,10	4,217	68,30	16,8	282,2	0,295	1,75
120	1,985	943,1	503,70	4,245	68,60	17,1	237,6	0,252	1,47
140	3,614	926,1	589,10	4,286	68,50	17,2	200,9	0,217	1,26
160	6,180	907,4	675,40	4,346	68,30	17,8	173,5	0,191	1,10
180	10,027	886,9	763,30	4,409	67,50	17,2	152,9	0,173	1,00
200	15,551	863,0	852,50	4,498	66,30	17,0	136,2	0,158	0,93
220	23,201	840,3	943,70	4,614	64,50	16,5	124,5	0,148	0,89
240	33,480	813,6	1037,5	4,769	62,80	16,0	114,7	0,141	0,87
260	46,940	784,0	1135,7	4,981	60,50	15,2	105,8	0,135	0,87
280	64,190	750,7	1236,7	5,280	57,50	14,3	98,0	0,131	0,90
300	85,920	712,5	1344,9	5,750	54,00	13,0	91,1	0,128	0,97