

Федеральное агентство по образованию

УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра энергетики

В.В. Мамаев

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ:
ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА И
ТЕПЛОПЕРЕДАЧА**

Методические указания для самостоятельной работы студентов
очной формы обучения

- 150405 «Машины и оборудование лесного комплекса»
- 190603 «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования (химико-лесной комплекс)»
- 250401 «Лесное инженерное дело»
- 250403 «Технология деревообработки»
- 240406 «Технология химической переработки древесины»
- 190500 «Эксплуатация транспортных средств»

по дисциплине «Теплотехника»

Екатеринбург, 2006

Данные методические указания предназначены для самостоятельного закрепления и углубления знаний, полученных при изучении курса «Теплотехника»; приобретения студентами навыков решения практических задач. В указаниях излагаются методики решения задач по каждой изучаемой теме: «Расчет политропного процесса идеального газа», «Термодинамический расчет идеального цикла компрессора», «Термодинамический расчет идеального цикла двигателя внутреннего сгорания (ДВС)», «Расчет паротурбинной установки, работающей по циклу Ренкина», «Расчет процесса теплопроводности через плоскую многослойную стенку», «Расчет теплоотдачи при свободном движении жидкости», «Расчет нестационарной теплопроводности», «Расчет теплообменного аппарата».

После ознакомления с этим материалом студент в соответствии со своим порядковым номером в журнале группы выбирает варианты задач и производит их решение, а затем защищает преподавателю выполненные решения всех задач.

Требования к выполнению домашнего задания:

1. Все выполненные расчеты заносятся темной пастой аккуратно в ученическую тетрадь. Для заметок, пояснений и исправлений с левой стороны листа оставляются поля размером 30мм.
2. На титульном листе указываются наименование учебного заведения, факультет, «Домашнее задание по теплотехнике», номер варианта, номер академической группы, фамилии и инициалы студента и преподавателя, год выполнения работы.
3. Условия задач и исходные данные записываются в начале перед решением каждой задачи.
4. После записи соответствующей формулы поясняется выбранная в ней символика с указанием размерности величин.

Пример: уравнение плотности теплового потока в процессе теплоотдачи

$$q = \alpha(T_c - T_{ж}) = 100(1000 - 300) = 70000 \text{ Вт/м}^2,$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²;

$T_c, T_{ж}$ – температуры стенки и жидкости соответственно, К;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К)

5. Подстановка численных значений величин осуществляется в том порядке, в каком они стоят в расчетной формуле. За результатом вычислений обязательно указывается размерность (см. пример в п.4).
6. Графики, построенные по расчетным данным в масштабе, должны иметь обозначение величин и единицы измерения по координатным осям.
7. В конце каждой задачи должен быть сделан вывод.
8. После проверки преподавателем правильности решения задачи студент должен получить допуск к защите и защитить домашнее задание.

1 РАСЧЕТ ПОЛИТРОПНОГО ПРОЦЕССА ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА

Уравнение политропного процесса 1-2 записывается соотношением

$$P_1 v_1^n = P_2 v_2^n = P v^n, \quad (1.1)$$

где P – абсолютное давление, Па; v – удельный объем, м³/кг;

n – показатель политропы, изменяющийся от 0 до ∞,

$$n = \frac{C_n - C_p}{C_n - C_v}, \quad (1.2)$$

отсюда теплоемкость процесса

$$C_n = C_v \frac{n-K}{n-1}, \quad (1.3)$$

где $K = C_p/C_v$ – показатель адиабаты; C_p, C_v – теплоемкости в процессах при постоянном давлении и постоянном объеме соответственно, кДж/(кг·К).

Для идеального газа, используя уравнение состояния $Pv=RT$, можно получить следующие соотношения параметров:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1}. \quad (1.4)$$

Удельное количество теплоты определяется как

$$q = C_n(T_2 - T_1) = C_v \frac{n-K}{n-1} (T_2 - T_1), \text{ кДж/кг}. \quad (1.5)$$

Удельная работа расширения (сжатия) равна

$$\ell = \frac{P_1 v_1 - P_2 v_2}{n-1} = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right], \text{ кДж/кг} \quad (1.6)$$

Удельная работа располагаемая (техническая) больше работы ℓ в n раз

$$\ell' = n\ell \quad (1.7)$$

Изменение удельной внутренней энергии, кДж/кг

$$\Delta u = u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1) \quad (1.8)$$

Изменение удельной энтальпии, кДж/кг

$$\Delta h = h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1) \quad (1.9)$$

Изменение удельной энтропии, кДж/(кг·К)

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (1.10)$$

Значение удельных термодинамических функций можно рассчитать следующим образом:

$$u = c_v T; \quad h = c_p T; \quad S = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0}, \quad (1.11)$$

где $P_0 = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па} = 760 \text{ мм.рт.ст.}; \quad T_0 = 273 \text{ К} = 0^\circ \text{С}.$

Для точных расчетов термодинамических процессов средние теплоемкости в интервале температур от t_1 до t_2 находятся по табличным значениям средних теплоемкостей в интервалах температур от 0 до t_1 и от 0 до t_2 :

$$\begin{aligned} c_{xm}|_{t_1}^{t_2} &= \frac{c_{xm}|_0^{t_2} t_2 - c_{xm}|_0^{t_1} t_1}{t_2 - t_1}, \text{ кДж/(кг·К)} \\ c'_{xm}|_{t_1}^{t_2} &= \frac{c'_{xm}|_0^{t_2} t_2 - c'_{xm}|_0^{t_1} t_1}{t_2 - t_1}, \text{ кДж/(м}^3\text{·К)} \\ \mu c_{xm}|_{t_1}^{t_2} &= \frac{\mu c_{xm}|_0^{t_2} t_2 - \mu c_{xm}|_0^{t_1} t_1}{t_2 - t_1}, \text{ кДж/(кмоль·К)}. \end{aligned} \quad (1.12)$$

Соотношение между средней массовой c_{xm} , объемной c'_{xm} и мольной μc_{xm} теплоемкостями следующее:

$$c_{xm} = c'_{xm} v = \frac{\mu c_{xm}}{\mu} \quad (1.13)$$

В таблицах термодинамических свойств газов приводятся средние удельные теплоемкости для изобарного ($x = p$) и изохорного ($x = v$) процессов.

Для приближенных расчетов мольную теплоемкость идеального газа определяют из молекулярно-кинетической теории по табл. 1 в зависимости от атомности газа.

Таблица 1

Значения мольных теплоемкостей μ_{c_p} и μ_{c_v}
идеального газа

Атомность газа	μ_{c_v} , кДж/(кмоль·К)	μ_{c_p} , кДж/(кмоль·К)	$K = \frac{\mu_{c_p}}{\mu_{c_v}}$
Одноатомные	12,47	20,78	1,67
Двухатомные	20,78	29,10	1,40
Трех- и многоатомные	24,94	33,25	1,33

Особенности расчета частных случаев политропного процесса (основных процессов) приведены в табл. 2.

Таблица 2

Расчет термодинамических процессов идеального газа

Процессы	Изохора	Изобара	Изотерма	Адиабата
Показатели политропы	∞	0	1	K
Связь между параметрами	$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$	$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}$	$\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}$	$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^K = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{K}{K-1}}$
c_n	c_v	c_p	∞	0
q	$c_v(T_2 - T_1) = \Delta u$	$c_p(T_2 - T_1) = \Delta h$	ζ	0
ζ	0	$p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1)$	$RT \ln \frac{v_2}{v_1}$	$\frac{R}{K-1}(T_1 - T_2)$
Δu	$u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1)$	$u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1)$	0	$u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1)$
Δh	$h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1)$	$h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1)$	0	$h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1)$
ΔS	$c_v \ln \frac{T_2}{T_1}$	$c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$	$R \ln \frac{v_2}{v_1}$	0
	$c_v \ln \frac{p_2}{p_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} = c_v \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p \ln \frac{v_2}{v_1}$			

Задача 1

Рассчитать политропный процесс идеального газа с определением начальных и конечных параметров (P, v, T), а также теплоемкости процесса, считая ее постоянной, ζ , ζ' , q, Δu , Δh , ΔS . Данные для расчета взять из табл. 3

Расчеты проводятся для 1 кг газа. По результатам построить графики процессов в p, v- и T, S- координатах.

Таблица 3

Исходные данные к задаче 1

№	Газ	P ₁ , МПа	P ₂ , МПа	n	t ₁ , °C
1	Воздух	1,0	0,60	1,2	227
2		1,0	0,65	1,25	207
3		1,0	0,70	1,3	247
4		1,0	0,75	1,35	267
5		1,0	0,80	1,38	277
6	O ₂	0,95	0,65	1,27	187
7		0,90	0,60	1,33	177
8		0,85	0,55	1,22	167
9		0,80	0,50	1,15	157
10		0,75	0,45	1,1	147
11	N ₂	0,10	0,6	1,12	0
12		0,15	0,6	1,18	10
13		0,20	0,6	1,25	20
14		0,25	0,6	1,33	30
15		0,30	0,6	1,4	40
16	CO ₂	0,08	0,4	1,15	-5
17		0,12	0,45	1,20	5
18		0,18	0,5	1,25	15
19		0,22	0,55	1,30	25
20		0,28	0,6	1,35	35
21		0,14	0,54	1,2	7
22	H ₂	0,16	0,52	1,15	17
23		0,18	0,50	1,1	27
24		0,20	0,48	1,0	37
25		0,22	0,46	1,3	47
26	CO	0,7	0,9	1,2	-3
27		0,6	0,8	1,15	10
28		0,5	0,7	1,30	20
29		0,4	1,0	1,35	-10
30		0,3	1,3	1,25	100

2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ИДЕАЛЬНОГО ЦИКЛА КОМПРЕССОРА

Компрессор – машина, предназначенная для сжатия газов от давления P_1 до давления P_2 . Процесс сжатия в неохлаждаемом компрессоре близок к адиабатному, в охлаждаемом – к изотермическому. Реальный процесс является политропным с показателем $1 < n < K$ (рис. 1).

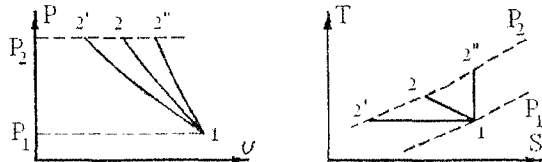


Рис. 1. Процессы сжатия газа в p, v - и T, S - диаграммах:

1-2' - изотермическое сжатие; 1-2 - политропное сжатие; 1-2'' - адиабатное сжатие

Удельная работа ℓ' , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, и мощность N , кВт, затрачиваемые на привод компрессора, рассчитываются по уравнениям:

- для адиабатного процесса

$$\ell'_{\text{ад}} = - \int_{v_1}^{v_2} p dv = K \ell'_{\text{из}} = \frac{K}{K-1} R(T_1 - T_2) = c_p(T_1 - T_2); N_{\text{ад}} = |\ell'_{\text{ад}}| M, \quad (2.1)$$

- для изотермического процесса

$$\ell'_{\text{из}} = RT \ln \frac{1}{\chi} = RT \ln \frac{v_2}{v_1}, \quad N_{\text{из}} = |\ell'_{\text{из}}| M; \quad (2.2)$$

- для политропного процесса

$$\ell'_{\text{п}} = \frac{n}{n-1} R(T_1 - T_2), \quad N_{\text{п}} = |\ell'_{\text{п}}| M, \quad (2.3)$$

где $R = \frac{\mu R}{\mu}$ - газовая постоянная, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; (2.4)

V_1 - объемный расход газа при давлении P_1 и температуре T_1 , $\text{м}^3/\text{с}$.

Для получения газа высокого давления применяют многоступенчатые компрессоры, в которых процесс сжатия осуществляют ступенчато, причем температура газа после каждой ступени компрессора уменьшается в охладителях до первоначального значения T_1 . Степень увеличения давления χ в каждой ступени одинакова и равна

$$\chi = z \sqrt{\frac{P_K}{P_1}} = \frac{P_{i+1}}{P_i}, \quad (2.5)$$

где P_K – конечное давление сжатого газа;

Z - число ступеней компрессора; P_{i+1} , P_i - давление на выходе и входе газа i - ступени; $\chi = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_6}{P_5} = (3 \dots 5)$ - отношение давлений в каждой ступени одинаково.

Тогда удельная работа многоступенчатого компрессора

$$\ell = Z \cdot \ell_1, \quad (2.6)$$

где ℓ_1 - удельная работа, затрачиваемая на сжатие газа в одной ступени, определяемая по уравнениям (2.1) - (2.3).

Температура в конце сжатия T_2 в каждой ступени составляет

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} = T_1 \chi^{\frac{n-1}{n}}, \quad (2.7)$$

для адиабатного процесса $n = K = 1,4$.

В неохлаждаемых компрессорах теплота, выделяющаяся при сжатии газа в компрессоре Q_1 и при охлаждении газа в охладителях Q_2 , отводится охлаждающей водой в процессе при постоянном давлении. Это количество теплоты, отводимое в единицу времени при политропном сжатии газа, рассчитывается по уравнению

$$Q = Q_1 + Q_2 = C_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) M Z + C_p (T_2 - T_1) M (Z-1). \quad (2.8)$$

Для адиабатного сжатия $Q_1 = 0$ и $Q = Q_2$, для изотермического сжатия $Q_2 = 0$ и $Q = Q_1 = N_T$.

Расход охлаждающей воды M_B , кг/с, определяется по формуле:

$$M_B = \frac{Q}{C_{pw} \Delta t_B}, \quad (2.9)$$

где $C_{pw} = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - массовая теплоемкость воды в процессе при

постоянном давлении;

$\Delta t_B = 16^\circ\text{C}$ - перепад температур воды на выходе и входе в охладитель.

Задача 2

Сжатие воздуха в многоступенчатом компрессоре происходит по политропе с показателем n . Расход сжимаемого воздуха – M , начальное давление – $p_1 = 0,1$ МПа, начальная температура – t_1 , степень повышения давления - $\chi_{\Sigma} = P_K / P_1$.

Определить величину теоретической работы сжатия и мощности привода компрессора, параметры воздуха на входе и выходе из ступеней, отведенную теплоту в компрессоре, охладителе и всей установке. Результ.

3. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ИДЕАЛЬНОГО ЦИКЛА ДИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ДВС)

таты расчета сравнить с изотермическим и адиабатическим сжатием воздуха в компрессоре.

Показать все процессы сжатия в p, v - и T, S - координатах. Выбор числа ступеней осуществляется по максимально допустимой температуре воздуха на выходе из ступеней, что соответствует $\chi = (3 \dots 5)$. Данные для расчета взять из табл. 4.

Таблица 4

Исходные данные к задаче 2

№	М, кг/мин	n	$\frac{P_K}{P_1} = \chi_\Sigma$	$t_1, ^\circ\text{C}$
1	22	1,15	10	17
2	24	1,32	15	16
3	26	1,22	20	18
4	28	1,25	100	20
5	30	1,18	30	19
6	32	1,24	200	27
7	34	1,33	50	26
8	36	1,28	250	28
9	38	1,20	80	29
10	40	1,26	120	30
11	20	1,12	300	15
12	25	1,14	280	10
13	30	1,16	240	12
14	35	1,20	180	14
15	40	1,22	160	13
16	45	1,24	140	25
17	50	1,26	260	24
18	22	1,28	90	23
19	26	1,32	60	22
20	32	1,30	40	21
21	36	1,34	340	7
22	38	1,38	220	8
23	24	1,36	190	9
24	20	1,21	270	6
25	18	1,25	500	5
26	14	1,32	200	-4
27	25	1,28	90	-10
28	30	1,15	70	5
29	34	1,29	60	19
30	38	1,17	100	30

По способу подвода теплоты ДВС различают:

- 1) при постоянном объеме – цикл ОТТО;
- 2) при постоянном давлении – цикл Дизеля;
- 3) при постоянном объеме и постоянном давлении – цикл Тринклера.

На рис. 2 изображен цикл Тринклера в p, v - и T, S - диаграммах.

Процесс 1-2 адиабатного сжатия воздуха в цилиндре характеризуется степенью сжатия $\epsilon = v_1/v_2$

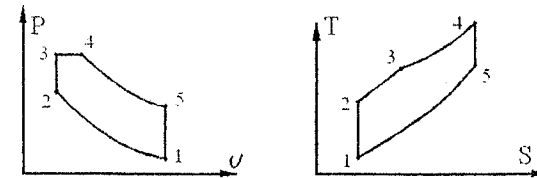


Рис. 2. Цикл Тринклера в p, v - и T, S - диаграммах

Теплота частично подводится при постоянном объеме (в форкамере) в процессе 2-3, характеризующемся степенью повышения давления $\lambda = P_3/P_2$, и частично при постоянном давлении (в цилиндре) в процессе 3-4, характеризующемся степенью предварительного расширения $\rho = v_4/v_3$. Рабочее тело в процессе 4-5 адиабатно расширяется, совершая рабочий ход, а затем в изохорном процессе 5-1 возвращается в первоначальное состояние, при этом отводится теплота в окружающую среду.

Для определения термического КПД и работы цикла необходимо найти температуры в характерных точках цикла, при условиях, что теплоемкости C_p и C_v , газовая постоянная R , показатель адиабаты $K = C_p/C_v$ постоянны.

Адиабатный процесс 1-2

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{K-1}, \quad T_2 = T_1 \epsilon^{K-1} \quad (3.1)$$

Изохорный процесс 2-3

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} = \lambda, \quad T_3 = \lambda T_2 = \lambda T_1 \epsilon^{K-1} \quad (3.2)$$

Изобарный процесс 3-4

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} = \rho, \quad T_4 = \rho T_3 = \rho \lambda T_1 \epsilon^{K-1} \quad (3.3)$$

Адиабатный процесс 4-5

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{K-1}, \text{ так как } v_5 = v_1, v_4 = v_3 \rho = v_2 \rho = \frac{v_1}{\varepsilon} \rho, \text{ то}$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{K-1}, T_5 = T_4 \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{K-1} = \rho^K \lambda T_1 \quad (3.4)$$

Количество подведенной теплоты, кДж/кг

$$q_1 = q_1' + q_2' = C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3), \quad (3.5)$$

Количество отведенной теплоты, кДж/кг

$$q_2 = C_v(T_5 - T_1), \quad (3.6)$$

Полезная теплота цикла, кДж/кг

$$q_0 = q_1 - q_2 = \ell_0, \quad (3.7)$$

Полезная работа цикла, кДж/кг

$$\ell_0 = \ell_{\text{расш}} - |\ell_{\text{сж}}| = R(T_4 - T_3) + \frac{R}{K-1}(T_4 - T_3) - \left| \frac{R}{K-1}(T_1 - T_2) \right| \quad (3.8)$$

Термический КПД цикла с учетом (3.1) - (3.6)

$$\eta_t = \frac{\ell_0}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{\rho^K \lambda - 1}{\varepsilon^{K-1} [(\lambda - 1) + K\lambda(\rho - 1)]} \quad (3.9)$$

Мощность двигателя, кВт

$$N = \frac{\ell_0 n n_1 V_{\text{ц}}}{2v_1}, \quad (3.10)$$

где n - число оборотов двигателя, об/с; n_1 - число цилиндров двигателя;

$V_{\text{ц}}$ - рабочий объем цилиндра, м³.

Расход топлива на двигатель, кг/с

$$B_r = \frac{Q_1}{Q_H^P} = \frac{N}{\eta_t Q_H^P}, \quad (3.11)$$

где Q_H^P - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

Среднее индикаторное давление в цикле, Па

$$P_i = \frac{\ell_0}{v_1 - v_2}. \quad (3.12)$$

Число цилиндров n можно ориентировочно выбрать по величине мощности N : при $N < 100$ кВт $n = (4 \dots 6)$, при $N > 100$ кВт $n = (6 \dots 8)$.

Задача 3

Рассчитать цикл ДВС. Рабочее тело - CO₂. Газовая постоянная $R = 0,189$ кДж/(кг·К), теплоемкости принять постоянными: $C_p = 0,856$ кДж/(кг·К), $C_v = 0,667$ кДж/(кг·К). Начальное давление газа $P_1 = 0,1$ МПа.

Определить параметры в характерных точках цикла, полезную работу, количество подведенной, отведенной и полезной теплоты, термический КПД,

рабочий объем цилиндра двигателя, расход топлива на двигатель, среднее индикаторное давление в цикле. Принять

$Q_H^P = 45$ МДж/кг. Изобразить в масштабе цикл ДВС в P, v - диаграмме.

Построить зависимость $\eta_t = f(\varepsilon, \rho)$. Данные для расчета взять из табл. 5.

Таблица 5

Данные для расчета цикла ДВС

№ п/п	$t_1, ^\circ\text{C}$	ε	λ	ρ	n , об/мин	N , кВт
1	20	20	1,8	2,0	2000	150
2	15	18	1,8	2,2	2100	150
3	18	16	1,6	1,7	2200	150
4	25	14	1,2	1,3	2300	150
5	14	12	1,5	1,4	3000	180
6	10	15	1,7	1,8	2900	180
7	20	8	1,4	1,9	2800	110
8	12	13	1,4	1,5	2500	110
9	5	16	1,7	1,4	3100	130
10	16	22	1,5	1,9	2750	130
11	8	9	1,5	1,2	2400	160
12	26	19	1,6	1,8	2100	160
13	30	11	1,9	2,5	2650	140
14	11	20	1,6	2,0	1900	140
15	3	17	1,3	1,7	1800	140
16	-5	14	1,2	1,25	3250	100
17	0	16	1,5	1,3	2850	100
18	-10	18	1,6	1,6	2550	100
19	2	20	1,8	1,9	3050	90
20	4	12	1,3	2,0	1950	90
21	6	18	1,5	1,7	2150	90
22	-3	12	1,6	1,6	2750	120
23	9	16	1,8	1,5	3150	120
24	-15	13	1,4	1,4	2200	170
25	21	10	1,5	1,5	2250	170
26	-7	14	1,7	1,8	2500	190
27	-9	15	1,8	2,0	2700	200
28	10	16	1,8	1,9	2800	220
29	12	18	1,5	1,7	2900	180
30	15	20	1,4	1,5	3000	150

4. РАСЧЕТ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ, РАБОТАЮЩЕЙ ПО ЦИКЛУ РЕНКИНА

Основным циклом в паротурбинной установке является изображенный в h, S - диаграмме на рис. 3 идеальный цикл Ренкина.

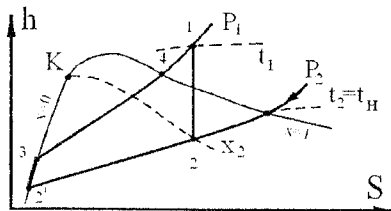


Рис. 3. Цикл Ренкина в h, S - диаграмме

Подвод теплоты осуществляется в котле в изобарных процессах 3-4 парообразования и 4-1 перегрева пара. Адиабатное расширение пара в турбине в процессе 1-2 происходит до давления P_2 в конденсаторе. В процессе 2-2' пар конденсируется до состояния кипящей жидкости при давлении P_2 , отдавая теплоту парообразования охлаждающей воде, поступающей из пруда-охладителя или градирни. Сжатие конденсата осуществляется в конденсатном насосе до давления P_1 в котле, и питательная вода направляется в котел.

Термический КПД цикла Ренкина определяется по уравнению

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = \frac{\ell_0}{q_1} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'}, \quad (4.1)$$

где h_1, h_2 - энтальпии перегретого пара перед паровой турбиной и отработавшего пара после турбины соответственно, кДж/кг;

h_1 - определяется по P_1 и t_1 , h_2 по P_2 в h, S - диаграмме;

h_2' - энтальпия конденсата в конденсаторе, определяется как произведение температуры насыщения на теплоемкость воды, кДж/кг,

$$h_2' = C_{pв} t_H, \quad (4.2)$$

где $C_{pв} = 4,19$ кДж/(кг·К), t_H - определяется при пересечении линии давления P_2 с верхней пограничной кривой ($x=1$), °С.

Теоретический массовый удельный расход пара, кг/(кВт·ч)

$$d = \frac{3600}{h_1 - h_2} \quad (4.3)$$

Степень сухости влажного пара после турбины зависит от P_1, t_1 и P_2 и определяется в h, S - диаграмме.

Задача 4

Определить влияние начальных параметров пара перед турбиной и конечного давления в конденсаторе на величины термического КПД цикла Ренкина, теоретического удельного расхода пара и конечной (за турбиной) степени сухости пара для трех вариантов. Изобразить принципиальную схему идеального цикла Ренкина и описать его работу. Данные для расчета взять из табл. 6.

Таблица 6

Данные для расчета цикла Ренкина

№ п/п	Вариант 1			Вариант 2			Вариант 3
	P_1 , МПа	t_1 , °С	P_2 , кПа	P_1 , МПа	t_1 , °С	P_2 , кПа	P_2 , кПа
1	2,2	250		8,0	470		20
2	2,4	280		10,0	500		30
3	2,6	300	3	11,0	510	3	40
4	2,8	320		11,5	520		40
5	3,0	340		12,0	530		50
6	3,5	350		13,0	540		50
7	4,0	360		12,5	550		50
8	4,5	380	3,5	14,0	560	3,5	60
9	5,0	400		15,0	580		60
10	2,0	250		9,0	470		70
11	2,5	300		8,0	460		70
12	2,0	280		8,0	500		70
13	2,5	250	4	9,0	510	4	80
14	3,0	300		16,0	510		80
15	3,0	320		16,0	480		90
16	4,0	320		17,0	500		90
17	5,0	350		18,0	510		100
18	5,0	400	4,5	18,0	550	4,5	100
19	5,0	420		20,0	510		120
20	4,0	410		20,0	550		120
21	4,5	400		25,0	520		130
22	4,5	450		25,0	550		130
23	4,0	400	5	30,0	570	5	140
24	4,5	500		30,0	600		140
25	5,0	440		24,0	440		150
26	5,5	410		20	550		160
27	4,5	400		23	570		170
28	5,0	420	5,5	25	580	5,5	180
29	5,5	470		30	600		200
30	3,5	380		25	585		130

Примечание. Значения P_1 и t_1 для варианта 3 см. вариант 2.

5. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ЧЕРЕЗ ПЛОСКУЮ МНОГОСЛОЙНУЮ СТЕНКУ

Плотность теплового потока q , проходящего через однослойную стенку, определяется из дифференциального уравнения теплопроводности и условий однозначности (при граничных условиях первого рода)

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2), \text{ Вт/м}^2, \quad (5.1)$$

где λ - коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К);

δ - толщина стенки, м;

t_1, t_2 - температуры на наружных поверхностях стенки, °С.

Для многослойной стенки q находится с учетом термических сопротивлений слоев δ/λ по следующему уравнению:

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i}, \text{ Вт/м}^2 \quad (5.2)$$

Задача 5

Стенка топочной камеры парового котла выполнена из пеношамота толщиной δ_1 , изоляционной прослойки из шлака δ_2 и слоя красного кирпича δ_3 . Температура на внутренней поверхности камеры - t_1 , а наружной - t_4 . Коэффициенты теплопроводности: пеношамота $\lambda_1 = 1,25$ Вт/(м·К), изоляционного слоя λ_2 , красного кирпича $\lambda_3 = 0,7$ Вт/(м·К).

Вычислить тепловые потери через 1 м^2 стенки топочной камеры (q) и температуры t_2 и t_3 в плоскости соприкосновения слоев. Как изменится плотность теплового потока, если:

- 1) внутренняя поверхность топочной камеры покрылась слоем сажи толщиной $1,5\text{ мм}$ с $\lambda_c = 0,09$ Вт/(м·К)? Определить для этого случая температуры t_2, t_3 и t_4 ;
- 2) изоляционную прослойку заменить красным кирпичом? Определить t_2 , а также минимальную толщину стенки пеношамота, если известно, что красный кирпич разрушается при температуре 850 °С. Данные для расчета взять из табл. 7.

Таблица 7

Данные для расчета плотности теплового потока и температур слоев многослойной стенки

№ п/п	$\delta_1, \text{ мм}$	$\delta_2, \text{ мм}$	$\delta_3, \text{ мм}$	$t_1, \text{ }^\circ\text{С}$	$t_4, \text{ }^\circ\text{С}$	$\lambda_2, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$
1	205	105	230	1150	41	0,12
2	210	110	240	1200	42	0,13
3	215	115	250	1250	43	0,14
4	220	120	260	1300	44	0,15
5	225	125	270	1325	45	0,16
6	230	130	280	1350	46	0,17
7	235	135	290	1375	47	0,18
8	240	140	300	1400	48	0,19
9	245	145	310	1425	49	0,20
10	200	100	220	1100	40	0,11
11	220	100	200	1100	50	0,10
12	230	105	205	1150	45	0,12
13	240	110	210	1200	48	0,13
14	260	120	220	1250	38	0,14
15	270	125	270	1300	38	0,15
16	280	130	230	1350	46	0,17
17	290	135	235	1375	51	0,18
18	240	140	280	1400	46	0,19
19	310	145	245	1425	50	0,20
20	250	150	280	1500	60	0,20
21	240	130	210	1400	42	0,12
22	250	160	210	1200	40	0,12
23	300	170	220	1280	50	0,15
24	320	180	240	1300	52	0,16
25	340	200	300	1320	44	0,18
26	300	200	280	1350	50	0,13
27	320	150	300	1400	55	0,14
28	340	140	220	1450	60	0,15
29	360	160	260	1500	49	0,16
30	380	180	280	1300	54	0,17

6. РАСЧЕТ ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ СВОБОДНОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ

Свободное движение (естественная конвекция) обусловлено разностью плотностей нагретых и холодных частиц жидкости. Оно характеризуется числом Грасгофа

$$Gr_{ж} = g \beta (T_c - T_{ж}) \ell^3 / \nu_{ж}^2, \quad (6.1)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести;

β – коэффициент объемного расширения (для газов $\beta = \frac{1}{T_{ж}}$), $\frac{1}{\text{К}}$;

T_c и $T_{ж}$ – температуры нагретой поверхности и неподвижной жидкости вдали от поверхности соответственно, К;

ℓ – характерный размер, м, для вертикальных поверхностей $\ell = h$ (высота), для горизонтальных труб - $\ell = d$;

$\nu_{ж}$ – коэффициент кинематической вязкости жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$;

за определяющую температуру принята температура жидкости вдали от нагретой поверхности.

Свободное движение жидкости у вертикальных поверхностей (пластины, трубы) может быть ламинарным или турбулентным. Характер движения определяет механизм теплообмена, поэтому получены различные критериальные зависимости для расчета средних коэффициентов теплоотдачи вдоль поверхности.

Для ламинарного движения жидкости ($10^3 < Gr_{ж} Pr_{ж} < 10^9$)

$$Nu_{ж} = 0,76 (Gr_{ж} Pr_{ж})^{0,25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (6.2)$$

где $Pr_{ж}$ и $Pr_{ст}$ – числа Прандтля, определяемые в таблице для жидкости, по температурам жидкости и стенки соответственно, $Pr = \nu/\alpha$;

$\alpha = \lambda / C_p \rho$ – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;

C_p – теплоемкость жидкости при постоянном давлении, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для турбулентного движения жидкости ($Gr_{ж} Pr_{ж} > 6 \cdot 10^{10}$)

$$Nu_{ж} = 0,15 (Gr_{ж} Pr_{ж})^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (6.3)$$

Для переходного режима свободного движения жидкости ($10^9 < Gr_{ж} Pr_{ж} < 10^{10}$) коэффициенты теплоотдачи рассчитываются по формуле (6.3).

Средние коэффициенты теплоотдачи при свободном движении жидкости около горизонтальных труб определяются по следующей зависимости ($10^3 < Gr_{ж} Pr_{ж} < 10^9$)

$$Nu_{ж} = 0,5 (Gr_{ж} Pr_{ж})^{0,25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (6.4)$$

В формулах (6.2) - (6.4) за определяющую температуру принята температура жидкости (капельной жидкости или газа) вдали от поверхности, за определяющий размер – высота поверхности в (6.2) и (6.3) и диаметр трубы в (6.4).

Средний коэффициент теплоотдачи α определяется по числу Нуссельта

$$Nu_{ж} = \frac{\alpha \ell}{\lambda}, \quad (6.5)$$

Тепловой поток в процессе теплоотдачи находится по уравнению Ньютона – Рихмана, Вт:

$$Q = \alpha F (T_c - T_{ж}), \quad (6.6)$$

где F – боковая поверхность трубопровода, м^2 .

Задача 6

Определить тепловой поток от неизолированного трубопровода наружным диаметром d и длиной L к окружающему воздуху. Температура стенки – t_c , температура воздуха – $t_{ж}$. Данные для расчета взять из табл. 8.

Таблица 8

Исходные данные к задаче 6

№ п/п варианта	d, мм	L, м	t _с , °С	t _ж , °С	Расположение трубопровода
1	60	4	100	0	Вертикальное
2	70	5	110	5	
3	80	6	120	10	
4	90	7	130	15	
5	100	8	140	20	
6	110	9	150	25	
7	130	10	160	30	
8	140	12	170	2	
9	150	14	180	4	
10	160	16	190	6	
11	170	18	200	8	
12	180	20	220	12	
13	200	25	240	14	Горизонтальное
14	190	30	250	16	
15	220	35	260	- 2	
16	240	40	270	- 4	
17	260	28	280	- 6	
18	280	23	290	- 8	
19	290	37	300	0	
20	300	12	320	18	
21	320	17	210	20	
22	340	38	230	22	
23	360	22	165	24	
24	380	24	145	26	
25	400	16	125	28	
26	420	11	350	4	
27	440	21	370	10	
28	450	10	280	14	
29	470	12	300	16	
30	490	14	320	18	

7. РАСЧЕТ НЕСТАЦИОНАРНОГО НАГРЕВА (ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕЛА)

Если температурное поле меняется во времени, то тепловые процессы, протекающие в таких условиях, называются нестационарными.

Нестационарные процессы теплопроводности встречаются при охлаждении (нагревании) металлических заготовок, прокаливании твердых тел в производстве различных веществ, в производстве ДВП и ДСП (прогрев и охлаждение плит), при обжиге кирпича, нагревании дерева и др.

Передачу теплоты при нестационарном режиме можно определить, решив дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье и найдя законы изменения температурного поля и теплового потока во времени и в пространстве, что сделать довольно трудно из-за большого числа определяющих параметров процесса.

Поэтому для технических решений были получены упрощенные расчетные формулы, с помощью которых решаются практические задачи по нагреву (охлаждению):

- неограниченной пластины;
- цилиндра бесконечной длины.

Переменные были сгруппированы в безразмерные комплексы:

$$\frac{\alpha \ell}{\lambda_{ст}} = Bi \text{ - число Био,}$$

$$\frac{\alpha \tau}{\ell^2} = Fo \text{ - число Фурье,}$$

где α – коэффициент теплоотдачи между телом и средой, Вт/(м²·К);

τ – время нагрева (охлаждения) тела, с;

ℓ – определяющий размер (для пластины $\ell = \delta$ – половина толщины пластины; для цилиндра и шара $\ell = R$ – радиус тела), м;

$\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности тела, Вт/(м·К);

$a = \lambda_{ст}/c \rho$ – коэффициент температуропроводности тела, м²/с;

c – теплоемкость тела, Дж/(кг·К);

ρ – плотность тела, кг/м³.

При решении технических задач в большинстве случаев достаточно знать безразмерные температуры на поверхности $v_{ст}$ и в средней плоскости сечения тела $v_{ц}$, которые определяются по соотношениям:

$$v_{ст}/v_{ц} = (t_{ст} - t_{ср})/(t_0 - t_{ср}) = f(Bi, Fo), \tag{7.1}$$

$$v_u/v_1 = (t_u - t_{cp}) / (t_0 - t_{cp}) = f(Bi, Fo), \quad (7.2)$$

где t_{cp} – температура поверхности тела, °С;

t_{cp} – температура среды, °С;

t_0 – температура тела в начальный момент времени, °С;

t_u – температура в среднем сечении тела, °С.

Кроме распределения температур, часто требуется знать количество теплоты Q_τ , отданной (воспринятой) телом за время τ , которое определяется соотношением

$$Q_\tau/Q_0 = f(Bi, Fo), \quad (7.3)$$

где Q_0 – начальная внутренняя энергия тела, Дж.

Величины Q_0 определяются по формулам:

для пластины – $Q_0 = 2F\sigma\delta(t_0 - t_{cp}) = 2F\sigma\delta v_1$,

для цилиндра – $Q_0 = \pi R^2 c_p L v_1$,

где F – площадь боковой поверхности пластины, м²;

L – длина цилиндра, м.

Итак, для определения искомых величин неограниченной пластины и цилиндра бесконечной длины необходимо сначала вычислить значения чисел подобия Bi и Fo , по которым из графиков рис. 4-9 находятся v_{cp}/v_1 , v_u/v_1 , Q_τ/Q_0 . Так как v_1 и Q_0 известны, то легко вычисляются и значения v_{cp} , v_u , Q_τ .

Короткие цилиндры, прямоугольные призмы можно рассматривать соответственно как тела, образованные пересечением взаимно перпендикулярных цилиндра и пластины, двух пластин неограниченных размеров, но конечной толщины. Например: для цилиндра конечной длины толщина пластины 2δ берется равной длине L .

Относительная температура на середине длины поверхности цилиндра равна произведению относительной температуры поверхности бесконечно длинного цилиндра v_{cp}/v_1 на относительную температуру в середине неограниченной пластины v_u/v_1 ; точно так же относительная температура на оси в середине цилиндра равна произведению относительной температуры оси v_u/v_1 бесконечного цилиндра на относительную температуру оси v_u/v_1 неограниченной пластины.

Задача 7.1

Определить время τ охлаждения древесноволокнистой пластины толщиной 2δ , считая процесс охлаждения законченным, когда температура на ее поверхности будет равной $t_{cp} = 50^\circ\text{C}$. Начальная температура плиты $t_0 = 20^\circ\text{C}$, температура окружающего воздуха $t_{cp} = 20^\circ\text{C}$, коэффициент теплоотдачи к воздуху α (табл. 9).

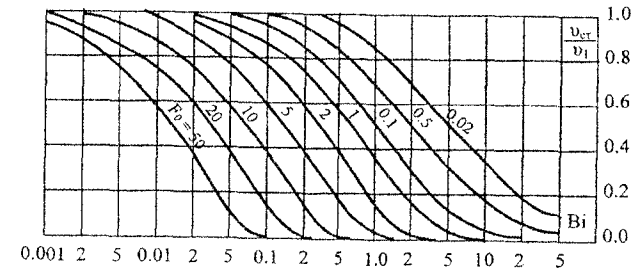


Рис. 4. Зависимость $v_{cp}/v_1 = f(Bi, Fo)$ для поверхности плоской неограниченной пластины

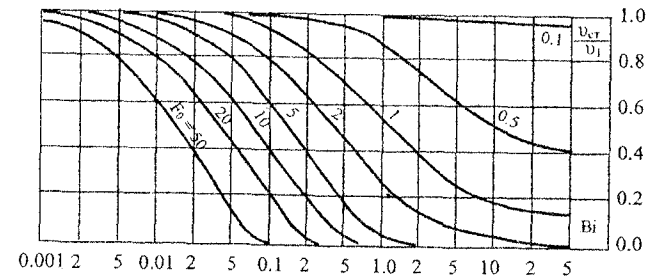


Рис. 5. Зависимость $v_{cp}/v_1 = f(Bi, Fo)$ для середины плоской неограниченной пластины

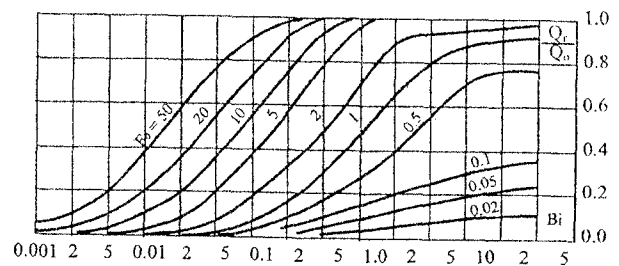


Рис. 6. Зависимость $Q_\tau/Q_0 = f(Bi, Fo)$ для поверхности плоской неограниченной пластины

Таблица 9

Исходные данные к задаче 7.1

№ п/п	2δ, мм	t ₀ , °C	α, Вт/(м ² ·К)
1	20	100	10
2	25	100	15
3	30	100	20
4	35	110	20
5	35	110	20
6	30	90	5
7	28	100	30
8	20	90	5
9	20	80	12
10	30	85	15
11	32	90	10
12	30	110	20
13	40	120	10
14	30	100	15
15	20	80	15
16	20	110	20
17	25	110	25
18	30	120	30
19	20	90	60
20	21	120	30
21	25	140	50
22	20	110	40
23	24	90	20
24	32	110	30
25	34	140	40

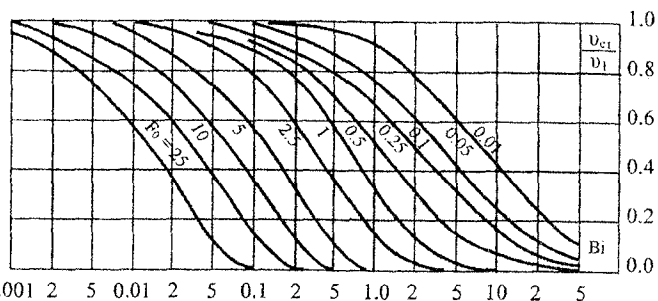


Рис. 7. Зависимость $v_{cr}/v_1 = f(Bi, F_0)$ для поверхности бесконечного цилиндра

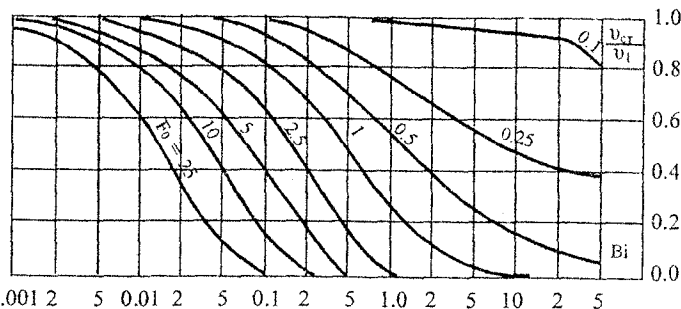


Рис. 8. Зависимость $v_{cr}/v_1 = f(Bi, F_0)$ для оси бесконечного цилиндра

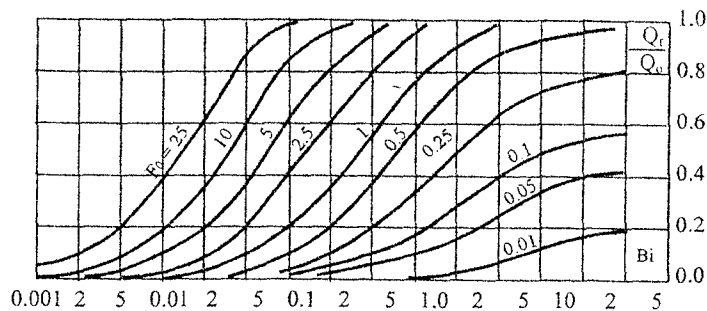


Рис. 9. Зависимость $Q_T/Q_0 = f(Bi, F_0)$ для бесконечного цилиндра

Задача 7.2

Стальной вал диаметром d , мм, длиной $L = 20d$ закаливается в ванне с температурой воды t_{cr} . Перед закалкой вал нагревается в печи до t_0 . Определить время τ , по истечении которого температура на поверхности вала будет равной t_{cr} . Определить, какая температура в центре вала t_c по истече-

нии того же самого времени τ , если длина вала равна $3d$. Коэффициент теплоотдачи от поверхности к воде α (табл. 10).

Таблица 10

Исходные данные к задаче 7.2

№ п/п	d, мм	$t_{сг}, ^\circ\text{C}$	$t_{ох}, ^\circ\text{C}$	$\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$t_{ср}, ^\circ\text{C}$
1	40	200	800	800	20
2	50	200	900	900	20
3	60	200	900	1000	20
4	80	200	900	1100	10
5	70	200	800	1200	20
6	90	200	800	1300	20
7	100	200	750	1400	20
8	40	300	950	1500	25
9	50	300	950	1600	35
10	60	300	950	1700	40
11	70	300	1000	1200	30
12	80	300	1000	1100	30
13	90	300	1000	900	30
14	100	300	1000	950	35
15	40	400	900	850	35
16	50	400	900	800	30
17	60	500	1000	900	30
18	70	500	900	1100	25
19	80	500	950	1150	20
20	90	500	850	1200	20
21	100	300	850	1300	15
22	40	300	750	1300	15
23	50	300	950	950	20
24	60	300	860	800	25
25	70	300	800	850	15

8. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Основными уравнениями, используемыми при расчете теплообменного аппарата, являются уравнения теплового баланса (8.1) и теплопередачи (8.2), (8.3):

$$Q = M_1 C_{p1} (T_1' - T_1'') = M_2 C_{p2} (T_2'' - T_2'), \text{ кВт}, \quad (8.1)$$

где M_1 и M_2 – массовые расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с;

T_1' и T_2' – температуры горячего и холодного теплоносителей на входе в теплообменник, К;

T_1'' и T_2'' – температуры горячего и холодного теплоносителей на выходе из теплообменника, К;

C_{p1} и C_{p2} – удельные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей, кДж/(кг·К).

$$Q = KF\Delta\bar{T}, \text{ Вт}, \quad (8.2)$$

$$Q = \pi K_\ell \Delta\bar{T} L, \text{ Вт}, \quad (8.3)$$

где F – поверхность теплообмена, м^2 ;

K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$\Delta\bar{T}$ – среднелогарифмический температурный напор, К;

K_ℓ – линейный коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

L – общая длина всех трубок теплообменника, м.

Порядок расчета

1. Определить массовые расходы теплоносителей M_1 и M_2 по уравнению (8.1). Удельные теплоемкости C_{p1} и C_{p2} взять из таблиц П.7 и П.2 [1] по средним температурам теплоносителей:

$$\bar{T} = \frac{T' + T''}{2}, \text{ К}. \quad (8.4)$$

2. Определение коэффициента теплопередачи

Линейный коэффициент теплопередачи через цилиндрическую стенку находится по формуле

$$K_\ell = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_H} + \frac{1}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_H}{d_{ВН}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{ВН}}}, \text{ м} \cdot \text{К}, \quad (8.5)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К);

$d_{вн}, d_{н}$ – внутренний и наружный диаметры трубок, м.

С достаточной степенью точности коэффициент теплопередачи через цилиндрическую стенку можно определить по коэффициенту теплопередачи через плоскую стенку по следующей формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{2\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (8.6)$$

Тогда поверхность теплообмена F или длину труб ℓ можно определить по формуле (8.24).

2.1. Расчет коэффициента теплопередачи со стороны горячего теплоносителя α_1

2.1.1. Определение режима движения жидкости (по числу Рейнольдса)

$$Re_1 = \frac{\omega d}{\nu_1} \quad (8.7)$$

где ν_1 – коэффициент кинематической вязкости, м²/с (определяется по таблице П.7 [1] по \bar{T}_1).

2.1.2. Выбор критериального уравнения теплоотдачи

При поперечном омывании пучка труб средний коэффициент теплоотдачи для третьего и последующих рядов труб α_2 при $10^3 < Re < 10^5$ (смешанный режим движения жидкости) определяется по уравнению [2]

$$Nu_{ин} = C Re_1^n Pr_{ж1}^{0,33} \varepsilon_s \left(\frac{Pr_{ж1}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (8.8)$$

где для шахматных пучков труб $C = 0,41$; $n = 0,6$; для коридорных – $C = 0,26$; $n = 0,65$; коэффициент ε_s , учитывающий влияние относительных шагов, находится для коридорных пучков по формуле

$$\varepsilon_s = \left(\frac{S_2}{d} \right)^{-0,15} \quad (8.9)$$

для шахтных пучков

$$\begin{aligned} & \text{при } S_1/S_2 \geq 2 \quad \varepsilon_s = 1,12, \\ & \text{при } S_1/S_2 < 2 \quad \varepsilon_s = (S_1/S_2)^{1/6}; \end{aligned} \quad (8.10)$$

число Прандтля $Pr_{ж1}$ выбирается по таблице П. 7 [1] по \bar{T}_1 ; число Pr_c выбирается по таблице П. 7 [1] по

$$\bar{T}_c = \frac{T_2' + T_2''}{2} + 20, K,$$

т.е. в расчете принимается, что T_c отличается от температуры T_2 на 20°.

2.1.3. Определение среднего конвективного коэффициента теплоотдачи при обтекании пучка труб со стороны горячего теплоносителя

$$\alpha_{ин} = Nu_{ин} \lambda_1 / \ell, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (8.11)$$

где λ_1 – коэффициент теплопроводности горячего теплоносителя, Вт/(м·К),

выбирается в таблице П. 7 [1] по \bar{T}_1 ;

ℓ – характерный размер, $\ell = d_{н}$, м.

Коэффициенты теплоотдачи первого ряда пучков α_1 определяются как $\alpha_1 = 0,6 \alpha_{ин}$, для второго ряда в коридорных пучках $\alpha_{II} = 0,9 \alpha_{ин}$, а в шахматных $\alpha_{II} = 0,7 \alpha_{ин}$.

Средний конвективный коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к пучку труб, Вт/(м²·К):

$$\alpha_1^K = \frac{\alpha_1 + \alpha_{II} + (N-2)\alpha_{III}}{N} \quad (8.12)$$

где N – число рядов, принимаем 4, 5, 6 и более рядов в зависимости от общего числа трубок в пучке (8.25) с тем, чтобы получить компактный теплообменный аппарат.

2.1.4. Определение коэффициентов теплоотдачи тепловым излучением $\alpha_1^л$ и α_1

При высоких температурах теплоносителя (свыше 600К) при определении коэффициента теплоотдачи α_1 следует учитывать передачу теплоты за счет теплового излучения, т.е. общий коэффициент теплоотдачи α_1 за счет конвективного теплообмена и теплового излучения определяется как

$$\alpha_1 = \alpha_1^K + \alpha_1^л \quad (8.13)$$

где $\alpha_1^л$ – коэффициент теплоотдачи тепловым излучением, Вт/(м²·К),

$$\alpha_1^л = \frac{q_1^л}{T_1 - \bar{T}_c} \quad (8.14)$$

Плотность теплового потока, переданная тепловым излучением, определяется по формуле

$$q_1^{\text{л}} = c_0 \varepsilon_{\text{г}} \frac{\varepsilon_{\text{с}} + 1}{2} \left[\left(\frac{\bar{T}_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{\bar{T}_{\text{с}}}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт/м}^2, \quad (8.15)$$

где $c_0 = 5,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела;
 $\varepsilon_{\text{г}} = 0,15$ – степень черноты газа (принимается);
 $\varepsilon_{\text{с}}$ – степень черноты материала стенки (выбирается из таблицы П.8[1]);
 $\bar{T}_1, \bar{T}_{\text{с}}$ – [К].

2.2. Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны холодного теплоносителя α_2

2.2.1. Определение режима движения жидкости (по числу Рейнольдса)

$$Re_2 = \frac{\omega_2 d_{\text{вн}}}{\nu_2}, \quad (8.16)$$

где ν_2 – коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$ (выбирается по таблице П. 2 [1] по \bar{T}_2).

2.2.2. Выбор критериального уравнения теплоотдачи

В случае ламинарного режима движения ($Re < 2300$) критериальное уравнение имеет следующий вид:

$$Nu_2 = 0,15 Re_2^{0,33} Pr_{\text{ж}2}^{0,33} (Gr_{\text{ж}2} Pr_{\text{ж}2})^{0,1} \left(\frac{Pr_{\text{ж}2}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25} \varepsilon_{\ell}, \quad (8.17)$$

где числа $Pr_{\text{ж}2}$ и $Pr_{\text{с}}$ выбираются по таблице П. 2 [1] соответственно по \bar{T}_2 и $\bar{T}_{\text{с}}$;

ε_{ℓ} – поправка, учитывающая влияние длины трубопровода на теплоотдачу, при $L/d_{\text{вн}} \geq 50$, $\varepsilon_{\ell} = 1$;

число Грасгофа $Gr = g \beta (\bar{T}_{\text{с}} - \bar{T}_{\text{ж}2}) d_{\text{вн}}^3 / \nu_{\text{ж}2}^2$;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$, $\beta = 1/\bar{T}_{\text{ж}2}$.

При развитом турбулентном режиме движения критериальное уравнение записывается как ($Re > 10^4$)

$$Nu_2 = 0,021 Re_2^{0,8} Pr_{\text{ж}2}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\text{ж}2}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25} \varepsilon_{\ell}, \quad (8.18)$$

Для переходного режима движения, когда $2300 < Re < 10000$, критериальное уравнение записывается таким образом:

$$Nu_2 = A Pr_{\text{ж}2}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\text{ж}2}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25} \varepsilon_{\ell}, \quad (8.19)$$

где A – величина, выбираемая из табл. 11, как среднеарифметическая при данном числе Re :

$$A = \frac{A_{\text{max}} + A_{\text{min}}}{2}. \quad (8.20)$$

Таблица 11

Значение коэффициентов A в зависимости от Re

$Re \cdot 10^{-3}$	2,3	2,4	2,5	3	4	5	6	7	8	9	10
A_{max}	10,3	10,6	11,0	12,7	16	19,1	22	24	28	29,5	33,0
A_{min}	3,3	3,8	4,4	7,0	10,3	15,5	19,5	22,1	27	29,5	33,3

2.2.3. Определение коэффициента теплоотдачи к холодному теплоносителю α_2

Величина коэффициента теплоотдачи определяется из числа Нуссельта

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_{\text{вн}}}, \quad (8.21)$$

где λ_2 – коэффициент теплопроводности холодного теплоносителя, $\text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$ (выбирается по таблице П. 2 [1] по \bar{T}_2).

3. Определение среднеарифметического температурного напора

Вид расчетной формулы для определения $\Delta \bar{T}$ зависит от направления взаимного движения теплоносителей: прямоток, противоток и перекрестный ток. Для перекрестного тока движения теплоносителей $\Delta \bar{T}$ находится как

$$\Delta \bar{T} = \Delta \bar{T}_{\text{прот}} \cdot E, \quad (8.22)$$

где $\Delta \bar{T}_{\text{прот}}$ – среднеарифметический температурный напор для противоточного движения теплоносителей, $^{\circ}\text{C}$.

$\varepsilon_{\Delta T}$ – поправка, указывающая отличие перекрестного тока от противотока (определяется в справочной литературе по рисунку П. 3 [1], принимаем $\varepsilon = 0,95$).

$$\Delta T_{\text{прот}} = \frac{\Delta T_{\text{б}} - \Delta T_{\text{м}}}{\varepsilon_{\text{п}} \frac{\Delta T_{\text{б}}}{\Delta T_{\text{м}}}}, \quad (8.23)$$

где $\Delta T_{\text{б}}$ и $\Delta T_{\text{м}}$ – соответственно большая и меньшая разность температур между теплоносителями на концах теплообменника (на входе и выходе) при противотоке.

Характер изменения температур теплоносителей при противотоке в масштабе необходимо изобразить графически.

4. Определение рабочей поверхности пучка труб

$$F = \frac{Q}{K \Delta T}, \text{ м}^2 \quad \text{или} \quad L = \frac{Q}{\pi K_{\ell} \Delta T}, \text{ м}. \quad (8.24)$$

Общее число трубок в пучке:

$$N_{\text{T}} = \frac{F}{\pi d_{\text{н}} L_{\text{T}}}, \quad \text{или} \quad N_{\text{T}} = \frac{L}{L_{\text{T}}}, \quad (8.25)$$

число трубок в ряду: $n = \frac{N_{\text{T}}}{N}$, $N = 4, 5, 6$ и более. (8.26)

Изобразить в масштабе пучок труб теплообменника в двух проекциях (сверху и сбоку). Принять расстояние от краев трубной доски (в которой завальцованы трубы) до оси труб, расположенных в первом и последнем рядах, равным половине шагов S_1 и S_2 .

Задача 8

Поверхность нагрева кожухотрубного теплообменника состоит из коридорного (варианты 1 – 12) или шахматного (13 – 30) пучка стальных труб, содержащего не менее 4 рядов: толщина стенки трубы $\delta_{\text{ст}}$, мм. Внутри труб протекает вода, прогреваемая от температуры T_2' , К до T_2'' , К, а снаружи пучок труб омывается горячими дымовыми газами, охлаждающимися от T_1' , К, до T_1'' , К.

Диаметр трубок $d_{\text{н}} = 18$ мм, длина трубки $L_{\text{T}} = 0,75$ м, шаги (расстояние между рядами трубок) $S_2 = 54$ мм, $S_1 = 40$ мм.

Определить коэффициент теплопередачи теплообменника, среднелогарифмический температурный напор, общую длину трубок и число тру-

число трубок аппарата, если задана его тепловая мощность Q , кВт (принять коэффициент теплопроводности стали $\lambda = 45$ Вт/(м·К)).

Данные для расчета взять из табл. 12.

Таблица 12

Исходные данные к задаче 8

Номер варианта	$\delta_{\text{ст}}$, мм	T_2' , К	T_2'' , К	T_1' , °С	T_1'' , °С	Q , кВт	ω_1 , м/с	ω_2 , м/с
1	3,00	293	373	1000	600	125	10	0,4
2	3,25	303	373	1100	650	150	12	
3	4,00	313	393	1100	550	175	14	
4	3,75	308	403	1200	700	200	16	
5	4,50	323	423	1200	600	225	18	
6	6,00	298	393	900	500	250	20	0,5
7	5,00	328	393	1000	550	150	22	
8	4,25	293	403	1150	750	175	24	
9	6,50	318	423	1200	700	225	21	
10	4,50	288	393	1000	500	200	10	
11	4,75	303	373	850	550	250	12	0,6
12	5,50	328	423	950	600	150	14	
13	5,25	293	373	1200	800	125	13	
14	6,75	323	403	1100	700	225	11	
15	3,50	318	393	1100	800	125	9	
16	3,50	320	400	800	500	200	10	0,7
17	4,00	301	475	775	575	150	12	
18	3,00	293	450	700	500	250	15	
19	2,50	350	420	600	400	300	20	
20	5,00	340	480	900	600	350	18	
21	4,50	320	500	950	550	400	16	0,5
22	5,00	300	410	700	550	450	14	
23	3,50	320	420	725	525	500	20	
24	4,00	340	460	650	480	400	22	
25	5,00	370	510	870	590	450	20	
26	3,00	390	520	910	610	310	21	0,8
27	4,00	400	540	930	620	320	22	
28	4,25	410	560	920	640	330	23	
29	5,00	440	580	1050	650	340	24	
30	3,00	440	590	1000	600	320	25	

1. Уравнение состояния идеального газа (для 1 кг, M кг газа, 1 киломоля). Газовая постоянная, универсальная газовая постоянная [2].
2. Аналитическое выражение I закона термодинамики (две формы записи в дифференциальной форме) [2].
3. Понятие теплоты, работы, внутренней энергии, энтальпии, энтропии, их размерности. Теплоемкость идеального газа (истинная, средняя, массовая, объемная, мольная, связь между ними; теплоемкости C_p и C_v) [2].
4. Термодинамические процессы идеального газа (изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный). Связь между основными параметрами состояния. Определение в процессах: работы - ζ , теплоты - q , изменения внутренней энергии - Δu , изменения энтальпии - Δh , изменение энтропии - ΔS [2].
5. Цикл двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты. Определение η , q_1 , q_2 , q_0 , ζ_0 , N , B_T [2].
6. Сущность II закона термодинамики (формулировки, определение η_i для тепловой машины) [2].
7. Водяной пар: насыщенный (влажный, сухой), перегретый. T, S , h, S – диаграммы. Цикл Ренкина, описание его работы, η_i – КПД цикла, удельный расход пара – d . Подведенная теплота - q_1 , отведенная теплота - q_2 , ζ_0 – полезная работа [2].
8. Способы передачи теплоты: теплопроводность, конвекция, тепловое излучение: конвективный теплообмен, теплоотдача, теплопередача. Физический смысл коэффициентов теплопроводности, теплоотдачи, теплопередачи, температуропроводности; их размерности [3].
9. Формулы для определения [3]:
 - 1) теплового потока в процессе теплопроводности (закон Фурье), для плоской и цилиндрической стенки;
 - 2) теплового потока в процессе теплоотдачи (закон Ньютона – Рихмана), теплопередачи и теплового излучения.
10. Критериальные уравнения конвективного теплообмена в общем виде. Числа подобия: их физический смысл [3].
11. Расчет рекуперативного теплообменного аппарата [3].
12. Нестационарная теплопроводность. Числа подобия Bi и Fo для описания нестационарного температурного поля [3].

ЛИТЕРАТУРА

1. Карочкина С.К. Приложение к курсовой работе по теплотехнике [Текст]: метод. указ. к выполнению курсовой работы / С.К. Карочкина, Л.Д. Ливиниц, В.В. Мамаев. – Екатеринбург: УЛТИ, 1988. – 16 с.
2. Мамаев В.В. Техническая термодинамика [Текст]: учеб. пособие / В.В. Мамаев. – Екатеринбург: УГЛТА, 2001. – 116 с.
3. Королев В.Н. Тепломассообмен [Текст]: учеб. пособие / В.Н. Королев, В.В. Мамаев. – Екатеринбург: УГЛТА, 2000. – 189 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
Требования к выполнению домашнего задания.....	3
1. Расчет политропного процесса идеального газа.....	4
2. Термодинамический расчет идеального цикла компрессора.....	8
3. Термодинамический расчет идеального цикла двигателя внутреннего сгорания (ДВС).....	11
4. Расчет паротурбинной установки, работающей по циклу Ренкина.....	14
5. Расчет процесса теплопроводности через плоскую многослойную стенку.....	16
6. Расчет теплоотдачи при свободном движении жидкости.....	18
7. Расчет нестационарного нагрева (охлаждения) тела.....	21
8. Расчет теплообменного аппарата.....	27
Вопросы к защите домашнего задания.....	34
Литература.....	35