

10.31. Горизонтальная нихромовая проволока диаметром 1 мм и длиной 0,5 м нагревается электрическим током так, чтобы температура проволоки не превышала 500 °С. Проволока охлаждается за счет свободного движения воздуха и излучения. Окружающие проволоку воздух и ограждения находятся при температуре 27 °С. Удельное сопротивление проволоки $1,1 \cdot 10^{-6}$ Ом·м. Определить допустимую силу тока.

10.32. Рассчитать допустимую силу тока, если проволоку обдувать поперечным потоком воздуха со скоростью 2 м/с, а остальные условия в задаче 10.31 оставить без изменений.

10.33. В цеховом помещении, где температура воздуха и стен $t_{в}$, расположена горизонтальная труба наружным диаметром d и длиной l . Она имеет температуру на поверхности $t_{п}$ и охлаждается за счет излучения и свободного движения воздуха. Определить: а) коэффициент теплоотдачи излучением; б) коэффициент теплоотдачи конвекцией; в) тепловой поток от трубы отдельно естественной конвекцией и излучением. Данные для решения задачи взять из таблицы.

10.34. Две горизонтальные стальные трубы с шероховатой поверхностью диаметром 300 и 150 мм соответственно нагреты до одинаковой температуры, равной 400 °С. Найти коэффициенты теплоотдачи и потери теплоты от каждой трубы конвекцией, если окружающий воздух и ограждения имеют 20 °С. Во сколько раз увеличится потеря теплоты от каждой трубы, если учесть и лучистый теплообмен?

Таблица к задаче 10.33

Вариант	d , мм	l , м	Материал трубы	Вариант	$t_{в}$, °С	$t_{п}$, °С
1	180	10	Алюминий шероховатый	а	3	70
2	200	12	Сталь окисленная	б	10	110
3	250	18	Латунь прокатанная	в	20	130
4	300	20	Мель полированная	г	25	150
5	350	25	Чугун шероховатый	д	7	90
6	400	13	Мель окисленная	е	17	100
7	380	10	Железо литое необработанное	ж	27	140
8	270	14	Латунь окисленная	з	15	80

10.35. Электропровод нагрет током до температуры 900 °С. Его диаметр 1,5 мм, а удельное сопротивление $1,2 \cdot 10^{-6}$ Ом·м. Найти силу тока в проводе, если его коэффициент теплового излучения 0,82 и он охлаждается путем лучистого теплообмена и теплоотдачи при свободном движении окружающего воздуха с температурой 0 °С и коэффициентом теплоотдачи $\alpha_{к} = 25$ Вт/(м²·К). Определить также силу тока для случая, когда теплота отводится только излучением. Температуру ограждений принять равной температуре воздуха.

11.1. Общие положения и расчетные зависимости

В теплотехнике массообмен встречается в процессах испарения, конденсации, сушки, вентиляции, кондиционирования воздуха и т. п. *Массоотдачей* называют перенос массы вещества из ядра фазы к поверхности раздела фаз и наоборот. Количество вещества, переносимого при массообмене, пропорционально поверхности контакта фаз и движущей силе процесса в виде разности концентраций распределяемого между фазами вещества.

Движущая сила массообменных процессов может быть выражена в системе жидкость — жидкость разностью объемных концентраций вещества с единицей измерения $\text{кг}/\text{м}^3$, а в системе газ — жидкость — разностью парциальных давлений компонента.

Числа подобия массообменных процессов имеют структуру, аналогичную структуре чисел подобия процессов теплообмена. Основные числа подобия процессов массообмена:

Нуссельта диффузионное число (число Шервуда Sh) — безразмерный коэффициент массоотдачи

$$Nu_D = \frac{\beta l}{D} = \frac{j_{ic} l}{(C_{ic} - C_{i\infty}) \rho D}, \quad (11.1)$$

где β — коэффициент массоотдачи, $\text{м}/\text{с}$; l — характерный размер, м ; D — коэффициент диффузии, $\text{м}^2/\text{с}$; j_{ic} — плотность потока массы i -го компонента у поверхности раздела фаз, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; C_{ic} и $C_{i\infty}$ — относительные массовые концентрации i -го компонента у поверхности раздела фаз и вдали от нее, определяются по формуле $C_i = \rho_i / \rho$; ρ_i , ρ — плотности i -го компонента и смеси, $\text{кг}/\text{м}^3$;

Прандтля диффузионное число (число Шмидта Sc) — критерий подобия скоростных и концентрационных полей в потоке

$$Pr_D = \nu / D = \mu / (\rho D), \quad (11.2)$$

где ν и μ — кинематическая и динамическая вязкости;

Гухмана число — характеризует влияние массообмена на теплообмен:

$$Gu = (T_c - T_m) / T_c, \quad (11.3)$$

где T_c и T_m — температура сухого и мокрого термометров, K ;

Льюиса — Семенова число — критерий подобия полей концентраций и температур в потоке

$$Le = D/a = Pr / Pr_D, \quad (11.4)$$

где a — температуропроводность, $\text{м}^2/\text{с}$; при $Le = 1$ поля концентраций и температур будут подобны, это условие приближенно выполняется для ряда случаев массообмена в газовых смесях;

Стантона диффузионное число

$$St_D = \frac{j_{ic}}{(C_{ic} - C_{i\infty})(\rho\omega)_{\infty}} = \frac{Nu_D}{Re Pr_D}, \quad (11.5)$$

где $(\rho\omega)_{\infty}$ — массовая скорость смеси вдали от поверхности раздела фаз, кг/(м²·с);

Пекле диффузионное число — характеризует отношение конвективного переноса массы к молекулярной диффузии:

$$Pe_D = \omega l / D, \quad (11.6)$$

где ω — скорость переноса массы вещества, м/с;

соотношение Льюиса между коэффициентами массо- и теплоотдачи

$$\beta_p = \alpha / (\rho c_p), \quad (11.7)$$

где β_p — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности концентраций диффундирующего вещества, м/с; α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); c_p — удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К).

По закону Фика масса вещества m_i , кг, прошедшего в процессе молекулярной диффузии через слой δ , м, пропорциональна площади поверхности слоя F , м², изменению концентрации вещества $\Delta\rho_i$, кг/м³, по толщине слоя, времени τ , с, и обратно пропорциональна толщине слоя:

$$m_i = DF\Delta\rho_i\tau/\delta, \quad (11.8)$$

где D — коэффициент диффузии: количество вещества, диффундирующего через поверхность площадью 1 м² в единицу времени при разности концентраций на расстоянии 1 м, равной единице, измеряется в м²/с.

Коэффициент диффузии D газов и паров в зависимости от давления p и температуры t определяется по формуле

$$D = D_0 \frac{p_0}{p} \left(\frac{273 + t}{273} \right)^{1+n}, \quad (11.9)$$

где D_0 — коэффициент диффузии при нормальных физических условиях; p_0 — давление при нормальных физических условиях; n — показатель степени, который зависит от состава газовой смеси, например $n=0,8$ для смеси водяного пара и воздуха.

Уравнение массоотдачи

$$j_i = \beta_p (\rho_{ic} - \rho_{i\infty}) = \beta_p \rho (C_{ic} - C_{i\infty}) = \frac{\beta_p}{RT} (p_{ic} - p_{i\infty}), \quad (11.10)$$

где j_i — плотность потока массы, кг/(м²·с); β_p — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности концентраций диффундирующего вещества, м/с; ρ_{ic} , $\rho_{i\infty}$ — концентрация диффундирующего вещества у поверхности раздела фаз и вдали от нее, кг/м³; C_{ic} , $C_{i\infty}$ — относительная массовая концентрация диффундирующего вещества у поверхности

раздела фаз и вдали от нее; R — газовая постоянная диффундирующего газа, Дж/(кг·К); T — средняя температура пограничного слоя, К; $p_{i,c}$, $p_{i,\infty}$ — парциальные давления диффундирующего вещества у поверхности раздела фаз и вдали от нее, Па.

Поток массы вещества i -го компонента через площадь F в единицу времени, кг/с,

$$J_i = j_i F. \quad (11.11)$$

Относительная влажность воздуха φ (или степень насыщения) есть отношение абсолютной влажности воздуха к абсолютной влажности его в состоянии насыщения:

$$\varphi = \rho_n / \rho_s = p_n / p_s, \quad (11.12)$$

где ρ_n , ρ_s — абсолютная влажность воздуха в ненасыщенном и насыщенном состояниях соответственно, кг/м³; p_n — парциальное давление водяного пара во влажном воздухе; p_s — парциальное давление насыщенного водяного пара, при температуре воздуха (температуре сухого термометра t_c) определяется из табл. 17 приложения или по Hd -диаграмме.

Относительную влажность φ можно определять по табл. 18 приложения, если известны температуры сухого t_c и мокрого t_m термометров.

Парциальное давление пара во влажном воздухе можно определить с помощью психрометра:

$$p_n = p_{s,m} - A(t_c - t_m) B, \quad (11.13)$$

где $p_{s,m}$ — парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре t_m мокрого термометра; A — коэффициент, определяемый по формуле $A = (65 + 6,75/\omega) \cdot 10^{-5}$, если скорость воздуха около шарика мокрого термометра $\omega \geq 0,5$ м/с; t_c , t_m — температуры сухого и мокрого термометров; B — барометрическое давление.

Влагосодержание влажного воздуха d , кг влаги/кг сухого воздуха, — количество водяных паров, приходящихся на 1 кг сухого воздуха

$$d = 0,622 p_n / (B - p_n). \quad (11.14)$$

Влагосодержание воздуха не меняется с изменением его температуры.

Энтальпия влажного воздуха H , кДж/кг сухого воздуха, складывается из энтальпии сухого воздуха и энтальпии водяного пара и относится к 1 кг сухого воздуха:

$$H = t + d(2501 + 1,93t) = (1 + 1,93d)t + 2501d, \quad (11.15)$$

где t — температура воздуха, °С.

Плотность влажного воздуха при температуре t , °С, и барометрическом давлении B

$$\rho_{в.в} = (0,0035B - 0,0013p_n) / (273 + t), \quad (11.16)$$

где B и p_n измеряются в Па; $\rho_{в,в}$ — плотность, кг/м³.

Объем влажного воздуха, отнесенный к 1 кг сухого воздуха, м³/кг сухого воздуха,

$$V_{в,в} = \frac{TR_{с,в}}{B - p_n} = \frac{(273 + t) \cdot 287}{B - \varphi p_s}, \quad (11.17)$$

где $R_{с,в}$ — газовая постоянная сухого воздуха, равная 287 Дж/(кг·К); T — температура воздуха, К.

Основные параметры процесса сушки определяются следующими соотношениями.

Расход W испаряемой влаги, кг/с:

$$W = L(d_2 - d_1), \quad (11.18)$$

где L — расход сухого воздуха, находящегося во влажном воздухе, кг/с; d_1, d_2 — начальное и конечное влагосодержание воздуха, кг влаги/кг сухого воздуха.

Расход сухого воздуха L на W кг испаренной влаги, кг сухого воздуха/с:

$$L = Wl, \quad (11.19)$$

где l — удельный расход сухого воздуха, кг сухого воздуха/кг влаги.

Удельный расход сухого воздуха в сушилке

$$l = \frac{1}{d_2 - d_1}, \quad (11.20)$$

где d_1 и d_2 — начальное и конечное влагосодержание воздуха.

Удельный расход теплоты в сушилке, кДж/кг испаряемой влаги,

$$q = l(H_2 - H_1) = (H_2 - H_1) / (d_2 - d_1). \quad (11.21)$$

Расход теплоты для нагревания воздуха, кВт,

$$Q = L(H_2 - H_1) = Wq, \quad (11.22)$$

где H_1 и H_2 — энтальпия влажного воздуха на входе в нагреватель и выходе из него, кДж/кг.

Тепловой КПД сушилки

$$\eta = r/q, \quad (11.23)$$

где r — теплота парообразования воды при температуре мокрого термометра (определяется по температуре материала при сушке, табл. 4 приложения).

Количество влаги W_τ , испаряющейся с открытой поверхности, кг,

$$W_\tau = Fc(p_{нс} - p_n)\tau, \quad (11.24)$$

где F — площадь поверхности воды, м²; $p_{нс}$ — парциальное давление насыщенного водяного пара, Па, определяется по температуре испаряющейся воды из табл. 17 приложения; p_n — парциальное давление

пара в воздухе, Па; τ — продолжительность процесса испарения, ч; c — коэффициент испарения, кг/(ч·м²·Па), определяется по формуле

$$c = (17,17 + 13,05w) \cdot 10^{-5}; \quad (11.25)$$

здесь w — скорость воздуха над поверхностью воды, м/с.

При смешивании воздуха двух состояний: состояния 1 в количестве G_1 , кг, и состояния 2 в количестве G_2 , кг, — имеем следующие параметры образовавшейся смеси:

масса

$$G_{см} = G_1 + G_2 \text{ или } G_{см} = G_1(1+n); \quad (11.26)$$

энтальпия

$$H_{см} = (H_1G_1 + H_2G_2)/G_{см}, \text{ или } H_{см} = (H_1 + nH_2)(1+n); \quad (11.27)$$

влажность

$$d_{см} = (d_1G_1 + d_2G_2)/G_{см}; \quad (11.28)$$

температура

$$t_{см} = (t_1G_1 + t_2G_2)/G_{см}; \quad (11.29)$$

в формулах (11.26), (11.27) $n = G_2/G_1$.

Коэффициент массоотдачи β , м/с, в процессе сушки можно определить из уравнения

$$Nu_D = C Re^n Pr_D^{0,33} Gr^{0,135}, \quad (11.30)$$

где $Nu_D = \beta l/D$; $Re = \omega l/\nu$.

Определяющие параметры: l — длина поверхности испарения в направлении движения сушильного агента; $t_{с.а}$ — температура сушильного агента.

Значения C и n определяются в зависимости от числа Re :

Re	1—200	200—6000	6000—70 000
C	0,9	0,87	0,35
n	0,5	0,54	0,65

11.2. Задачи

11.1. Атмосферный воздух при температуре 25 °С находится под давлением 757 мм рт. ст. Относительная влажность 60 %. Определить плотность, влагосодержание воздуха и парциальное давление водяного пара в нем.

11.2. В сушилке влажный материал должен потерять за час 70 кг влаги. Для сушки используется воздух с температурой 10 °С и относительной влажностью 70 %, который предварительно нагревается в калорифере. На выходе из сушилки параметры воздуха: $t = 50$ °С, $\varphi = 0,6$. Найти расход влажного воздуха на входе в калорифер, теплоту, затраченную в нем на нагрев воздуха, и тепловой КПД сушилки. Барометрическое давление 760 мм рт. ст.

11.3. Открытая поверхность воды площадью $2,4 \text{ м}^2$ обдувается воздухом со скоростью $1,5 \text{ м/с}$. Определить количество влаги, испаряющейся за $1,5 \text{ ч}$, если температура воды 35°C , воздуха 22°C , относительная влажность воздуха 50% . Барометрическое давление 745 мм рт. ст.

11.4. Найти коэффициент массоотдачи в процессе высушивания влажного материала воздухом под давлением 780 мм рт. ст. , движущимся со скоростью $1,8 \text{ м/с}$ над поверхностью испарения, длина которой $l=0,6 \text{ м}$. Показания психрометра: $t_c=32^\circ\text{C}$, $t_m=18^\circ\text{C}$. Принять коэффициент диффузии $D_0=21,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при нормальных физических условиях.

11.5. По трубкам калорифера проходит насыщенный водяной пар при абсолютном давлении $0,52 \text{ МПа}$, который греет атмосферный воздух (давление 750 мм рт. ст.) с начальными параметрами 5°C и $\phi=0,8$ до температуры 140°C . Воздух затем направляется в сушилку, где из влажного материала удаляется в час 650 кг влаги. Психрометр на выходе из сушилки показал: $t_c=55^\circ\text{C}$ и $t_m=38^\circ\text{C}$ (шарик мокрого термометра обдувается воздухом со скоростью $0,8 \text{ м/с}$). Определить расход влажного воздуха на входе в калорифер, расход греющего пара, имеющего степень сухости $0,9$, и коэффициент теплопередачи в калорифере, трубный пучок которого состоит из 320 трубок диаметром $36 \times 2 \text{ мм}$ и длиной $0,8 \text{ м}$.

11.6. Рассчитать количество отведенной теплоты и выделившейся влаги при охлаждении $60\,000 \text{ м}^3$ воздуха от 8 до 1°C . Воздух находится под давлением 750 мм рт. ст. с начальной относительной влажностью $0,85$; конечная относительная влажность воздуха $0,7$. Сколько влаги осталось в воздухе после охлаждения?

11.7. Происходит адиабатное испарение воды, в результате чего температура окружающего воздуха понизилась с 81 до 35°C . Расход воздуха $20\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$, начальная относительная влажность 5% . Рассчитать количество испарившейся за $0,5 \text{ ч}$ воды и конечную относительную влажность воздуха. Атмосферное давление 755 мм рт. ст.

11.8. $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ наружного воздуха с температурой 10°C и относительной влажностью 75% смешивается в вентиляционной установке с $7200 \text{ м}^3/\text{ч}$ внутреннего воздуха, для которого психрометр показал: $t_c=35^\circ\text{C}$ и $t_m=26^\circ\text{C}$. Рассчитать, а затем с помощью H, d -диаграммы определить для смеси следующие параметры: температуру, энтальпию, относительную влажность и влагосодержание. Показание барометра $1,01 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

11.9. Воздух нагрет до 43°C и находится под давлением 755 мм рт. ст. Он насыщен водяным паром. Определить плотность всей паровоздушной смеси и каждого компонента (пара и воздуха) при своих парциальных давлениях. Определить при тех же параметрах плотность сухого воздуха, сравнить с плотностью влажного.

11.10. По условию задачи 11.9 определить относительную массовую

концентрацию пара и сухого воздуха в паровоздушной смеси. Найти объемные доли пара и сухого воздуха.

11.11. Определить плотность потока массы водяного пара, диффундирующего в паровоздушной среде, имеющей температуру 30°C и плотность $1,102 \text{ кг/м}^3$. Коэффициент диффузии при нормальных условиях $D_0 = 0,216 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Атмосферное давление 765 мм рт. ст. . В пределах слоя среды толщиной 10 мм происходит изменение относительной массовой концентрации пара на $\Delta C_n = 0,038$.

11.12. Полоса воды шириной 1 м обдувается продольным потоком воздуха на длине 3 м . Скорость воздуха $2,5 \text{ м/с}$, температура воды 10°C . Показания психрометра $t_c = 17^\circ\text{C}$, $t_n = 12^\circ\text{C}$. Определить на основе аналогии процессов тепло- и массоотдачи количество воды, испарившейся в течение 2 ч . Коэффициент диффузии воды в воздухе при 0°C принять $D_0 = 0,216 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, барометрическое давление 740 мм рт. ст.

11.13. По условию задачи 11.12 определить значение диффузионных чисел Стантона и Пекле

11.14. Вдоль поверхности водоема длиной $1,5 \text{ м}$ движется воздух с относительной влажностью 20% и температурой 30°C . Скорость воздуха $0,8 \text{ м/с}$. Используя соотношение Льюиса, определить коэффициент массоотдачи и количество испарившейся за $0,5 \text{ ч}$ влаги, если температура воды 18°C , а площадь поверхности водоема 10 м^2 .

Глава двенадцатая

ОСНОВЫ РАСЧЕТА РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Поверхностные теплообменники, в которых теплота от одного теплоносителя передается к другому через разделяющую их стенку из теплопроводного материала, называются *рекуперативными*. По виду взаимного направления потоков теплоносителей различают теплообменники *прямоточные* (оба теплоносителя движутся параллельно в одном направлении), *противоточные* (оба теплоносителя движутся в противоположных направлениях), *с перекрестным током* одно- и многократным (оба теплоносителя движутся во взаимно перпендикулярных направлениях) и со сложными схемами движения. Окончательная схема теплообменника выбирается после теплового и гидромеханического расчетов различных вариантов и их сравнительной оценки с учетом всех требований.

Различают конструктивный и поверочный расчеты теплообменника. В первом случае целью расчета является определение поверхности теплообмена и основных размеров теплообменника. Во втором случае определяют тепловой поток и конечные температуры (энтальпии) теплоносителей для теплообменника с заданной поверхностью теплообмена и размерами.

12.1. Тепловой расчет теплообменников

А. Уравнение теплового баланса теплообменника выражает равенство теплоты, отданной греющим теплоносителем, и теплоты, воспринятой нагреваемой средой, с учетом тепловых потерь в окружающую среду коэффициентом η

Для теплообменников без изменения агрегатного состояния теплоносителей

$$Q = m_1 c_1 (t'_1 - t''_1) \eta = m_2 c_2 (t''_2 - t'_2), \quad (12.1)$$

где Q — тепловой поток, Вт; m — массовый расход теплоносителя, кг/с; c — удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К); t' и t'' — температуры теплоносителя соответственно на входе и выходе из теплообменника.

При изменении агрегатного состояния одного из теплоносителей

$$Q = m_1 (h'_1 - h''_1) \eta = m_2 c_2 (t''_2 - t'_2), \quad (12.2)$$

где h' и h'' — энтальпии теплоносителя на входе и выходе из теплообменника, Дж/кг.

Для испарителей, где греющий насыщенный пар превращается при охлаждении в конденсат, а нагреваемая жидкость входит с температурой t'_2 и доводится до состояния сухого насыщенного пара (без учета потерь тепла с продувкой),

$$Q = m_1 (h_{1п} - h_{1к}) \eta = m_2 c_2 (t_{2с} - t'_2) + m_2 r, \quad (12.3)$$

где $h_{1п}$, $h_{1к}$ — энтальпия греющего пара и его конденсата (находятся по табл. 4 и 3 приложения); $t_{2с}$ и r — температура насыщения и теплота парообразования нагреваемой жидкости.

Для конденсаторов, где перегретый пар, охлаждаясь, переходит в состояние насыщения с последующим охлаждением конденсата до температуры t''_1 на выходе, а охлаждающая жидкость (например, вода) не меняет своего агрегатного состояния,

$$\begin{aligned} Q &= m_1 c_{1п} (t_{1п} - t_s) + m_1 r + m_1 c_{1к} (t_s - t''_1) = \\ &= m_2 c_2 (t''_2 - t'_2), \end{aligned} \quad (12.4)$$

где $c_{1п}$ и $c_{1к}$ — удельные теплоемкости перегретого пара и его конденсата, $t_{1п}$ и t_s — температуры перегретого пара и насыщения при данном давлении; c_2 — удельная теплоемкость охлаждающей жидкости, нагреваемой в конденсаторе от t'_2 до t''_2 .

Б. Уравнение теплопередачи:

через плоскую стенку с площадью поверхности теплообмена F

$$Q = k \bar{\Delta t} F, \quad (12.5)$$

через цилиндрическую стенку длиной l

$$Q = \pi k_l \bar{\Delta t} l, \quad (12.6)$$

через шаровую стенку

$$Q = \pi k_m \bar{\Delta t}. \quad (12.7)$$

Коэффициенты теплопередачи k , k_l , $k_{ш}$ определяются соответственно по формулам (1.12), (1.20), (1.28).

Средний температурный напор $\overline{\Delta t}$ между двумя теплоносителями по поверхности теплообмена определяется следующими способами.

Среднегарифмический напор

$$\overline{\Delta t} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}, \quad (12.8)$$

где Δt_6 , Δt_m — большая и меньшая разности температур двух теплоносителей на концах теплообменника (рис. 12.1); $\overline{\Delta t}$ можно определить по номограмме рис. П.13 приложения.

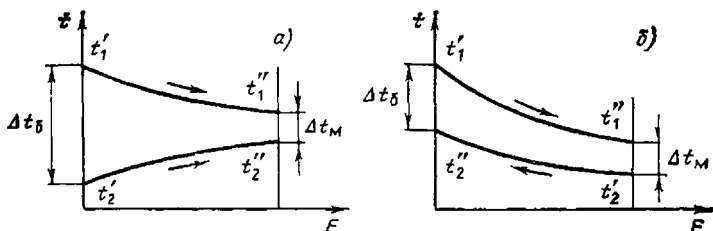


Рис. 12.1. Температурные графики при прямотоке (а) и противотоке (б)

Среднеарифметический напор — при малом изменении разности температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена (при $\Delta t_6 / \Delta t_m < 2$)

$$\overline{\Delta t} = 0,5(\Delta t_6 + \Delta t_m). \quad (12.9)$$

Для перекрестного тока и сложного движения теплоносителей

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_{\text{пр}} \varepsilon_{\Delta t}, \quad (12.10)$$

где $\overline{\Delta t}_{\text{пр}}$ — среднегарифмический температурный напор, определенный для противотока; $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ — коэффициент, определяемый по рис. П.14 приложения в зависимости от параметров P и R и схемы движения теплоносителей, при этом

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{\text{1акс}}}; \\ R &= \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2}. \end{aligned} \right\} \quad (12.11)$$

В. Уравнение массового расхода теплоносителя

$$m = \omega \rho f, \quad (12.12)$$

где ω — скорость движения теплоносителя, м/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³; f — площадь живого сечения потока, м².

Площадь живого сечения потока при движении теплоносителя в трубах

$$f = \frac{\pi}{4} d_{\text{вн}}^2 \frac{n}{z} = 0,785 d_{\text{вн}}^2 \frac{n}{z}, \quad (12.13)$$

где $d_{\text{вн}}$ и n — внутренний диаметр труб и их общее количество в теплообменнике; z — число ходов теплоносителя в теплообменнике.

При поперечном обтекании трубной решетки

$$f = (s_1 - d_{\text{н}}) l, \quad (12.14)$$

где s_1 — поперечный шаг труб, в среднем можно принимать $s_1 = (1,5 \div 2,5) d_{\text{н}}^1$; $d_{\text{н}}$ и l — наружный диаметр и длина трубы.

Г. *Поверочный расчет теплообменников* осуществляется следующим образом: при малом изменении разности температур вдоль поверхности теплообмена (при $\Delta t_6 / \Delta t_{\text{м}} < 2$) в приближении линейного распределения температур по длине и при известных величинах F , W_1 , W_2 , t'_1 , t'_2 используется формула

$$Q = (t'_1 - t'_2) / \left(\frac{1}{kF} + \frac{1}{2W_1} + \frac{1}{2W_2} \right), \quad (12.15)$$

где W_1 , W_2 — полные массовые расходные теплоемкости теплоносителей (водяные эквиваленты), Вт/К, $W = mc_p$.

При экспоненциальном изменении температурного напора по длине теплообменника разность температур определяется с учетом схемы движения теплоносителей.

При *прямоточной* схеме:

для горячего теплоносителя

$$\delta t_1 = t_1' - t_1'' = (t_1' - t_2') \Pi;$$

для холодного теплоносителя

$$\delta t_2 = t_2'' - t_2' = (t_1' - t_2') \Pi \frac{W_1}{W_2},$$

(12.16)

где $\Pi = f(kF/W_1; W_1/W_2)$ определяется по графику рис. П.15 приложения;

количество передаваемой теплоты при прямотоке

$$Q_{\Pi} = W_1 \delta t_1 = W_1 (t_1' - t_2') \Pi. \quad (12.17)$$

При *противоточной* схеме

$$\delta t_1 = t_1'' - t_1' = (t_1' - t_2') Z;$$

$$\delta t_2 = t_2'' - t_2' = (t_1' - t_2') Z \frac{W_1}{W_2},$$

(12.18)

¹ Для пучков с шахматным расположением труб используется узкое сечение, площадь которого может зависеть также от продольного шага.

где $Z = \varphi(kF/W_1; W_1/W_2)$ определяется по графику рис. П.16 приложения;

$$Q_Z = W_1 \delta t_1 = W_1 (t'_1 - t'_2) Z. \quad (12.19)$$

Эффективность (КПД) теплообменника

$$E = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{W_1(t'_1 - t'_1'')}{W_{\min}(t'_1 - t'_2)} = \frac{W_2(t_2'' - t_2')}{W_{\min}(t'_1 - t'_2)}, \quad (12.20)$$

где Q — фактически переданное количество теплоты; Q_{\max} — максимальное количество теплоты, которое возможно передать в идеальном противоточном теплообменнике; W_{\min} — минимальный из W_1 и W_2 водной эквивалент.

Метод расчета теплообменников с помощью *числа единиц переноса теплоты* (ЧЕП)

$$\text{ЧЕП} = kF/W_{\min} \quad (12.21)$$

осуществляется следующим образом: при конструктивном расчете определяется

$$E = (t'_1 - t''_1) / (t'_1 - t'_2), \text{ если } W_1 = W_{\min},$$

$$\text{или } E = (t''_2 - t'_2) / (t'_1 - t'_2), \text{ если } W_2 = W_{\min}.$$

По графику рис. П.12 приложения находится ЧЕП в зависимости от E , W_{\min}/W_{\max} и схемы движения теплоносителей. Поверхность теплообмена F вычисляется по формуле (12.21) при известном коэффициенте теплопередачи.

При *поверочном* расчете вычисляется ЧЕП по формуле (12.21) и затем находится E по графику рис. П.12 приложения в зависимости от W_{\min}/W_{\max} и схемы движения теплоносителей. Определяются $Q = W_{\min}(t'_1 - t'_2)E$ и конечные температуры теплоносителей $t''_1 = t'_1 - Q/W_1$ и $t''_2 = t'_2 + Q/W_2$.

12.2. Гидромеханический расчет теплообменника

Целью расчета является определение перепада (потери) давления теплоносителя $\Delta p = p_1 - p_2$ на участке между входом и выходом, который необходим для преодоления: сопротивления трения при движении теплоносителя; местных сопротивлений на пути потока; сил тяжести в гравитационном поле; инерционных сил при ускорении по длине канала из-за изменения объема при нагревании теплоносителя.

Сопротивление Δp шахматного пучка труб при поперечном обтекании (см. рис. 6.4) определяется следующим образом. Обозначим геометрический параметр пучка

$$A = \left(1 - \frac{d}{s_2'}\right) / \left(\frac{s_1}{d} - 1\right), \quad (12.22)$$

где d — наружный диаметр труб; s_1 , s_2' — поперечный и диагональный шаги труб.

Если $A \leq 0,53$, то сопротивление

$$\Delta p = 1,4(z + 1) \operatorname{Re}_{\kappa d}^{-0,25} \rho \omega^2. \quad (12.23)$$

Если $A > 0,53$, то сопротивление

$$\Delta p = 1,93(z + 1) \operatorname{Re}_{\kappa d}^{-0,25} \rho \omega^2 \sqrt{A}, \quad (12.24)$$

где z — число рядов труб по потоку.

Сопротивление *коридорного* пучка труб при **поперечном** обтекании (см. рис. 6.5) определяется следующим образом.

Обозначим геометрический параметр пучка

$$B = (s_2 - 0,8d) / (s_1 - d), \quad (12.25)$$

где s_2 — продольный шаг труб.

Если $B \leq 1$, то сопротивление

$$\Delta p = 0,265z \operatorname{Re}_{\kappa d}^m \rho \omega^2 B^{2,5}. \quad (12.26)$$

Если $B > 1$, то сопротивление

$$\Delta p = 0,265z \operatorname{Re}_{\kappa d}^m \rho \omega^2 B^2. \quad (12.27)$$

Показатель степени при Re определяется по формуле

$$m = 0,88 \left(\frac{s_1 - d}{s_2 - d} - 0,1 \right)^{0,138} - 1 \quad \text{при} \quad \frac{s_2}{d} \geq 1,24, \quad (12.28)$$

или

$$m = 0,88 \left(\frac{s_1 - d}{s_2 - d} - 0,1 \right)^{0,138} \left(\frac{s_2}{1,24d} \right)^{0,7} - 1 \quad \text{при} \quad \frac{s_2}{d} < 1,24. \quad (12.29)$$

В формулах (12.23), (12.24), (12.26), (12.27) ω — скорость потока в узком сечении пучка.

Мощность N , кВт, потребляемая двигателем насоса или вентилятора,

$$N = \frac{V \Delta p}{1000 \eta_n \eta_{\text{п}} \eta_{\text{д}}} = \frac{m \Delta p}{1000 \eta_n \eta_{\text{п}} \eta_{\text{д}}}, \quad (12.30)$$

где V , m — объемный, м³/с, и массовый, кг/с, расходы теплоносителя; Δp — полное гидравлическое сопротивление движению теплоносителя, Па; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³; η_n , $\eta_{\text{п}}$, $\eta_{\text{д}}$ — КПД соответственно насоса (вентилятора), передачи и двигателя.

Полное сопротивление при движении теплоносителя через теплообменник определяется по формуле

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_{\text{тр}} + \Sigma \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{ус}}, \quad (12.31)$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ — сопротивление трения; $\Delta p_{\text{м}}$ — местное сопротивление; $\Delta p_{\text{ус}}$ — сопротивление ускорения потока.

Сопротивление трения при движении теплоносителя

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi \frac{l}{D} \frac{\rho \omega^2}{2}, \quad (12.32)$$

где ξ — коэффициент сопротивления трения; l — длина канала; $D = 4F/\Pi$ — эквивалентный (гидравлический) диаметр (F — площадь поперечного сечения канала, Π — периметр канала); ρ , w — плотность и средняя скорость теплоносителя.

Коэффициент сопротивления трения ξ определяется следующим образом:

при ламинарном стабилизированном режиме течения в изотермических условиях для гладких прямых каналов

$$\xi = A_0 / \text{Re}_{\text{ж}}, \quad (12.33)$$

где для трубы $A_0 = 64$, для каналов квадратного поперечного сечения $A_0 = 57$, кольцевого сечения $A_0 = 96$;

при ламинарном неизотермическом течении потока

$$\xi = \frac{A_0}{\text{Re}_{\text{ж}}} \left(\frac{\text{Pr}_c}{\text{Pr}_{\text{ж}}} \right)^{0,33} \left[1 + 0,22 \left(\frac{\text{Gr Pr}}{\text{Re}} \right)_{\text{ж}}^{0,15} \right]; \quad (12.34)$$

при турбулентном изотермическом режиме течения

$$\xi_{\text{из}} = (1,82 \lg \text{Re}_{\text{ж}} - 1,64)^{-2}; \quad (12.35)$$

при турбулентном неизотермическом режиме течения

$$\xi = \xi_{\text{из}} (\text{Pr}_c / \text{Pr}_{\text{ж}})^{0,33}; \quad (12.36)$$

при турбулентном режиме течения с учетом шероховатости стенок труб

$$\xi = 0,11 (\Delta / d_{\text{в}} + 68 / \text{Re}_{\text{ж}})^{0,25}, \quad (12.37)$$

где $d_{\text{в}}$ — внутренний диаметр трубы; Δ — эквивалентная абсолютная шероховатость стенок труб, значение которой можно принимать: для бесшовных стальных новых труб 0,014 мм; для сварных стальных новых труб 0,05 мм; умеренно заржавевших труб 0,5 мм; старых заржавевших труб 1 мм; для чугунных труб, бывших в употреблении, 1 мм; для очень старых труб $\Delta \leq 3$ мм.

Местные гидравлические сопротивления

$$\Delta p_{\text{м}} = 0,5 \xi \rho w^2, \quad (12.38)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления, который выбирается по справочнику [11]; для некоторых случаев его можно определить следующим образом:

при повороте потока в колене на угол α

$$\xi = \sin^2(0,5\alpha) + 2\sin^4(0,5\alpha); \quad (12.39)$$

при внезапном расширении потока

$$\xi = (1 - F_1 / F_2)^2, \quad (12.40)$$

где F_1 и F_2 — площади сечения канала до и после расширения;

при внезапном сужении потока:

F_1/F_2	0,01	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ξ	0,5	0,47	0,42	0,38	0,34	0,3	0,25	0,20	0,15	0,0	0

Сопротивление от ускорения потока газа при неизотермическом течении в канале постоянного сечения

$$\Delta p_{yc} = \rho_2 w_2^2 - \rho_1 w_1^2, \quad (12.41)$$

где индексы 1 и 2 обозначают величины, определенные для входного и выходного сечений канала

Змеевики из круглых труб:

при $Re'_{кр} \leq Re_{ж} \leq Re''_{кр}$ (см. § 6.3) коэффициент сопротивления трения

$$\xi_D = 21,5 \xi_{Re_{ж}} \sqrt{d/D} (1,56 + \lg Re_{ж} \sqrt{d/D})^{-5,73}; \quad (12.42)$$

при $Re_{ж} > Re''_{кр}$ коэффициент сопротивления трения

$$\xi_D = \xi [1 + 0,075 Re_{ж}^{0,25} (d/D)^{0,5}], \quad (12.43)$$

где ξ — коэффициент сопротивления трения при турбулентном движении для прямой трубы при том же значении $Re_{ж}$, формулы (12.35) — (12.37).

12.3. Задачи

12.1. Теплоносителем с температурой на входе 300 °С и на выходе 200 °С нагревается нефть от 25 до 175 °С. Определить средние арифметический и логарифмический температурные напоры между теплоносителем и нефтью в теплообменнике для прямого тока, противотока и перекрестного тока, выполненного по схемам в) и д) на рис. П14 приложения.

12.2. Сухой насыщенный пар с давлением 6,18·10⁵ Па конденсируется в теплообменнике на трубах, внутри которых движется вода, нагреваемая от 20 до 70 °С. Определить среднелогарифмический и среднеарифметический температурные напоры.

12.3. В теплообменнике горячим мазутом нагревается сырая нефть от 20 до 160 °С. При этом мазут остывает от 280 до 190 °С.

Найти средние температурные напоры — арифметический $\overline{\Delta t}_a$ и логарифмический $\overline{\Delta t}_l$ в теплообменнике для прямого тока и противотока. Во сколько раз при противотоке поверхность нагрева будет меньше по сравнению с прямотоком, если в обоих случаях принять одинаковыми коэффициенты теплопередачи k и тепловые потоки Q ? На сколько процентов уменьшится поверхность теплообмена при одинаковых k и Q , если при прямотоке использовать $\overline{\Delta t}_a$ вместо $\overline{\Delta t}_l$?

12.4. По условию задачи 12.3 определить, по какой схеме — д) или е) рис. П.14 приложения — следует выполнить теплообменник, чтобы он имел меньшую поверхность теплообмена при одинаковых k и Q ?

12.5. Требуется охладить жидкость от 120 до 50 °С, для чего используется вода с температурой 10 °С. Конечная температура воды

24 °С. Определить необходимую поверхность охлаждения при прямом и противотоке, если коэффициент теплопередачи 1000 Вт/(м²·К) и передаваемый тепловой поток 14 кВт.

12.6. Определить поверхность нагрева рекуперативного теплообменника при прямоточном и противоточном движении теплоносителей. Теплоносителем является газ с начальной температурой 600 °С и конечной 300 °С. Необходимо нагреть 40 000 м³/ч воздуха (объем при нормальных физических условиях) от 30 до 250 °С. Принять коэффициент теплопередачи 20 Вт/(м²·К), теплоемкость воздуха постоянная.

12.7. В прямоточном теплообменнике вода охлаждает жидкость. Расход воды и ее начальная температура 0,25 кг/с и 15 °С. Те же величины для жидкости соответственно 0,07 кг/с и 140 °С. Коэффициент теплопередачи 35 Вт/(м²·К), и поверхность теплообмена 8 м². Теплоемкость жидкости 3 кДж/(кг·К). Найти конечные температуры воды и жидкости и переданный тепловой поток, если принять линейное изменение температур теплоносителей по длине теплообменника. Определить эффективность (КПД) охладителя.

12.8 По условию задачи 12.7 определить конечные температуры жидкости и воды и переданный тепловой поток, если принять экспоненциальное изменение температурного напора по длине теплообменника.

12.9. В противоточном теплообменнике охлаждается 0,5 м³/ч трансформаторного масла от 95 до 40 °С. Охлаждающая вода нагревается от 12 до 50 °С, коэффициенты теплоотдачи: со стороны масла 200, со стороны воды 800 Вт/(м²·К) Толщина стальной стенки 3 мм Стенка покрыта слоем ржавчины и накипи толщиной по 0,5 мм. Определить расход охлаждающей воды и необходимую поверхность теплообмена

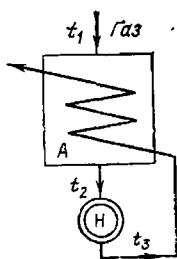


Рис 12.2. К задаче 12.11

12.10. Трубчатый теплообменник имеет поверхность теплообмена 48 м². В нем нагреваются 85,5 т/ч воды от 77 до 95 °С Греющей средой является насыщенный водяной пар при избыточном давлении 0,43·10⁵ Па Найти коэффициент теплопередачи.

12.11. В межтрубное пространство аппарата А (рис. 12.2) поступает газ с $t_1=300$ °С. На выходе из аппарата газ имеет $t_2=430$ °С, проходит через нагреватель Н и возвращается в трубы аппарата А при $t_3=560$ °С. Найти коэффициент теплопередачи в аппарате, если его поверхность нагрева 360 м², расход газа 10 т/ч, средняя теплоемкость газа 1,05 кДж/(кг·К), а потери в окружающую среду составляют 10% теплоты, полученной газом при нагреве в аппарате. Можно ли в данных условиях осуществить в аппарате прямоточную схему движения газа?

12.12. По стальному змеевику с диаметром витка 0,4 м и диаметром трубы $57 \times 3,5$ мм протекает $2 \text{ м}^3/\text{ч}$ трансформаторного масла, которое охлаждается от 90 до 30°C . Охлаждение осуществляется водой, имеющей на входе 15°C и на выходе 40°C . Коэффициент теплоотдачи для воды $580 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Термическое сопротивление стенки и ее загрязнений принять равным $0,0007 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$. Определить: а) схему движения теплоносителей; б) необходимую длину змеевика; в) расход охлаждающей воды.

12.13. Паровой калорифер изготовлен из 150 горизонтальных стальных труб диаметром 38×3 мм. По трубам проходит $5200 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха (объем при нормальных физических условиях), который нагревается от 2 до 90°C . Снаружи трубы обогреваются водяным паром с давлением $1,98 \cdot 10^6 \text{ Па}$ и влажностью 6%. Найти необходимую длину труб и расход греющего пара. Принять среднюю температуру стенки труб 90°C , пар считать неподвижным, переохлаждение конденсата не учитывать.

12.14. Требуется испарить $1600 \text{ кг}/\text{ч}$ жидкости, поступающей в испаритель при температуре кипения 127°C . Теплота парообразования жидкости $377 \text{ кДж}/\text{кг}$. Нагрев происходит водяным паром при давлении $4,76 \cdot 10^6 \text{ Па}$. Определить расход греющего пара, если он: а) сухой насыщенный; б) перегретый до 250°C ; в) влажный насыщенный со степенью сухости $x=0,8$. Водяной пар конденсируется полностью, конденсат отводится при температуре насыщения, теплоемкость перегретого пара принять $2,14 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Для случая а) определить необходимую поверхность теплообмена, если средний коэффициент теплопередачи $809 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

12.15. По трубам одного хода кожухотрубного теплообменника необходимо пропустить m , кг/ч, жидкости с вязкостью μ , Па·с, при ее средней температуре. Чтобы коэффициент теплоотдачи был достаточно высоким, число Рейнольдса должно быть не меньше 10^4 . Какое наибольшее число труб с внутренним диаметром d , м, можно взять в теплообменнике?

12.16. Вычислить поверхность нагрева противоточного теплообменника для передачи 8 МДж теплоты в секунду, если на входе газ имеет температуру 380°C , на выходе 210°C . Температура воздуха на входе 150°C . Расходы и теплоемкости газа и воздуха одинаковы, коэффициент теплопередачи $90 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Можно ли осуществить данный нагрев воздуха, если теплообменник будет включен по прямой схеме?

12.17. Пучок труб в теплообменнике обтекается поперечным потоком нагреваемого трансформаторного масла, имеющего среднюю температуру $t_{\text{ж}}$. Наружный диаметр труб d , поперечный и продольный шаги труб s_1 и s_2 . Перед пучком скорость масла w_0 . Число рядов труб в пучке z , число труб в одном ряду n . Средняя температура поверхности труб t_c . Определить: а) какой длины должны быть трубы, если

тепловой поток равен $Q' \theta$) как изменится средний коэффициент теплоотдачи пучка, если вместо нагрева масла будет осуществляться его охлаждение? в) каковы будут средний коэффициент теплоотдачи пучка и длина труб, если в пучке станет нагреваться вода вместо трансформаторного масла? Данные для решения взять из таблицы.

12.18. Трубчатый шестирядный воздухонагреватель с коридорным расположением труб омывается воздухом в поперечном направлении под углом 60° к оси труб со скоростью перед лучком 4,87 м/с. Диаметр труб 44×2 мм, поперечный и продольный шаги труб 74 и 54 мм соответственно. Средняя температура воздуха 200°C . Найти средний коэффициент теплоотдачи для пучка. Как изменится коэффициент

Таблица к задаче 12.17

Тип пучка	Вариант	w_0 , м/с	s_1 , мм	s_2 , мм	d , мм	z	Вариант	n	$T_{ж}$, $^\circ\text{C}$	T_c , $^\circ\text{C}$	Q , МВт
Шахматное расположение труб в пучке	1	0,9	154	70	40	11	а	5	50	95	1,5
	2	1,1	144	80	55	10	б	9	55	95	1,7
	3	1,2	104	65	45	9	в	12	45	90	2,0
	4	1,0	156	65	40	8	г	10	60	95	1,6
	5	0,8	98	70	30	15	д	6	40	100	1,9
Коридорное расположение труб в пучке	6	0,7	80	70	50	9	е	7	40	90	1,8
	7	1,0	95	80	35	6	ж	10	60	100	1,9
	8	1,2	80	85	45	8	з	12	45	85	1,7
	9	1,1	100	72	48	10	и	8	55	90	1,6
	10	0,9	90	90	40	12	к	5	50	90	1,8

теплоотдачи, если трубы в пучке расположить в шахматном порядке?

12.19. Водовоздушный нагреватель выполнен из труб диаметром 38×3 мм. Греющая среда — воздух с температурой на входе t'_1 и на выходе t''_1 . Нагреваемая вода имеет расход m , начальную температуру t'_2 и конечную t''_2 . Коэффициенты теплоотдачи от воздуха к трубам α_1 , от труб к воде α_2 . Найти площадь поверхности нагрева аппарата, если он выполнен по прямоточной и противоточной схемам. Учесть загрязнение поверхности труб с одной стороны накипью толщиной 0,5 мм и с другой — слоем масла толщиной 0,1 мм. Кривизной стенки трубы можно пренебречь. Нагреватель теряет в окружающую среду 5% теплоты, получаемой водой. Данные для решения взять из таблицы.

12.20. Трубчатый теплообменник смонтирован из 187 труб диаметром 18×2 мм. Кожух выполнен из трубы диаметром 424×12 мм. По межтрубному пространству вдоль труб проходит $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ азота под давлением 0,15 МПа при средней температуре 10°C . Определить средний коэффициент теплоотдачи со стороны азота.

12.21. Шахматный (или коридорный) пучок труб обтекается поперечным потоком воздуха со средней температурой 100 °С. Наружный диаметр трубы 50 мм. Количество рядов в пучке больше 18. Построить зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от скорости движения воздуха в узком сечении, взяв интервал от 5 до 20 м/с. На этом же графике построить зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости при наружном диаметре труб, равном 25 мм.

Таблица к задаче 12.19

Вариант	Материал труб	Температуры, °С				Вариант	$m, \tau/4$	$\alpha_{вг} / (m^2 \cdot K)$	$\alpha_{сг} \cdot 10^{-3} / (m^2 \cdot K)$
		$t'_{1,}$	$t''_{1,}$	$t'_{2,}$	$t''_{2,}$				
1	Алюминий	350	250	30	200	а	2,0	30	2,0
2	Титан	380	200	40	150	б	4,0	40	3,0
3	Латунь	400	300	50	120	в	6,0	50	4,0
4	Медь	420	280	55	180	г	8,0	60	5,0
5	Сталь	450	260	60	190	д	2,5	65	6,0
6	Нержавеющая сталь	270	200	65	140	е	5,0	35	3,5
7	Латунь	360	220	70	170	ж	3,5	45	2,5
8	Титан	500	350	80	215	з	3,0	55	4,5

12.22. Шахматный (или коридорный) пучок из труб диаметром 80×4 мм омывается под углом 70° к оси труб потоком дымовых газов следующего состава: $\bar{P}_{CO_2} = 0,13$, $\bar{P}_{H_2O} = 0,11$, $\bar{P}_{N_2} = 0,76$. Скорость газов при подходе к пучку 10 м/с, температура на входе 1100 °С и на выходе 900 °С. Пучок состоит из 8 рядов труб, в каждом ряду— 8 труб, шаги труб в пучке $s_1 = s_2 = 1,5d$. Определить: 1) средний коэффициент теплоотдачи для пучка; 2) тепловой поток и длину труб, если поверхность теплообмена 45,2 м², а средняя температура стенки труб 400 °С; 3) как изменится для пучка коэффициент теплоотдачи, если количество рядов увеличить в 3 раза? 4) как изменится коэффициент теплоотдачи пучка, если диаметр труб уменьшить в 2 раза?

12.23. В противоточный поверхностный конденсатор подается 360 кг/ч водяного пара при температуре 120 °С и постоянном давлении 31 кПа. Пар охлаждается и конденсируется, отдавая теплоту воде, имеющей на входе температуру 20 °С. Конденсат выходит из конденсатора при температуре насыщения. Найти расход воды, необходимой для конденсации пара, и температуру воды на выходе из конденсатора. Принять, что в конденсаторе наименьшая разность температур между насыщенным паром и охлаждающей водой составляет 10 °С. Определить среднелогарифмический температурный напор между теплоносителями и тепловой поток от пара к воде.

12.24. По спиральному маслонагревателю движется масло МК со скоростью 2,7 м/с. Нагреватель имеет 15 витков диаметром 400 мм из трубки диаметром 53×1,5 мм. Средняя температура масла 90 °С, стенки 100 °С. Найти потерю давления на трение в спиралах нагревателя. Шероховатость стенки не учитывать.

12.25. Двухходовой кожухотрубный теплообменник (рис. 12.3) имеет 120 труб диаметром 28×2 мм и длиной 3 м. По трубам движется вода со скоростью 1,2 м/с. Входной и выходной патрубки выполнены диаметром 180 мм. Средняя температура воды 110 °С, стенок труб 140 °С. Коэффициенты местных сопротивлений: при входе в пат-

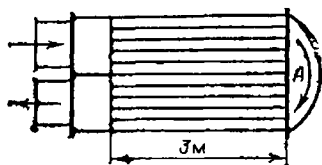


Рис. 12.3. К задаче 12.25

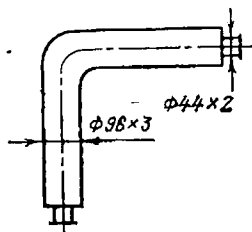


Рис. 12.4. К задаче 12.28

рубок и выходе из него $\zeta_n=1,5$; при входе в трубы и выходе из них $\zeta_r=1$; при повороте потока на 180° из одного хода в другой в камере А, где скорость воды принять равной скорости в трубках, $\zeta_x=2,8$. Определить сопротивление трения, местные сопротивления и полное гидравлическое сопротивление теплообменника.

12.26. Шахматный пучок омывается поперечным потоком дымового газа со скоростью 25 м/с в узком сечении при средней температуре газа 700 °С. Характеристика пучка: диаметр труб 32×2 мм, поперечный шаг 1,2d, продольный шаг d, количество рядов по ходу газа 30. Определить гидравлическое сопротивление пучка.

12.27. Воздушный поток набегаёт на коридорный пучок под углом 90° к оси труб со скоростью 18 м/с в узком сечении. На входе воздух нагрет до 350 °С, а на выходе его температура 120 °С. Пучок изготовлен из труб диаметром 26×1,5 мм с шагами $s_1=s_2=1,3d$. Найти гидравлическое сопротивление пучка, если он имеет 22 ряда труб. Определить мощность вентиляторной установки с КПД, равным 0,75, если расход воздуха 2500 кг/ч.

12.28. По изогнутой под углом 90° трубе (рис. 12.4) протекает вода со скоростью 0,9 м/с. Труба стальная, сварная, умеренно заржавевшая с прямыми участками длиной по 5 м и диаметром 96×3 мм. На входе и выходе вварены патрубки диаметром 44×2 мм. Средняя температура воды 90 °С. Определить полное гидравлическое сопротивление движению воды с учетом шероховатости и мощность, потребляемую насосной установкой, имеющей КПД, равный 82%.

12.29 В длинной гладкой прямой трубе увеличена скорость турбулентного потока жидкости, что привело к возрастанию среднего коэффициента теплоотдачи в m раз. Во сколько раз увеличится при этом мощность установки на прокачивание жидкости, если принять, что коэффициент сопротивления трения ξ пропорционален $Re^{-0,25}$?

12.30 Уменьшение диаметра длинной прямой трубы привело к повышению коэффициента теплоотдачи в z раз при турбулентном режиме течения жидкости и постоянной скорости потока. Во сколько раз изменится мощность установки на прокачивание жидкости, если считать, что коэффициент сопротивления трения ξ пропорционален $Re^{-0,25}$?

12.31. Используя соотношение между эффективностью E и числом ЧЕП, найти поверхность теплообмена для проточного нагревателя воздуха. Коэффициент теплопередачи $38 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Водяные эквиваленты воздуха $1,04$ и греющей жидкости $4,16 \text{ кДж}/\text{К}$. Начальная и конечная температуры воздуха — соответственно 10 и 210°C , жидкость на входе имеет температуру 300°C . Во сколько раз уменьшится поверхность теплообмена, если нагреватель сделать по противоточной схеме?

12.32. Определить конечные температуры теплоносителей, проходящих через противоточный охладитель с поверхностью - теплообмена 125 м^2 и коэффициентом теплопередачи $78 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Для охлаждаемого газа водяной эквивалент равен $2,74 \text{ кДж}/\text{К}$, температура на входе 520°C . Для охлаждающей жидкости эти значения соответственно равны $5,48 \text{ кДж}/\text{К}$ и 55°C . Расчет провести с помощью соотношения $E=f(\text{ЧЕП}, W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}})$.

Таблица 1. Теплопроводность материалов

Материал	λ , Вт/(м К)
Алюминий	204
Асбест	0,151
Асбозурит	0,213
Асбослюда	0,208
Бетон	1,28
Бронза	64
Вата минеральная	0,052
Вермикулит	0,328
Вермикулитовые плиты	0,186
Винипласт	0,165
Диатомит молотый	0,314
Кирпич	
диатомовый	0,25
диасовый	0,35
красный	0,76
силикатный	0,82
шамотный	1,14
Латунь	93
Лед	2,22
Масляный слой загрязнения	0,15
Медь	384
Накипь	1,75
Новоасбозит	0,175
Ньювель	0,11
Пенопласт	0,05
Пеношамот	0,29
Полиэтилен	0,29
Пористые отложения, пропитанные нефтепродуктами	0,1
Пробковые плиты	0,047
Резина	0,16
Ржавчина	1,15
Сажа	0,09
Снег уплотненный	0,46
Совелит	0,09
Сосна поперек волокон	0,151
Сталь углеродистая	45
Сталь нержавеющая	18
Стеклоата	0,047
Стекло обыкновенное	0,745
Титан	15
Чугун	90
Шлаковата	0,16
Фарфор	1,04

Таблица 2. Физические свойства сухого воздуха
(давление $1,013 \cdot 10^5$ Па)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг K)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м K)}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\text{Pr} = \nu/\alpha$
-50	1,584	1,013	2,04	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	11,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,57	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	53,5	233,7	0,724

Таблица 3. Физические свойства воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг K)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м K)}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4, \text{K}^{-1}$	Pr
0	1,013	999,9	4,212	55,1	1788	1,789	-0,63	13,67
10	1,013	999,7	4,191	57,4	1306	1,306	0,70	9,52
20	1,013	998,2	4,183	59,9	1004	1,006	1,82	7,02
30	1,013	995,7	4,174	61,8	801,5	0,805	3,21	5,42
40	1,013	992,2	4,174	63,5	653,3	0,659	3,87	4,31
50	1,013	988,1	4,174	64,8	549,4	0,556	4,49	3,54
60	1,013	983,2	4,179	65,9	469,4	0,478	5,11	2,98
70	1,013	977,8	4,187	66,8	406,1	0,415	5,70	2,55
80	1,013	971,8	4,195	67,4	355,1	0,365	6,32	2,21

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5},$ Па	$\rho,$ кг/м ³	$c_p,$ кДж/(кг К)	$\lambda \cdot 10^{-2},$ Вт/(м К)	$\mu \cdot 10^6,$ Па с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	$\beta \cdot 10^4,$ К ⁻¹	Pr
90	1,013	865,3	4,208	68,0	314,9	0,326	6,95	1,95
100	1,013	958,4	4,220	68,3	282,5	0,295	7,52	1,75
110	1,43	951,0	4,233	68,5	259,0	0,272	8,08	1,60
120	1,98	943,1	4,250	68,6	237,4	0,252	8,64	1,47
130	2,70	934,8	4,266	68,6	217,8	0,233	9,19	1,36
140	3,61	926,1	4,287	68,5	201,1	0,217	9,72	1,26
150	4,76	917,0	4,313	68,4	186,4	0,203	10,3	1,17
160	6,18	907,4	4,346	68,3	173,6	0,191	10,7	1,10
170	7,92	897,3	4,380	67,9	162,8	0,181	11,3	1,05
180	10,03	886,9	4,417	67,4	153,0	0,173	11,9	1,00
190	12,55	876,0	4,459	67,0	144,2	0,165	12,6	0,96
200	15,55	863,0	4,505	66,3	136,4	0,158	13,3	0,93
210	19,08	852,8	4,555	65,5	130,5	0,153	14,1	0,91
220	23,20	840,3	4,614	64,5	124,6	0,148	14,8	0,89
230	27,98	827,3	4,681	63,7	119,7	0,145	15,9	0,88
240	33,48	813,6	4,756	62,8	114,8	0,141	16,8	0,87
250	39,78	799,0	4,844	61,8	109,9	0,137	18,1	0,86
260	46,94	784,0	4,949	60,5	105,9	0,135	19,7	0,87
270	55,05	767,9	5,070	59,0	102,0	0,133	21,6	0,88
280	64,19	750,7	5,230	57,4	98,1	0,131	23,7	0,90
290	74,45	732,3	5,485	55,8	94,2	0,129	26,2	0,93
300	85,92	712,5	5,736	54,0	91,2	0,128	29,2	0,97
310	98,70	691,1	6,071	52,3	88,3	0,128	32,9	1,03
320	112,90	667,1	6,574	50,6	85,3	0,128	38,2	1,11
330	128,65	640,2	7,244	48,4	81,4	0,127	43,3	1,22
340	146,08	610,1	8,165	45,7	77,5	0,127	53,4	1,39
350	165,37	574,4	9,504	43,0	72,6	0,126	66,8	1,60
360	186,74	528,0	13,984	39,5	66,7	0,126	109	2,35
370	210,53	450,5	40,321	33,7	56,9	0,126	264	6,79

Таблица 4. Физические свойства водяного пара на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5},$ Па	$\rho',$ кг/м ³	$r,$ кДж/кг	$c_p,$ кДж/(кг К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м К)	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па с	Pr
10	0,0123	0,0106	2477,4	1,861	1,89	—	—	—
20	0,0233	0,0173	2453,8	1,866	1,94	510	—	—
30	0,0424	0,0304	2430,2	1,874	1,99	313	—	—
40	0,0737	0,0511	2406,5	1,885	2,06	188	—	—
50	0,123	0,0830	2382,5	1,898	2,12	119	—	—
60	0,199	0,1302	2358,4	1,915	2,19	80	—	—
70	0,311	0,198	2333,8	1,936	2,26	56	—	—
80	0,473	0,293	2308,9	1,962	2,32	38	—	—
90	0,701	0,423	2283,4	2,006	2,35	26	—	—
100	1,013	0,598	2256,8	2,135	2,372	20,02	11,97	1,08
110	1,43	0,826	2230,0	2,177	2,489	15,07	12,46	1,09
120	1,98	1,121	2202,8	2,206	2,593	11,46	12,85	1,09
130	2,70	1,496	2174,3	2,257	2,686	8,85	13,24	1,11

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$\rho'', \text{кг/м}^3$	$\gamma, \text{кДж/кг}$	$c_p', \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	Pr
140	3,61	1,966	2145,0	2,315	2,791	6,89	13,54	1,12
150	4,76	2,547	2114,3	2,395	2,884	5,47	13,93	1,16
160	6,18	3,258	2082,6	2,479	3,012	4,39	14,32	1,18
170	7,92	4,122	2049,5	2,583	3,128	3,57	14,72	1,21
180	10,03	5,156	2015,2	2,709	3,268	2,93	15,11	1,25
190	12,55	6,397	1978,8	2,866	3,419	2,44	15,60	1,30
200	15,55	7,862	1940,7	3,023	3,547	2,03	15,99	1,36
210	19,08	9,588	1900,5	3,199	3,722	1,71	16,38	1,41
220	23,20	11,62	1857,8	3,408	3,896	1,45	16,87	1,47
230	27,98	13,99	1813,0	3,634	4,094	1,24	17,36	1,54
240	33,48	16,76	1765,6	3,881	4,291	1,06	17,76	1,61
250	39,78	19,98	1715,8	4,158	4,512	0,913	18,25	1,68
260	46,94	23,72	1661,4	4,468	4,803	0,794	18,84	1,75
270	55,05	28,09	1604,4	4,815	5,106	0,688	19,32	1,82
280	64,19	33,19	1542,9	5,234	5,489	0,600	19,91	1,90
290	74,45	39,15	1473,3	5,694	5,827	0,526	20,60	2,01
300	85,92	46,21	1404,3	6,280	6,268	0,461	21,29	2,13

Таблица 5. К нестационарной теплопроводности пластин толщиной 2 б [коэффициенты для расчета охлаждения (нагрева)]

В1	μ_1	μ_1^2	P	N
0,01	0,0998	0,0100	0,997	1,002
0,02	0,1410	0,0199	0,933	1,003
0,04	0,1987	0,0397	0,987	1,006
0,06	0,2425	0,0584	0,981	1,010
0,08	0,2791	0,0778	0,974	1,013
0,10	0,3111	0,0968	0,967	1,016
0,12	0,3397	0,1154	0,960	1,020
0,14	0,3656	0,1337	0,954	1,023
0,16	0,3896	0,1518	0,948	1,026
0,18	0,4119	0,1697	0,942	1,029
0,20	0,4328	0,1874	0,936	1,031
0,22	0,4525	0,2048	0,930	1,043
0,24	0,4713	0,2220	0,924	1,037
0,26	0,4889	0,2390	0,918	1,040
0,28	0,5058	0,2558	0,912	1,042
0,30	0,5218	0,2723	0,906	1,045
0,35	0,5590	0,3125	0,891	1,052
0,40	0,5932	0,3516	0,877	1,058
0,45	0,6240	0,3899	0,863	1,064
0,50	0,6533	0,4264	0,849	1,070
0,55	0,6800	0,462	0,836	1,076
0,60	0,7051	0,497	0,823	1,081
0,70	0,7506	0,564	0,798	1,092
0,80	0,7910	0,626	0,774	1,102
0,90	0,8274	0,684	0,751	1,111

B_1	μ_1	μ_2	P	N
1,00	0,8603	0,740	0,729	1,119
1,20	0,9171	0,841	0,689	1,134
1,40	0,9649	0,931	0,653	1,148
1,60	1,0008	1,016	1,159	1,619
1,80	1,0440	1,090	0,587	1,169
2,00	1,0769	1,160	0,559	1,179
2,20	1,1054	1,222	0,535	1,186
2,40	1,1300	1,277	0,510	1,193
2,60	1,1541	1,322	0,488	1,200
2,80	1,1747	1,380	0,468	1,205
3,00	1,1925	1,420	0,448	1,210
3,20	1,2330	1,520	0,406	1,221
4,00	1,2646	1,590	0,370	1,229
5,00	1,3138	1,73	0,314	1,240
6,00	1,3496	1,82	0,273	1,248
7,00	1,3766	1,90	0,241	1,254
8,00	1,3978	1,95	0,216	1,257
9,00	1,4149	2,00	0,196	1,260
10,00	1,4289	2,04	0,180	1,262

Таблица 6 К нестационарной теплопроводности цилиндра радиусом r_0 [коэффициенты для расчета охлаждения (нагрева)]

B_1	μ_1	μ_1^2	P_0	N_0
0,01	0,1412	1,0200	0,998	1,002
0,02	0,1995	0,0398	0,995	1,005
0,04	0,2814	0,0792	0,990	1,010
0,06	0,3438	0,1183	0,985	1,014
0,08	0,3960	0,1569	0,980	1,019
0,10	0,4417	0,1951	0,975	1,024
0,12	0,4726	0,2329	0,970	1,029
0,14	0,5200	0,2704	0,965	1,034
0,16	0,5545	0,3075	0,960	1,039
0,18	0,5868	0,3443	0,956	1,044
0,20	0,6170	0,3807	0,951	1,048
0,22	0,6455	0,4167	0,946	1,053
0,24	0,6726	0,4524	0,941	1,057
0,26	0,6983	0,4877	0,937	1,052
0,28	0,7229	0,5226	0,932	1,067
0,30	0,7465	0,5572	0,927	1,071
0,35	0,8012	0,642	0,915	1,082
0,40	0,8516	0,726	0,903	1,093
0,45	0,8978	0,806	0,891	1,103
0,50	0,9408	0,888	0,880	1,114
0,55	0,9808	0,962	0,869	1,124
0,60	1,0184	1,036	0,858	1,134

B_1	μ_1	μ_1^2	P_0	N_0
0,70	1,0873	1,184	0,836	1,154
0,80	1,1490	1,322	0,815	1,172
0,90	1,2048	1,453	0,795	1,190
1,00	1,2558	1,580	0,774	1,208
1,20	1,3450	1,81	0,738	1,239
1,40	1,4250	2,03	0,704	1,268
1,60	1,4900	2,22	0,671	1,295
1,80	1,5460	2,39	0,639	1,319
2,00	1,5994	2,55	0,610	1,340
2,2	1,6432	2,70	0,584	1,357
2,4	1,6852	2,84	0,558	1,375
2,6	1,7234	2,97	0,534	1,392
2,8	1,7578	3,09	0,513	1,406
3,0	1,7887	3,20	0,492	1,420
3,5	1,8547	3,44	0,446	1,449
4,0	1,9081	3,64	0,407	1,472
5,0	1,9898	3,96	0,345	1,504
6,0	2,0490	4,20	0,299	1,527
7,0	2,0937	4,38	0,262	1,541
8,0	2,1286	4,53	0,234	1,551
9,0	2,1566	4,65	0,210	1,560
10,0	2,1795	4,75	0,191	1,566

Таблица 7. Физические свойства дымовых газов ($B=1,013 \cdot 10^5$ Па)Состав: $\bar{p}_{CO_2}=0,13$; $\bar{p}_{H_2O}=0,11$; $\bar{p}_{N_2}=0,76$

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p,$ кДж/(кг К)	$\lambda \cdot 10^3,$ Вт/(м К)	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Γ
100	0,950	1,068	3,13	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,0	152,5	0,59
1000	0,275	1,305	10,90	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	221,0	0,56

Таблица 8. Физические свойства жидких металлов

Металл	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\text{Pr} \cdot 10^3$
Висмут	300	10 030	13,0	0,151	8,61	17,1	1,98
	500	9785	15,8	0,151	10,8	12,2	1,13
Натрий	300	878	70,9	1,281	63,0	39,4	0,63
	500	829	57,0	1,273	54,2	28,9	0,53
Олово	300	6940	33,7	0,255	19,0	24,0	1,26
	400	6865	33,1	0,255	18,9	20,0	1,06
	500	6790	32,6	0,255	18,8	17,3	0,92
Ртуть	150	13 230	9,65	0,1373	5,30	8,6	1,62
	200	13 120	10,3	0,1373	5,72	8,0	1,40
Сплав 25% Na+75 % K	500	753	28,4	0,967	39,0	26,7	0,69
	600	729	29,6	0,934	43,6	23,7	0,54

Таблица 9. Поправка $\epsilon_l = f\left(\frac{l}{d_{\text{экв}}}; \text{Re}_j\right)$ на начальный термический участок при турбулентном течении в трубах

Re_j	При отношении $l/d_{\text{экв}}$						
	5	10	15	20	30	40	50 и более
$1 \cdot 10^4$	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
$1 \cdot 10^6$	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

Таблица 10. Поправка $\epsilon_l = f(l/d_{\text{экв}})$ на начальный термический участок при ламинарном течении в трубах

$l/d_{\text{экв}}$	5	10	15	20	30	40	50 и более
ϵ_l	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

Таблица 11. Удельная теплоемкость газов $c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$, при давлении 0,1 МПа*

T, K	Азот	Аргон	Водород	Кислород	Оксид углерода	Двуокись углерода
260	1,041	0,522	14,15	0,916	1,040	—
280	1,041	0,522	14,24	0,917	1,040	0,830
300	1,041	0,522	14,31	0,920	1,041	0,851
350	1,042	0,521	14,43	0,929	1,043	0,900

Т, К	Азот	Аргон	Водород	Кислород	Оксид углерода	Диоксид углерода
400	1,045	0,521	14,48	0,942	1,048	0,942
450	1,050	0,521	14,50	0,956	1,055	0,981
500	1,056	0,521	14,52	0,972	1,064	1,020

* С допустимым приближением данными таблицы можно пользоваться и при давлении порядка нескольких бар.

Таблица 12. Физические свойства трансформаторного масла

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м К)}$	$\nu 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta 10^4, \text{К}^{-1}$	Pr
10	886,4	1,620	0,1115	37,9	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	22,5	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1098	14,7	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	10,3	7,00	146
50	862,1	1,846	0,1082	7,58	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	5,78	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	4,54	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	3,66	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	3,03	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	2,56	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	2,20	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	1,92	7,40	34,9

Таблица 13 Физические свойства масла МК

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м К)}$	$\nu 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta 10^4, \text{К}^{-1}$	Pr
10	911,0	1,645	0,1510	3883	8,56	39 000
20	903,0	1,712	0,1485	1514	8,64	15 800
30	894,5	1,758	0,1461	691,2	8,71	7450
40	887,5	1,804	0,1437	342,0	8,79	3810
50	879,0	1,851	0,1413	186,2	8,86	2140
60	871,5	1,897	0,1389	110,6	8,95	1320
70	864,0	1,943	0,1363	69,3	9,03	858
80	856,0	1,898	0,1340	46,6	9,12	591
90	848,2	2,035	0,1314	32,3	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	24,0	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	17,4	9,37	245

Таблица 14. Величины A, E, D, M для расчета теплоотдачи при конденсации водяного пара [формулы (8.3), (8.4), (8.6), (8.8), (8.9)]

$t_s, ^\circ\text{C}$	A	E	$A^{0,78}$	$D=EA^{0,78}$	M
20	5,16	2469	3,60	8888	6136,6
30	7,88	1942	5,00	9717	6621,8
40	11,4	1575	6,67	10 511	7080,9

$t_s, ^\circ\text{C}$	A	E	$A^{0,78}$	$D=EA^{0,78}$	M
50	15,6	1307	8,52	11 141	7474,9
60	20,9	1105	10,71	11 832	7831,6
70	27,1	948	13,11	12 431	8163,3
80	34,5	820	15,83	12 981	8450,4
90	42,7	718	18,69	13 423	8711,3
100	51,5	637	21,64	13 783	8918,5
110	60,7	575	24,60	14 143	9076,0
120	70,3	523	27,58	14 425	9212,8
130	82,0	472	31,10	14 680	9342,9
140	94,0	431	34,60	14 911	9444,6
150	107	394	38,27	15 080	9533,5
160	122	361	42,40	15 306	9605,2
170	136	332	46,15	15 321	10263,5
180	150	310	49,81	15 442	9608,3
190	167	285	54,16	15 437	9601,9
200	182	266	57,92	15 408	9543,8
210	197	249	61,61	15 342	9450,4
220	218	227	66,68	15 136	9326,0
230	227	217	68,82	14 933	9186,8
240	246	202	73,27	14 801	9046,2
250	264	188	77,42	14 555	8888,0
260	278	176	80,60	14 186	8656,4
270	296	164	84,65	13 882	8395,1
280	312	152	88,19	13 405	8112,4
290	336	139	93,44	12 988	7817,4
300	354	128	97,32	12 457	7473,4

Примечание. Обозначения:

$$A = \frac{\lambda}{r_{\rho\nu}} \left(\frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3}, \text{ м}^{-1} \cdot \text{К}^{-1}; E = r_{\rho\nu}, \text{ Вт/м}; D = (r_{\rho\nu})^{0,22} \lambda^{0,78} (g/\nu^2)^{0,26}, \text{ Вт/(м}^{1,78} \cdot \text{К}^{0,78});$$

$$M = [2,71 r \lambda^3 (\rho - \rho_L) / \nu]^{0,25}, \text{ Вт/(м}^{1,75} \cdot \text{К}^{0,75}).$$

Таблица 15. Величины l_s, A_s, B_s для расчета теплоотдачи при кипении воды [формулы (9.1) — (9.4)]

$t_s, ^\circ\text{C}$	$l_s \cdot 10^6, \text{ м}$	$A_s \cdot 10^4, \text{ м}^2/\text{Вт}$	$B_s \cdot 10^2, \text{ К}^{-1}$
30	16 450	276 870	1040
40	5950	73 345	782
50	2305	20 894	587
60	960	6543	450
70	423	2201	347
80	197	798	273
90	96,0	304	216
100	48,7	122,4	172
110	25,9	51,8	138
120	14,2	22,8	110
130	8,05	10,7	96,0
140	4,70	5,13	75,0
150	2,82	2,58	60,5
160	1,73	1,33	52,6

$t_s, ^\circ\text{C}$	$l_s \cdot 10^6, \text{м}$	$A_s \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{Вт}$	$B_s \cdot 10^3, \text{K}^{-1}$
170	1,08	0,710	44,5
180	0,715	0,396	37,5
190	0,450	0,216	32,2
200	0,296	0,123	27,5
210	0,200	0,0718	23,5
220	0,136	0,0426	20,2
230	0,0938	0,0254	17,3
240	0,0646	0,0155	15,1
250	0,0451	0,00989	13,6
260	0,0318	0,00593	11,4
280	0,0158	0,00243	8,80
300	0,00800	0,000911	6,16
310	0,00565	0,000609	5,64
320	0,00398	0,000388	4,93
330	0,00278	0,000249	4,34
340	0,00192	0,000158	3,77
350	0,00126	0,0000989	3,36

Примечание. Обозначения:

$$l_s = \frac{c_p \rho \sigma T_s}{(r_p'')^2}; \quad A_s = \frac{l_s}{r_p' v}; \quad B_s = \frac{\lambda}{r_p' v}.$$

Таблица 16. Интегральный коэффициент теплового излучения материалов

Материал	ϵ	Материал	ϵ
Алюминий:		Медь:	
шероховатый	0,055	окисленная	0,62
окисленный	0,15	полированная	0,02
полированный	0,048	Никель окисленный	0,4
Алюминиевая краска	0,5	Нихромовая проволока	0,96
Бетон	0,8	Серебро полированное	0,02
Железо литое необработанное	0,91	Сталь:	
Кирпичная кладка (красный кирпич)	0,93	окисленная	0,80
Латунь:		окисленная, шероховатая	0,95
окисленная	0,6	полированная	0,54
полированная	0,03	Хром	0,17
прокатанная	0,20	Чугун:	
Масляная краска	0,94	обточенный	0,65
		шероховатый, окисленный	0,96

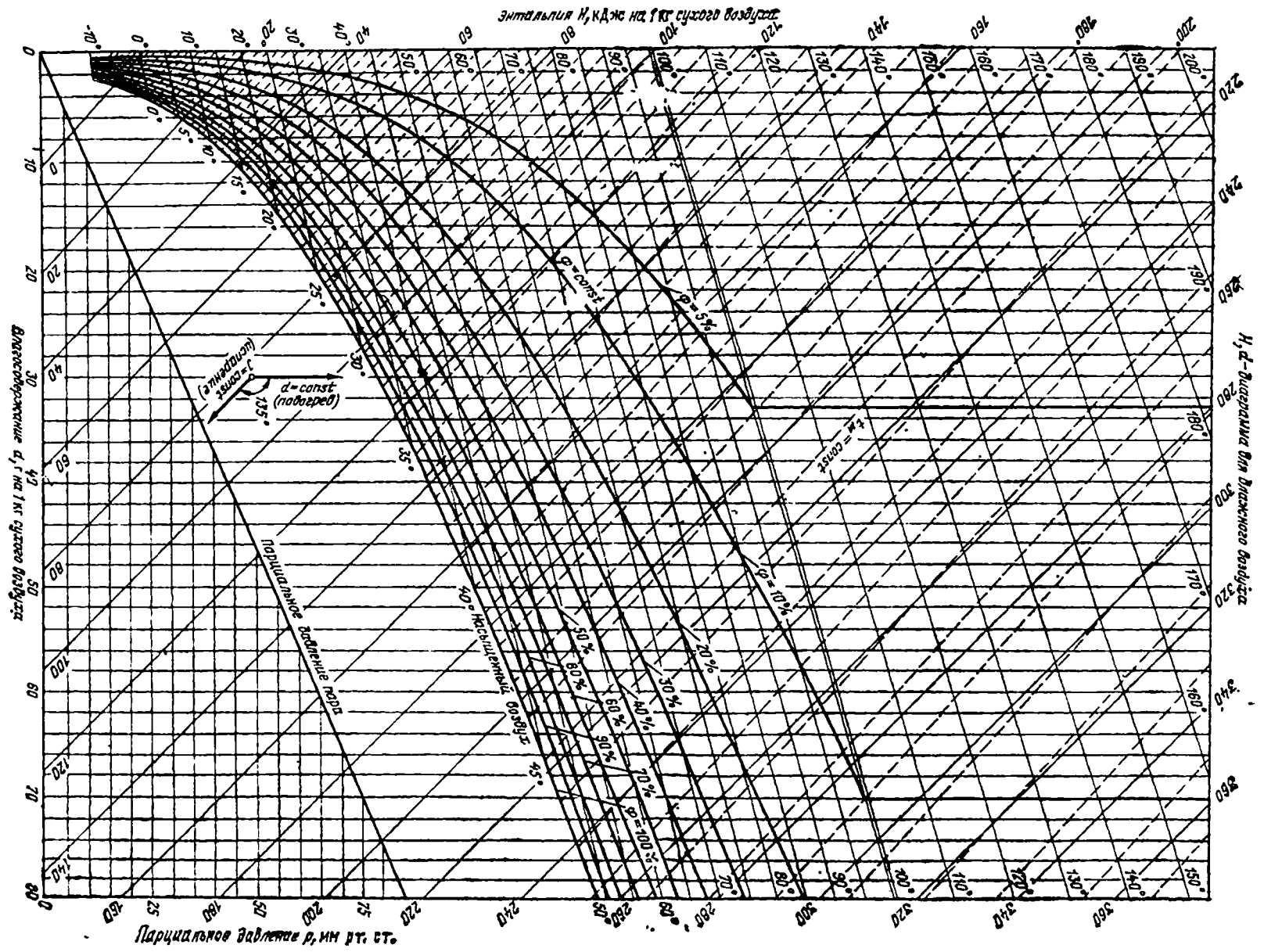


Рис. П 17 H, d -диаграмма для влажного воздуха при $p=745$ мм

рт ст (около 99 309 Па)

Таблица 17. Давление насыщенного водяного пара $p_s \cdot 10^{-6}$, Па, в зависимости от температуры

°C	°C									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,006108	0,006566	0,007054	0,007575	0,008129	0,008718	0,009346	0,010012	0,010721	0,011473
10	0,012271	0,013118	0,014015	0,014967	0,015974	0,017041	0,018170	0,019364	0,020626	0,021960
20	0,023368	0,024855	0,026424	0,028079	0,029824	0,031663	0,033600	0,035639	0,037785	0,040043
30	0,042417	0,044913	0,047536	0,050290	0,053182	0,056217	0,059401	0,062740	0,066240	0,069907
40	0,073749	0,077772	0,081983	0,086390	0,090998	0,095817	0,100854	0,10612	0,11161	0,11735
50	0,12335	0,12960	0,13612	0,14292	0,15001	0,15740	0,16510	0,17312	0,18146	0,19015
60	0,19919	0,20859	0,21837	0,22854	0,23910	0,25008	0,26148	0,27332	0,28561	0,29837
70	0,31161	0,32533	0,33957	0,35433	0,36963	0,38548	0,40190	0,41890	0,43650	0,45473
80	0,47359	0,49310	0,51328	0,53415	0,55572	0,57803	0,60107	0,62488	0,64947	0,67486
90	0,70108	0,72814	0,75607	0,78488	0,81460	0,84525	0,87685	0,90943	0,94301	0,97760

Таблица 18. Психрометрическая таблица для определения относительной влажности воздуха φ , %

Температура по сухому термометру t_c , °C	Разность между показаниями сухого и мокрого термометров $(t_c - t_m)$, °C																
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

Относительная влажность воздуха

1	83	65	48	31	14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	86	71	58	43	31	17	13	10	8	6	4	3	3	3	3	3	3	3
10	88	77	64	53	43	32	22	18	14	11	9	8	7	6	5	4	4	4
15	90	80	70	61	51	43	34	26	20	15	11	9	8	7	6	5	4	4
20	91	81	73	65	58	50	42	37	30	24	17	12	10	9	8	7	6	5
25	92	84	76	68	60	54	48	42	36	30	25	20	16	13	11	10	9	8
30	92	85	79	72	66	59	53	48	42	36	30	25	20	16	13	11	10	9
35	93	86	80	74	68	65	60	55	50	45	41	38	35	32	28	25	22	20
40	93	87	81	76	71	67	64	57	53	48	44	41	37	34	29	26	23	20

Таблица 19. Функции Бесселя первого рода нулевого $J_0(x)$ и первого $J_1(x)$ порядков

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	x	$J_0(x)$	$J_1(x)$
0,0	1,0000	0,0000	4,9	-0,2097	-0,3147
0,1	0,9975	0,0499	5,0	-0,1776	-0,3276
0,2	0,9900	0,0995	5,1	-0,1443	-0,3371
0,3	0,9776	0,1483	5,2	-0,1103	-0,3432
0,4	0,9604	0,1960	5,3	-0,0758	-0,3460
0,5	0,9385	0,2423	5,4	-0,0412	-0,3453
0,6	0,9120	0,2867	5,5	-0,0068	-0,3414
0,7	0,8812	0,3290	5,6	0,0270	-0,3343
0,8	0,8463	0,3688	5,7	0,0599	-0,3241
0,9	0,8075	0,4059	5,8	0,0917	-0,3110
1,0	0,7652	0,4400	5,9	0,1220	-0,2951
1,1	0,7196	0,4709	6,0	0,1506	-0,2767
1,2	0,6711	0,4983	6,1	0,1773	-0,2559
1,3	0,6201	0,5220	6,2	0,2017	-0,2329
1,4	0,5659	0,5419	6,3	0,2238	-0,2081
1,5	0,5118	0,5579	6,4	0,2433	-0,1816
1,6	0,4554	0,5699	6,5	0,2601	-0,1538
1,7	0,3980	0,5778	6,6	0,2740	-0,1250
1,8	0,3400	0,5815	6,7	0,2851	-0,0953
1,9	0,2818	0,5812	6,8	0,2931	-0,0652
2,0	0,2239	0,5767	6,9	0,2981	-0,0349
2,1	0,1666	0,5683	7,0	0,3001	-0,0047
2,2	0,1104	0,5560	7,1	0,2991	0,0252
2,3	0,0555	0,5399	7,2	0,2951	0,0543
2,4	0,0025	0,5202	7,3	0,2882	0,0826
2,5	-0,0484	0,4971	7,4	0,2786	0,1096
2,6	-0,0968	0,4708	7,5	0,2663	0,1352
2,7	-0,1424	0,4416	7,6	0,2516	0,1592
2,8	-0,1850	0,4097	7,7	0,2346	0,1813
2,9	-0,2243	0,3754	7,8	0,2154	0,2014
3,0	-0,2600	0,3391	7,9	0,1944	0,2192
3,1	-0,2921	0,3009	8,0	0,1716	0,2346
3,2	-0,3202	0,2613	8,1	0,1475	0,2476
3,3	-0,3443	0,2207	8,2	0,1220	0,2580
3,4	-0,3643	0,1792	8,3	0,0960	0,2657
3,5	-0,3801	0,1374	8,4	0,0692	0,2708
3,6	-0,3918	0,0955	8,5	0,0419	0,2731
3,7	-0,3992	0,0538	8,6	0,0146	0,2728
3,8	-0,4026	0,0128	8,7	-0,0125	0,2697
3,9	-0,4018	-0,0272	8,8	-0,0392	0,2641
4,0	-0,3971	-0,0660	8,9	-0,0652	0,2559
4,1	-0,3887	-0,1033	9,0	-0,0903	0,2453
4,2	-0,3766	-0,1386	9,1	-0,1142	0,2324
4,3	-0,3610	-0,1719	9,2	-0,1368	0,2174
4,4	-0,3423	-0,2028	9,3	-0,1577	0,2004
4,5	-0,3205	-0,2311	9,4	-0,1768	0,1816
4,6	-0,2961	-0,2666	9,5	-0,1939	0,1613
4,7	-0,2693	-0,2791	9,6	-0,2090	0,1395
4,8	-0,2404	-0,2985	9,7	-0,2218	0,1116

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	x	$J_0(x)$	$J_1(x)$
9,8	-0,2323	0,0928	11,5	-0,0677	-0,2284
9,9	-0,2403	0,0684	11,6	-0,0446	-0,2320
10,0	-0,2459	0,0435	11,7	-0,0213	-0,2333
10,1	-0,2490	0,0184	11,8	0,0020	-0,2323
10,2	-0,2496	-0,0066	11,9	0,0250	-0,2290
10,3	-0,2477	-0,0313	12,0	0,0477	-0,2234
10,4	-0,2434	-0,0555	12,1	0,0697	-0,2158
10,5	-0,2366	-0,0788	12,2	0,0908	-0,2060
10,6	-0,2276	-0,1012	12,3	0,1108	-0,1943
10,7	-0,2164	-0,1224	12,4	0,1296	-0,1807
10,8	-0,2032	-0,1422	12,5	0,1469	-0,1655
10,9	-0,1881	-0,1604	12,6	0,1626	-0,1487
11,0	-0,1712	-0,1768	12,7	0,1766	-0,1307
11,1	-0,1528	-0,1913	12,8	0,1887	-0,1114
11,2	-0,1330	-0,2038	12,9	0,1988	-0,0912
11,3	-0,1121	-0,2143	13,0	0,2069	-0,0703
11,4	-0,0902	-0,2224	13,1	0,2129	-0,0488

Таблица 20. Множители для образования десятичных кратных и дольных единиц

Приставка	Множитель	Обозначение		Приставка	Множитель	Обозначение	
		русское	международное			русское	международное
тера	10^{12}	Т	<i>T</i>	деци	10^{-1}	д	<i>d</i>
гига	10^9	Г	<i>G</i>	санتي	10^{-2}	с	<i>c</i>
мега	10^6	М	<i>M</i>	милли	10^{-3}	м	<i>m</i>
кило	10^3	к	<i>k</i>	микро	10^{-6}	мк	<i>μ</i>
гекто	10^2	г	<i>h</i>	нано	10^{-9}	н	<i>n</i>
дека	10	да	<i>da</i>	пико	10^{-12}	п	<i>p</i>

Таблица 21 Соотношения между единицами различных систем

Величина	Соотношение между единицами
Давление	$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$ $1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 100 \text{ кПа} = 0,1 \text{ МПа} = 1000 \text{ гПа}$ $1 \text{ техн. ат.} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 735,6 \text{ мм рт. ст.} = 10 \text{ м вод. ст.}$ $1 \text{ физ. ат.} = 10,13 \cdot 10^4 \text{ Па} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 10,33 \text{ м вод. ст.}$ $1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ Па}$ $1 \text{ мм вод. ст.} = 9,81 \text{ Па}$
Работа, энергия, количество теплоты	$1 \text{ ккал} = 4,1868 \text{ кДж}$ $1 \text{ кВт ч} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ кДж}$ $1 \text{ кДж} = 0,239 \text{ ккал}$
Мощность	$1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с} = 0,86 \text{ ккал/ч}$ $1 \text{ кДж/ч} = 0,278 \text{ Вт}$ $1 \text{ ккал/ч} = 1,163 \text{ Вт}$

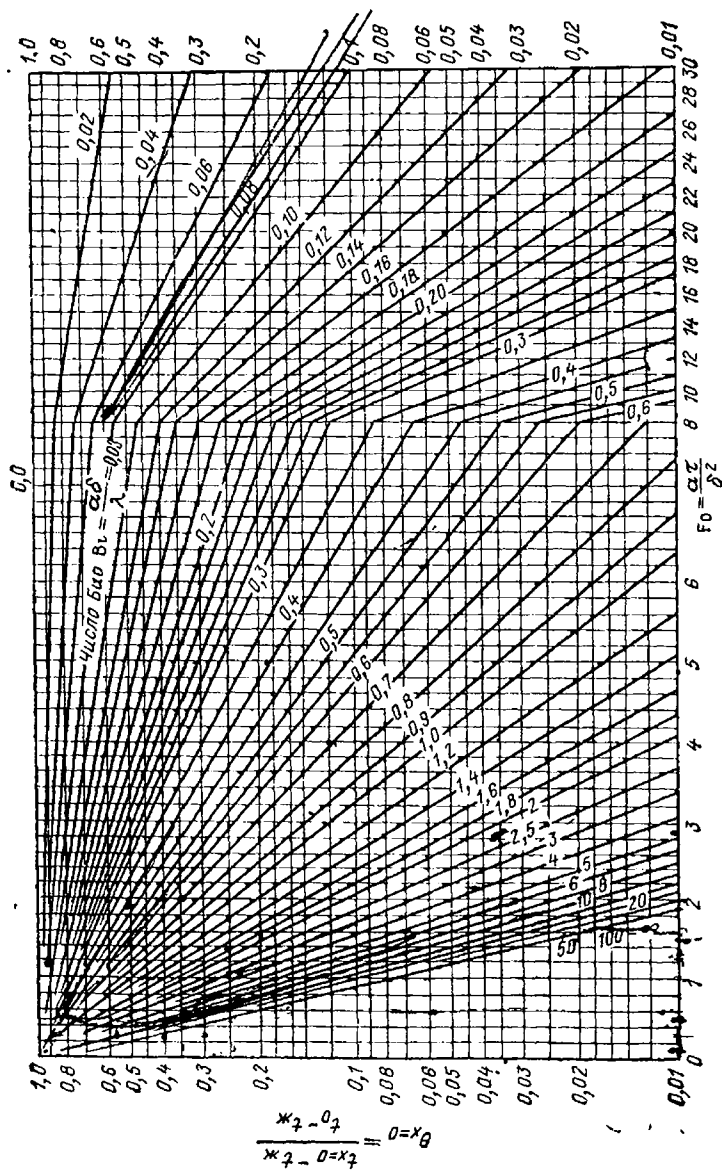


Рис П 1 Безразмерная температура Θ для середины пластины в зависимости от Bi и Fo

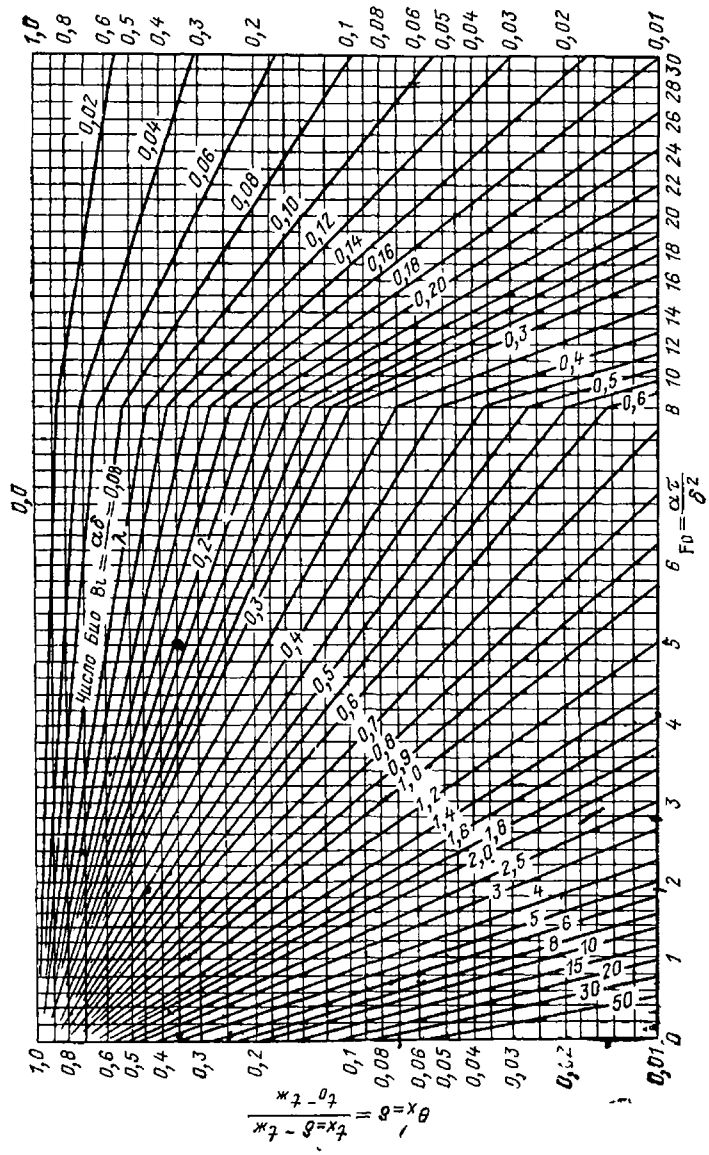


Рис П 2 Безразмерная температура θ для поверхности пластины в зависимости от Bi и Fo

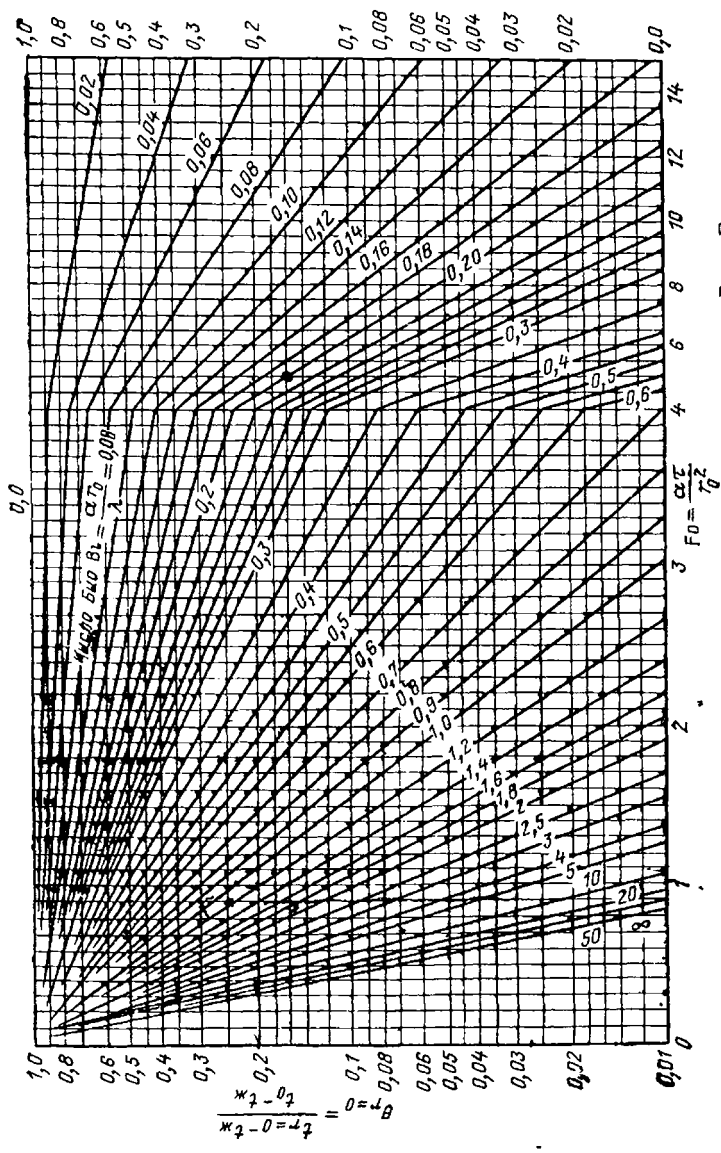


Рис П3 Безразмерная температура θ для оси цилиндра в зависимости от Bi и F_0

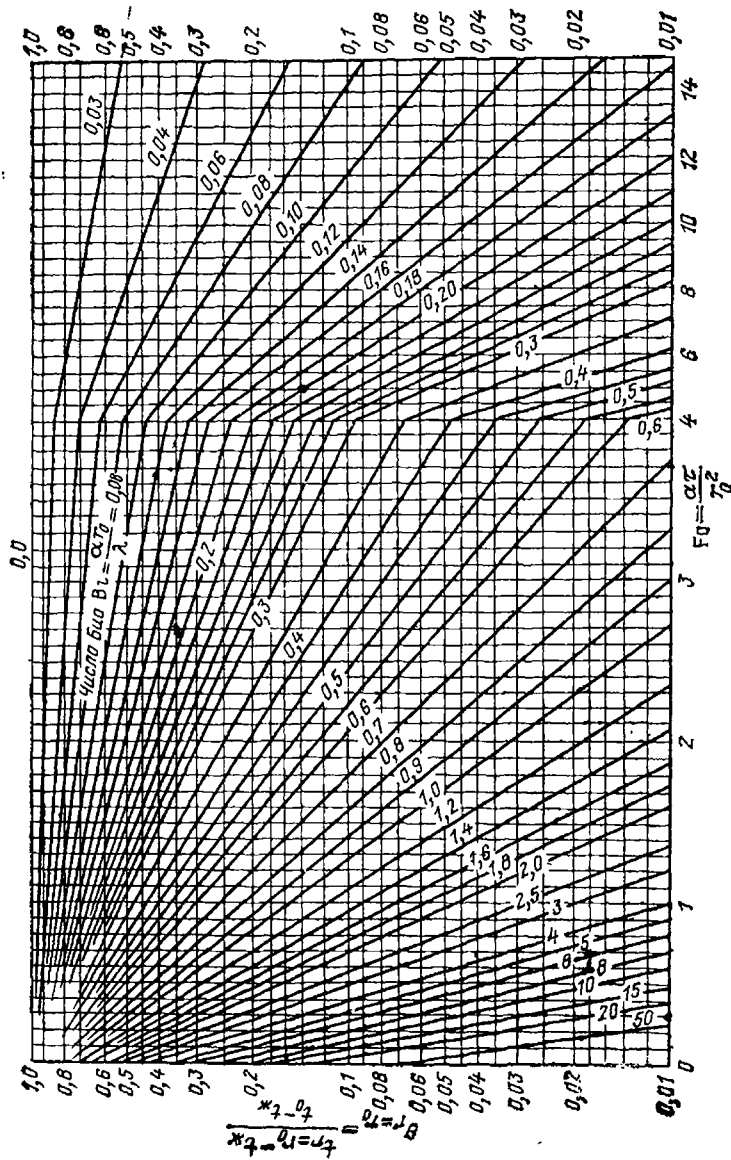


Рис. П.4. Безразмерная температура θ для поверхности цилиндра в зависимости от Bi и Fo

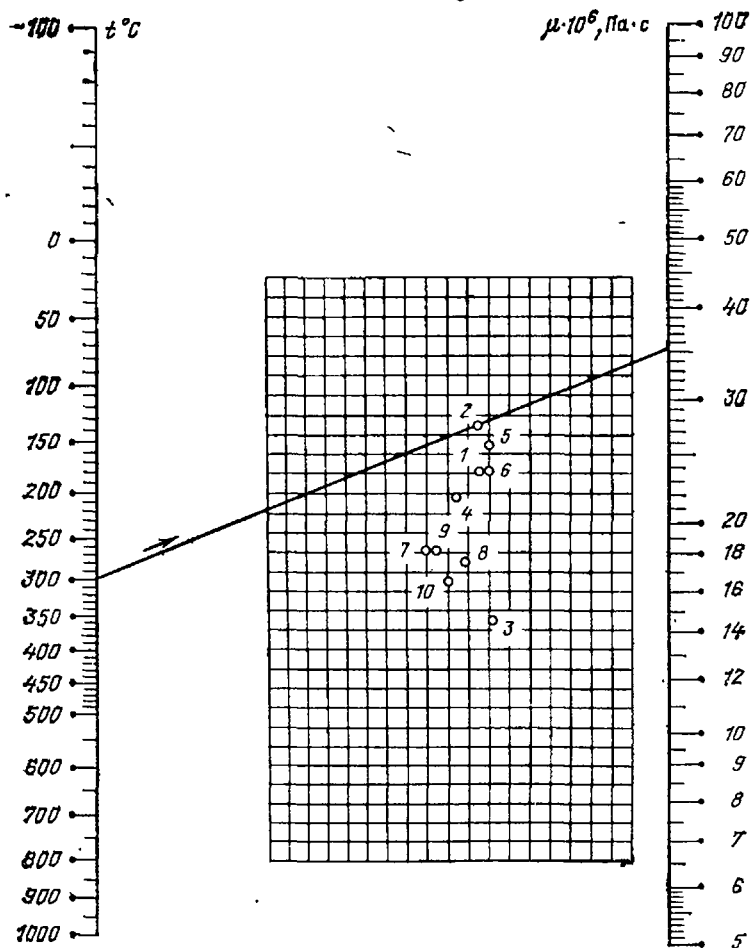


Рис. П.5. Динамическая вязкость μ газов при атмосферном давлении, $\text{Па}\cdot\text{с}$:

1 — азот; 2 — аргон; 3 — водород; 4 — диоксид углерода; 5 — кислород; 6 — оксид углерода; 7 — водяной пар; 8 — метан; 9 — аммиак; 10 — этан; приме́р пользования для аргона при 300°C $\mu = 35,5 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$; с допустимым приближением данными номограммы можно пользоваться и при давлениях, в несколько раз превышающих атмосферное