

Ф.Ф.Цветков
Р.В.Керимов
В.И.Величко

ЗАДАЧНИК

ПО ТЕПЛОМАССОБМЕНУ

Второе издание, исправленное и дополненное

*Допущено УМО вузов России по образованию
в области энергетики и электротехники
в качестве учебного пособия для студентов высших
учебных заведений, обучающихся по направлению
подготовки 140100 «Теплоэнергетика»*

*Рекомендовано Корпоративным энергетическим
университетом в качестве учебного пособия
для системы подготовки, переподготовки и повышения
квалификации персонала энергетических компаний,
а также для вузов, осуществляющих подготовку
энергетиков*



Москва
Издательский дом МЭИ
2008

УДК 621.396.669.8
ББК 32.84
Ц 274

Рецензенты : академик РАН А.И. Леонтьев,
доктор технических наук, профессор Э.Д. Сергиевский

Цветков Ф.Ф.

Ц 274 Задачник по тепломассообмену : учебное пособие / Ф.Ф. Цветков, Р.В. Керимов, В.И. Величко. — 2-е изд., исправ. и доп. — М.: Издательский дом МЭИ, 2008. — 196 с., ил.

ISBN 978-5-383-00259-9

В учебном пособии представлены задачи по всем разделам курса «Тепломассообмен» — составной части дисциплины «Теоретические основы теплотехники». В начале каждой главы приводятся основные формулы и примеры решения задач. Все задачи снабжены ответами; приложения содержат справочный материал, необходимый для решения задач.

Предназначено для студентов вузов, специализирующихся в области теплоэнергетики, промышленной теплоэнергетики, технической физики, энергомашиностроения.

УДК 621.396.669.8
ББК 32.84

ISBN 978-5-383-00259-9

© Цветков Ф.Ф., Керимов Р.В., Величко В.И., 2008
© ЗАО «Издательский дом МЭИ», 2008

ПРЕДИСЛОВИЕ

Предлагаемое пособие представляет собой сборник задач по тепломассообмену — базовой дисциплине для специальностей теплоэнергетического профиля. При написании данного пособия авторы учитывали опыт использования первого издания задачника (1997 г.) на практических аудиторных занятиях и в домашней работе студентов. В частности, наряду с увеличением количества задач авторы сочли целесообразным привести примеры решения задач по всем разделам курса и дать перечень математических выражений основных закономерностей тепломассообмена, расчетных формул к каждой главе задачника. При составлении перечня формул авторы использовали список литературы, приведенный в конце пособия и, в первую очередь, книгу [11].

Главы первая и вторая написаны Р.В. Керимовым и Ф.Ф. Цветковым, глава пятая — Р.В. Керимовым, главы третья и четвертая — В.И. Величко, главы с шестой по двенадцатую — Ф.Ф. Цветковым.

Авторы благодарны преподавателям кафедры ТОТ им. М.П. Вукаловича Московского энергетического института (технического университета) за ряд замечаний, направленных на улучшение содержания данного учебного пособия.

Авторы

СПИСОК ОСНОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ОБОЗНАЧЕНИЯ ВЕЛИЧИН

- a — коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;
- A — поглощательная способность;
- c — теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;
массовая концентрация;
- d — диаметр, м;
- D — коэффициент диффузии, $\text{м}^2/\text{с}$;
- E — плотность потока излучения, $\text{Вт}/\text{м}^2$;
- F — площадь поверхности, м^2 ;
- g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{с}^2$;
- G — расход, $\text{кг}/\text{с}$;
- h — высота, м; энтальпия, $\text{Дж}/\text{кг}$;
- I — интенсивность излучения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ср})$;
- j — плотность диффузионного потока массы, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;
- J — плотность полного (диффузионного и конвективного) потока массы, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;
- k — коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- l — длина, м;
- p — давление, Па;
- Δp — перепад давлений, Па;
- q — плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$;
- q_l — линейная плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}$;
- Q — тепловой поток, Вт;
- q_v — мощность внутренних источников теплоты, $\text{Вт}/\text{м}^3$;
- r — радиус, м; теплота испарения, $\text{Дж}/\text{кг}$;
- R — термическое сопротивление, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;
отражательная способность;
- t — температура, $^\circ\text{C}$;
- T — температура, К;
- w — скорость, $\text{м}/\text{с}$;
- x — координата, м; массовое расходное паросодержание;
- α — коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- β — коэффициент массоотдачи, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; коэффициент объемного расширения, К^{-1} ;
- δ — толщина стенки, м; толщина пограничного слоя, м;
- ε — степень черноты;
- Θ — безразмерная температура;
- λ — коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
длина волны излучения, м;
- μ — динамическая вязкость, $\text{Па} \cdot \text{с}$;
- ν — кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$;
- ξ — коэффициент гидравлического сопротивления;
- ρ — плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$;
- σ_0 — постоянная Стефана—Больцмана, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$;
- σ — коэффициент поверхностного натяжения, $\text{Н}/\text{м}$;
- τ — время, с.

ЧИСЛА ПОДОБИЯ

$$Bi = \frac{\alpha l_0}{\lambda} \quad \text{— число Био;}$$

$$Fo = \frac{\alpha \tau}{l_0^2} \quad \text{— число Фурье;}$$

$$Gr = \frac{g \beta \Delta t_0 l_0^3}{\nu^2} \quad \text{— число Грасгофа;}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad \text{— число Рэлея;}$$

$$Le = \frac{D}{a} \quad \text{— число Льюиса;}$$

$$Nu = \frac{\alpha l_0}{\lambda} \quad \text{— число Нуссельта;}$$

$$Nu_D = \frac{\beta l_0}{\rho D} \quad \text{— диффузионное
число Нуссельта;}$$

$$Pe = \frac{w l_0}{a} \quad \text{— число Пекле;}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad \text{— число Прандтля;}$$

$$Pr_D = \frac{\nu}{D} \quad \text{— диффузионное
число Прандтля;}$$

$$Re = \frac{w l_0}{\nu} = \frac{\rho w l_0}{\mu} \quad \text{— число Рейнольдса.}$$

СОКРАЩЕНИЯ, ИНДЕКСЫ

с — стенка;
ж — жидкость;
из — изоляция;
ш — шероховатость;
п — пар;
вн — внутренний;
вш — внешний;
эл — электрический;
г — газ;
пс — пограничный слой;
∞ — относится к параметру вдали от поверхности или от входа в канал;
экв — эквивалентный;
тур — турбулентный;
лам — ламинарный;
смеш — смешанный;
н.т — начальный термический;
н.г — начальный гидравлический;
0 — относится к масштабной величине системы; абсолютно черное тело;
— — знак усреднения;
вх — вход;

р — ребро;
кр — критический;
вых — выход;
пр — предельный; продувка; приведенный;
гр — граничный; граница;
п.к — поверхностное кипение;
см — смесь;
пл — пленка;
ф — фаза;
с.п — стефанов поток;
пад — падающий;
соб — собственный;
рез — результирующий;
эф — эффективный;
тр — трение; труба;
уск — ускорение;
м — местный;
пот — потери;
верт — вертикальный;
гор — горизонтальный;
шах — шахматный;
кор — коридорный;
п.м — погонный метр.

Часть первая

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

Глава первая

СТАЦИОНАРНАЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ

А. Плоская стенка

1. Температурное поле в плоской стенке:

$$t = t_{c1} - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta} x \quad \text{при } \lambda = \text{const}; \quad (1.1)$$

$$t = \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_{c1}\right)^2 - \frac{2qx}{\lambda_0 b}} - \frac{1}{b} \quad \text{при } \lambda = \lambda_0(1 + bt). \quad (1.2)$$

2. Плотность теплового потока через плоскую стенку:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{\delta}{\lambda}}; \quad q = \frac{t_{c1} - t_{c, n+1}}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_i} \quad \text{при } \lambda = \text{const}; \quad (1.3)$$

$$q = \frac{\lambda_{\text{ср}}}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}), \quad (1.4)$$

где при $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$

$$\lambda_{\text{ср}} = \frac{1}{t_{c2} - t_{c1}} \int_{t_{c1}}^{t_{c2}} \lambda(t) dt = \lambda_0 \left(1 + b \frac{t_{c1} + t_{c2}}{2}\right);$$

$$q = \frac{t_{\text{ж1}} - t_{\text{ж2}}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_i + \frac{1}{\alpha_2}} = k \Delta t_{\text{ж}}, \quad (1.5)$$

где $k = \frac{1}{R_{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n R_{\lambda, i} + R_{\alpha_2}}$ — коэффициент теплопередачи.

Б. Цилиндрическая стенка

3. Температурное поле в цилиндрической стенке:

$$t = t_{c1} - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \ln \frac{r}{r_1} \quad \text{при } \lambda = \text{const}; \quad (1.6)$$

$$t = \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_{c1}\right)^2 - \frac{q_l \ln \frac{r}{r_1}}{\pi b \lambda_0}} - \frac{1}{b} \quad \text{при } \lambda = \lambda_0(1 + bt). \quad (1.7)$$

4. Линейная плотность теплового потока через цилиндрическую стенку:

$$q_l = \frac{\pi(t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}; \quad q_l = \frac{\pi(t_{c1} - t_{c, n+1})}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}\right)} \quad \text{при } \lambda = \text{const}; \quad (1.8)$$

$$q_l = \frac{\pi(t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda_{cp}} \ln \frac{d_2}{d_1}};$$

$$\text{при } \lambda = \lambda_0(1 + bt), \quad \lambda_{cp} = \lambda_0 \left(1 + \frac{t_{c1} + t_{c2}}{2} b\right); \quad (1.9)$$

$$q_l = \frac{\pi(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}. \quad (1.10)$$

5. Критический диаметр тепловой изоляции:

$$d_{кр. из} = \frac{2\lambda_{из}}{\alpha_2}. \quad (1.11)$$

В. Теплопроводность ребер

6. Температурное поле в ребре постоянного по длине поперечного сечения:

$$\vartheta_x = \vartheta_0 \cdot e^{-mx} \text{ — ребро бесконечной длины;} \quad (1.12)$$

$$\vartheta_x = \vartheta_0 \frac{\operatorname{ch} [m(l-x)]}{\operatorname{ch} (ml)} \text{ — ребро конечной длины,} \quad (1.13)$$

где $m = \sqrt{\frac{\alpha u}{\lambda f}}$; u и f — периметр и площадь поперечного сечения ребра, $\vartheta_0 = t_0 - t_{\text{ж}}$.

7. Тепловой поток с поверхности ребра ($f = \text{const}$):

$$Q_p = \vartheta_0 m \lambda f = \vartheta_0 \sqrt{\alpha u \lambda f} \text{ для ребра бесконечной длины;} \quad (1.14)$$

$$Q_p = \vartheta_0 \sqrt{\alpha u \lambda f} \operatorname{th} (ml) = \vartheta_0 \alpha u l \frac{\operatorname{th} (ml)}{ml} \text{ для ребра конечной} \\ \text{длины.} \quad (1.15)$$

8. Коэффициент эффективности ребра

$$E_p = \frac{\operatorname{th} (ml)}{ml}. \quad (1.16)$$

Г. Внутренние источники тепла

9. Температурное поле при наличии внутренних источников тепла:

$$t_x = t_{\text{ж}} + \frac{q_v \delta_0}{\alpha} + \frac{q_v}{2\lambda} (\delta_0^2 - x^2) \quad (1.17)$$

— в плоской стенке толщиной $2\delta_0$ (плоский твэл);

$$t_r = t_{\text{ж}} + \frac{q_v r_0}{2\alpha} + \frac{q_v}{4\lambda} (r_0^2 - r^2) \quad (1.18)$$

— в цилиндрическом стержне радиусом r_0 (цилиндрический твэл).

10. Плотность теплового потока на поверхности твэла:

$$q_c = q_v \delta_0 \text{ (плоского); } q_c = \frac{q_v r_0}{2} \text{ (цилиндрического).} \quad (1.19)$$

ЗАДАЧИ

1.1. Плоская стенка выполнена из материала с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 20 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Толщина стенки $\delta = 10 \text{ мм}$. На одной стороне стенки температура $t_{c1} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, на другой $90 \text{ }^\circ\text{C}$. Найти плотность теплового потока через стенку и температуру в середине стенки.

Решение. По формуле (1.3) определяем

$$q = \frac{20(100 - 90)}{10 \cdot 10^{-3}} = 20\,000 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Так как при $\lambda = \text{const}$ температура в стенке изменяется по линейному закону, то в середине стенки

$$t_{\text{ср}} = \frac{1}{2} (t_{c1} + t_{c2}) = \frac{1}{2} (100 + 90) = 95 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Ответ. $q = 20 \text{ кВт}/\text{м}^2$; $t_{\text{ср}} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$.

1.2. В теплообменнике горячий и холодный теплоносители разделены плоской латунной стенкой [$\delta = 2 \text{ мм}$, $\lambda = 100 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$], перепад температур в которой $t_{c1} - t_{c2} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Вычислить плотность теплового потока через стенку. Определить толщину стальной [$\lambda = 45 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$] и медной [$\lambda = 370 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$] стенок, чтобы при том же перепаде температур плотность теплового потока осталась неизменной.

1.3. Чему равен тепловой поток через стену из красного кирпича высотой 4 м, шириной 5 м и толщиной 500 мм? На одной поверхности стены температура $19 \text{ }^\circ\text{C}$, на другой $2 \text{ }^\circ\text{C}$.

1.4. Вычислить плотность теплового потока через оконное стекло толщиной $\delta = 3 \text{ мм}$, если температуры его поверхностей $t_{c1} = 1 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{c2} = -1 \text{ }^\circ\text{C}$. Известно, что плотность, теплоемкость и коэффициент температуропроводности стекла составляют соответственно $\rho = 2500 \text{ кг}/\text{м}^3$, $c_p = 0,67 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ и $a = 4,42 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$.

1.5. Плотность теплового потока через плоскую стенку толщиной 200 мм составляет $200 \text{ Вт}/\text{м}^2$, а разность температур ее поверхностей $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить коэффициент температуропроводности стенки, если $\rho = 1700 \text{ кг}/\text{м}^3$, $c_p = 0,88 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

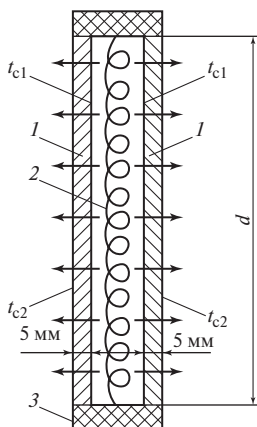


Рис. 1.1. К задаче 1.6:
1 — образцы; 2 — нагреватель; 3 — кольцевая изоляция

1.6. К двум торцам нагревателя цилиндрической формы $d = 300$ мм плотно прижаты два идентичных образца материала того же диаметра толщиной $\delta = 5$ мм. Определить коэффициент теплопроводности образцов, если при мощности нагревателя $Q = 56,5$ Вт перепады температур по толщине образцов составили $12,5$ °С. Радиальный перенос тепла в системе пренебрежимо мал (рис. 1.1).

1.7. Дана трехслойная плоская стенка: $\delta_1 = 20$ мм; $\lambda_1 = 20$ Вт/(м · К); $t_{c1} = 10$ °С; $\lambda_2 = 5 + 0,05t$ Вт/(м · К); $t_{c4} = 60$ °С; $\delta_3 = 60$ мм; $\lambda_3 = 10$ Вт/(м · К); $t_{ж2} = 150$ °С; $\alpha_2 = 18$ Вт/(м² · К). Найти δ_2 .

1.8. Плоскую поверхность с $t_c = 250$ °С решено изолировать листовым асбестом, у которого $\lambda = 0,157 + (0,14 \cdot 10^{-3})t$ Вт/(м · К). Какой толщины должен быть слой изоляции, если допустимая температура наружной ее поверхности 50 °С, а тепловые потери не должны превышать 500 Вт/м² ?

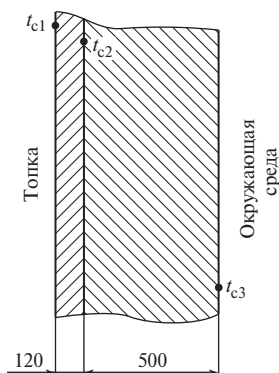


Рис. 1.2. К задаче 1.9

1.9. Внутренний слой стен топочной камеры парового котла выполнен из шамотного кирпича ($\delta_{ш} = 120$ мм), наружный слой — из пеношамота ($\delta_{п} = 500$ мм), плотно прилегающих друг к другу. Температуры на соответствующих поверхностях пеношамота составляют $t_{c2} = 800$ °С и $t_{c3} = 60$ °С. Вычислить температуру на внутренней поверхности слоя из шамотного кирпича с учетом зависимости его коэффициента теплопроводности от температуры (рис. 1.2).

1.10. Стены сушильной камеры толщиной $0,256$ м, выполненные из слоя крас-

ного кирпича [$\lambda_{\text{к}} = 0,71 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$] и слоя войлока [$\lambda_{\text{в}} = 0,047 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$], имели температуры $t_{\text{с1}} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{\text{с3}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ на внутренней и внешней поверхностях соответственно. Увеличение толщины слоя войлока на $0,028 \text{ м}$ снизило тепловые потери вдвое и $t_{\text{с3}}$ на $10 \text{ }^\circ\text{C}$ при неизменной $t_{\text{с1}}$. Определить толщину кирпичного слоя и максимальные температуры войлока в обоих случаях.

1.11. Обмуровка печи состоит из слоев шамотного кирпича [$\lambda_{\text{ш}} = 0,93 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\delta_{\text{ш}} = 120 \text{ мм}$] и красного кирпича [$\lambda_{\text{к}} = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\delta_{\text{к}} = 250 \text{ мм}$], между которыми засыпка из диатомита [$\lambda_{\text{д}} = 0,13 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\delta_{\text{д}} = 60 \text{ мм}$]. Какой толщины следует сделать слой засыпки, если толщину слоя из красного кирпича удвоить при условии сохранения плотности теплового потока через обмуровку и температур на внешних ее поверхностях?

1.12. Плотность теплового потока через плоскую кварцевую стенку [$\lambda = 3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\delta = 10 \text{ мм}$] составляет $q = 3 \cdot 10^4 \text{ Вт}/\text{м}^2$. Со стороны одной из ее поверхностей заданы температура жидкости $t_{\text{ж}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ и коэффициент теплоотдачи $\alpha = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Найти температуры на обеих поверхностях стенки.

1.13. Чтобы уменьшить до заданного значения тепловые потери с поверхности промышленного теплообменника, решили закупить тепловую изоляцию с $\lambda'_{\text{из}} = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Оказалось, что на складе имеется изоляция, для которой $\lambda''_{\text{из}} = 0,1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, но она на 50% дороже первой. Больше или меньше (и насколько) придется заплатить за вторую изоляцию?

Решение. Количество закупаемого материала прямо пропорционально толщине изоляционного слоя. Тепловые потери будут равны заданному значению, если $\delta'_{\text{из}}/\lambda'_{\text{из}} = \delta''_{\text{из}}/\lambda''_{\text{из}}$. Толщина слоя изоляции во втором случае в два раза меньше, чем в первом. При этом стоимость второй изоляции составляет 75% стоимости первой.

Ответ. За вторую изоляцию нужно будет заплатить на 25% меньше.

1.14. Температура внешней металлической поверхности сушильной камеры $t_{\text{с1}} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$. Сушильная камера изолирована матами из

минеральной стекловаты. Толщина мата $\delta = 60$ мм. Температура воздуха в помещении $t_{ж2} = 15$ °С и коэффициент теплоотдачи $\alpha_2 = 10$ Вт/(м² · К). Найдите температуру наружной поверхности тепловой изоляции $t_{с2}$.

Решение. Для минеральной стекловаты $\lambda = 0,052 + 0,00064t$. Для нахождения $t_{с2}$ можно воспользоваться равенством

$$\bar{\lambda}/\delta(t_{с1} - t_{с2}) = \alpha_2(t_{с2} - t_{ж2}),$$

в котором $\bar{\lambda} = 0,052 + 0,00032(t_{с1} + t_{с2})$. Методом подбора находим $t_{с1} \approx 28$ °С.

Ответ. Температура $t_{с2} = 28$ °С.

1.15. Определить необходимую мощность радиаторов отопления аудитории, если кладка ее наружной стены ($L = 8$ м, $H = 4,5$ м, $\delta = 0,5$ м) выполнена из красного кирпича на холодном растворе, а температуры поверхностей $t_{с1} = 12$ °С и $t_{с2} = -15$ °С. (Окна условно отсутствуют.)

Какова глубина промерзания стены?

Как изменится полученный результат с учетом того, что слои штукатурки на внутренней и внешней поверхностях стены $\delta_{ш.вн} = \delta_{ш.вн} = 10$ мм при других одинаковых условиях, если:

- штукатурка известковая;
- штукатурка цементно-песчаная?

1.16. Окно в аудитории имеет сдвоенные рамы с зазором между стеклами 60 мм. Вычислить тепловые потери через оконный проем 3×3 м без учета конвекции в зазоре и теплового излучения, если толщина стекол $\delta = 4$ мм, а температуры их соответствующих поверхностей $t_{с1} = 12$ °С и $t_{с4} = -15$ °С.

1.17. Температура воздуха в аудитории $t_{ж1} = 19,5$ °С, а внешнего воздуха $t_{ж2} = -18$ °С. Вычислить тепловые потери из аудитории, если наружная стена ($L = 8$ м, $H = 4,5$ м, $\delta = 0,5$ м, окон нет) из кирпичной кладки, а коэффициенты теплоотдачи к ее внутренней поверхности $\alpha_1 = 5,8$ Вт/(м² · К) и с ее внешней поверхности $\alpha_2 = 15$ Вт/(м² · К).

1.18. В плоском бытовом вертикальном масляном обогревателе с габаритными размерами $0,7 \times 0,7 \times 0,025$ м коэффициент теплоотдачи от масла к внутренней поверхности стальных стенок [$\delta = 1,5$ мм,

$\lambda = 24 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$] составляет $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Вычислить тепловой поток от обогревателя и температуры его стенок со стороны масла ($t_{\text{ж1}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$) и воздуха ($t_{\text{ж2}} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$), если коэффициент теплоотдачи к воздуху $8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

1.19. Определить расход сухого насыщенного пара ($p = 1,98 \cdot 10^5 \text{ Па}$) в батарее парового отопления ($F = 3 \text{ м}^2$) производственного помещения, если температура воздуха в нем поддерживается $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи с поверхности батареи к воздуху составляет $\alpha_{\text{воз}} = 9,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а теплоотдача со стороны конденсирующегося пара на три порядка больше, чем $\alpha_{\text{воз}}$. Конденсат не переохлаждается; термическим сопротивлением стенки батареи пренебречь.

1.20. Плоские стальные стенки [$\delta = 10 \text{ мм}$, $\lambda = 40 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$] сушильной камеры, внутри которой поддерживается температура $120 \text{ }^\circ\text{C}$, необходимо изолировать слоем шлаковой ваты так, чтобы температура его наружной поверхности составляла $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплоотдачи к внутренней поверхности стен камеры $20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, с наружной поверхности слоя изоляции к окружающему воздуху ($20 \text{ }^\circ\text{C}$) — $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Определить толщину слоя ваты, если для нее $\lambda_{\text{в}} = 0,06 + 0,000145t \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

1.21. Стенка промышленной нагревательной печи состоит из трех слоев. Первый слой — плотный шамотный кирпич толщиной $\delta_1 = 250 \text{ мм}$; второй слой — легковесный шамотный кирпич толщиной $\delta_2 = 500 \text{ мм}$. Максимальная температура в первом слое $t_{\text{с1}} = 800 \text{ }^\circ\text{C}$. Третий слой — тепловая изоляция (шлаковая вата). На внешней поверхности третьего слоя $t_{\text{с4}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура воздуха в помещении $t_{\text{ж2}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, а $\alpha_2 = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Чему равна толщина слоя шлаковой ваты δ_3 ?

Решение. Для плотного шамотного кирпича $\lambda_1 = 1,06 + 0,0008t$; для легковесного шамотного кирпича $\lambda_2 = 0,79 + 0,00035t$; для шлаковой ваты $\lambda_3 = 0,06 + 0,000145t$. Плотность теплового потока от поверхности изоляции к воздуху $q = 10(50 - 30) = 200 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Температуру t_{c2} в плоскости соприкосновения плотного и легковесного кирпичей найдем из уравнения

$$q = \bar{\lambda}_1 / \delta_1 (t_{c1} - t_{c2}),$$

где $\bar{\lambda}_1 = 1,06 + 0,0004(t_{c1} + t_{c2})$.

Решая уравнение, получаем $t_{c2} = 770 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температуру t_{c3} находим из уравнения

$$q = \bar{\lambda}_2 / \delta_2 (t_{c2} - t_{c3}),$$

где $\bar{\lambda}_2 = 0,79 + 0,000175(t_{c2} + t_{c3})$.

Получаем: $t_{c3} = 674 \text{ }^\circ\text{C}$. Теперь имеем:

$$\bar{\lambda}_3 = 0,06 + 0,0000725(t_{c3} + t_{c4}) = 0,112 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\delta_3 = \bar{\lambda}_2 / q (t_{c3} - t_{c4}) = 0,35 \text{ м} = 350 \text{ мм}.$$

Ответ. Толщина слоя шлаковой ваты $\delta_3 = 350 \text{ мм}$.

1.22. Вычислить линейную плотность теплового потока через стенки змеевиков из труб ($d_2 \times \delta = 42 \times 5 \text{ мм}$) жароупорной стали [$\bar{\lambda} = 16,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$], если температуры их внутренней и наружной поверхностей составляют 450 и $580 \text{ }^\circ\text{C}$ соответственно.

При каком значении радиуса этой трубы температура в стенке равна $500 \text{ }^\circ\text{C}$?

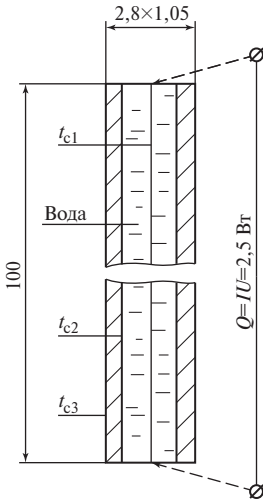


Рис. 1.3. К задаче 1.22

1.23. В приборе для определения коэффициента теплопроводности методом нагретой нити в кольцевом зазоре между платиновой нитью ($d = 0,1 \text{ мм}$, $l = 100 \text{ мм}$) и кварцевой трубкой [$d_2 \times \delta = 2,8 \times 1,05 \text{ мм}$, $\lambda_{\text{кв}} = 1,76 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$] находится вода ($p = 20 \cdot 10^5 \text{ Па}$). Определить коэффициент теплопроводности и среднюю температуру воды в зазоре, если при тепловыделении в нити (путем пропускания электрического тока) $Q = 2,5 \text{ Вт}$ температура ее поверхности $t_{c1} = 220 \text{ }^\circ\text{C}$, а температура внешней поверхности кварцевой трубки $t_{c3} = 204,9 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 1.3).

1.24. По стальной трубе ($d_2 = 50 \text{ мм}$, $\delta = 5 \text{ мм}$, $l = 30 \text{ м}$) протекает вода со скоростью $0,5 \text{ м/с}$. Температура воды на входе

в трубу $t'_B = 200$ °С. Труба покрыта тепловой изоляцией с $\lambda_{\text{из}} = 0,1$ Вт/(м · К) толщиной 100 мм. Температура окружающего воздуха $t_{\text{ж}2} = 0$ °С, $\alpha_2 = 20$ Вт/(м² · К), а $\alpha_1 = 4000$ Вт/(м² · К). Найдите температуру воды t''_B на выходе из трубы.

Решение. Тепловой поток на единицу длины трубы

$$q_l = \frac{\pi \cdot 200}{\frac{1}{4000 \cdot 0,04} + \frac{1}{2 \cdot 55} \ln \frac{50}{40} + \frac{1}{2 \cdot 0,1} \ln \frac{250}{50} + \frac{1}{20 \cdot 0,25}} = 76,1 \text{ Вт/м.}$$

Тепловой поток от воды к воздуху $Q = 76,1 \cdot 30 = 2283$ Вт. Расход воды $G = \rho \omega \pi d_1^2 / 4 = 863 \cdot 0,5\pi \cdot 0,04^2 / 4 = 0,54$ кг/с. Температура воды на выходе из трубы

$$t''_B = t'_B - Q / (Gc_p) = 200 - 2283 / (0,54 \cdot 4500) = 199 \text{ °С.}$$

Ответ. Температура $t''_B = 199$ °С.

1.25. Стальной паропровод ($d_2 \times \delta = 110 \times 5$ мм) проложен на открытом воздухе $t_{\text{ж}2} = 20$ °С. Тепловая изоляция паропровода выполнена из двух слоев — минеральной стекляннной ваты и асбеста ($\rho = 500$ кг/м³; $\delta_{\text{м.в}} = \delta_{\text{а}} = 50$ мм). Вычислить потери тепла с 1 п.м (погонного метра) паропровода, если температура пара $t_{\text{ж}1} = 300$ °С, а коэффициенты теплоотдачи от пара к внутренней поверхности паропровода и с внешней поверхности второго слоя изоляции к воздуху равны соответственно 90 Вт/(м² · К) и 15 Вт/(м² · К).

Как изменятся полученные результаты, если при других одинаковых условиях внутренний и наружный слои изоляции поменять местами?

1.26. Поверхность нагрева теплообменного аппарата (ТА) выполнена из стальных труб $d_2 \times \delta = 20 \times 1$ мм, Ст 30. Газовый теплоноситель (гелий) протекает в трубах, а снаружи кипит вода при давлении $p = 4$ МПа. Допустимая рабочая температура стали 550 °С. Найти предельную температуру гелия, обеспечивающую нормальную работу ТА. Коэффициенты теплоотдачи со стороны гелия и кипящей воды 1200 Вт/(м² · К) и 8000 Вт/(м² · К) соответственно.

1.27. По трем стальным трубам ($d_2 \times \delta = 100 \times 3$ мм, $L = 200$ м), расположенным на открытом воздухе ($t_{ж2} = 5$ °С) горячая вода, подогретая в теплообменнике до 100 °С, транспортируется к потребителю со скоростью $w = 0,25$ м/с в каждой.

С какой температурой будет получать воду потребитель, если первая труба покрыта слоем минеральной ваты [$\lambda = 0,05$ Вт/(м · К), $\delta = 50$ мм], вторая — слоем бетона [$\lambda_6 = 1,28$ Вт/(м · К), $\delta = 50$ мм], а третья труба не изолирована.

Коэффициент теплоотдачи от горячей воды к внутренней поверхности труб принять $\alpha_1 = 300$ Вт/(м² · К), а с внешней поверхности каждой из трех труб к окружающему воздуху — одинаковым: $\alpha_2 = 12,8$ Вт/(м² · К).

1.28. Рассчитать q_l — линейную плотность теплового потока от греющего теплоносителя при $t_{ж1} = 320$ °С, протекающего в трубе ($d_2 = 16$ мм, $\delta = 1,5$ мм) из нержавеющей стали [$\lambda = 16$ Вт/(м · К)] к кипящей при $p = 6$ МПа воде парогенератора АЭС. На внутренней и наружной поверхностях трубы имеются тонкие оксидные пленки, линейные термические сопротивления которых одинаковы [$R_{lпл} = 0,0077$ (м · К)/Вт]. Коэффициенты теплоотдачи: к внутренней поверхности $\alpha_1 = 25$ кВт/(м² · К), от внешней $\alpha_2 = 50$ кВт/(м² · К). Определить также перепады температур в каждой пленке и в стенке трубы.

Вычислить q_l для чистой поверхности трубы и сравнить с полученным выше результатом.

1.29. В трубчатом теплообменнике средняя температура жидкости $\bar{t}_{ж1} = 200$ °С, а $\bar{t}_{ж2} = 100$ °С. Коэффициенты теплоотдачи $\bar{\alpha}_1 = 2000$ Вт/(м² · К), $\bar{\alpha}_2 = 100$ Вт/(м² · К). Наружный диаметр латунных труб равен 20 мм, толщина стенки составляет 1 мм. Найдите коэффициент теплопередачи \bar{k} , среднюю плотность теплового потока \bar{q} от горячей жидкости к холодной, а также \bar{t}_{c1} и \bar{t}_{c2} .

Решение. Для латуни $\lambda = 100$ Вт/(м · К). Термическое сопротивление стенки трубы $R_\lambda = 10^{-3}/100 = 10^{-5}$ м² · К/Вт. Термическое сопротивление $R_{\alpha_1} = 1/2000 =$

$= 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$, а $R_{\alpha 2} = 1/100 = 10^{-2} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$. Средний коэффициент теплопередачи

$$\bar{k} = \frac{1}{5 \cdot 10^{-4} + 10^{-5} + 10^{-2}} = 95,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Находим:

$$\bar{q} = \bar{k} (\bar{t}_{\text{ж}1} - \bar{t}_{\text{ж}2}) = 95,1(200 - 100) = 9510 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$\bar{t}_{\text{с}1} = \bar{t}_{\text{ж}1} - \frac{\bar{q}}{\alpha_1} = 200 - 9510 \cdot 5 \cdot 10^{-4} = 195,2 \text{ }^\circ\text{С};$$

$$\bar{t}_{\text{с}2} = \bar{t}_{\text{ж}2} + \frac{\bar{q}}{\alpha_2} = 100 + 9510 \cdot 10^{-2} = 195,1 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Ответ. $\bar{k} = 95,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\bar{q} = 9510 \text{ Вт}/\text{м}^2$; $\bar{t}_{\text{с}1} = 195,2 \text{ }^\circ\text{С}$; $\bar{t}_{\text{с}2} = 195,1 \text{ }^\circ\text{С}$.

1.30. В зимний период тепловые потери через наружную стену аудитории составляют 1,5 кВт. Какой длины должны быть радиаторы отопления из стальных труб [$d_2 \times \delta = 50 \times 3 \text{ мм}$, $\lambda = 50,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$], если греющей средой служит вода при $t_{\text{ж}1} = 90 \text{ }^\circ\text{С}$, а температура воздуха в аудитории $t_{\text{ж}2} = 20 \text{ }^\circ\text{С}$? Принять коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей 4000 и 9 Вт/ $(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ соответственно.

Как изменится полученный результат, если при всех других неизменных условиях радиаторы покрасить [$\delta_{\text{кр}} = 3 \text{ мм}$, $\lambda_{\text{кр}} = 2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$]?

Какая температура воздуха установится в помещении, если покрасить радиаторы отопления исходной длины при неизменных значениях коэффициента теплопередачи через наружную стену и температуру наружного воздуха $t_{\text{ж}3} = -18 \text{ }^\circ\text{С}$?

Как изменятся результаты во всех случаях, если вместо стальных труб использовать медные [$\lambda = 300 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$]?

1.31. По электропроводу ($d = 2 \text{ мм}$, $R_{l_{\text{эл}}} = 5,6 \cdot 10^{-3} \text{ Ом}/\text{м}$) пропускают ток $I = 30 \text{ А}$. Определить температуру поверхности провода, если коэффициент теплоотдачи к окружающему воздуху ($t_{\text{ж}} = 20 \text{ }^\circ\text{С}$) составляет 12 Вт/ $(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Как изменится температура поверхности электропровода, если его покрыть резиновой изоляцией [$\lambda_p = 0,16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$] толщиной 1,5 мм при неизменных значениях тока, коэффициента теплоотдачи и температуры воздуха?

1.32. Определить максимально допустимый ток по медному электропроводу ($d = 2 \text{ мм}$, $R_{l \text{ эл}} = 5,6 \cdot 10^{-3} \text{ Ом}/\text{м}$), покрытому резиновой изоляцией [$\delta = 2 \text{ мм}$, $\lambda_p = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$], если температура ее внешней поверхности не должна превышать $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Принять коэффициент теплоотдачи $12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а температуру окружающего воздуха $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Вычислить температуру на поверхности электропровода.

1.33. По алюминиевому электропроводу ($d = 4 \text{ мм}$, $\rho_{\text{эл}} = 0,0281 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$) пропускают ток $I = 100 \text{ А}$. Вычислить температуру его поверхности.

Какой толщины должна быть изоляция из каучука [$\lambda_k = 0,15 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$], если допустимая температура наружной ее поверхности $t_{\text{из}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$? Коэффициент теплоотдачи [$\alpha = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$] и температура окружающего воздуха ($t_{\text{ж}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) в обоих случаях неизменны.

Какой будет температура поверхности изолированного провода?

1.34. Для уменьшения тепловых потерь на поверхность паропровода $d_2 = 30 \text{ мм}$ решено наложить слой изоляции толщиной 20 мм. Какие из перечисленных теплоизоляционных материалов отвечают решению поставленной задачи:

1) глина огнеупорная [$\lambda_r = 1,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$]; 2) пеношамот [$\lambda_{\text{п}} = 0,28 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$]; 3) асбестовый шнур [$\lambda_{\text{а.ш}} = 0,13 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$]; 4) асбослюда [$\lambda_{\text{а.с}} = 0,12 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$]; 5) минеральная вата [$\lambda_{\text{м.в}} = 0,05 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$]

Сравнить тепловые потери с 1 п.м оголенного и изолированного наиболее эффективным материалом паропровода при неизменной температуре поверхности паропровода ($t_c = 200 \text{ }^\circ\text{C}$), температуре окружающего воздуха ($t_{\text{ж}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) и коэффициенте теплоотдачи $\alpha = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

1.35. Для десятикратного увеличения теплового потока с 1 п.м наружной поверхности вертикальной трубы ($d = 60$ мм, $t_c = 80$ °С) к воздуху в помещении ($t_{ж} = 20$ °С) решено приварить к ней с равномерным шагом по периметру продольные стальные ребра прямоугольного сечения толщиной 3 мм. Длина ребер $l = 50$ мм. Какое число ребер потребуется для этого, если коэффициент теплоотдачи с поверхности трубы и ребер $7,5$ Вт/(м²·К)? Чему равен тепловой поток с гладкой части поверхности трубы между ребрами (рис. 1.4)?

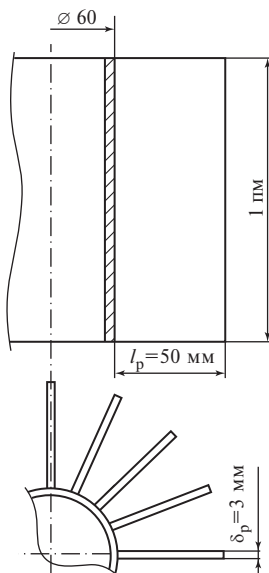


Рис. 1.4. К задаче 1.35

1.36. Конденсатор холодильной машины, обдуваемый воздухом, представляет собой змеевик из латунных труб ($d_2 \times \delta = 8 \times 1$ мм), на которые плотно насажены алюминиевые ребра — квадратные пластины толщиной $\delta_p = 0,3$ мм и стороной $b = 60$ мм. Центр квадрата совпадает с осью трубы; шаг между ребрами 4 мм. Температура хладагента в конденсаторе $t_{ж1} = 35$ °С; температура воздуха $t_{ж2} = 20$ °С. Коэффициент теплоотдачи к воздуху $\alpha_2 = 50$ Вт/(м²·К), а теплоотдача от хладагента $\alpha_1 \gg \alpha_2$. Рассчитать длину труб конденсатора, необходимую для отвода $Q = 3,5$ кВт (рис. 1.5).

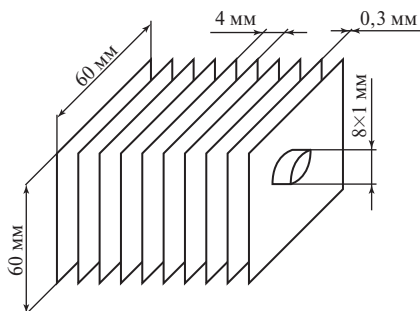


Рис. 1.5. К задаче 1.36

Указание. Коэффициент эффективности квадратных ребер вычисляют по формуле (1.16), где

$$l = h' = 0,5d_2(p - 1)(1 + 0,35 \ln p); \quad p = 1,15 b/d_2; \quad m = \sqrt{2\alpha_p / (\lambda\delta_p)}.$$

1.37. Вычислить тепловой поток с 1 п.м длины стальных труб $d_2 \times \delta = 32 \times 5$ мм водяного экономайзера парогенератора для двух вариантов:

а) экономайзер гладкотрубный;

б) наружная поверхность труб с круглыми ребрами, внешний диаметр которых $D_p = 58$ мм, толщина $\delta_p = 1,2$ мм. Шаг между ребрами $s = 4,8$ мм.

В обоих вариантах средняя температура дымовых газов 450 °С, а воды в трубах 270 °С; коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности труб к воде 5200 Вт/(м² · К).

Коэффициент теплоотдачи со стороны дымовых газов: в первом варианте 115 Вт/(м² · К); во втором варианте коэффициент теплоотдачи как на ребрах, так и на гладкой межреберной поверхности трубы составляет 85 Вт/(м² · К) (рис. 1.6).

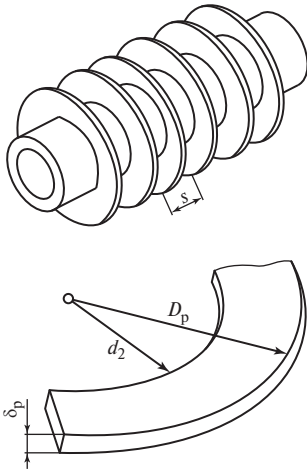


Рис. 1.6. К задаче 1.37

Указание. Эффективность круглых ребер приближенно можно вычислять по (1.16), где $l = h' = h \left(1 + 0,35 \ln \frac{D_p}{d_2} \right)$, а $h = 0,5(D_p - d_2)$; $m = \sqrt{2\alpha_p / (\lambda\delta_p)}$.

1.38. Температура протекающего по трубе горячего газа измеряется термопреобразователем, который помещен в чехол. Чехол представляет собой медную трубку наружным диаметром $d = 3$ мм и толщиной стенки $\delta = 0,5$ мм. Длина чехла $l = 70$ мм. Оцените погрешность измерения температуры газа, возникающую из-за отвода теплоты по стенке чехла к месту его крепления на трубе. Известно, что термопреобразователь дает значение $t_1 = 300$ °С, а температура в месте крепления чехла $t_0 = 200$ °С. Коэффициент теплоотдачи от потока воздуха к чехлу $\alpha = 50$ Вт/(м² · К).

Решение. Теплоотдачей от внутренней поверхности трубки к содержащемуся в ней воздуху пренебрегаем. Поэтому $u = \pi d, f = \pi d \delta$, а

$$m = \sqrt{\frac{\alpha \pi d}{\lambda \pi d \delta}} = \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda \delta}} = \sqrt{\frac{50}{390 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}} = 16 \text{ м}^{-1}.$$

Тогда $\text{ch}(ml) = \text{ch}(16 \cdot 0,07) = 1,7$. Используя формулу (1.13), составляем уравнение

$$300 - t_{\text{ж}} = \frac{200 - t_{\text{ж}}}{1,7}.$$

Отсюда получаем $t_{\text{ж}} = 315 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\delta t = 315 - 300 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ответ. Погрешность равна $15 \text{ }^\circ\text{C}$.

1.39. Одно основание стержня квадратного сечения 20×20 мм поддерживается при температуре $200 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура другого основания $65,1 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура окружающей среды равна $-5 \text{ }^\circ\text{C}$. Длина стержня и коэффициент теплопроводности соответственно равны 200 мм и $50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Чему равен коэффициент теплоотдачи?

1.40. При каком значении α коэффициент эффективности плоского прямого ребра будет равен $0,34$, если для ребра $\lambda = 15 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\delta = 3,6$ мм; $l = 48$ мм?

1.41. Отрезок трубки из нержавеющей стали длиной $l = 160$ мм зажат между двумя массивными плитами, температура которых одинакова и равна $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Наружный диаметр трубки $d_2 = 10$ мм, толщина стенки $\delta = 1$ мм, а коэффициент теплопроводности $\lambda = 18 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Температура воздуха, окружающего трубку, $t_{\text{ж}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$; $\alpha = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Найти максимальную температуру трубки.

1.42. Для плоского прямого ребра известно: $t_0 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{\text{ж}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $\bar{t}_{\text{ребра}} = 77,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Найти Q'/Q , где Q — тепловой поток для всего ребра; Q' — для его половины (отсчет от основания ребра).

1.43. Дано плоское прямое ребро: $\delta = 4$ мм; $\lambda = 20 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\alpha = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. На свободном конце ребра $t_{x=l} = 52,4 \text{ }^\circ\text{C}$, а при $x = l/2$ $t_{x=l/2} = 63,0$. Ребро омывается жидкостью с $t_{\text{ж}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Найти длину ребра.

1.44. Падение напряжения на нихромовом стержне $d = 5$ мм и $l = 400$ мм составляет $\Delta U = 10$ В. Стержень находится в кипящей воде

($p = 6,18 \cdot 10^5$ Па), а коэффициент теплоотдачи с его поверхности $\alpha = 38\,000$ Вт/(м² · К).

Вычислить мощность внутренних источников тепла, плотность теплового потока и линейную плотность теплового потока на поверхности стержня, температуры на его оси и поверхности. Принять для нихрома $\lambda = 15$ Вт/(м · К), $\rho_{эл} = 1,2 \cdot 10^{-6}$ Ом · м.

1.45. Вычислить допустимую силу тока и температуру на поверхности стальной электрической шины прямоугольного сечения 100×4 мм, установленной на ребро, если при температуре окружающего воздуха $t_{ж} = 30$ °С максимальная температура не должна превышать 70 °С. Коэффициент теплопроводности стали $\lambda = 40$ Вт/(м · К), а удельное электрическое сопротивление $\rho_{эл} = 0,176$ Ом · мм²/м. Теплоотдачу с боковых поверхностей шины принять $\alpha = 7$ Вт/(м² · К).

Как изменится допустимый ток для шины, если при неизменной площади поперечного сечения ей придать форму круглого стержня? Изменится ли температура поверхности такой шины? (Другие условия неизменны.)

1.46. Температура на поверхности охлаждаемого цилиндрического уранового стержня [$\lambda = 30$ Вт/(м · К)] не должна превышать 650 °С. Определить допустимый диаметр и перепад температур в стержне при мощности внутренних источников $q_v = 8 \cdot 10^7$ Вт/м³, если температура охлаждающего теплоносителя $t_{ж} = 370$ °С, а коэффициент теплоотдачи $\alpha = 6500$ Вт/(м² · К).

1.47. Найти распределение температуры в цилиндрическом тепловыделяющем элементе реактора, состоящем из топливного сердечника диоксида урана UO₂ диаметром $d_1 = 11$ мм с мощностью внутренних источников $q_v = 3,3 \cdot 10^8$ Вт/м³ и оболочки из циркония $d_3 \times \delta = 13,8 \times 1,0$ мм. Зазор между сердечником и оболочкой заполнен гелием, а наружная поверхность оболочки омывается водой при $t_{ж} = 290$ °С. Коэффициент теплоотдачи к воде $\alpha = 40\,000$ Вт/(м² · К), а коэффициенты теплопроводности диоксида урана, гелия и циркония 3; 0,3 и 20 Вт/(м · К) соответственно. По результатам расчета построить график.

НЕСТАЦИОНАРНАЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ

А. Безграничная пластина

1. Безразмерная температура в безграничной пластине толщиной $2\delta_0$:

$$\Theta = \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} \frac{2 \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n} \cos(\mu_n X) e^{-\mu_n^2 Fo} = \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} \Theta_n, \quad (2.1)$$

где $\Theta_n = \frac{t_{x, \tau} - t_{ж}}{t_0 - t_{ж}}$; $\mu_n = f(\text{Bi})$; $\text{Bi} = \frac{\alpha \delta_0}{\lambda}$ — число Био; $Fo = \frac{a\tau}{\delta_0^2}$ — число

Фурье; $X = \frac{x}{\delta_0} = 0 \dots 1$.

2. Безразмерная температура на упорядоченной стадии ($Fo \geq 0,3$):

$$\Theta = \Theta_1 = \frac{2 \sin \mu_1}{\mu_1 + \sin \mu_1 \cos \mu_1} \cos(\mu_1 X) e^{-\mu_1^2 Fo}, \quad (2.2)$$

где $\mu_1 = f(\text{Bi})$ и $\frac{2 \sin \mu_1}{\mu_1 + \sin \mu_1 \cos \mu_1} = D_1 = f(\text{Bi})$ выбирают из табл. П.15.

3. Предельные случаи на упорядоченной стадии ($Fo \geq 0,3$):

$$1) \text{Bi} < 0,1: \Theta = \exp(-\text{Bi} \cdot Fo) \neq f(X), \quad (2.3)$$

где $\text{Bi} \approx \mu_1^2$;

$$2) \text{Bi} > 100: \Theta(X=1) = 0, \text{ т.е. } t_{\tau, x=\delta_0} = t_{ж};$$

$$\Theta(X=0) = \frac{4}{\pi} \exp\left[-\left(\frac{\pi}{2}\right)^2 Fo\right]. \quad (2.4)$$

4. Количество теплоты, отведенное (подведенное) от пластины за $\Delta\tau = \tau_1 - \tau_0$ (при $Fo_1 = \frac{\alpha\tau_1}{\delta_0^2} \geq 0,3$):

$$Q_{\Delta\tau} = Q_{\tau_0} - Q_{\tau_1} = Q_{\tau_0} \left(1 - \frac{2 \sin^2 \mu_1}{\mu_1^2 + \mu_1 \sin \mu_1 \cos \mu_1} e^{-\mu_1^2 Fo} \right), \quad (2.5)$$

где $Q_{\tau_0} = 2\delta_0 F \rho c_p (t_0 - t_{ж})$, F — площадь боковой поверхности.

Б. Цилиндр бесконечной длины

5. Безразмерная температура в цилиндрическом стержне (вале) радиусом r_0 безграничной длины:

$$\Theta = \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} \frac{2J_1(\mu_n)}{\mu_n [J_0^2(\mu_n) + J_1^2(\mu_n)]} J_0(\mu_n R) e^{-\mu_n^2 Fo} = \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} \Theta_n, \quad (2.6)$$

где

$$\Theta = \frac{t_{r, \tau} - t_{ж}}{t_0 - t_{ж}}; \mu_n = f(\text{Bi}); \text{Bi} = \frac{\alpha r_0}{\lambda}; Fo = \frac{\alpha \tau}{r_0^2}; R = \frac{r}{r_0} = 0 \dots 1;$$

$J_0(\mu_n)$ и $J_1(\mu_n)$ — функции Бесселя первого рода нулевого и первого порядка.

6. Безразмерная температура на упорядоченной стадии ($Fo \geq 0,3$):

$$\Theta = \Theta_1 = \frac{2J_1(\mu_1)}{\mu_1 [J_0^2(\mu_1) + J_1^2(\mu_1)]} J_0(\mu_1 R) \exp(-\mu_1^2 Fo), \quad (2.7)$$

где $\mu_1 = f(\text{Bi})$ и $\frac{2J_1(\mu_1)}{\mu_1 [J_0^2(\mu_1) + J_1^2(\mu_1)]} = D_1 = f(\text{Bi})$ выбирают из

табл. П.16, $J_0(\mu_1 R)$ приводится в табл. П.13 как $J_0(x)$, где $x = \mu_1 R$.

7. Предельные случаи при ($Fo \geq 0,3$):

$$1) \text{Bi} < 0,1 \quad \Theta = \exp(-2\text{Bi} \cdot Fo) \neq f(R), \quad (2.8)$$

где $\mu = \sqrt{2\text{Bi}}$;

2) $Bi > 100$ $\Theta(R=1) = 0$, т.е. $t_{\tau, r=r_0} = t_{ж}$;

$$\Theta(R=0) = \frac{2}{\mu_1 J_1(\mu_1)} \exp(-\mu_1^2 Fo). \quad (2.9)$$

8. Количество теплоты, отведенное (подведенное) за $\Delta\tau = \tau_1 - \tau_0$

(при $Fo_1 = \frac{\alpha\tau_1}{\delta_0^2} \geq 0,3$):

$$Q_{\Delta\tau} = Q_{\tau_0} - Q_{\tau_1} = Q_{\tau_0} \left[1 - \frac{4Bi^2}{\mu_1^2(\mu_1^2 + Bi^2)} \right] \exp(-\mu_1^2 Fo), \quad (2.10)$$

где $Q_{\tau_0} = \pi r_0^2 L \rho c_p (t_0 - t_{ж})$.

В. Температурное поле в телах конечных размеров

1. Длинный стержень прямоугольного сечения ($2\delta_{0x} \times 2\delta_{0y}$):

$$\Theta(X, Y, Fo) = \Theta(X, Fo_x) \cdot \Theta(Y, Fo_y), \quad (2.11)$$

где $Fo_x = \frac{\alpha\tau}{\delta_{0x}^2}$, $Fo_y = \frac{\alpha\tau}{\delta_{0y}^2}$; $\Theta(X, Fo_x)$ и $\Theta(Y, Fo_y)$ вычисляются по формулам (2.1)—(2.4) с учетом $Bi_x = \frac{\alpha\delta_{0x}}{\lambda}$ и $Bi_y = \frac{\alpha\delta_{0y}}{\lambda}$.

2. Параллелепипед ($2\delta_{0x} \times 2\delta_{0y} \times 2\delta_{0z}$):

$$\begin{aligned} \Theta(X, Y, Z, Fo) = \\ = \Theta(X, Bi_x, Fo_x) \cdot \Theta(Y, Bi_y, Fo_y) \cdot \Theta(Z, Bi_z, Fo_z). \end{aligned} \quad (2.12)$$

3. Цилиндр конечной длины $r_0 \times 2l_0$:

$$\Theta(R, Z, Fo) = \Theta(R, Bi_r, Fo_r) \cdot \Theta(Z, Bi_l, Fo_l), \quad (2.13)$$

где $Fo_r = \frac{\alpha\tau}{r_0^2}$, $Fo_l = \frac{\alpha\tau}{l_0^2}$; $\Theta(R, Bi_r, Fo_r)$ вычисляются по формулам (2.6)—

(2.9), $\Theta(Z, Bi_l, Fo_l)$ — по формулам (2.1)—(2.4); при этом $Bi_r = \frac{\alpha r_0}{\lambda}$,

а $Bi_l = \frac{\alpha l_0}{\lambda}$.

Г. Основные соотношения регулярного режима ($Fo \geq 0,3$)

1. Зависимость температуры от времени

$$\ln \vartheta = \ln [\vartheta_0 D_1 U(x, y, z)] - m\tau \text{ или } \ln \vartheta = C(x, y, z) - m\tau, \quad (2.14)$$

где $\vartheta = t - t_{ж}$; $m = \frac{\mu_1^2 a}{l_0^2} = -\frac{1}{\vartheta} \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau}$ — темп охлаждения (нагрева); l_0

— характерный размер (δ_0, r_0).

2. Способы определения m :

$$m = \frac{\ln \vartheta_{\tau_1} - \ln \vartheta_{\tau_2}}{\tau_2 - \tau_1} \text{ — экспериментальный;} \quad (2.15)$$

$$m = \psi \frac{\bar{\alpha} F}{\pi c_p V} \text{ — по среднему коэффициенту теплоотдачи,}$$

где ψ — коэффициент неравномерности температуры в теле;

$$m_\infty = \frac{a}{K} \text{ (при } Bi > 100),$$

где K — коэффициент формы тела;

$$K = \left(\frac{2\delta_0}{\pi} \right)^2 \text{ — пластина;}$$

$$K = \left[\left(\frac{\pi}{2l_{0x}} \right)^2 + \left(\frac{\pi}{2l_{0y}} \right)^2 + \left(\frac{\pi}{2l_{0z}} \right)^2 \right]^{-1} \text{ — параллелепипед;}$$

$$K = \left[\left(\frac{2,405}{r_0} \right)^2 + \left(\frac{\pi}{2l_0} \right)^2 \right]^{-1} \text{ — цилиндр конечных размеров.}$$

ЗАДАЧИ

2.1. Определить число Био для безграничной пластины, если известно, что ее внутреннее термическое сопротивление меньше внешнего в 10 раз.

Какой толщины эта пластина, если коэффициент температуропроводности, теплоемкость и плотность материала составляют $7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $0,45 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ и $7940 \text{ кг}/\text{м}^3$ соответственно. Коэффициент теплоотдачи $\alpha = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

2.2. Пластина толщиной $2\delta_0 = 20$ мм, нагретая до $t_0 = 150$ °С, помещена в воздушную среду для охлаждения. Температура воздуха $t_{\text{ж}} = 20$ °С. Коэффициенты теплопроводности и температуропроводности равны соответственно $\lambda = 0,175$ Вт/(м·К) и $a = 0,833 \cdot 10^{-7}$ м²/с. Коэффициент теплоотдачи от поверхности пластины к воздуху $\alpha = 70$ Вт/(м²·К). Определить температуры в трех точках: $x = 0$; $x = 0,5\delta_0$; $x = \delta_0$ в момент времени $\tau = 20$ мин.

Решение. Вычисляем числа Био и Фурье:

$$Bi = \frac{70 \cdot 0,01}{0,175} = 4,0;$$

$$Fo = \frac{0,833 \cdot 10^{-7} \cdot 20 \cdot 60}{0,01^2} = 1,0.$$

В табл. П.15 находим: $\mu_1 = 1,2646$; $D_1 = 1,229$. Искомые безразмерные температуры вычисляем по формуле:

$$\Theta = 1,229 \cos(1,2646 X) e^{-1,2646^2 \cdot 1,0} = 0,2483 \cos(1,2646 X);$$

$$\Theta_{X=0} = 0,2483; \quad \Theta_{X=0,5} = 0,2003; \quad \Theta_{X=1,0} = 0,0748.$$

Тогда

$$t_{x=0} = 20 + (150 - 20) \cdot 0,2483 = 52,28 \text{ °С};$$

$$t_{x=0,5\delta_0} = 20 + (150 - 20) \cdot 0,2003 = 46,04 \text{ °С};$$

$$t_{x=\delta_0} = 20 + (150 - 20) \cdot 0,0748 = 29,72 \text{ °С}.$$

Ответ. $t_{x=0} = 52,28$ °С; $t_{x=0,5\delta_0} = 46,04$ °С; $t_{x=\delta_0} = 29,72$ °С.

2.3. Бетонная плита с размерами $3 \times 5 \times 0,3$ м и начальной температурой 90 °С в вертикальном положении охлаждается на открытом воздухе ($t_{\text{ж}} = -10$ °С). Определить температуру в средней плоскости плиты и на ее поверхности через $3,3$ ч после начала охлаждения, если значения коэффициентов теплопроводности, теплоемкости и плотность для бетона составляют $1,28$ Вт/(м·К), $0,84$ кДж/(кг·К) и 2000 кг/м³ соответственно. Коэффициент теплоотдачи с поверхности к воздуху принять равным 15 Вт/(м²·К).

Вычислив температуру еще хотя бы в одной промежуточной точке, построить график распределения температуры по толщине плиты.

2.4. Древесно-стружечная плита (ДСП) помещена в сушильную камеру с температурой воздуха $120\text{ }^{\circ}\text{C}$, ее размеры $2 \times 4 \times 0,02\text{ м}$, расположение в камере вертикальное. При $\tau = 0$ $t_0 = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Физические свойства ДСП: $\lambda = 0,085\text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\rho = 800\text{ кг}/\text{м}^3$; $c_p = 2,5\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Коэффициент теплоотдачи к плите в процессе нагревания равен $9\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Найти время, по истечении которого температура в средней плоскости плиты достигнет $50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Построить график распределения температуры по толщине плиты в этот момент времени.

Определить также количество теплоты, которое подводится к плите за рассматриваемый промежуток времени.

2.5. Начальная температура листа стали (его толщина 10 мм) $t_0 = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Физические свойства стали: $\lambda = 45\text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\rho = 7900\text{ кг}/\text{м}^3$; $c_p = 0,46\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Найдите температуру листа через 1 мин после начала охлаждения в воздухе и в воде. Для воздуха $\alpha = 8\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для воды $\alpha = 500\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. И в том, и в другом случае $t_{\text{ж}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Решение. Температуропроводность стали

$$a = \frac{45}{7900 \cdot 460} = 1,24 \cdot 10^{-5}\text{ м}^2/\text{с}.$$

Определим числа Био при охлаждении в воздухе (Bi_1) и в воде (Bi_2):

$$Bi_1 = \frac{5 \cdot 0,005}{45} = 0,000555;$$

$$Bi_2 = \frac{500 \cdot 0,005}{45} = 0,0555.$$

Так как $Bi_1 \ll 1$ и $Bi_2 \ll 1$, то в двух случаях в любой момент времени температура будет одинакова во всех точках листа. Число Фурье

$$Fo = \frac{1,24 \cdot 10^{-5} \cdot 60}{0,005^2} = 30.$$

Найдем безразмерные температуры в заданный момент времени при охлаждении в воздухе (Θ_1) и воде (Θ_2):

$$\Theta_1 = \exp(-5,55 \cdot 10^{-4} \cdot 30) = 0,983;$$

$$\Theta_2 = \exp(-5,55 \cdot 10^{-2} \cdot 30) = 0,189.$$

Температура листа в первом случае $t_1 = t_{\text{ж}} + \Theta_1(t_0 - t_{\text{ж}}) = 20 + 0,983 \cdot 80 = 98,6 \text{ }^\circ\text{C}$, во втором $t_2 = 20 + 0,189 \cdot 80 = 35,1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ответ. При охлаждении в воздухе температура листа $t_1 = 98,6 \text{ }^\circ\text{C}$, а при охлаждении в воде $t_2 = 35,1 \text{ }^\circ\text{C}$.

2.6. Лист стали толщиной 20 мм, нагретый до $600 \text{ }^\circ\text{C}$, обдувается с обеих сторон воздухом ($t_{\text{ж}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$). При этом коэффициент теплоотдачи с поверхности листа к воздуху составляет $30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Определить время от начала охлаждения, необходимое для установления температуры листа, отличающейся не более чем на 5 % от температуры воздуха. Принять для стали коэффициент теплопроводности $\lambda = 42 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, теплоемкость $c_p = 0,42 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, плотность $\rho = 7900 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Вычислить количество теплоты, отведенное от 1 м^2 к воздуху за рассматриваемый промежуток охлаждения.

2.7. Внутренняя часть ограждения промышленной печи выполнена из огнеупорного материала (шамотного кирпича), а внешняя представляет собой тепловую изоляцию. Толщина огнеупора $\delta = 250 \text{ мм}$. Его физические свойства следующие: $\lambda = 1,6 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $a = 3,5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$. Температура огнеупора и температура в печи $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Найдите температуры внутренней и внешней поверхностей огнеупора через 10 ч после того, как температура газов в печи скачком возрастет до $1000 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha = 32 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Условно считайте, что через внешнюю поверхность огнеупора тепловой поток отсутствует.

Решение. Число Фурье для заданного момента времени

$$Fo = \frac{3,5 \cdot 10^{-7} \cdot 3600 \cdot 10}{0,25^2} = 0,202.$$

Число Био

$$Bi = \frac{32 \cdot 0,25}{1,6} = 5,0.$$

Так как $Fo < 0,3$, то для расчета температур необходимо взять несколько членов суммы в выражении (2.1). Соответствующие таблицы приводятся в литера-

туре, например в [11]. Находим: $\mu_1 = 1,3138$; $\mu_2 = 4,0336$; $\mu_3 = 6,9096$. Вычисляем коэффициенты:

$$D_1 = \frac{2 \sin 1,3138}{1,3138 + \sin 1,3138 \cos 1,3138} = 1,240;$$

$$D_2 = \frac{2 \sin 4,0336}{4,0336 + \sin 4,0336 \cos 4,0336} = -0,3442;$$

$$D_3 = \frac{2 \sin 6,9096}{6,9096 + \sin 6,9096 \cos 6,9096} = 0,1587.$$

Найдем безразмерные температуры на внешней ($X = 0$) и внутренней ($X = 1$) поверхностях:

$$\Theta_{X=0} = 1,240e^{-1,726 \cdot 0,202} - 0,3442e^{-16,3 \cdot 0,202} + 0,1587e^{-48 \cdot 0,202} = \\ = 0,8750 - 0,0128 + 0,000009 = 0,8622;$$

$$\Theta_{X=1} = 0,8750 \cos 1,3138 - 0,0128 \cos 4,0336 = 0,2224 + 0,0080 = 0,2304.$$

Определяем искомые температуры:

$$t_{x=\delta} = 1000 - 0,2304 \cdot 980 = 772 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{x=0} = 1000 - 0,8622 \cdot 980 = 155 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Ответ. На внутренней поверхности температура $t_{x=\delta} = 772 \text{ }^\circ\text{C}$, а на внешней $t_{x=0} = 155 \text{ }^\circ\text{C}$.

2.8. Определить минимальную толщину плоской стенки дозвукового сопла, такую, чтобы за 6 с работы двигателя температура ее внутренней поверхности, омываемой газами при $T_{\text{ж}} = 2250 \text{ K}$ [коэффициент теплоотдачи $\alpha = 870 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$], не превысила допустимого значения $T_{\text{с max}} = 1250 \text{ K}$. Теплофизические свойства материала стенки: $\lambda = 35 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $a = 1,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. Начальная температура сопла $T_0 = 300 \text{ K}$. Отводом тепла с наружной поверхности стенки сопла пренебречь.

2.9. Внутренняя поверхность стальной стенки сопла реактивного двигателя покрыта слоем керамической изоляции [$\lambda = 3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $a = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$] толщиной 3 мм. Наружная поверхность теплоизолирована. Считая стенку плоской, оценить допустимую продолжительность горения топлива, при котором температура пламени составляет 2473 К. Коэффициент теплоотдачи от пламени к поверхности изоляции $\alpha = 1600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Начальная и максимально допустимая температуры стенки соответственно составляют 293 и 1473 К.

2.10. В печь с температурой газов $t_{ж} = 800$ °С помещен длинный стальной вал диаметром 120 мм. Физические свойства стали таковы: $\lambda = 42$ Вт/(м · К); $a = 1,22 \cdot 10^{-5}$ м²/с. Начальная температура вала $t_0 = 30$ °С. В процессе нагревания вала $\alpha = 140$ Вт/(м² · К). Определите время, по истечении которого температура на оси вала станет равной 780 °С.

Решение. Число Био

$$Bi = \frac{140 \cdot 0,06}{42} = 0,2.$$

Из табл. П.16 находим $\mu_1 = 0,6170$ и вычисляем

$$D_1 = \frac{2J_1(0,6170)}{0,6170[J_0^2(0,6170) + J_1^2(0,6170)]} = 1,048.$$

В заданный момент времени безразмерная температура на оси вала

$$\Theta_{R=0} = \frac{780 - 800}{30 - 800} = 0,026.$$

Находим время нагревания вала:

$$\begin{aligned} 0,026 &= 1,048e^{-0,3807Fo}; \\ Fo &= 9,7045; \\ \tau &= 9,7045 \frac{0,06^2}{1,22 \cdot 10^{-5}} = 2863 \text{ с} = 0,795 \text{ ч.} \end{aligned}$$

Ответ. Время нагревания составляет 0,795 ч.

2.11. Вычислить температуры на оси и поверхности бетонного столба уличного освещения [$d = 300$ мм, $\lambda = 1,28$ Вт/(м · К), $c_p = 0,84$ кДж/(кг · К), $\rho = 2000$ кг/м³] через 2,5 ч после резкого понижения температуры воздуха от 0 °С (удерживалась несколько суток) до -20 °С. Коэффициент теплоотдачи с поверхности столба принять равным 20,5 Вт/(м² · К).

Вычислить температуру в промежуточных точках и построить график распределения температуры по радиусу столба.

2.12. Проложенная на воздухе стальная водопроводная труба $d_2 \times \delta = 30 \times 1,5$ мм заполнена водой, температура которой $t_0 = 7,5$ °С. Ночью температура окружающего воздуха резко понизилась до $t_{ж} =$

$= -12$ °С. Пренебрегая свободной конвекцией воды в трубе и термическим сопротивлением ее стенки, вычислить время, через которое начнется процесс замерзания воды. Коэффициент теплоотдачи с поверхности водопровода принять равным $25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

2.13. Длинный брусок из нержавеющей стали [$\lambda = 20 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $a = 6,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$] прямоугольного сечения 200×80 мм охлаждается в среде с температурой $t_{\text{ж}} = 20$ °С при $\alpha = 70 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Начальная температура бруса $t_0 = 500$ °С. Построить график распределения температуры по обеим осям поперечного сечения бруса через 10 мин после начала охлаждения, выполнив вычисления для пяти точек с равномерным шагом от центра бруса до поверхности в каждом направлении.

В какой точке сечения бруса имеет место минимальная температура и каково ее значение в рассматриваемый момент?

2.14. Стальная заготовка [$\lambda = 37 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $a = 7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$] в форме параллелепипеда $600 \times 420 \times 360$ мм с начальной температурой $t_0 = 15$ °С загружена в нагревательную печь с температурой $t_{\text{ж}} = 1500$ °С. Вычислить температуры в центре бруса и в центре каждой из его граней через 1,2 ч после начала нагревания при коэффициенте теплоотдачи $\alpha = 120 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Определить значения температуры в трех точках и построить соответственно их распределение по длинной оси бруса и по длинному его ребру.

2.15. Цилиндрическая стальная болванка ($d = 100$ мм, $l = 146$ мм) с начальной температурой $t_0 = 800$ °С охлаждается воздухом ($t_{\text{ж}} = 20$ °С). Коэффициент теплоотдачи от поверхности составляет $120 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Определить температуру в центре болванки и в центре торцевой ее поверхности через 10 мин после начала охлаждения, приняв для стали коэффициенты теплопроводности и температуропроводности соответственно $25 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ и $6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Вычислив хотя бы три значения температуры для указанного момента времени, построить график ее распределения вдоль боковой образующей цилиндра.

2.16. Для закалки длинный стальной вал диаметром $d = 200$ мм с начальной температурой $t_0 = 20$ °С поместили в воздушную печь с температурой $t_{\text{ж}} = 700$ °С. Определить темп нагревания вала на регулярной стадии, если коэффициент теплоотдачи к его поверхности 100 Вт/(м²·К), а коэффициенты теплопроводности и температуропроводности составляют 20 Вт/(м·К) и $1 \cdot 10^{-5}$ м²/с соответственно.

Определить температуру на оси вала через 10 мин после того, как она составляла 300 °С.

2.17. Опорная бетонная колонна фронтона здания имеет квадратное сечение 500×500 мм и высоту 5 м. Вычислить температуру на продольной оси колонны через 7 ч после резкого похолодания окружающего воздуха от $+10$ °С до -10 °С, если коэффициент теплоотдачи с ее поверхности составляет $15,4$ Вт/(м²·К). Для бетона $\lambda = 1,28$ Вт/(м·К), $a = 7,62 \cdot 10^{-7}$ м²/с.

Через какое время температура в заданной точке понизится до 0 °С?

2.18. Исследуемый материал [$\lambda = 0,75$ Вт/(м·К)] в форме цилиндра диаметром $d = 50$ мм и высотой $h = 80$ мм после предварительного нагрева охлаждается в водяном термостате ($t_{\text{ж}} = 20$ °С) при значении коэффициента теплоотдачи $\alpha = 3100$ Вт/(м²·К). Определить коэффициент температуропроводности материала, если на регулярной стадии охлаждения температура, измеренная в центре торца цилиндра, за 5 мин уменьшилась от 45 °С до 25 °С.

За какое время температура в той же точке изменится от 25 до 21 °С?

2.19. Определить диаметр стального шара [$\rho = 7900$ кг/м³, $c_p = 460$ Дж/(кг·К)], нагреваемого в печи с $t_{\text{ж}} = 500$ °С при коэффициенте теплоотдачи $\alpha = 50$ Вт/(м²·К), если при $Fo > 0,3$ измеренная температура его поверхности за 10 мин повысилась от 300 до 425 °С.

Часть вторая

КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В ОДНОФАЗНОЙ СРЕДЕ

Глава третья

СВОБОДНАЯ КОНВЕКЦИЯ

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Местный и средний коэффициенты теплоотдачи при ламинарном течении жидкости ($10^4 < Ra < 10^9$) на вертикальной плоской стенке или вертикальной трубе:

при $t_c = \text{const}$

$$Nu_x = 0,503[Ra_x \cdot \Psi(Pr)]^{0,25}; \quad (3.1)$$

$$\overline{Nu} = 0,67[Ra_l \cdot \Psi(Pr)]^{0,25}; \quad (3.2)$$

$$\Psi(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9}. \quad (3.3)$$

Для практических расчетов:

воздух ($t = 0 \dots 100$ °C) $\Psi(Pr) = 0,344$;

вода ($t = 20 \dots 80$ °C) $\Psi(Pr) = 0,610$;

трансформаторное масло ($t = 20 \dots 100$ °C) $\Psi(Pr) = 0,912$.

В (3.1) определяющий размер — продольная координата x , в (3.2) — длина поверхности теплообмена l . Определяющая температура $t = 0,5(t_c + t_\infty)$;

при $q_c = \text{const}$

$$Nu_x = 0,563[Ra_x \cdot \Phi(Pr)]^{0,25}; \quad (3.4)$$

$$\overline{Nu} = 0,67[Ra_l \cdot \Phi(Pr)]^{0,25}; \quad (3.5)$$

$$\Phi(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,437}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9}. \quad (3.6)$$

Для практических расчетов:

воздух ($t = 0 \dots 100$ °C) $\Phi(Pr) = 0,363$;

вода ($t = 20 \dots 80$ °C) $\Phi(Pr) = 0,627$;

трансформаторное масло ($t = 20 \dots 100$ °C) $\Phi(Pr) = 0,917$.

2. Местный и средний коэффициенты теплоотдачи при турбулентном течении жидкости ($Ra > 10^{12}$) на вертикальной плоской стенке или вертикальной трубе:

$$\text{при } t_c = \text{const} \quad Nu_x = \overline{Nu} = 0,15 [Ra_x \cdot \Psi(Pr)]^{1/3}; \quad (3.7)$$

$$\text{при } q_c = \text{const} \quad Nu_x = \overline{Nu} = 0,15 [Ra_x \cdot \Phi(Pr)]^{1/3}. \quad (3.8)$$

3. Средний коэффициент теплоотдачи при смешанном течении жидкости (ламинарный и турбулентный участки) на вертикальной плоской стенке или вертикальной трубе:

$$\text{при } t_c = \text{const} \quad \overline{Nu} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_l^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2. \quad (3.9)$$

4. Средний коэффициент теплоотдачи на горизонтальной плоской стенке с теплоотдающей поверхностью, обращенной вверх, при $t_c = \text{const}$:

$$\text{при } Ra_l < 10^5 \quad \overline{Nu} = \frac{0,766 Ra_l^{1/5}}{\left[1 + \left(\frac{0,322}{Pr} \right)^{11/20} \right]^{4/11}}; \quad (3.10)$$

$$\text{при } Ra_l > 10^5 \quad \overline{Nu} = \frac{0,15 Ra_l^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,322}{Pr} \right)^{11/20} \right]^{20/33}}. \quad (3.11)$$

В (3.10), (3.11) определяющий размер l находится по площади пластины F и ее периметру Π :

$$l = \frac{F}{\Pi}. \quad (3.12)$$

Здесь и в приведенных ниже случаях определяющая температура также равна $t = 0,5(t_c + t_\infty)$.

5. Средний коэффициент теплоотдачи на горизонтальном цилиндре:

$$\text{при } Ra_d = 10^{-2} \dots 10^2 \quad \overline{Nu} = 1,02 Ra_d^{0,15}; \quad (3.13)$$

$$\text{при } Ra_d = 10^2 \dots 10^4 \quad \overline{Nu} = 0,85 Ra_d^{0,19}; \quad (3.13a)$$

$$\text{при } Ra_d = 10^4 \dots 10^7 \quad \overline{Nu} = 0,5 Ra_d^{0,25}; \quad (3.14)$$

$$\text{при } Ra_d = 10^7 \dots 10^{10} \quad \overline{Nu} = 0,125 Ra_d^{0,33}. \quad (3.14a)$$

В (3.13), (3.14) определяющий размер — наружный диаметр цилиндра.

6. Средний коэффициент теплоотдачи на тонких нагретых проволоках (пленочный режим):

$$\text{при } Ra_d = 10^{-10} \dots 10^{-2} \quad \overline{Nu} = 0,675 Ra_d^{0,058}. \quad (3.15)$$

7. В узких щелях, плоских и кольцевых каналах и прослойках:

$$q = \frac{\lambda_{\text{ЭКВ}}}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}). \quad (3.16)$$

Эквивалентный коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{ЭКВ}}$:

$$\text{при } Ra_\delta > 10^3 \quad \varepsilon_k = \frac{\lambda_{\text{ЭКВ}}}{\lambda} = 0,18 Ra_\delta^{0,25}. \quad (3.17)$$

В (3.17) определяющий размер — ширина щели или зазора δ , определяющая температура $\bar{t} = 0,5(t_{c1} + t_{c2})$, где t_{c1} и t_{c2} — температуры стенок щели или зазора.

ЗАДАЧИ

3.1. Вертикально расположенная электрошина прямоугольного сечения 100×3 мм охлаждается свободным потоком воздуха с температурой $t_\infty = 20$ °С. Рассчитать температуру шины на расстоянии 20 и 50 мм от нижней кромки при условии, что по шине снизу вверх пропускается электрический ток $I = 500$ А. Удельное электрическое сопротивление материала шины $\rho_{\text{эл}} = 1,3 \cdot 10^{-7}$ Ом · м.

3.2. Определить, при каком расположении плиты (горизонтальном или вертикальном) с размерами $a \times b = 3 \times 3$ м тепловой поток на поверхности будет больше, если известно, что температура теплоотдающей поверхности плиты $t_c = 100$ °С, температура окружающего воздуха вдали от плиты $t_\infty = 20$ °С. При горизонтальном расположении плиты теплоотдающая поверхность обращена вверх.

3.3. Определить, при каком расположении плиты (горизонтальном или вертикальном) с размерами $a \times b = 0,4 \times 10$ м тепловой поток на поверхности будет минимальным, если известно, что температура теплоотдающей поверхности плиты $t_c = 100$ °С, температура окружающего воздуха $t_\infty = 20$ °С. При вертикальном расположении в качестве основания плиты рассмотреть меньшую ($a = 0,4$ м) и большую ($b = 10$ м) стороны. При горизонтальном расположении плиты теплоотдающая поверхность обращена вверх.

3.4. Рассчитать средний коэффициент теплоотдачи от вертикальной поверхности высотой $H = 2$ м, имеющей температуру $t_c = 80$ °С, к воде с $t_\infty = 20$ °С с ламинарным и турбулентным течением воды в пограничном слое у поверхности по соответствующим формулам. Сравнить полученный результат с расчетом среднего коэффициента теплоотдачи по формуле для смешанного режима течения.

3.5. Температура горизонтального паропровода диаметром $d = 0,3$ м и длиной $l = 5$ м на поверхности мало отличается от температуры парожидкостной смеси, движущейся внутри и составляет $t_c = 110$ °С. Рассчитать тепловую изоляцию паропровода из асбеста (толщину $\delta_{из}$ и ее вес G), позволяющую уменьшить тепловые потери в 5 раз по сравнению с неизолированным паропроводом. Известно, что температура окружающего воздуха в помещении равна $t_\infty = 30$ °С, и по условиям техники безопасности температура на поверхности изоляции не должна превышать 50 °С.

3.6. Как изменятся толщина изоляции из асбеста и ее вес в задаче 3.5, если паропровод расположить вертикально?

3.7. Медный провод электропередачи $d = 5$ мм, по которому пропускается ток $I = 69$ А, находится в спокойном воздухе. Определить провисание провода в летних условиях ($t_{возд} \approx 20$ °С) и зимой ($t_{возд} \approx -15$ °С), если расстояние между опорными столбами электропередачи $l = 20$ м, коэффициент линейного расширения медного провода $\alpha = 2 \cdot 10^{-5}$ 1/К, удельное электросопротивление медного провода $\rho_{эл} = 1,6 \cdot 10^{-8}$ Ом · м. Как изменится провисание провода при наличии ветра?

3.8. Рассчитать силу тока в горизонтальном электронагревателе из нихромовой проволоки $d = 0,5$ мм мощностью 50 Вт для подогрева воды в домашнем аквариуме ($t_{\infty} = 20$ °С). Определить длину проволоки. Принять максимально допустимую температуру поверхности проволоки $t_c = 30$ °С, удельное электросопротивление проволоки $\rho_{эл} = 1,17 \cdot 10^{-6}$ Ом · м.

3.9. Рассчитайте тепловые потери за счет свободной конвекции воздуха около боковой поверхности теплообменника — подогревателя питательной воды, установленного на тепловой электрической станции. Высота подогревателя равна 10 м, диаметр — 3,5 м, а температура поверхности составляет 55 °С. Температура воздуха 25 °С.

Решение. Средняя температура воздуха в пограничном слое равна $0,5(55 + 25) = 40$ °С. При этой температуре для воздуха $\nu = 16,9 \cdot 10^{-6}$ м² /с, Pr = 0,7, $\lambda = 2,75 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м · К), а $\beta = 1/(273 + 40) = 3,19 \cdot 10^{-3}$ К⁻¹.

Вычисляем число Рэлея:

$$Ra = \frac{9,8 \cdot 3,19 \cdot 10^{-3} (55 - 25) \cdot 10^3}{(16,9 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,7 = 2,3 \cdot 10^{12}.$$

Среднее число Нуссельта

$$\overline{Nu}^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387(2,3 \cdot 10^{12})^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{0,7}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} = 36,4,$$

откуда

$$\overline{Nu} = 36,4^2 = 1325.$$

Средний коэффициент теплоотдачи

$$\overline{\alpha} = 1325 \frac{2,75 \cdot 10^{-2}}{10} = 3,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловой поток, отводимый воздухом от боковой поверхности подогревателя,

$$Q = 3,6\pi \cdot 3,5 \cdot 10(55 - 25) = 11\,870 \text{ Вт}.$$

Ответ. Тепловые потери составляют 11,87 кВт.

3.10. Для отопления помещения требуется расход тепла $Q = 1$ кДж/с от теплообменника, выполненного из горизонтальных труб с наружным диаметром $d = 25$ мм. Температура поверхности нагревателя $t_c =$

= 65 °С, а воздуха в помещении $t_{\infty} = 25$ °С. Рассчитать необходимую длину горизонтальных труб.

3.11. Два горизонтальных паропровода одинаковой длины в спокойном воздухе с $t_{\infty} = 50$ °С имеют температуру поверхности соответственно $t_{c1} = 450$ °С и $t_{c2} = 200$ °С. Во сколько раз различаются тепловые потери с поверхности паропроводов, если отношение их диаметров равно $d_1/d_2 = 3$.

3.12. Сушильная камера обогревается сухим насыщенным водяным паром, подаваемым под давлением $p = 1,43 \cdot 10^5$ Па в горизонтальные трубы наружным диаметром $d = 30$ мм и длиной $l = 1,5$ м. Определить количество труб, необходимых для поддержания в камере температуры воздуха $t_{\infty} = 80$ °С, если известно, что расход пара, отпускаемого на обогрев, составляет $G = 1,89$ кг/ч.

Указание. Термическими сопротивлениями от пара к внутренней поверхности трубы и теплопроводности в стенке трубы пренебречь.

3.13. Оголенный горизонтально расположенный электропровод диаметром $d = 2$ мм имеет на поверхности температуру $t_c = 100$ °С. Температура окружающего воздуха равна $t_{\infty} = 20$ °С. Оценить коэффициент теплоотдачи с поверхности электропровода, если его покрыть фторопластовой изоляцией толщиной $\delta_{из} = 1$ мм с $\lambda_{из} = 0,247$ Вт/(м·К). Определить также, какой станет температура поверхности провода под слоем изоляции, если известно, что сила тока в проводе не изменилась.

3.14. По тонкой нихромовой проволоке диаметром $d = 0,1$ мм и длиной $l = 2$ м, расположенной горизонтально в воздухе, пропускается электрический ток. Рассчитать силу тока, при которой произойдет разрушение проволоки, если известно, что температура плавления нихрома $t_{пл} = 1460$ °С, удельное электрическое сопротивление нихрома $\rho_{эл} = 1,08 \cdot 10^{-6}$ Ом·м, температура окружающего воздуха $t_{\infty} = 20$ °С.

3.15. По медной шине прямоугольного поперечного сечения $a \times b = 100 \times 3$ мм (a — вертикальный, b — горизонтальный размеры) пропускается электрический ток силой 955 А. Температура воздуха, окружающего шину, $t_{ж} = 20$ °С. Удельное электрическое сопротивление

ние меди составляет $2,3 \cdot 10^{-8}$ Ом · м. Найдите среднюю температуру поверхности шины \bar{t}_c .

Решение. Плотность теплового потока на поверхности шины

$$q = \frac{955^2 \cdot 2,3 \cdot 10^{-8}}{2(0,1 + 0,003) \cdot 0,1 \cdot 0,003} = 348 \text{ Вт/м}^2.$$

Примем в первом приближении температуру поверхности шины равной 60°C . Тогда средняя температура пограничного слоя воздуха будет равна 40°C , а его физические свойства будут такими же, как в задаче 3.9. Последовательно находим:

$$\text{Ra} = \frac{9,8 \cdot 3,19 \cdot 10^{-3} \cdot 348 \cdot (0,1)^4 \cdot 0,7}{(16,9 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 2,75 \cdot 10^{-2}} = 1,0 \cdot 10^8;$$

$$\overline{\text{Nu}} = 1,22 \cdot 0,615 \cdot 0,467 (1,0 \cdot 10^8)^{1/5} = 17,5;$$

$$\overline{\alpha} = 17,5 \frac{2,75 \cdot 10^{-2}}{0,1} = 4,81 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Выделяющаяся в шине теплота отводится путем свободной конвекции воздуха и излучением:

$$\overline{q} = \overline{\alpha} (\bar{T}_c - T_{\text{ж}}) + \varepsilon \sigma_0 (\bar{T}_c^4 - T_{\text{ж}}^4).$$

Для окисленной поверхности меди степень черноты $\varepsilon = 0,56$. Подставляя в последнее уравнение известные величины и решая полученное при этом уравнение с неизвестной величиной \bar{t}_c , находим $\bar{t}_c = 60^\circ\text{C}$.

Ответ. Температура шины равна 60°C .

3.16. В узкой вертикальной воздушной щели, образованной стеклами окна, температуры на поверхностях стекол соответственно равны $t_{c1} = 18^\circ\text{C}$ и $t_{c2} = 4^\circ\text{C}$. Определить толщину воздушной прослойки, в которой передача тепла от теплой поверхности к холодной будет определяться в основном теплопроводностью.

3.17. Плоская горизонтальная щель толщиной $\delta = 20$ мм заполнена трансформаторным маслом. Температура верхней стенки щели $t_{c1} = 80^\circ\text{C}$, а нижней — $t_{c2} = 20^\circ\text{C}$. Определить плотность теплового потока через щель. Как изменится плотность теплового потока, если $t_{c1} = 20^\circ\text{C}$, а $t_{c2} = 80^\circ\text{C}$?

3.18. Найдите потери теплоты в единицу времени в расчете на единицу длины изолированного горизонтального паропровода с наружным диаметром $d_{\text{из}} = 300$ мм и температурой поверхности $t_c = 50$ °С. Температура окружающего трубу воздуха $t_{\text{ж}} = 30$ °С. Рассчитайте также температуру пара в трубе, если известно, что труба изолирована шлаковой ватой, коэффициент теплоотдачи от пара к стенке $\alpha_1 = 3000$ Вт/(м² · К), диаметр трубы и толщина стенки $d_2 \times \delta = 70 \times 6$ мм.

Решение. При средней температуре воздуха, равной $0,5(50 + 30) = 40$ °С, $\nu = 1,6 \cdot 10^{-5}$ м²/с; $\lambda = 2,68 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м · К); $\text{Pr} = 0,7$, а $\beta = 1/(273 + 40) = 3,2 \cdot 10^{-3}$ К⁻¹.

Вычисляем число Рейля:

$$\text{Ra} = \frac{9,8 \cdot 3,2 \cdot 10^{-3} \cdot (50 - 30) \cdot 0,3^3}{(1,6 \cdot 10^{-5})^2} \cdot 0,7 = 4,63 \cdot 10^7.$$

Определяем число Нуссельта:

$$\text{Nu} = 0,518 (4,63 \cdot 10^7)^{1/4} \left[1 + \left(\frac{0,559}{0,7} \right)^{3/5} \right]^{-5/12} = 32,8.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 32,8 \frac{0,0268}{0,3} = 2,93 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловые потери за счет свободной конвекции воздуха

$$q_{l \text{ конв}} = \alpha(t_c - t_{\text{ж}})\pi d_{\text{из}} = 2,93(50 - 30)\pi \cdot 0,3 = 55,2 \text{ Вт}/\text{м}.$$

Найдем тепловые потери за счет теплообмена излучением между паропроводом и ограждающей поверхностью, принимая степень черноты паропровода $\varepsilon = 0,8$, а температуру ограждающей поверхности $T_{\text{огр}} = 303$ К:

$$q_{l \text{ изл}} = \varepsilon \sigma_0 (T_c^4 - T_{\text{огр}}^4) \pi d_{\text{из}} = 0,8 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (323^4 - 303^4) \pi \cdot 0,3 = 104,7 \text{ Вт}/\text{м}.$$

Суммарные потери $q_l = 55,2 + 104,7 = 159,9$ Вт/м.

Задаемся средней температурой изоляции 200 °С и для шлаковой ваты находим

$$\lambda_{\text{из}} = 0,06 + 0,000145 \cdot 200 = 0,089 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Для стали $\lambda = 40$ Вт/(м · К). Тогда температура пара

$$t_{\text{п}} = t_c + \frac{q_l}{\pi} \left(\frac{1}{2\lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_2} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_1 d_1} \right) =$$

$$= 50 + \frac{159,9}{\pi} \left(\frac{1}{2 \cdot 0,089} \ln \frac{300}{70} + \frac{1}{2 \cdot 40} \ln \frac{70}{58} + \frac{1}{3000 \cdot 0,058} \right) = 326 \text{ °С}.$$

При этом температура внешней поверхности стенки трубы равна $324\text{ }^{\circ}\text{C}$, средняя температура изоляции составляет $187\text{ }^{\circ}\text{C}$, а $\lambda_{\text{из}} = 0,087\text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Повторный расчет дает $t_{\text{п}} = 331\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Ответ. Конвективные потери теплоты $q_{l\text{ конв}} = 55,2\text{ Вт}/\text{м}$, а температура пара $t_{\text{п}} = 331\text{ }^{\circ}\text{C}$.

3.19. Для интенсификации теплоотдачи при свободной конвекции на вертикальных высоких ребрах используется метод конструирования прерывистой развитой поверхности («цепочки» ребер). Рассчитать, на сколько отрезков n необходимо разбить ребро высотой $H = 2\text{ м}$, имеющее постоянную температуру $t_{\text{с}} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ и охлаждаемое в спокойном воздухе с температурой $t_{\infty} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, чтобы общий тепловой поток с ребра увеличился в 1,9 раза. (Разбиение высокого ребра на «цепочку» ребер необходимо выполнить таким образом, чтобы максимально исключить тепловое влияние нижерасположенных ребер «цепочки» на вышерасположенные.)

3.20. В учебной лаборатории имеется установка для изучения теплоотдачи при свободной конвекции воды около горизонтальной электрически обогреваемой трубы. Диаметр трубы $d = 20\text{ мм}$, ее длина $l = 300\text{ мм}$, а температура воды $t_{\text{ж}} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$. При какой мощности электронагревателя средняя температура наружной поверхности трубы будет равна $35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Решение. Средняя температура пограничного слоя составляет $0,5(25 + 35) = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$. При этой температуре для воды $\lambda = 0,618\text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\nu = 0,805 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr} = 5,42$; $\beta = 3,21 \cdot 10^{-4}\text{ К}^{-1}$.

Число Рэлея

$$\text{Ra} = \frac{9,8 \cdot 3,21 \cdot 10^{-4} (35 - 25) \cdot 0,02^3 \cdot 5,42}{(0,805 \cdot 10^{-6})^2} = 2,10 \cdot 10^6.$$

Находим

$$\text{Nu}' = 0,518(2,1 \cdot 10^6)^{1/4} \left[1 + \left(\frac{0,559}{5,42} \right)^{3/5} \right]^{-5/12} = 17,9.$$

Определяем число Нуссельта:

$$\text{Nu} = \frac{2}{\ln\left(1 + \frac{2}{\text{Nu}'_l}\right)} = \frac{2}{\ln\left(1 + \frac{2}{17,9}\right)} = 18,9.$$

Средний коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = \text{Nu} \frac{\lambda}{d} = 18,9 \frac{0,618}{0,02} = 584 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Мощность электронагревателя

$$Q = \bar{\alpha} \pi d l (\bar{t}_c - t_{\text{ж}}) = 584 \pi \cdot 0,02 \cdot 0,3 (35 - 25) = 110 \text{ Вт}.$$

Ответ. Мощность равна 110 Вт.

3.21. Конвектор типа КСК-20-0918-К выполняется из двух горизонтальных труб $d = 27$ мм с насаженными на них прямоугольными ребрами размером 128×92 мм в количестве $n = 125$ шт.

Во сколько раз возрастет тепловой поток с поверхности конвектора, если его сплошные ребра разбить на «цепочку» ребер (создать прерывистую поверхность) количеством $n = 7$ и высотой $h = 18,3$ мм. Принять среднюю температуру ребра $\bar{t}_c = 50$ °С, температуру окружающего воздуха $t_{\infty} = 20$ °С. (Влиянием шага оребрения L на теплоотдачу пренебречь.)

3.22. Нагретая вертикальная поверхность высотой $H = 300$ мм находится при температуре $t_c = \text{const}$, превышающей на 20 °С температуру окружающей среды, равную $t_{\infty} = 30$ °С. Определить характерную (среднюю) скорость свободной конвекции у верхнего края поверхности, расход окружающей среды и общий тепловой поток с поверхности. Расчет произвести для воздуха и воды. Течение предполагается ламинарным.

3.23. Пластина высотой $H = 100$ мм, находящаяся в воздухе с температурой $t_{\infty} = 20$ °С, нагревается электрическим током до установления постоянной плотности теплового потока $q = 100 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Найти максимальную и среднюю температуру поверхности пластины при свободноконвективном движении воздуха около нее.

3.24. Тонкий лист нержавеющей стали толщиной $\delta = 0,02$ мм, шириной $b = 150$ мм и высотой $H = 600$ мм с удельным электриче-

ским сопротивлением $\rho_{\text{эл}} = 0,13 \cdot 10^{-6}$ Ом \cdot м находится в воде. Он нагревается электрическим током до получения постоянной плотности теплового потока $q_c = 200$ Вт/м². Определить требуемый для этого ток, среднюю температуру стенки, среднюю скорость движения воды и толщину пограничного слоя на высоте $H = 300$ мм. Температура воды вдали от поверхности $t_{\infty} = 30$ °С. Движение воды принять ламинарным.

ВЫНУЖДЕННОЕ ВНЕШНЕЕ ОБТЕКАНИЕ**ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ****1. Теплообмен и трение на пластине**

1. Толщина динамического пограничного слоя, местный и средний коэффициенты сопротивления трения при течении жидкости с постоянными физическими свойствами вдоль плоской поверхности:

при ламинарном течении ($Re_x \leq 5 \cdot 10^5$)

$$\frac{\delta}{x} = \frac{500}{\sqrt{Re_x}}; \quad (4.1)$$

$$C_f = \frac{\tau_c}{\frac{1}{2} \rho w_\infty^2} = \frac{0,664}{\sqrt{Re_x}}; \quad (4.2)$$

$$\bar{C}_f = \frac{1,328}{\sqrt{Re_l}}; \quad (4.3)$$

при турбулентном течении ($Re_x > 5 \cdot 10^5$)

$$\frac{\delta}{x} = \frac{0,37}{Re_x^{0,2}}; \quad (4.4)$$

$$C_f = \frac{0,0592}{Re_x^{0,2}}; \quad (4.5)$$

$$\bar{C}_f = \frac{0,074}{Re_l^{0,2}}. \quad (4.6)$$

В (4.1), (4.2) и (4.4), (4.5) определяющий размер — продольная координата x , в (4.3), (4.6) — длина поверхности теплообмена l .

Определяющая температура — температура жидкости t_∞ .

2. Полное сопротивление трения:

при ламинарном (турбулентном) течении

$$W = \frac{1}{2} \rho w_\infty^2 \bar{C}_f b l; \quad (4.7)$$

при смешанном течении

$$W = \frac{1}{2} \rho w_{\infty}^2 b [\bar{C}_{f,l}^{\text{тур}} l - (\bar{C}_{f,x_{\text{кр}}}^{\text{тур}} - \bar{C}_{f,x_{\text{кр}}}^{\text{лам}}) x_{\text{кр}}] . \quad (4.8)$$

В (4.7), (4.8) b — ширина пластины, $\bar{C}_{f,l}^{\text{тур}}$ и $\bar{C}_{f,x_{\text{кр}}}^{\text{тур}}$ рассчитываются по (4.6) при определяющем размере, равном соответственно l и $x_{\text{кр}}$; $\bar{C}_{f,x_{\text{кр}}}^{\text{лам}}$ — по (4.3) при определяющем размере $x_{\text{кр}}$. Значение $x_{\text{кр}}$ находят из $\text{Re}_{x_{\text{кр}}} = 5 \cdot 10^5$.

3. Местный и средний коэффициенты теплоотдачи при ламинарном течении жидкости с постоянными физическими свойствами вдоль плоской поверхности:

при $t_c = \text{const}$

$$\text{Nu}_x = 0,332 \sqrt{\text{Re}_x} \cdot \sqrt[3]{\text{Pr}} ; \quad (4.9)$$

$$\bar{\text{Nu}} = 0,664 \sqrt{\text{Re}_l} \cdot \sqrt[3]{\text{Pr}} ; \quad (4.10)$$

при $q_c = \text{const}$

$$\text{Nu}_x = 0,46 \sqrt{\text{Re}_x} \cdot \sqrt[3]{\text{Pr}} ; \quad (4.11)$$

$$\bar{\text{Nu}} = 0,69 \sqrt{\text{Re}_l} \cdot \sqrt[3]{\text{Pr}} . \quad (4.12)$$

В (4.9), (4.11) определяющий размер — продольная координата x , в (4.10), (4.12) — длина поверхности теплообмена l , занятая ламинарным пограничным слоем. Определяющая температура — температура жидкости t_{∞} .

4. Коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении жидкости с учетом зависимости физических свойств жидкости от температуры вдоль плоской поверхности:

$$\text{Nu}_x = \frac{\frac{C_f}{2} \text{Re}_x p}{k_1 + k_2 \sqrt{\frac{C_f}{2}} (p^{2/3} - 1)} \varepsilon_t, \quad (4.13)$$

где

$$k_1 = 1 + 13,6 C_f;$$

$$k_2 = 11,7 + \frac{1,8}{\sqrt[3]{p}} ;$$

$$p = \frac{Pr}{Pr_{тур}}$$

Турбулентное число Прандтля может быть принято $Pr_{тур} \cong 0,88$.

Поправка, учитывающая переменность физических свойств капельной жидкости, ε_l :

$$\text{при нагревании жидкости} \quad \varepsilon_l = \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_c} \right)^{0,11}; \quad (4.14)$$

$$\text{при охлаждении жидкости} \quad \varepsilon_l = \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_c} \right)^{0,25}. \quad (4.15)$$

Для газов влияние на теплоотдачу зависимости физических свойств от температуры можно приближенно учесть выбором определяющей температуры в (4.13):

$$\text{при нагревании газа} \quad t_{опр} = t_c;$$

$$\text{при охлаждении газа} \quad t_{опр} = t_{\infty}.$$

При небольших перепадах температуры в пограничном слое в первом приближении свойства жидкости можно считать постоянными и отнести их к средней температуре пограничного слоя t_{cp} , причем $t_{cp} = 0,5(t_c + t_{\infty})$.

Местный и средний коэффициенты теплоотдачи при турбулентном течении жидкости могут быть определены по (4.13) с учетом (4.5), (4.6).

Для практических расчетов местного и среднего коэффициентов теплоотдачи при турбулентном течении жидкости с постоянными физическими свойствами:

$$Nu_x = 0,0296 Re_x^{0,8} \cdot Pr^{0,4}; \quad (4.16)$$

$$\overline{Nu} = 0,037 Re_l^{0,8} \cdot Pr^{0,4}. \quad (4.17)$$

5. Средний коэффициент теплоотдачи при смешанном течении жидкости вдоль плоской поверхности приближенно равен:

$$\overline{Nu} = \sqrt{\overline{Nu}_{лам}^2 + \overline{Nu}_{тур}^2}, \quad (4.18)$$

$\overline{Nu}_{лам}$ и $\overline{Nu}_{тур}$ рассчитывают соответственно по (4.10), (4.12) и по (4.13), (4.17).

2. Теплообмен при поперечном обтекании труб и пучков

6. Средний коэффициент теплоотдачи при обтекании одиночной трубы жидкостью или газом:

$$\text{при } Re_d = 40 \dots 10^3 \quad \overline{Nu} = 0,52 Re_d^{0,5} \cdot Pr^{0,37} \varepsilon_t \varepsilon_\varphi; \quad (4.19)$$

$$\text{при } Re_d = 10^3 \dots 2 \cdot 10^5 \quad \overline{Nu} = 0,26 Re_d^{0,6} \cdot Pr^{0,37} \varepsilon_t \varepsilon_\varphi; \quad (4.20)$$

$$\text{при } Re_d = 2 \cdot 10^5 \dots 10^7 \quad \overline{Nu} = 0,023 Re_d^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \varepsilon_t \varepsilon_\varphi. \quad (4.21)$$

$$\text{При нагревании жидкости} \quad \varepsilon_t = \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25}; \quad (4.22)$$

$$\text{при охлаждении жидкости} \quad \varepsilon_t = \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,20}. \quad (4.23)$$

Приведенные формулы используются при числах $Pr \geq 0,6$, ε_φ определяется в зависимости от угла атаки φ (угол между вектором скорости и осью трубы) по рис. 4.1.

В (4.19)—(4.21) определяющий размер — диаметр трубы d . Определяющая температура — средняя температура жидкости или газа — $\bar{t}_{\text{ж}}$ (кроме $Pr_{\text{с}}$). Скорость потока определяется по узкому поперечному сечению канала в безграничном потоке $w_{\text{опр}} = w_\infty$.

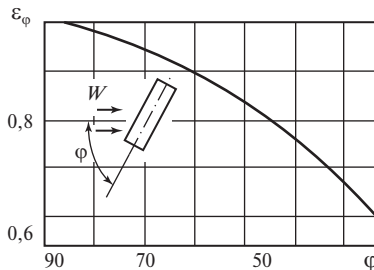


Рис. 4.1. Поправка на влияние угла атаки при поперечном обтекании трубы (пучка труб)

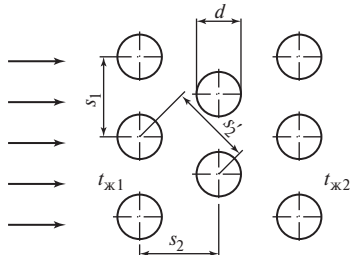


Рис. 4.2. Геометрические параметры шахматного пучка

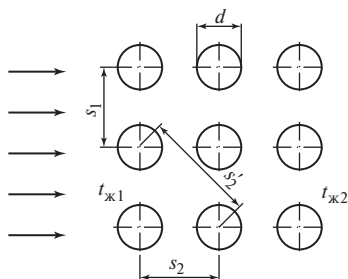


Рис. 4.3. Геометрические параметры коридорного пучка

7. Средний коэффициент теплоотдачи трубы в глубинном (начиная с третьего ряда) ряду пучка при $\varphi = 90^\circ$, $10^3 < Re_d < 2 \cdot 10^5$:

шахматный пучок (рис. 4.2)

$$\text{при } \frac{s_1}{s_2} < 2 \quad \overline{Nu} = 0,35 \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{0,2} Re_d^{0,6} Pr^{0,36} \varepsilon_t; \quad (4.24)$$

$$\text{при } \frac{s_1}{s_2} > 2 \quad \overline{Nu} = 0,4 Re_d^{0,6} Pr^{0,36} \varepsilon_t; \quad (4.25)$$

коридорный пучок (рис. 4.3):

$$\overline{Nu} = 0,27 Re_d^{0,63} Pr^{0,36} \varepsilon_t. \quad (4.26)$$

8. Средний коэффициент теплоотдачи при обтекании всего пучка труб жидкостью или газом, $10^3 < Re_d < 2 \cdot 10^5$:

$$\overline{Nu}_{\text{пуч}} = \overline{Nu}_{\text{ж}} \varepsilon_\varphi \varepsilon_z. \quad (4.27)$$

В (4.27) $\overline{Nu}_{\text{ж}}$ определяется по (4.24)—(4.26), ε_φ — по рис. 4.1, ε_z находится в зависимости от числа рядов труб в пучке z по рис. 4.4.

В (4.24)—(4.27) s_1 — поперечный шаг; s_2 — продольный шаг труб в пучке. Определяющий размер — диаметр трубы d . Определяющая температура — средняя температура жидкости или газа

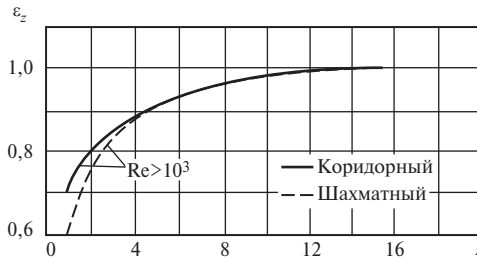


Рис. 4.4. Поправка на влияние числа рядов труб в пучке по ходу газа

$\bar{t}_{ж} = 0,5(t_{ж1} + t_{ж2})$ (кроме Pr_c). Скорость потока определяется в сечении, проходящем через оси поперечного ряда труб.

ЗАДАЧИ

4.1. Тонкая пластина омывается потоком воздуха со скоростью $w_{\infty} = 2$ м/с при температуре $t_{\infty} = 50$ °С. Определить в сечениях $x_1 = 0,2$ м и $x_2 = 0,3$ м характер течения в пограничном слое и найти: а) толщины динамического пограничного слоя; б) локальные коэффициенты теплоотдачи для случая $t_c = \text{const}$; в) средний коэффициент теплоотдачи на длине $x = 0,5$ м.

4.2. Найдите толщины динамического и теплового пограничных слоев в точке $x = 1$ м при обтекании пластины воздухом ($t_{\infty} = 30$ °С, $w_{\infty} = 5$ м/с). Температура пластины $t_c = 10$ °С. Определите коэффициент теплоотдачи α в данной точке, а также средний коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$ для участка пластины $0 \leq x \leq 1$ м.

Решение. Средняя температура пограничного слоя $\bar{t} = 0,5(t_{\infty} + t_c) = 20$ °С. При $\bar{t} = 20$ °С для воздуха $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\lambda = 0,0259$ Вт/(м · К), $Pr = 0,7$. Число Рейнольдса $Re = \frac{5 \cdot 1}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 3,32 \cdot 10^5$.

Так как $Re < 5 \cdot 10^5$, то течение в пограничном слое ламинарное. Толщина динамического пограничного слоя

$$\delta = \frac{5 \cdot 1}{\sqrt{3,32 \cdot 10^5}} = 0,0087 \text{ м} = 8,7 \text{ мм.}$$

Толщина теплового пограничного слоя

$$\delta_T = \frac{8,7}{\sqrt[3]{0,7}} = 9,8 \text{ мм.}$$

В данной точке число

$$\text{Nu}_x = 0,332 \sqrt{3,32 \cdot 10^5} \sqrt[3]{0,7} = 170.$$

Найдем местный и средний коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha = \text{Nu}_x \frac{\lambda}{x} = 170 \frac{0,0259}{1} = 4,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К);}$$

$$\bar{\alpha} = 2 \cdot 4,4 = 8,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Ответ. $\delta = 8,7$ мм; $\delta_T = 9,8$ мм; $\alpha = 4,4$ Вт/(м² · К); $\bar{\alpha} = 8,8$ Вт/(м² · К).

4.3. Решите задачу 4.2, предполагая, что пластина омывается водой со скоростью $w_\infty = 0,1$ м/с. Остальные условия оставьте без изменения.

Решение. Для воды при $\bar{t} = 20$ °С, $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\lambda = 0,599$ Вт/(м · К), $\text{Pr} = 7,02$. Последовательно находим

$$\text{Re} = \frac{0,1 \cdot 1}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 10^5;$$

$$\delta = \frac{5 \cdot 1}{\sqrt{10^5}} = 0,0158 \text{ м} = 15,8 \text{ мм;}$$

$$\delta_T = \frac{15,8}{\sqrt[3]{7,02}} = 8,25 \text{ мм;}$$

$$\text{Nu}_x = 0,332 \sqrt{10^5} \sqrt[3]{7,02} = 200;$$

$$\alpha = 200 \frac{0,599}{1} = 120 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К);}$$

$$\bar{\alpha} = 2 \cdot 120 = 240 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Ответ. $\delta = 15,8$ мм; $\delta_T = 8,25$ мм; $\alpha = 120$ Вт/(м² · К); $\bar{\alpha} = 240$ Вт/(м² · К).

4.4. Плоская стенка длиной $l = 3$ м и шириной $b = 1,8$ м омывается продольным потоком воздуха, скорость которого $w_\infty = 5$ м/с и температура $t_\infty = 30$ °С. Температура поверхности стенки $t_c = 250$ °С ($q_c = \text{const}$). Определить средний по длине стенки коэффициент теплоотдачи и количество тепла, отдаваемое воздуху.

4.5. Пластина длиной $l = 2$ м и шириной $b = 1$ м омывается продольным потоком жидкости с $t_{\infty} = 20$ °С. Вычислить максимальное значение толщины ламинарного пограничного слоя, толщину пограничного слоя на конце пластины и полное сопротивление пластины в изотермических условиях для трех случаев:

- а) поток воздуха, $w_{\infty} = 3$ м/с;
- б) поток масла МК, $w_{\infty} = 1$ м/с;
- в) поток воды, $w_{\infty} = 0,5$ м/с.

4.6. Электрическая шина, выполненная из стали с размерами $l \times b \times \delta = 5 \times 0,05 \times 0,001$ м ($\rho_{\text{эл}} = 0,13 \cdot 10^{-6}$ Ом · м) охлаждается продольным потоком воздуха с $w_{\infty} = 20$ м/с и $t_{\infty} = 20$ °С. По шине, вдоль ее длины, пропускается электрический ток $I = 100$ А. Вычислить максимальную и среднюю по поверхности шины температуры, если:

- а) шина обдувается вдоль ее ширины b ;
- б) шина обдувается вдоль ее длины l .

4.7. Тонкая пластина из нержавеющей стали обогревается электрическим током так, что $q_c = 386$ Вт/м². Пластина продольно обдувается воздухом ($w_{\infty} = 10$ м/с; $t_{\infty} = 10$ °С). Найдите температуру пластины на расстоянии $x = 0,2$ м от передней кромки.

Решение. Задаемся средней температурой пограничного слоя $\bar{t} = 20$ °С. Физические свойства воздуха будут такими же, как и в задаче 4.2. Число Рейнольдса

$$\text{Re}_x = \frac{10 \cdot 0,2}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 1,32 \cdot 10^5.$$

В заданной точке число

$$\text{Nu}_x = 0,46 \sqrt{1,32 \cdot 10^5} \sqrt[3]{0,7} = 149.$$

Местный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 149 \frac{0,0259}{0,2} = 19,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Температура стенки

$$t_c = 10 + \frac{386}{19,3} = 30 \text{ °С}.$$

Средняя температура $\bar{t} = 0,5(10 + 30) = 20$ °С.

Ответ. Температура пластины $t_c = 30$ °С.

4.8. Для охлаждения внешней поверхности электродвигателя ДА-100L4 используются продольные прямоугольные ребра высотой $l = 18$ мм, шириной $b = 9$ мм, толщиной $\delta = 1,26$ мм. Коэффициент теплоотдачи в межреберных каналах $\bar{\alpha} = 160$ Вт/(м² · К).

Как изменится тепловой поток с поверхности ребер, если длину продольных прямоугольных ребер уменьшить в 2 раза, расположив на поверхности электродвигателя вместо длинных ребер «цепочку» ребер?

Принять, что течение воздуха в межреберных каналах, обдуваемых вентилятором, ламинарное и теплоотдача определяется по формуле $Nu_x = C Re_x^{0,522}$.

4.9. Для набегающего на пластину потока воздуха скорость $w_\infty = 200$ м/с и температура $t_\infty = 20$ °С. Рассчитайте плотность теплового потока q_c в точке $x = 35$ мм при температуре пластины: а) $t_c = 36,8$ °С; б) $t_c = 25$ °С; в) $t_c = 40$ °С.

Решение. Скорость звука в воздухе

$$a_\infty = \sqrt{kRT_\infty} = 20,1 \sqrt{T_\infty} = 344 \text{ м/с.}$$

Число Маха $M_\infty = w_\infty/a_\infty = 200/344 = 0,58$.

Коэффициент восстановления температуры

$$r = \sqrt{Pr} = \sqrt{0,7} = 0,84.$$

Адиабатная температура стенки

$$t_{ac} = 20 + 0,84 \frac{200^2}{2 \cdot 10^3} = 36,8 \text{ °С.}$$

В первом случае ($t_c = 36,8$ °С) $q_c = 0$.

Для расчета q_c во втором случае принимаем $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\lambda = 0,0259$ Вт/(м · К), $Pr = 0,7$.

Число Рейнольдса

$$Re_x = \frac{200 \cdot 0,035}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 4,64 \cdot 10^5.$$

Найдем число Nu_x и местный коэффициент теплоотдачи:

$$Nu_x = 0,332 \sqrt{4,64 \cdot 10^5} \sqrt[3]{0,7} = 190;$$

$$\alpha = 190 \frac{0,0259}{0,035} = 141 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

При этом $q_c = 141(25 - 36,8) = -1664$ Вт/м².

Знак «минус» говорит о том, что тепловой поток направлен от воздуха к стенке, хотя $t_c > t_\infty$.

При $\bar{t} = 0,5(20 + 40) = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ $\nu = 16,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\lambda = 0,0267 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\text{Pr} = 0,7$. Последовательно находим

$$\text{Re}_x = \frac{200 \cdot 0,035}{16,0 \cdot 10^{-6}} = 4,37 \cdot 10^5 ;$$

$$\text{Nu}_x = 0,332 \sqrt{4,37 \cdot 10^5} \sqrt[3]{0,7} = 184 ;$$

$$\alpha = 184 \frac{0,0267}{0,035} = 141 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Плотность теплового потока $q_c = 140(40 - 36,8) = 448 \text{ Вт}/\text{м}^2$. Так как $q_c > 0$, то тепловой поток направлен от стенки к воздуху.

Ответ. а) $q_c = 0$; б) $q_c = -1664 \text{ Вт}/\text{м}^2$; в) $q_c = 448 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

4.10. Вычислить среднюю плотность теплового потока на боковой поверхности вагона-холодильника при движении поезда со скоростью $w_\infty = 80 \text{ км}/\text{ч}$, если известно, что температура наружного воздуха $t_\infty = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, температура внутренней поверхности стенки вагона $t_c = 0 \text{ }^\circ\text{C}$. Принять термическое сопротивление теплопроводности стенки вагона $\frac{\delta}{\lambda} \approx 0,3 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, а длину стенки вагона $l = 10 \text{ м}$.

4.11. По круглой вертикальной трубе, выполненной из меди и имеющей размеры $d_2/d_1 = 100/90 \text{ мм}$ и $l = 1 \text{ м}$, прокачивают горячую воду с $\bar{t}_ж = 90 \text{ }^\circ\text{C}$. На наружной поверхности трубы равномерно установлено 10 продольных ребер прямоугольного сечения. Толщина ребер $\delta = 3 \text{ мм}$, длина $l = 50 \text{ мм}$. Оценить тепловой поток с оребренной поверхности трубы к окружающему воздуху ($t_\infty = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) для двух случаев:

- окружающий трубу воздух находится в спокойном состоянии;
- оребренная труба обдувается в продольном направлении вентилятором, $w_\infty = 7 \text{ м}/\text{с}$.

Указание. При решении задачи термическим сопротивлением теплоотдачи к внутренней поверхности трубы пренебречь.

4.12. Плоская пластина омывается турбулентным потоком воды с $t_\infty = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Средняя температура поверхности пластины $\bar{t}_c = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Как изменится коэффициент теплоотдачи и чему будет равна температура поверхности в случае изменения направления теплового потока (т.е. в случае охлаждения потока воды), если зависимость вязкости от температуры для воды приближенно может быть принята $\mu = 0,0125 t^{-0,8}$ Па · с.

4.13. Пластина длиной $l = 1,5$ м продольно обтекается потоком воздуха ($w_\infty = 50$ м/с, $t_\infty = 8$ °С, $p_\infty = 0,202$ МПа). Из-за наличия перед ней турбулизирующей решетки течение в пограничном слое турбулентное. Температура пластины $t_c = 12$ °С. Найдите средний коэффициент теплоотдачи, а также толщины пограничного слоя и вязкого подслоя на задней кромке пластины.

Решение. Средняя температура пограничного слоя $\bar{T} = 0,5(8 + 12) = 10$ °С. При этой температуре и $p = 0,101$ МПа для воздуха $\nu = 14,16 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\lambda = 2,51 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м · К), $Pr = 0,705$. При $p = 0,202$ МПа $\nu = 0,5 \cdot 14,16 \cdot 10^{-6} = 7,08 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{50 \cdot 1,2}{7,08 \cdot 10^{-6}} = 8,47 \cdot 10^6.$$

Местное число Нуссельта можно определить по формуле $Nu_x = 0,0296 Re_x^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$. Обозначим $C = 0,0296 \lambda \left(\frac{w_\infty}{\nu}\right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$.

Тогда $\alpha = Cx^{-0,2}$. Средний коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{l} \int_0^l \alpha dx = \frac{C}{0,8} l^{-0,2},$$

а среднее число Нуссельта $\bar{Nu} = 0,037 Re^{0,8} Pr^{0,4}$.

Найдем среднее значение $\bar{\alpha}$:

$$\bar{\alpha} = \frac{0,0251}{1,2} 0,037 (8,47 \cdot 10^6)^{0,8} 0,705^{0,4} = 234,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определим местный коэффициент трения при $x = l$:

$$C_f = \frac{0,0596}{(8,47 \cdot 10^6)^{0,2}} = 2,45 \cdot 10^{-3}.$$

Динамическая скорость

$$v_* = 50 \sqrt{\frac{2,45 \cdot 10^{-3}}{2}} = 1,75 \text{ м/с.}$$

Толщина вязкого подслоя

$$\delta_v = 5 \frac{7,08 \cdot 10^{-6}}{1,75} = 20,2 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 20,2 \text{ мкм.}$$

Толщина пограничного слоя

$$\delta = \frac{0,37 x}{\text{Re}_x^{0,2}} = \frac{0,37 \cdot 1,2}{(8,47 \cdot 10^6)^{0,2}} = 1,83 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 18,3 \text{ мм.}$$

Ответ. $\bar{\alpha} = 234,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \delta = 18,3 \text{ мм}; \delta_v = 20,2 \text{ мкм.}$

4.14. Нагретая пластина длиной $l = 2 \text{ м}$ продольно омывается потоком воды. Скорость воды $w_\infty = 0,5 \text{ м/с}$, и ее температура $t_\infty = 180 \text{ }^\circ\text{C}$. Постройте графики распределения теплоотдачи от поверхности пластины к воде для двух случаев: а) малая степень турбулентности потока воды ($\varepsilon \approx 0,08 \%$); б) большая степень турбулентности ($\varepsilon \approx 0,3 \%$). Найдите также $\bar{\alpha}$ — средний коэффициент теплоотдачи. Считайте, что разность температур пластины и воды мала, в расчете теплоотдачи изменением физических свойств воды с изменением температуры можно пренебречь.

Решение. При $t_\infty = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ для воды $\lambda = 0,663 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\nu = 0,158 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\text{Pr} = 1,0$. На основании опытных данных можно принять $\text{Re}_{x_{\text{кр}1}} = 2,8 \cdot 10^6$, $\text{Re}_{x_{\text{кр}2}} = 4,0 \cdot 10^6$, если $\varepsilon \approx 0,08 \%$ и $\text{Re}_{x_{\text{кр}1}} \approx 0,3 \cdot 10^6$; $\text{Re}_{x_{\text{кр}2}} \approx 1,3 \cdot 10^6$, если $\varepsilon \approx 0,3 \%$.

Рассчитаем критические точки для первого случая:

$$x_{\text{кр}1} = 2,8 \cdot 10^6 \frac{0,158 \cdot 10^{-6}}{0,5} = 0,885 \text{ м;}$$

$$x_{\text{кр}2} = 4,0 \cdot 10^6 \frac{0,158 \cdot 10^{-6}}{0,5} = 1,264 \text{ м.}$$

Для второго случая аналогично получим:

$$x_{\text{кр}1} = 0,0948 \text{ м; } x_{\text{кр}2} = 0,411 \text{ м.}$$

В области ламинарного пограничного слоя ($0 \leq x \leq x_{\text{кр}1}$) $\text{Nu}_x = 0,332 \text{ Re}_x^{1/2} \text{ Pr}^{1/3}$, а в области турбулентного ($x_{\text{кр}2} \leq x \leq l$) $\text{Nu}_x = 0,0296 \text{ Re}_x^{0,8} \text{ Pr}^{0,4}$, где $\text{Nu}_x = \alpha x / \lambda$; $\text{Re}_x = w_\infty x / \nu$.

Подставляя в указанные формулы известные значения w_∞ , λ , ν и Pr , получаем для ламинарного пограничного слоя $\alpha_\lambda = 391,5x^{-0,5}$, а для турбулентного $\alpha_\tau = 3110x^{-0,2}$. В переходной области пограничного слоя $\alpha = \alpha_\lambda(1 - \gamma) + \alpha_\tau\gamma$, где γ — коэффициент перемежаемости ($\gamma = 0$ в точке $x = x_{кр1}$ и $\gamma = 1$ в точке $x = x_{кр2}$). При $x_{кр1} \leq x \leq x_{кр2}$ $\gamma = (x - x_{кр1}) / (x_{кр2} - x_{кр1})$, а коэффициент теплоотдачи $\alpha = \alpha_\lambda(1 - \gamma) + \alpha_\tau\gamma$. Графики $\alpha = \alpha(x)$ приведены на рис. 4.5.

Средний коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{l} \left(\int_0^{x_{кр1}} \alpha \, dx + \int_{x_{кр1}}^{x_{кр2}} \alpha \, dx + \int_{x_{кр2}}^l \alpha \, dx \right).$$

Вычисляя интегралы, получаем в первом случае $\bar{\alpha} = 1728 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и во втором случае $\bar{\alpha} = 2944 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Ответ. При малой степени турбулентности $\bar{\alpha} = 1728 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а при большой $\bar{\alpha} = 2944 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

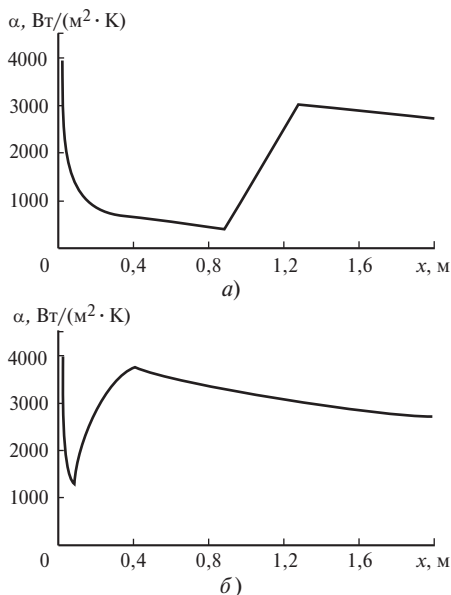


Рис. 4.5. Изменение α по длине пластины при малой (а) и большой (б) степенях турбулентности потока. К задаче 4.14

4.15. Ртутный термометр для измерения температуры потока воздуха, движущегося в трубе со скоростью $w = 5$ м/с, расположен под углом $\varphi = 60^\circ$ к направлению потока. Среднемассовая температура воздуха в трубе $\bar{t}_ж = 100$ °С, температура термометра в месте, где он проходит через стенку трубы, $t_0 = 60$ °С. Наружный диаметр термометра $d = 5$ мм, толщина стенок стеклянной колбы $\delta = 1$ мм. Оценить погрешность в показаниях термометра за счет отвода теплоты вдоль его стенок, если длина погруженной части термометра в поток $l = 50$ мм.

Определить положение термометра по отношению к потоку (глубину погружения и угол наклона), при котором величина погрешности не будет превышать 0,5 %.

4.16. Электропровод из алюминия диаметром $d = 4$ мм и длиной $l = 0,7$ м, $\rho_{эл} = 2,66 \cdot 10^{-8}$ Ом · м, по которому пропускается ток $I = 100$ А, обдувается потоком воздуха с $w_\infty = 6$ м/с и $t_\infty = 20$ °С. Определить среднюю по длине температуру электропровода для двух случаев:

- а) провод обдувается в поперечном направлении;
- б) провод обдувается в продольном направлении.

4.17. Электронагреватель в виде трубы диаметром $d = 15$ мм и длиной $l = 1$ м обдувается поперечным потоком воздуха, температура которого $t_\infty = 20$ °С. Определить скорость движения воздуха, если известно, что мощность нагревателя $Q = 523,4$ Вт, а температура стенки не должна превышать 150 °С.

4.18. В теплообменнике «газ — газ» разреженный пучок труб омывается дымовыми газами. Температура набегающего потока $t_{ж1} = 800$ °С, а скорость $w_\infty = 15$ м/с. Для газов, протекающих внутри труб, $t_{ж2} = 300$ °С и $\alpha_2 = 90$ Вт/(м² · К). Трубы диаметром и толщиной стенки $d_2 \times \delta = 32 \times 5$ мм изготовлены из стали 12Х1МФ, допустимая рабочая температура которой 550 °С. Найдите среднюю температуру наружной поверхности трубы и температуру в первой критической (лобовой) точке и сопоставьте найденные значения с допустимой рабочей температурой стали.

Решение. При $t_{ж1} = 800$ °С для дымовых газов $\lambda = 0,0915$ Вт/(м·К); $\nu = 131,8 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr = 0,60$. Расчет теплоотдачи проводим по формулам, справедливым при обтекании одиночной трубы. Число Рейнольдса

$$Re = \frac{15 \cdot 0,032}{131,8 \cdot 10^{-6}} = 3641.$$

Среднее число Нуссельта

$$\overline{Nu} = 0,26 \cdot 3641^{0,6} \cdot 0,6^{0,37} = 29,4,$$

и коэффициент теплоотдачи

$$\overline{\alpha}_1 = 29,4 \frac{0,0915}{0,032} = 84,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Вычисляем число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи в первой критической точке трубы ($\varphi = 0$):

$$Nu = 1,14 \cdot 3641^{0,5} \cdot 0,60^{0,37} = 56,9;$$

$$\alpha = 56,9 \frac{0,0915}{0,032} = 162,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Теплопроводность стали $\lambda = 40$ Вт/(м·К). Средняя плотность теплового потока

$$\overline{q} = \frac{800 - 300}{\frac{1}{90} + \frac{0,005}{40} + \frac{1}{84,2}} = 21 \text{ 645 Вт}/\text{м}^2.$$

Местная плотность теплового потока при $\varphi = 0$

$$q = \frac{800 - 300}{\frac{1}{90} + \frac{0,005}{40} + \frac{1}{162,7}} = 28 \text{ 825 Вт}/\text{м}^2.$$

Средняя температура стенки

$$\overline{t}_c = 800 - \frac{21 \text{ 645}}{84,2} = 543 \text{ °С}.$$

Температура стенки в критической точке

$$t_c = 800 - \frac{28 \text{ 825}}{162,7} = 623 \text{ °С}.$$

Ответ. Средняя температура стенки трубы меньше, а температура в лобовой точке больше допустимой.

4.19. Вертикальная труба $d = 100$ мм и высотой $h = 0,5$ м находится в спокойном воздухе с $t_\infty = 20$ °С. Температура стенки трубы

$\overline{t}_c = 120$ °С. Определить скорость вынужденного движения воздуха вдоль поверхности трубы, если известно, что при вынужденном продольном омывании трубы тепловой поток с поверхности остается таким же, как и в случае свободной конвекции.

4.20. Труба наружным диаметром $d = 20$ мм обтекается поперечным потоком горячего трансформаторного масла с температурой $t_{\infty} = 100$ °С и скоростью $w_{\infty} = 1$ м/с. Плотность теплового потока на поверхности трубы поддерживается равной $q = 7000$ Вт/м² и направлена от масла к стенке. Под каким углом к поверхности трубы следует направить поток масла, чтобы температура поверхности понизилась на 3 °С?

4.21. Найти соотношение между средними коэффициентами теплоотдачи для третьего ряда труб по ходу воздуха двух воздухоподогревателей, конструктивно выполненных в виде трубных пучков: а) с шахматным расположением труб; б) с коридорным расположением труб. Оба пучка обтекаются поперечным потоком воздуха с одинаковой средней температурой и скоростью в узком сечении пучка. Диаметры труб в обоих пучках одинаковы, шаги труб в пучках также одинаковы, причем $s_1 > s_2$.

4.22. Как изменится средний коэффициент теплоотдачи пятого ряда труб воздушных подогревателей, конструктивно выполненных в виде трубных пучков с шахматным расположением труб, если диаметр трубы в пучке уменьшить в 3 раза при условии постоянства расхода газа, поперечного s_1 и продольного s_2 шагов труб в пучке. Принять $s_1 = 2d$.

4.23. Как изменится средний коэффициент теплоотдачи пятого ряда труб воздушных подогревателей, рассмотренных в задаче 4.22, при условии, что шахматное расположение труб в них заменено коридорным.

4.24. Радиатор охлаждения автомобиля выполнен в виде двухрядного коридорного пучка, скомпонованного из латунных трубок с шагами $s_1 = s_2 = 1,5d$. Диаметр трубок $d = 5 \times 0,25$ мм и длина $l = 0,4$ м. Количество трубок в каждом ряду равно 40. До какой температуры охлаждается рабочая жидкость (вода) в радиаторе, если известно, что скорость автомобиля $w = 100$ км/ч, а температура воды на входе в радиатор $t_{ж1} = 100$ °С. Скорость движения воды в трубках $w_{вод} = 0,1$ м/с. Температура окружающего воздуха $t_{воз} = 20$ °С.

4.25. Найти соотношение между средними коэффициентами теплоотдачи и мощностями, потребными для прокачки воздуха через трубный пучок для двух десятирядных воздухоподогревателей,

конструктивно выполненных в виде трубных пучков: а) с шахматным расположением труб; б) с коридорным расположением труб. Оба пучка обтекаются поперечным потоком воздуха с одинаковым расходом, средней температурой и одинаковой скоростью в узком сечении пучка, равной $w = 8$ м/с. Диаметры труб в обоих пучках одинаковы и равны $d = 50$ мм. Относительные шаги также одинаковы: $s_1/d \times s_2/d = 1,9 \times 1,3$.

4.26. Найдите средний коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании дымовыми газами пакета труб экономайзера парового котла. Экономайзер собран из плоских змеевиков с шахматным расположением труб диаметром и толщиной стенки 32×6 мм, причем $s_1/d = 2,4$, а $s_2/d = 1,8$, а число рядов равно 40. Скорость газов в узком сечении $w_{уз} = 14$ м/с. Их температура на входе в пакет труб 520 °С, а на выходе из него 380 °С.

Решение. Средняя температура газов равна $0,5(520 + 380) = 450$ °С. При этой температуре для газов $\nu = 68,3 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda = 6,13 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м · К); $Pr = 0,63$.

Вычисляем число Рейнольдса:

$$Re = \frac{14 \cdot 32 \cdot 10^{-3}}{68,3 \cdot 10^{-6}} = 6,56 \cdot 10^3.$$

Число Нуссельта для глубинных рядов пучка труб

$$Nu = 0,35 \left(\frac{2,4}{1,8} \right)^{0,2} (6,56 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,63^{0,36} = 61,2.$$

Для многорядного пучка труб влияние первых двух рядов незначительно. Поэтому коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = 61,2 \frac{6,13 \cdot 10^{-2}}{32 \cdot 10^{-3}} = 117 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Ответ. Средний коэффициент теплоотдачи пакета труб $\bar{\alpha} = 117$ Вт/(м² · К).

4.27. Как изменится α в задаче 4.26, если шахматный порядок расположения труб заменить коридорным?

Решение. Используя формулу (4.26), получаем

$$Nu = 0,27(6,56 \cdot 10^3)^{0,63} \cdot 0,63^{0,36} = 58.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = 58 \frac{6,13 \cdot 10^{-2}}{32 \cdot 10^{-3}} = 111 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Ответ. Коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha} = 111 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

4.28. Рассчитать коэффициент теплопередачи и аэродинамическое сопротивление в пятирядном гладкотрубном пароперегревателе, обтекаемом поперечным потоком дымовых газов. Стальные трубы, из которых выполнен пароперегреватель, имеют диаметр $d = 40$ мм и расположены в коридорном порядке. Относительный поперечный и продольный шаги труб в пучке равны соответственно $s_1/d = 2,5$, $s_2/d = 2$. Средняя скорость потока газа в узком сечении пучка $w = 10$ м/с. Температура газа перед пучком $t_{ж1} = 1100^\circ \text{C}$, за пучком $t_{ж2} = 900^\circ \text{C}$.

Указание. При решении задачи не учитывать радиационную составляющую коэффициента теплоотдачи и пренебречь термическим сопротивлением теплоотдачи от пара к стенке. Термическое сопротивление теплопроводности стенки трубы принять равным $2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

4.29. Как изменятся коэффициент теплопередачи и аэродинамическое сопротивление в задаче 4.28, если увеличить компактность трубного пучка за счет уменьшения поперечного шага до значения

$s_1/d = 2,0$ при $\left(\frac{s_1}{d} - d\right) / \left(\frac{s_2'}{d} - d\right) = \text{idem}$, s_2' — диагональный шаг труб в пучке.

4.30. Экономайзер котельной установки изготовлен из стальных гладких труб диаметром $d_2/d_1 = 37/30$ мм, расположенных в шахматном порядке с относительным поперечным и продольным шагом соответственно $s_1/d = 2,0$, $s_2/d = 1,5$. Число поперечных рядов труб по ходу газа $z = 6$. Температура дымовых газов на входе в экономайзер и выходе из него соответственно $t_{ж1} = 600^\circ \text{C}$, $t_{ж2} = 400^\circ \text{C}$, а скорость в узком сечении пучка $w = 12$ м/с.

Какой общей длины должны быть трубы, если известно, что тепловой поток, передаваемый воде, протекающей внутри труб, $Q = 32 \cdot 10^3$ кВт, а температура наружной стенки трубы $t_c = 230^\circ \text{C}$.

Определить также аэродинамическое сопротивление экономайзера.

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Вязкостный режим — $Re < 2300$, $(Gr Pr) \leq 3 \cdot 10^5$, стабилизированное течение.

А. $t_c = \text{const}$ и постоянные свойства жидкости (по $\bar{t}_ж$).

1) Начальный термический участок:

$$l_{н.т} = 0,055Pe d. \quad (5.1)$$

2) Местная теплоотдача при $\left(\frac{1}{Pe} \frac{x}{d}\right) \leq 0,03$:

$$Nu_{0x} = 1,03 \left(\frac{1}{Pe} \frac{x}{d}\right)^{-1/3}. \quad (5.2)$$

3) Средняя по длине теплоотдача при $\left(\frac{1}{Pe} \frac{x}{d}\right) \leq 0,05$:

$$\overline{Nu}_{0l} = 1,55 \left(\frac{1}{Pe} \frac{x}{d}\right)^{-1/3}. \quad (5.3)$$

4) Стабилизированный теплообмен ($x \geq l_{н.т}$):

$$Nu_0 = Nu_\infty = 3,66. \quad (5.4)$$

Б. $t_c = \text{const}$ и переменные свойства капельной жидкости ($0,07 \leq \mu_c/\mu_ж \leq 1500$).

5) Местная $\left(\frac{1}{Pe} \frac{x}{d} \leq 0,01\right)$, средняя $\left(\frac{1}{Pe} \frac{x}{d} \leq 0,05\right)$ и стабилизированная ($x \geq l_{н.т}$) теплоотдача:

$$Nu/Nu_0 = \left(\frac{\mu_c}{\mu_ж}\right)^{-0,14}, \quad (5.5)$$

где Nu_0 вычисляется соответственно по формулам (5.2)—(5.4), а входящие во все критерии подобия свойства жидкости выбирают по $\bar{t} = 0,5(t_c + \bar{t}_ж)$.

В. $q_c = \text{const}$ и постоянные свойства жидкости (по \bar{t}_j).

6) Начальный термический участок:

$$l_{н.т} = 0,07 \text{ Pe } d. \quad (5.6)$$

7) Местная теплоотдача при любых значениях $\left(\frac{1}{\text{Pe}} \frac{x}{d}\right)$:

$$\text{Nu}_{0x} = 4,36 + 1,31 \left(\frac{1}{\text{Pe}} \frac{x}{d}\right)^{-1/3} \exp\left(-13 \sqrt{\frac{1}{\text{Pe}} \frac{x}{d}}\right). \quad (5.7)$$

8) Средняя теплоотдача при $\left(\frac{1}{\text{Pe}} \frac{x}{d}\right) \leq 0,07$:

$$\bar{\text{Nu}}_{0l} = 1,5 \text{ Nu}_{0x=l}, \quad (5.8)$$

где $\text{Nu}_{0x=l}$ рассчитывают по (5.7).

9) Стабилизированный теплообмен при $\left(\frac{1}{\text{Pe}} \frac{x}{d}\right) \geq 0,04$:

$$\text{Nu}_0 = \text{Nu}_\infty = 4,36. \quad (5.9)$$

Г. $q_c = \text{const}$ и переменные свойства капельной жидкости ($0,04 \leq \mu_c / \mu_j \leq 1$).

10) Местная теплоотдача $\left(\frac{1}{\text{Pe}} \frac{x}{d}\right) \leq 0,04$:

$$\text{Nu}_x / \text{Nu}_{0x} = (\mu_c / \mu_j)^{-1/6}, \quad (5.10)$$

где Nu_{0x} определяют по (5.7), а свойства жидкости — по $\bar{t} = 0,5 (t_c + \bar{t}_j)$.

11) Стабилизированный теплообмен ($x \geq l_{н.т}$):

$$\text{Nu}_\infty = 4,36 \left(\frac{\mu_c}{\mu_j}\right)^{-0,14}. \quad (5.11)$$

2. Вязкостно-гравитационный режим — $\text{Re} < \text{Re}_{\text{кр}1}$, $(\text{Gr}_q \text{Pr}) > 3 \cdot 10^5$, стабилизированное течение (свойства выбирают по t_j).

А. Горизонтальная труба.

12) Критическое число Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{кр}1} = 2300 + 1740 \ln(1 + 10^{-4} \text{Gr}_q \text{Pr}), \quad (5.12)$$

где $\text{Gr}_q = \frac{g \beta d^4 q}{\nu^2 \lambda}$; $\text{Gr}_q \text{Pr} \leq 10^8$; $0,6 \leq \text{Pr} \leq 10$.

13) Средняя по окружности теплоотдача ($q_c = \text{const}$ или $t_c = \text{const}$) при $\left(\frac{1}{\text{Pe}} \frac{x}{d}\right) \geq 4 \cdot 10^{-4}$ ($50 < \text{Re} < \text{Re}_{\text{кр1}}$; $\text{Gr}_q \text{Pr} < 4 \cdot 10^7$; $0,6 \leq \text{Pr} \leq 10$):

$$\frac{\overline{\text{Nu}}_x}{\text{Nu}_{0x}} = [1 + (\text{Gr}_q \text{Pr} / B)^4]^{0,045}, \quad (5.13)$$

где Nu_{0x} находят по формуле (5.7),

$$B = 5 \cdot 10^3 \left(\frac{1}{\text{Pe}} \frac{x}{d}\right)^{-1} \quad \text{при} \quad \left(\frac{1}{\text{Pe}} \frac{x}{d}\right) \leq 1,7 \cdot 10^{-3};$$

$$B = 1,8 \cdot 10^4 + 55 \left(\frac{1}{\text{Pe}} \frac{x}{d}\right)^{-1,7} \quad \text{при} \quad \left(\frac{1}{\text{Pe}} \frac{x}{d}\right) > 1,7 \cdot 10^{-3}.$$

Замечание. В рассматриваемом случае при нагревании локальная теплоотдача в нижней точке окружности примерно в 4 раза больше теплоотдачи в верхней ее точке; при охлаждении — наоборот.

При значениях $\left(\frac{1}{\text{Pe}} \frac{x}{d}\right) \geq 1$ формула (5.13) преобразуется к виду:

$$\overline{\text{Nu}}_x = 4,36 \left[1 + \left(\frac{\text{Gr}_q \text{Pr}}{1,8 \cdot 10^4} \right)^4 \right]^{0,045}. \quad (5.13a)$$

Б. Вертикальная труба (при течении жидкости снизу вверх и ее нагревании или при течении сверху вниз при охлаждении жидкости).

14) Осевое расстояние для верхней границы нарушения устойчивости вязкостно-гравитационного течения:

$$\frac{1}{\text{Re}_{\text{кр1}} \text{Pr}} \frac{x_{\text{кр}}}{d} = 1,29 \left(\frac{\text{Gr}_q}{\text{Re}} \right)^{-0,8}, \quad (5.14)$$

где $\text{Re}_{\text{кр1}}$ определяется по (5.12).

15) Местная теплоотдача при $3 \cdot 10^{-4} < \frac{1}{\text{Pe}} \frac{x}{d} < \frac{1}{\text{Re}_{\text{кр1}} \text{Pr}} \frac{x_{\text{кр}}}{d}$, $250 < \text{Re} < 2 \cdot 10^3$, $\text{Gr}_q / \text{Re} < 2,6 \cdot 10^4$ и $0,6 \leq \text{Pr} \leq 10$:

$$\frac{\text{Nu}_x}{\text{Nu}_{0x}} = \left(1 + \frac{\text{Gr}}{\text{Re} B} \right)^{0,27}, \quad (5.15)$$

где Nu_{0x} находят по формуле (5.7),

$$B = 5,4 \left(\frac{1}{Pe} \frac{x}{d} \right)^{-1} + 312 \left(\frac{1}{Pe} \frac{x}{d} \right)^{1/4} \quad \text{при} \quad \left(\frac{1}{Pe} \frac{x}{d} \right) \leq 0,07;$$

$$B = 240 \quad \text{при} \quad \left(\frac{1}{Pe} \frac{x}{d} \right) > 0,07.$$

3. Турбулентный режим — $Re > 4 \cdot 10^3$, $Gr_q < 10^7$ (свойства по \bar{t}_j).

16) Стабилизированный теплообмен $x/d \geq 20$ ($l_{нт} \approx 20d$).

A. Для газов и капельных жидкостей.

Формула Михеева

$$Nu_{\infty} = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \varepsilon_t, \quad (5.16)$$

где $\varepsilon_t = \left(\frac{Pr_j}{Pr_c} \right)^{0,25}$.

Формула Петухова

$$Nu_{\infty} = \frac{\frac{\xi}{8} Pe}{1 + \frac{900}{Re} + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \varepsilon_t, \quad (5.17)$$

где

$$\xi = [0,79 \ln(Re/8)]^{-2}, \text{ свойства по } \bar{t}_j;$$

$$\varepsilon_t = \left(\frac{\mu_c}{\mu_j} \right)^{-n} \quad \text{— для капельной жидкости } (n = 0,11 \text{ при нагревании};$$

$n = 0,25$ при охлаждении);

$$\varepsilon_t = \left(\frac{T_c}{T_j} \right)^{-n} \quad \text{— для газов } [n = 0,36 \text{ при охлаждении}; n = 0,5 \text{ при}$$

нагревании в области $0,4 \leq (T_c/T_j) \leq 4]$.

Б. Для газов и капельных жидкостей в кольцевом канале ($Pr = 0,7 \dots 100$):

на внутренней стенке ($1,2 \leq d_2/d_1 \leq 14$)

$$Nu_{d_{\text{ЭКВ}}} = 0,017 Re_{d_{\text{ЭКВ}}}^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,18} \varepsilon_l; \quad (5.18)$$

на внешней стенке ($0 \leq d_1/d_2 \leq 1$)

$$Nu_{d_{\text{ЭКВ}}} / Nu_{\infty d_{\text{ЭКВ}}} = 1 - \frac{0,45}{2,4 + Pr} \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^{0,6}, \quad (5.19)$$

где $d_{\text{ЭКВ}} = d_2 - d_1$; ε_l — смотри экспликацию к формуле (5.16); $Nu_{\infty d_{\text{ЭКВ}}}$ определяют по (5.16).

В. Для жидких металлов в круглой трубе ($Pr = 0,001 \dots 0,1$, $l_{\text{н.т}} \rightarrow 0$, свойства выбираются по $\frac{t_c + t_{\text{ж}}}{2}$):

при $q_c = \text{const}$

$$Nu_{\infty} = 7 + 0,025 Pe^{0,8}; \quad (5.20)$$

при $t_c = \text{const}$

$$Nu_{\infty} = 5 + 0,025 Pe^{0,8}. \quad (5.21)$$

17) Средняя по длине теплоотдача ($Pr = 0,5 \dots 200$)

$$\overline{Nu}_l = Nu_{\infty} \varepsilon_l, \quad (5.22)$$

где Nu_{∞} рассчитывают по (5.16) или (5.17), $\varepsilon_l = 1 + \frac{2}{l/d}$ при $\frac{l}{d} < 50$

и $\varepsilon_l = 1$ при $\frac{l}{d} \geq 50$.

4. Турбулентная смешанная конвекция в горизонтальной трубе

при $q_c = \text{const}$ (нагрев), $Gr_q = 10^7 \dots 10^{10}$, $Re = (0,6 \dots 20) 10^4$, $Pr = 0,7 \dots 8$, $x/d = 20 \dots 100$.

18) На нижней образующей

$$\frac{Nu_{\pi}}{Nu_{\infty}} = 1 + 0,035 \left(\frac{Gr_q}{Gr_{q_{np}}} \right)^{0,43}. \quad (5.23)$$

19) На верхней образующей

$$\frac{Nu_{\pi}}{Nu_{\varphi=0}} = \left[1 + \left(\frac{Gr_q}{Gr_{q_{np}}} \right)^3 \right]^{0,048}, \quad (5.24)$$

где Nu_{∞} находят по (5.17),

$$Gr_{q_{np}} = 3 \cdot 10^{-5} Pr^{0,5} Re^{2,75} [1 + 2,4(Pr^{2/3} - 1) Re^{1/8}].$$

Замечание. Влияние турбулентной смешанной конвекции на средний коэффициент теплоотдачи в указанной области изменения определяющих критериев не превышает 15...20 %, хотя при $Gr_q \approx 10^{10}$ отношение $Nu_{\pi}/Nu_{\varphi=0} \approx 2...3$ в зависимости от числа Re .

ЗАДАЧИ

5.1. До какого значения скорости движения воды ($p = 6,18 \cdot 10^5$ Па), жидкого натрия, масла МС-20 и воздуха при $\bar{t}_{ж} = 150$ °С будет сохраняться ламинарный режим течения в трубке $d = 5$ мм?

Вычислить максимальную длину начального термического участка для каждого теплоносителя в заданной трубке при электрообогреве ее стенки ($q_c = \text{const}$) и при паровом обогреве ($t_c = \text{const}$).

Определить значения коэффициентов теплоотдачи к указанным теплоносителям в той же трубке на участке стабилизированного теплообмена при $q_c = \text{const}$ и при $t_c = \text{const}$. (Физические свойства жидкостей принять постоянными.)

5.2. По двум одинаковым трубкам ($d = 5$ мм, $l = 2,5$ м), обогреваемым при $q_c = 10^4$ Вт/м², прокачивают воду ($p = 1,98 \cdot 10^5$ Па), температура которой на входе в каждую трубку $t_{ж.вх} = 20$ °С. Скорость движения воды в одной трубке 0,05 м/с, в другой — 0,1 м/с. Вычислить температуру воды в обеих трубках:

в конце начального термического участка, $t_{жж=l_{н.т}}$;

на выходе из канала, $t_{ж.вых}$;

среднюю по всей длине трубки, $\bar{t}_{жl}$.

Определить для каждой трубки температуру поверхности теплообмена:

в конце начального термического участка, $t_{сх=l_{н.т}}$;

среднюю по длине начального участка, $\bar{t}_{сl_{н.т}}$;

в сечении на выходе, $t_{сх=l}$;

среднюю по длине участка со стабилизированным теплообменом, $\bar{t}_{с\infty}$;

среднюю по всей длине трубки, \bar{t}_{cl} .

Результаты представить в табличной форме.

Указания. Потерями тепла с наружной поверхности пренебречь; влияние свободной конвекции на теплоотдачу внутри трубки не учитывать.

5.3. Рассчитайте средний коэффициент теплоотдачи при течении трансформаторного масла по трубке диаметром $d = 8$ мм и длиной $l = 1,2$ м. Температура стенки $\bar{t}_c = 60$ °С, а $\bar{t}_ж = 40$ °С. Скорость течения масла $w = 0,6$ м/с.

Решение. При средней температуре $t = 0,5(\bar{t}_ж + \bar{t}_c) = 50$ °С для трансформаторного масла $\nu = 7,58 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda = 0,108$ Вт/(м·К); $\alpha = 6,80 \cdot 10^{-8}$ м²/с; $Pr = 111$; $\beta = 7,05 \cdot 10^{-4}$ К⁻¹. При $\bar{t}_c = 60$ °С $\mu_c = 49,5 \cdot 10^{-4}$ Па·с, при $\bar{t}_ж = 40$ °С $\mu_ж = 89,4 \cdot 10^{-4}$ Па·с.

Для определения режима течения масла находим число Рейнольдса:

$$Re = \frac{0,6 \cdot 0,008}{7,58 \cdot 10^{-6}} = 633.$$

Режим течения масла в трубке ламинарный. Для того чтобы установить, оказывает ли влияние на теплоотдачу свободная конвекция, вычисляем число Рэлея:

$$Ra = \frac{g\beta\Delta t d^3}{\nu^2} Pr = \frac{9,81 \cdot 7,05 \cdot 10^{-4} \cdot 20 \cdot 0,008^3}{(7,58 \cdot 10^{-6})^2} 111 = 1,2 \cdot 10^5.$$

Так как $Ra < 3 \cdot 10^5$, то влияние свободной конвекции мало и режим течения масла вязкостный. Вычисляем комплекс:

$$\frac{1}{Re} \frac{l}{d} = \frac{1}{633 \cdot 111} \frac{1,2}{0,008} = 2,13 \cdot 10^{-3}.$$

Находим среднее число Нуссельта и $\bar{\alpha}$:

$$\overline{Nu} = 1,55 \left(\frac{1}{Re} \frac{l}{d} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{ж}} \right)^{-0,14} = 1,55 (2,13 \cdot 10^{-3})^{-1/3} \left(\frac{49,5}{89,4} \right)^{-0,14} = 13,08;$$

$$\bar{\alpha} = 13,08 \frac{0,108}{0,008} = 176 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Ответ. Коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha} = 176 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

5.4. В трубе диаметром $d = 14$ мм движется вода. Ее средняя температура $t_{ж} = 50$ °С, а число $Re = 1500$. Вычислите отношение $l_{н.т}/d$ и значение α за пределами $l_{н.т}$. Физические свойства воды считайте постоянными, $t_c = \text{const}$.

Решение. При $t_c = \text{const}$

$$l_{н.т}/d = 0,05 Re Pr = 0,05 \cdot 1500 \cdot 3,55 = 266.$$

Число $Pr = 3,55$ и $\lambda = 0,648 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ при $t_{ж} = 50$ °С. В области $x > l_{н.т}$ число $Nu = 3,66$. Следовательно,

$$\alpha = 3,66 \frac{0,648}{0,014} = 170 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Ответ. $l_{н.т}/d = 266$; $\alpha = 170 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

5.5. На расстоянии 1,52 м от начала обогрева температура потока воды при $p = 2,7 \cdot 10^5$ Па в трубке $d = 8$ мм составляет 50 °С. Скорость движения воды $w = 0,05$ м/с. Трубка обогревается при пропускании по ней переменного электрического тока $I = 200$ А низкого напряжения. Линейное электрическое сопротивление стенки трубки $R_{л.эл} = 6,28 \cdot 10^{-3}$ Ом/м.

На каком расстоянии от рассматриваемого сечения температура воды в трубке повысится до 110 °С?

Вычислить среднюю температуру стенки на расчетном участке (наружная поверхность трубки теплоизолирована так, что $Q_{пот} = 0$).

5.6. По двум одинаковым трубкам ($d = 10$ мм, $l = 5$ м) с электрическим обогревом ($q_{c1} = q_{c2} = 567$ Вт/м² = const) прокачивают воздух ($p = 1,01 \cdot 10^5$ Па) и трансформаторное масло. При этом температура воздуха изменяется от 20 °С на входе до 240 °С на выходе, а температура масла соответственно от 50 до 55 °С.

Вычислить средние по длине и местные на выходе ($x = l$) температуры поверхности теплообмена каждой из двух трубок.

5.7. В приточном кондиционере наружный воздух ($t_{ж. вх} = -25$ °С) всасывается по системе горизонтальных параллельно включенных трубок ($d_1 = 20$ мм, $l = 500$ мм) с электрическим обогревом их стенок ($q_c = \text{const}$) и подается в помещение при температуре $t_{ж. вых} = 25$ °С (расход воздуха и электрическая мощность варьируются). Вычислить местную (на выходе) и среднюю по длине температуры стенки трубок и тепловой поток к воздуху для максимальной производительности вентилятора $G_B = 10$ кг/мин при скорости воздуха в трубках 1 м/с. Каковы суммарная длина обогреваемых трубок и их число?

5.8. Горизонтальный участок заводского маслопровода длиной $l = 50$ м [$d_2 \times \delta = 106 \times 3$ мм, Ст. 30, $\lambda = 55$ Вт/(м · К)] без изоляции проложен на открытом воздухе ($t_{ж2} = -20$ °С). Расход масла МС-20 ($\bar{t}_{ж1} = 50$ °С) в трубе составляет $G_M = 2473,6$ кг/ч. На сколько градусов уменьшается температура масла от входа в маслопровод до выхода из него за счет тепловых потерь, если коэффициент теплоотдачи с внешней поверхности в окружающую среду составляет $\alpha_2 = 25$ Вт/(м² · К)? Какова средняя по длине температура стенки маслопровода?

5.9. Для обеспечения нормального теплового режима в электрическом трансформаторе средней мощности с масляной системой охлаждения из стальных труб [$d_2 \times \delta = 44 \times 2$ мм, Ст. 30, $\lambda = 50$ Вт/(м · К)] требуется рассеяние в окружающую среду (воздух, $t_{ж2} = 20$ °С) тепловой мощности $Q = 2,5$ кВт. При этом движение трансформаторного масла по вертикальным трубам длиной $l = 3$ м осуществляется сверху вниз между двумя коллекторами под действием термогидростатического перепада давления. Скорость движения масла $w = 0,005$ м/с, а его температура на выходе из верхнего коллектора $t'_{ж1} = 80$ °С.

Определить температуру масла на входе в нижний коллектор $t''_{ж1}$, среднюю температуру стенок труб, их число и суммарную длину, если коэффициент теплоотдачи с внешней поверхности труб $\alpha = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Вычислить объем масла в охлаждающей системе, если емкость каждого коллектора 5 л.

Указание. Свойства трансформаторного масла в первом приближении выбирать по $\bar{T}_{ж1} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ с последующим ее уточнением. Влияние свободной конвекции не учитывать.

5.10. Найдите коэффициент теплоотдачи от стенки трубы диаметром $32 \times 6 \text{ мм}$ к воде в экономайзере парового котла. Давление воды равно 30 МПа , а ее температура и скорость на входе в экономайзер составляют соответственно $270 \text{ }^\circ\text{C}$ и $1,5 \text{ м/с}$. Температура на выходе из экономайзера равна $320 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение. Рассчитаем коэффициент теплоотдачи на входе в экономайзер. При $t = 270 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho = 767 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 0,127 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 0,594 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\text{Pr} = 0,84$. Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{1,5 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{0,127 \cdot 10^{-6}} = 2,36 \cdot 10^5 .$$

Коэффициент трения

$$\xi = \left(0,79 \ln \frac{2,35 \cdot 10^5}{8} \right)^{-2} = 0,0151 .$$

Число Нуссельта находим по формуле Петухова:

$$\text{Nu} = \frac{0,0151 \cdot 2,36 \cdot 10^5 \cdot 0,84}{8 \left[1 + \frac{900}{2,36 \cdot 10^5} + 12,7 \cdot 0,0435(0,84^{2/3} - 1) \right]} = 397 .$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\text{вх}} = 397 \frac{0,594}{0,02} = 11\,790 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

При $t = 320 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho = 667 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 0,117 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 0,511 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\text{Pr} = 1,01$. Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{1,5 \cdot 767 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{667 \cdot 0,117 \cdot 10^{-6}} = 2,95 \cdot 10^5 .$$

Далее находим: $Nu = 472$ и $\alpha_{\text{вых}} = 14\,031 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Средний коэффициент теплоотдачи равен $0,5(11\,790 + 14\,031) = 12\,910 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Расчет проведен в предположении, что $\varepsilon_T = 1$. Оценим температуру стенки трубы, приняв, что средняя температура продуктов сгорания равна $450 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\alpha = 114 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Тогда

$$q = \frac{450 - 295}{\frac{1}{114} + \frac{6 \cdot 10^{-3}}{50} + \frac{1}{12\,910}} = 17\,260 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Температура внутренней поверхности трубы

$$t_c = 295 + \frac{17\,260}{12\,910} \approx 296 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Следовательно, поправка $\varepsilon_T = 1$.

Если свойства воды отнести к температуре $t_{\text{опр}} = 0,5(270 + 320) = 295 \text{ }^\circ\text{C}$, то можно получить $\bar{\alpha} = 12\,470 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Это значение $\bar{\alpha}$ практически совпадает с тем, которое мы рассчитали выше другим способом.

Ответ. Коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha} = 12\,910 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

5.11. Вычислить стабилизированное значение коэффициентов теплоотдачи при движении воздуха ($\bar{t}_{\text{ж}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) в круглой трубе, имеющей внутренний диаметр $d = 20 \text{ мм}$ ($\bar{t}_c = 100 \text{ }^\circ\text{C}$), для двух значений скоростей $w_1 = 7,53 \text{ м/с}$ и $w_2 = 75,3 \text{ м/с}$.

Для сравнения результатов расчеты выполнить по формулам Михеева и Петухова.

5.12. Определить температуру внутренней поверхности трубы ($d = 20 \text{ мм}$) на расстоянии $x = 800 \text{ мм}$ от входа, если в ней нагревается воздух при $q_c = 2,5 \text{ кВт}/\text{м}^2$. Расход воздуха составляет $G_{\text{в}} = 21,6 \text{ кг/ч}$, а его температура на входе в трубу $t_{\text{ж.вх}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

5.13. Температура стенки трубы ($l/d = 100$) поддерживается постоянной при значении $t_c = 80 \text{ }^\circ\text{C}$. По трубе протекает жидкость ($Pr = 1$), температура которой на входе составляет $t_{\text{ж.вх}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, а скорость движения такова, что $Re = 10^4$.

Определить температуру жидкости на выходе из трубы.

Указание. Изменение локальной разности температур стенки и жидкости описывается уравнением $\Delta t_x = \Delta t_{\text{вх}} \exp\left(-\frac{\alpha_{\infty} F_x}{G c_p}\right)$, где α_{∞} — коэффициент теплоотдачи, постоянный по всей длине трубы; G и c_p — расход и удельная теплоемкость жидкости; $F_x = \pi dx$ — поверхность теплообмена от входа в трубу до произвольного осевого расстояния x .

5.14. При турбулентном течении охлаждающей воды в трубке конденсатора паровой турбины ее температура изменяется от 18 до 30 °С. Средняя температура стенки трубы $\bar{t}_c = 40$ °С, а ее внутренний диаметр и длина соответственно $d = 20$ мм, $l = 4$ м.

Вычислить среднюю плотность теплового потока от стенки к охлаждающей воде и скорость ее циркуляции в трубке.

5.15. Найдите средний коэффициент теплоотдачи при движении дымовых газов по трубам воздухоподогревателя парового котла. Средняя температура дымовых газов $t_{\text{ж1}} = 265$ °С, а средняя температура воздуха $t_{\text{ж2}} = 145$ °С. Трубы стальные, их внутренний диаметр $d = 50$ мм, толщина стенки $\delta = 1,5$ мм. Коэффициент теплоотдачи от стенок труб к воздуху $\alpha_2 = 76$ Вт/(м² · К). Скорость дымовых газов составляет 14 м/с.

Решение. При $t = 265$ °С для дымовых газов (13 % CO₂, 11 % H₂O) $\nu = 41,2 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda = 0,0454$ Вт/(м · К); $Pr = 0,66$. Число Рейнольдса

$$Re = \frac{14 \cdot 0,05}{41,2 \cdot 10^{-6}} = 17\,000.$$

Для расчета числа Nu и α возьмем формулу Михеева:

$$Nu = 0,021 \cdot 17\,000^{0,8} \cdot 0,66^{0,43} = 43,5;$$

$$\alpha = 43,5 \frac{0,0454}{0,05} = 39,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

В расчете α не учитывалась температурная поправка ε_r . Оценим значение ε_r . Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{39,5} + \frac{0,0015}{40} + \frac{1}{76}} = 26 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Плотность теплового потока от газов к воздуху $q = 26(265 - 245) = 3120 \text{ Вт/м}^2$.
Температура стенки

$$t_c = 265 - \frac{3120}{39,5} = 186 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Найдем значение поправки:

$$\varepsilon_T = \left(\frac{186 + 273}{265 + 273} \right)^{-0,36} = 1,06.$$

С учетом ε_T искомый коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 39,5 \cdot 1,06 = 41,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Ответ. Коэффициент теплоотдачи $\alpha = 41,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

5.16. В барабанном котле Е-420-140 змеевики водяного экономайзера изготовлены из 647 параллельно включенных труб $32 \times 4 \text{ мм}$, Ст. 20, $\lambda = 40 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. По трубам прокачивается вода, ее расход составляет 117 кг/с воды, а температура изменяется от 170 до 320 $^\circ\text{C}$. Греющий теплоноситель (дымовые газы) омывают трубы экономайзера в поперечном направлении. Температура газов на входе 620 $^\circ\text{C}$, на выходе 430 $^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи от газов к внешней поверхности труб $100 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Вычислить суммарную длину труб экономайзера для противоточной схемы движения теплоносителей.

Указание. Среднюю разность температур для заданных условий можно вычислять как среднеарифметическую: $\overline{\Delta t} = \overline{t_{ж1}} - \overline{t_{ж2}}$.

5.17. В экономайзере парового котла ТГМП-204 температура воды ($p = 30,5 \text{ МПа}$) во входном коллекторе равна 270 $^\circ\text{C}$, ее энтальпия $h'_{\text{вх}} = 1182,0 \text{ кДж/кг}$. Расход воды 690 кг/с. При движении в трубах [$32 \times 6 \text{ мм}$, Ст. 20, $\lambda = 40 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$] змеевиков со скоростью 1,47 м/с вода нагревается поперечным потоком дымовых газов до 310 $^\circ\text{C}$ ($h'_{\text{вых}} = 1380,4 \text{ кДж/кг}$). При этом температура газов ($w_T = 14 \text{ м/с}$) на входе в экономайзер и выходе из него соответственно составляет 530 и 390 $^\circ\text{C}$, а коэффициент теплоотдачи к внешней поверхности труб $\alpha_1 = 130 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Вычислить объемный расход дымовых газов, число и длину параллельно включенных змеевиков для противоточной схемы дви-

жения теплоносителей, если заданы следующие свойства воды при средней ее температуре $\bar{t}_{ж2} = 290 \text{ }^\circ\text{C}$:

удельный объем $v = 0,0013013 \text{ м}^3/\text{кг}$;

удельная теплоемкость $c_p = 4,956 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

коэффициент теплопроводности $\lambda = 60,44 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

коэффициент динамической вязкости $\mu = 99,2 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ($\mu = 106,5 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ при $t_{ж} = 270 \text{ }^\circ\text{C}$; $\mu = 89,7 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ при $t_{ж} = 310 \text{ }^\circ\text{C}$).

Число $Pr = 0,797$.

Указание. Среднюю разность температур теплоносителей вычислять как среднелогарифмическую для противотока.

5.18. По трубке диаметром $d = 10 \text{ мм}$ и длиной $l = 2 \text{ м}$ предполагается пропускать воду с такой скоростью, что ее массовый расход $G = 0,237 \text{ кг/с}$. Температура воды на входе в трубку $t_{ж.вх} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$, а давление $p = 8 \text{ МПа}$. Выяснить, закипит ли вода в трубке, если распределение тепловой нагрузки по ее длине будет задано в виде

$$q_l(x) = A \cos \left[\pi \left(\frac{x}{l} - \frac{1}{2} \right) \right],$$

где $A = 4 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}$; x — координата, отсчитываемая от входного сечения трубы.

Решение. При $p = 8 \text{ МПа}$ $t_s = 295 \text{ }^\circ\text{C}$. Вода не закипит, если $t_c < t_s$. Найдем максимальную температуру стенки трубы. Запишем среднemasсовую температуру воды как функцию x :

$$t_{ж}(x) = t_{ж.вх} + \frac{A}{Gc_p} \int_0^x \left[\cos \left[\pi \left(\frac{x}{l} - \frac{1}{2} \right) \right] \right] dx = t_{ж.вх} + B \sin \left[\pi \left(\frac{x}{l} - \frac{1}{2} \right) \right] + B,$$

где $B = Al / (\pi Gc_p)$.

Соотношение для температуры стенки как функции x будет иметь вид

$$t_c(x) = t_{ж.вх} + B \sin \left[\pi \left(\frac{x}{l} - \frac{1}{2} \right) \right] + \frac{A}{\pi d \alpha(x)} \cos \left[\pi \left(\frac{x}{l} - \frac{1}{2} \right) \right] + B.$$

Для упрощения дальнейшего решения задачи примем коэффициент теплоотдачи постоянным и равным $\bar{\alpha} = 0,5(\alpha_{вх} + \alpha_{вых})$, где $\alpha_{вх}$ и $\alpha_{вых}$ — коэффициенты теплоотдачи, рассчитанные по параметрам воды во входном и выходном сечениях трубки.

Возьмем производную функции $t_c(x)$:

$$t'_c(x) = \frac{\pi}{l} B \cos \left[\pi \left(\frac{x}{l} - \frac{1}{2} \right) \right] - \frac{A}{ld \bar{\alpha}} \sin \left[\pi \left(\frac{x}{l} - \frac{1}{2} \right) \right].$$

Полагая $t'_c(x) = 0$, с учетом выражений для A и B получаем

$$\operatorname{tg} \left[\pi \left(\frac{x}{l} - \frac{1}{2} \right) \right] = \frac{\bar{\alpha} l d}{G c_p}. \quad (5.25)$$

Чтобы найти точку максимума $t_c(x)$, вычислим $\bar{\alpha}$. При $t = 200$ °С для воды $\mu = 1,334 \cdot 10^{-4}$ Па · с; $\lambda = 0,665$ Вт/(м · К); $\operatorname{Pr} = 0,9$. Число Рейнольдса на входе в трубку

$$\operatorname{Re}_{\text{вх}} = \frac{4 \cdot 0,237}{\pi \cdot 0,01 \cdot 1,334 \cdot 10^{-4}} = 2,26 \cdot 10^5.$$

По формуле Петухова найдем число $\operatorname{Nu}_{\text{вх}} = 402$ и $\alpha_{\text{вх}} = 26\,700$ Вт/(м² · К). Принимаем, что поправка $\varepsilon_T = 1$. Примем среднюю температуру воды равной 220 °С. Тогда $c_p = 4,610$ кДж/(кг · К). Температура воды на выходе из трубки

$$t_{\text{ж.вых}} = 200 + \frac{40\,000 \cdot 2}{0,237 \cdot 4610} = 237 \text{ °С}.$$

При найденном значении $t_{\text{ж.вых}}$ $\mu = 1,07 \cdot 10^{-4}$ Па · с; $\lambda = 0,620$ Вт/(м · К); $\operatorname{Pr} = 0,83$. Аналогично тому, как это было сделано при вычислении $\alpha_{\text{вх}}$, найдем $\alpha_{\text{вых}} = 29\,800$ Вт/(м² · К). Тогда $\bar{\alpha} = 0,5(26\,700 + 29\,800) = 28\,250$ Вт/(м² · К). Теперь можно найти значение комплекса величин в правой части (5.25):

$$\frac{\bar{\alpha} l d}{G c_p} = \frac{28\,250 \cdot 2 \cdot 0,01}{0,237 \cdot 4610} = 0,517.$$

Значение $\operatorname{tg} \beta = 0,517$ при $\beta = 0,477$. Учитывая выражение для аргумента тангенса в (5.25), получаем относительную координату точки максимума $t_c(x)$: $x/l = 0,652$. В этой точке $t_c = 274$ °С, а $t_{\text{ж}} = 234,8$ °С. Так как $t_c < t_s$, то закипание воды в трубке исключено.

Заметим, что учет поправки ε_T практически не скажется на полученных результатах, так как

$$\varepsilon_T = \left(\frac{1,17 \cdot 10^{-4}}{0,96 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,11} = 1,02.$$

Ответ. Вода в трубке не закипит.

5.19. В теплообменнике типа труба в трубе ($d_2 \times \delta = 50 \times 1$ мм, $d_1 \times \delta = 10 \times 1$ мм и $l = 5$ м) по кольцевому зазору продувают воздух со скоростью $w = 20$ м/с, а его температура на входе 20 °С. Определить

температуру воздуха на выходе из теплообменника, если греющая среда (вода при давлении $p = 2 \cdot 10^6$ Па), циркулирующая по внутренней трубке, обеспечивает на ее поверхности граничное условие первого рода $t_c = 200$ °С.

Указания. Термическим сопротивлением стенки внутренней трубки пренебречь; наружная труба теплоизолирована и можно принять $Q_{\text{пот}} = 0$.

5.20. Средняя температура тепловыделяющего стержня ($q_c = \text{const}$) диаметром 25 мм и длиной 2,5 м составляет 310 °С. В кольцевом зазоре между стержнем и его оболочкой, имеющей диаметр $d = 31$ мм, циркулирует охлаждающая вода ($\bar{t}_ж = 270$ °С) со скоростью 2 м/с.

Вычислить мощность внутренних источников тепла тепловыделяющего стержня и температуру воды на входе в кольцевой зазор и выходе из него.

5.21. Температура натрия на входе в охлаждаемый канал диаметром 12 мм и $l/d = 200$ равна 200 °С; скорость его движения 3 м/с. Линейная плотность теплового потока на внутренней поверхности канала составляет $1 \cdot 10^4$ Вт/м.

Вычислить значение температуры теплоотдающей поверхности в выходном сечении.

Определить температуру натрия на выходе из канала.

5.22. Стальная труба [258×4 мм, Ст. 20, $\lambda = 40$ Вт/(м·К)] тепло-трассы горячего водоснабжения длиной $l = 50$ м проложена через железнодорожные пути под эстакадой на открытом воздухе $t_{\text{вз}} = 0$ °С. На входе в этот участок тепло-трассы температура воды равна 100 °С, и скорость ее движения 0,05 м/с. Коэффициент теплоотдачи с внешней поверхности трубы составляет при этом 20 Вт/(м²·К).

Вычислить температуру воды в конце указанного участка тепло-трассы, а также средние по длине температуры воды и стенки трубы. Определить значение температур поверхности на верхней и нижней продольных образующих трубы с учетом турбулентной смешанной конвекции.

Во сколько раз различаются значения коэффициента теплоотдачи на этих образующих?

Указания. Выбрав свойства воды по $t_{ж.вх}$ и вычислив $\alpha_{\infty} = \bar{\alpha}_l$ ($l/d = \frac{50}{0,25} > 50$), определить $t_{ж.вых}$ из балансового уравнения

$$\frac{\pi(\bar{t}_{ж} - t_{в3})l}{R_{l\alpha_1} + R_{l\lambda_{ст}} + R_{l\alpha_2}} = Gc_p(t_{вх} - t_{вых}),$$

где $\bar{t}_{ж} = 0,5(t_{вх} + t_{вых})$, по которой далее выбираем все свойства воды.

Влияние свободной конвекции оцениваем по (5.23) и (5.24), вычислив предварительно Gr_q пр.

5.23. В приточной системе кондиционирования холодный наружный воздух ($t_{вх2} = -20$ °С) нагнетается вентилятором в электрокалорифер по стальному каналу (трубе) прямоугольного сечения $[60 \times 40$ мм, $\delta = 1,5$ мм, Ст. 20, $\lambda = 60$ Вт/(м · К)] длиной 12,5 м.

В калорифере воздух нагревается до температуры 25 °С и подается в производственное помещение. Объемная производительность вентилятора $V = 4,86$ м³/с (при $t_{вх2} = -20$ °С).

Какова экономия тепла за счет регенеративного подогрева наружного воздуха при его движении по каналу, проложенному в помещении с температурой воздуха $t_{ж1} = 20$ °С?

Коэффициент теплоотдачи к внешней поверхности канала 15 Вт/(м² · К).

Вычислить тепловую мощность калорифера для догрева наружного воздуха до заданной температуры.

Указания. Расчет коэффициента теплоотдачи в каналах прямоугольного сечения выполняют по формулам для круглых труб, используя в качестве характерного $d_{экв} = 4f/u$, где f — проходное сечение, м²; u — смоченный периметр, м; массовый расход воздуха определять при $t_{вх2} = -20$ °С; в расчетах теплоотдачи свойства выбирать в первом приближении по $\bar{t}_2 = -10$ °С; температуру наружного воздуха на выходе из канала (на входе в калорифер) $t_{вых2}$ определить двумя способами:

1) из логарифмического закона изменения разности температур воздуха в помещении и воздуха в канале

$$\Delta t_{вых} = \Delta t_{вх} \exp\left(-\frac{kF}{G_2 c_{p2}}\right),$$

где k — коэффициент теплопередачи для плоской стенки; F — площадь поверхности канала;

2) из уравнения теплового баланса

$$G_2 c_{p2}(t_{вых2} - t_{вх2}) = k[t_{ж1} - 0,5(t_{вх2} + t_{вых2})]F.$$

Часть третья

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ФАЗОВЫХ ПЕРЕВРАЩЕНИЯХ

Глава шестая

КИПЕНИЕ ЖИДКОСТИ

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Коэффициент теплоотдачи при пузырьковом режиме кипения воды

$$\alpha = \frac{3,4 p^{0,18}}{1 - 0,0045 p} q^{2/3}, \quad (6.1)$$

где p — в барах; q — Вт/м². Формула (6.1) справедлива при 1 бар $\leq p \leq 200$ бар.

2. Первая критическая плотность теплового потока при кипении в большом объеме

$$q_{кp1} = 0,14 r \sqrt{\rho_{п}} \sqrt[4]{\sigma g (\rho_{ж} - \rho_{п})}, \quad (6.2)$$

где $\rho_{ж}$ и $\rho_{п}$ — плотность жидкости и пара на линии насыщения.

3. Минимальный (критический) радиус пузырька

$$R_{\min} = \frac{2 \sigma T_s}{\rho_{п} r \Delta t}. \quad (6.3)$$

4. Коэффициент теплоотдачи при пленочном кипении на горизонтальной трубе

$$\alpha = 0,62 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{п}^3 (\rho_{ж} - \rho_{п}) g r_*}{\nu_{п} \Delta t d}}, \quad (6.4)$$

где $r_* = r + 0,5 c_{pп} (t_c - t_s)$ — эффективная теплота парообразования, учитывающая перегрев пара в пленке. Физические свойства перегретого пара следует выбирать из табл. П.5 по $t_{cp} = 0,5 (t_c + t_s)$.

5. Коэффициент теплоотдачи при пленочном кипении на поверхности вертикальной трубы (турбулентное течение пленки)

$$\alpha = 0,25 \sqrt[3]{\frac{\lambda_{\text{п}}^2 c_{\text{п}} g (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})}{v_{\text{п}}}}. \quad (6.5)$$

Физические свойства перегретого пара выбираются так же, как в п. 4.

6. Вторая критическая плотность теплового потока при кипении в большом объеме

$$q_{\text{кр}2} = \alpha_{\text{кр}2} \Delta t_{\text{кр}2}, \quad (6.6)$$

где $\alpha_{\text{кр}2}$ — по формулам (6.4) или (6.5), а

$$\Delta t_{\text{кр}2} = 0,9(t_{\text{пр}} - t_s).$$

Приближенная формула для температуры предельного перегрева воды:

$$t_{\text{пр}} = 300 + 0,33(p - 1),$$

где давление p — в барах.

7. Коэффициент теплоотдачи при кипении насыщенной жидкости в трубе

$$\alpha = \alpha_{\text{конв}} \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha_{\text{кип}}}{\alpha_{\text{конв}}}\right)^2}, \quad (6.7)$$

где $\alpha_{\text{кип}}$ определяется по формуле (6.1), а $\alpha_{\text{конв}}$ — по формулам гл. 5 для жидкости при скорости циркуляции

$$w_{\text{ц}} = \frac{4G_{\text{см}}}{\rho_{\text{ж}} \pi d^2}. \quad (6.8)$$

В (6.8) $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости при $t = t_s$, $G_{\text{см}}$ — расход парожидкостной смеси.

ЗАДАЧИ

6.1. Определить α — коэффициент теплоотдачи и t_c — температуру поверхности при пузырьковом режиме кипения воды. Давление $p = 7,44$ МПа. На поверхности нагрева $q = 0,25$ МВт/м².

6.2. В сосуде кипит вода под давлением $p = 0,2$ МПа. Режим кипения пузырьковый. Чему равно значение q на поверхности нагрева, если температура стенки сосуда $t_c = 135$ °С?

6.3. По трубкам парогенератора АЭС протекает теплоноситель (вода под давлением 13 МПа). Средняя температура воды $t = 285$ °С. На наружной поверхности кипит вода (рабочее тело). Давление производимого пара $p = 47 \cdot 10^5$ Па ($t_s = 260$ °С). Скорость воды в трубках (их внутренний диаметр равен 13,2 мм) составляет 3 м/с. Найдите среднюю тепловую нагрузку q поверхности теплообмена. Известно, что сумма термических сопротивлений стенки трубы и оксидных пленок составляет $8,95 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$.

Решение. Рассчитаем коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубки. При $t = 285$ °С для воды $\rho = 749 \text{ кг/м}^3$; $\mu = 95,7 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\lambda = 0,578 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\text{Pr} = 0,876$. Число Рейнольдса для воды в трубке

$$\text{Re} = \frac{749 \cdot 3 \cdot 0,0132}{95,7 \cdot 10^{-6}} = 3,1 \cdot 10^5.$$

По формуле Петухова получаем $\text{Nu} = 509$. Тогда $\alpha_b = 509 \cdot 0,578 / 0,0132 = 22\,288 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Термическое сопротивление $R_\alpha = \alpha_b^{-1} = 4,48 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$.

Коэффициент теплоотдачи для кипящей воды

$$\alpha = \frac{3,4 \cdot 47^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot 47} q^{2/3} = 7,85 q^{2/3}.$$

Для определения q запишем уравнение теплопередачи:

$$q = \frac{285 - 260}{4,48 \cdot 10^{-5} + 8,95 \cdot 10^{-5} + 0,127 q^{-2/3}}.$$

Решая это уравнение, получаем $q = 136 \text{ кВт/м}^2$.

Ответ. Тепловая нагрузка $q = 136 \text{ кВт/м}^2$.

6.4. При каком значении q коэффициент теплоотдачи $\alpha = 9500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$? Режим кипения пузырьковый; $p = 0,3$ МПа.

6.5. В лабораторной установке по изучению теплоотдачи при кипении воды в большом объеме по тонкостенной горизонтальной трубке из нержавеющей стали пропускается электрический ток $I = 100$ А. Вода находится при атмосферном давлении. Наружный диа-

метр трубки $d = 8$ мм, а ее длина $l = 500$ мм. Температура стенки $t_c = 115$ °С. Режим кипения пузырьковый. При какой силе тока произойдет переход к пленочному кипению? Принять, что удельное электрическое сопротивление трубки не зависит от температуры.

6.6. Чему равны коэффициенты теплоотдачи при пузырьковом и пленочном кипении воды ($p = 0,101$ МПа) на горизонтальной трубке диаметром $d = 10$ мм, если в двух случаях тепловая нагрузка одинакова и равна $q = \frac{1}{2} (q_{кр1} + q_{кр2})$?

6.7. При каком давлении происходит пузырьковое кипение воды, если $q = 10^5$ Вт/м², $t_c = 150$ °С?

6.8. В парогенераторе АЭС с реакторами типа ВВЭР-1000 должно производиться с 1 м^2 поверхности нагрева $0,11$ кг/с пара при давлении 4 МПа. Кипение воды происходит на наружной поверхности труб. Теплоноситель (вода) движется по трубам с такой скоростью, что $\alpha = 32\,000$ Вт/(м² · К). Рассчитать среднюю температуру теплоносителя. Толщина стенки труб из нержавеющей стали $\delta = 1,5$ мм, для которой $\lambda = 20$ Вт/(м · К).

6.9. Найти максимальное значение α при пузырьковом режиме кипения воды при $p = 100$ бар.

6.10. Определить максимальную температуру поверхности нагрева при пузырьковом кипении воды при $p = 1$ бар.

6.11. Найти $\Delta t_{кр1}$ при кипении воды для трех значений $p = 1$ бар; 86 бар; 187 бар.

6.12. На поверхности нагрева имеются три центра парообразования в виде конических впадин с радиусами основания, равными 1 мкм, 2 мкм и 5 мкм. При каких значениях температуры поверхности при кипении воды атмосферного давления на этих центрах парообразования будут образовываться пузырьки пара (рис. 6.1)?

6.13. Плотность подводимого к поверхности нагрева теплового потока $q = 6$ МВт/м². Возможен ли теплоотвод при пузырьковом кипении воды ($p = 4,7$ МПа)?

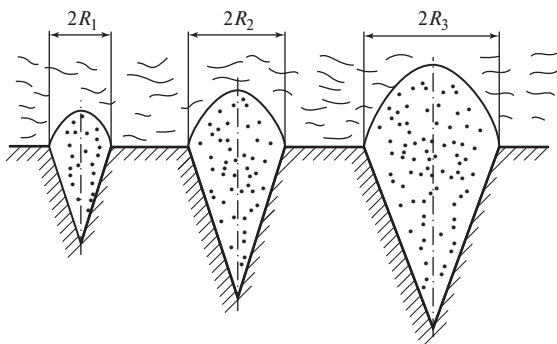


Рис. 6.1. К задаче 6.12

Решение. Максимальная плотность теплового потока при пузырьковом кипении равна $q_{кр1}$. При $p = 4,7 \text{ МПа}$ $\rho'' = 23,7 \text{ кг/м}^3$; $\rho' = 784 \text{ кг/м}^3$; $\mu' = 1,06 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\sigma = 2,37 \cdot 10^{-2} \text{ Н/м}$; $r = 1,66 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$.

По формуле Кутателадзе

$$q_{кр1} = 0,14 \cdot 1,66 \cdot 10^6 \sqrt{23,7} \sqrt[4]{0,0237 \cdot 9,8(784 - 23,7)} = 4,13 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2.$$

Ответ. Так как $q > q_{кр1}$, то теплоотвод возможен только при пленочном кипении воды.

6.14. Рассчитайте температуру поверхности нагрева (горизонтальная трубка диаметром $d = 12 \text{ мм}$) для двух случаев: а) режим кипения воды пузырьковый; б) режим кипения пленочный. Для обоих случаев $q = 1,54 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$, $p = 0,101 \text{ МПа}$.

Решение. Коэффициент теплоотдачи $\alpha = q/\Delta t$. При пузырьковом режиме кипения

$$\frac{q}{\Delta t} = \frac{3,4 \cdot 1,01^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot 1,01} q^{2/3}.$$

Отсюда $\Delta t = 15,7 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_c = 100 + 15,7 = 115,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для расчета Δt при пленочном режиме кипения задаемся температурой $t_c = 900 \text{ }^\circ\text{C}$. Тогда средняя температура паровой пленки будет составлять $500 \text{ }^\circ\text{C}$. При этой температуре и данном давлении для перегретого пара [1] $\rho_{п} = 0,281 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_{п} = 6,69 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\mu_{п} = 28,58 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $c_{рп} = 2,135 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$. При $t_s = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ $r = 2257 \text{ кДж/кг}$ и плотность воды $\rho_{ж} = 958,4 \text{ кг/м}^3$.

Эффективная теплота парообразования

$$r_* = 2257 + 0,5 \cdot 2,135 (900 - 100) = 3111 \text{ кДж/кг.}$$

При пленочном режиме кипения

$$\frac{q}{\Delta t} = 0,62 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{\text{п}}^3 (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) g r_*}{\nu_{\text{п}} d \Delta t}}.$$

Поставляя в последнюю формулу известные величины, получаем $\Delta t = 800 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{\text{с}} = 100 + 800 = 900 \text{ }^\circ\text{C}$. Так как полученное значение $t_{\text{с}}$ совпадает с принятым в первом приближении, повторного расчета не потребуется. Найденная температура ($t_{\text{с}} = 900 \text{ }^\circ\text{C}$) является приближенной, так как в расчете не учитывался перенос теплоты излучением через паровую пленку.

Ответ. При пузырьковом кипении $t_{\text{с}} = 115,7 \text{ }^\circ\text{C}$ [$\alpha = 9800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$], а при пленочном кипении $t_{\text{с}} \approx 900 \text{ }^\circ\text{C}$ [$\alpha = 192 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$].

6.15. Найти коэффициент теплоотдачи при кипении воды при давлении $p = 0,1 \text{ МПа}$ на горизонтальной трубе диаметром $d = 10 \text{ мм}$. Тепловая нагрузка на поверхности $q = q_{\text{кр}2}$. Определить также α в том случае, когда значение q незначительно снизится ($q = 0,999 q_{\text{кр}2}$).

6.16. Найти коэффициент теплоотдачи при пленочном режиме кипения воды атмосферного давления на внешней поверхности вертикальной трубы, если температура поверхности $t_{\text{с}} = 500 \text{ }^\circ\text{C}$. Какой тепловой поток с 1 м^2 трубы отводится при этом в кипящую воду?

6.17. На горизонтальной трубе диаметром $d = 12 \text{ мм}$ и длиной $l = 2 \text{ м}$ кипит вода при $p = 0,1 \text{ МПа}$. Известно, что режим кипения пленочный, а $t_{\text{с}} = 500 \text{ }^\circ\text{C}$. Какой тепловой поток передается воде от греющего теплоносителя, который протекает по трубе? Найти температуру стенки трубы для случая, когда тепловой поток уменьшится в 2,5 раза.

6.18. Определить $q_{\text{кр}1}$ и $q_{\text{кр}2}$ при кипении воды при $p = 0,1 \text{ МПа}$ на горизонтальной трубе диаметром $d = 10 \text{ мм}$.

6.19. Определить максимальную плотность теплового потока, которую можно отвести от поверхности горизонтальной трубы парогенератора АЭС при пузырьковом режиме кипения. Давление пара в парогенераторе $p = 5,5 \text{ МПа}$. Чему при этом равна температура $t_{\text{с}}$ поверхности трубы.

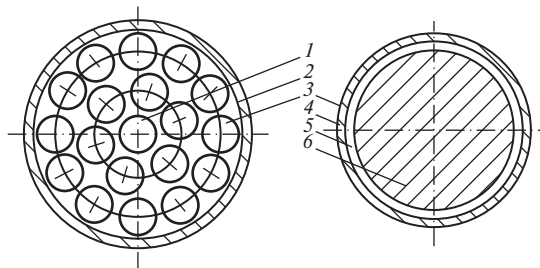


Рис. 6.2. Схематический разрез канала и твэла реактора РБМК:

1 — опорная трубка; 2 — труба канала; 3 — теплообделяющий элемент; 4 — оболочка; 5 — газовый зазор; 6 — топливный сердечник

6.20. Найти максимальную температуру твэла реактора в зоне испарения. Твэл охлаждается кипящей водой, движущейся в канале со скоростью циркуляции $w_{ц} = 4,5$ м/с. Давление $p_s = 7,45$ МПа. Топливный сердечник твэла: $d = 11,5$ мм; $q_v = 1,5 \cdot 10^8$ Вт/м³ (в зоне испарения). Тонкостенная оболочка твэла выполнена из циркония. Зазор между сердечником и оболочкой заполнен гелием. Толщина оболочки 1 мм, а зазора 0,4 мм. Коэффициенты теплопроводности диоксида урана, гелия и циркония 3; 0,3 и 20 Вт/(м · К) соответственно. Эквивалентный диаметр канала $d_э = 9$ мм (рис. 6.2).

6.21. Экранная поверхность нагрева парового котла выполнена из труб диаметром и толщиной стенки 40×5 мм. Теплопроводность стенок труб $\lambda = 40$ Вт/(м · К). Рассчитайте температуры внутренней и незагрязненной наружной поверхностей труб при движении в них кипящей воды (пузырьковый режим). Давление $p = 18,67$ МПа; массовая скорость $\overline{\rho v} = 1500$ кг/(м² · с). Считайте, что плотность теплового потока $q = 3 \cdot 10^5$ Вт/м² равномерно распределена по наружному периметру труб.

Решение. При $p = 18,67$ МПа $t_s = 360$ °С. Для воды $\lambda = 0,423$ Вт/(м · К); $\mu = 0,602 \cdot 10^{-4}$ Па · с; $Pr = 2,13$. Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\overline{\rho v} d}{\mu} = \frac{1500 \cdot 30 \cdot 10^{-3}}{0,602 \cdot 10^{-4}} = 7,5 \cdot 10^5.$$

По формуле Петухова находим $Nu = 1831$. Коэффициент теплоотдачи при движении однофазной среды

$$\alpha_{\text{конв}} = 1831 \frac{0,423}{30 \cdot 10^{-3}} = 25\,817 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

По формуле Лабунцова рассчитаем коэффициент теплоотдачи для кипения воды в большом объеме:

$$\alpha_{\text{кип}} = \frac{3,4 \cdot 186,7^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot 186,7} (3 \cdot 10^5)^{2/3} = 244\,000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Так как $\alpha_{\text{кип}}/\alpha_{\text{конв}} > 3$, то коэффициент теплоотдачи при кипении в трубе $\alpha = \alpha_{\text{кип}} = 244\,000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Температура внутренней поверхности

$$t_{c1} = 360 + \frac{3 \cdot 10^5 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{2,44 \cdot 10^5 \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = 361,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура наружной поверхности

$$t_{c2} = 361,6 + \frac{3 \cdot 10^5 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 40} \ln \frac{40}{30} = 361,6 + 43,1 = 404,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

В данном случае термическое сопротивление стенки трубы больше термического сопротивления теплоотдачи к кипящей воде.

Ответ. $t_{c1} = 361,6 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{c2} = 404,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

6.22. В парогенераторе АЭС на наружной поверхности горизонтально расположенных труб в условиях свободной конвекции происходит пузырьковое кипение воды. Теплоносителем является вода, протекающая по трубам со скоростью $w = 2,5 \text{ м/с}$. Найти коэффициент теплоотдачи со стороны кипящей воды α и тепловую нагрузку q , если известно, что температура теплоносителя $t_{\text{ж}} = 280 \text{ }^\circ\text{C}$, а давление $p_{\text{ж}} = 12,7 \text{ МПа}$. Давление пара $p_{\text{п}} = 4,6 \text{ МПа}$. Внутренний диаметр труб из нержавеющей стали $d = 11,2 \text{ мм}$; толщина стенки $\delta = 1,4 \text{ мм}$. В расчете учесть, что в процессе эксплуатации как на внутренней, так и на наружной поверхности труб образуются оксидные пленки. Суммарное термическое сопротивление оксидных пленок $2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$.

6.23. В равномерно обогреваемую трубу поступает вода со следующими параметрами: $t = 240 \text{ }^\circ\text{C}$; $p = 6,42 \text{ МПа}$; $w = 0,6 \text{ м/с}$. Внутренний диаметр трубы $d = 14 \text{ мм}$, ее длина $l = 3,5 \text{ м}$. Тепловая нагрузка на внутренней поверхности $q = 150 \text{ кВт/м}^2$. Найдите длину участка подогрева воды до температуры насыщения $l_{\text{эж}}$ (длину экономайзерного участка); координату точки A начала поверхностного кипе-

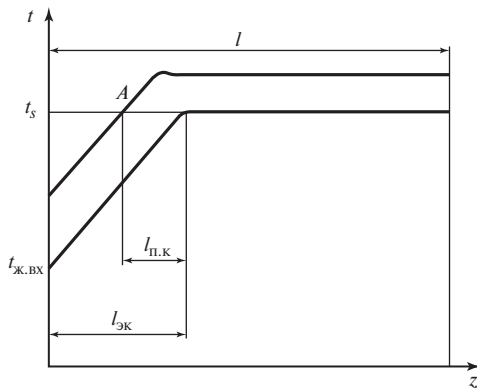


Рис. 6.3. К задаче 6.22

ния z_A ; расходное массовое паросодержание на выходе из трубы $x_{\text{ВЫХ}}$ и температуру стенки t_c на участке кипения насыщенной жидкости (рис. 6.3).

Решение. Для воды при $p = 6,42$ МПа $\rho = 750,4$ кг/м³; $r = 1540$ кДж/кг; $\lambda = 0,581$ Вт/(м · К); $\nu = 0,1245 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr = 0,85$. При средней температуре воды $t = 260$ °С $c_p = 4,984$ кДж/(кг · К).

Расход воды

$$G = 750,4 \cdot 0,6 \frac{\pi}{4} 0,014^2 = 0,0692 \text{ кг/с.}$$

Длину экономайзерного участка найдем из уравнения теплового баланса: $q\pi dl_{\text{ЭК}} = Gc_p(t_s - t_{\text{ж.вх}})$. Подставляя в это уравнение известные величины, получаем

$$l_{\text{ЭК}} = \frac{0,0692 \cdot 4,984(280 - 240)}{150\pi \cdot 0,014} = 2,09 \text{ м.}$$

Вычисляем число Рейнольдса для воды:

$$Re = \frac{0,6 \cdot 0,014}{0,1245 \cdot 10^{-6}} = 6,74 \cdot 10^4.$$

Число Нуссельта находим по формуле Михеева:

$$Nu = 0,021(6,74 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 0,85^{0,43} = 142,8.$$

Коэффициент теплоотдачи для однофазной среды

$$\alpha_{\text{КОНВ}} = 142,8 \frac{0,581}{0,014} = 5926 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Коэффициент теплоотдачи при кипении воды в большом объеме находим по формуле Лабунцова:

$$\alpha_{\text{кип}} = \frac{3,4 \cdot 64,2^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot 64,2} (1,5 \cdot 10^5)^{2/3} = 28\,460 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Температура воды, соответствующая точке A ,

$$t_{\text{ж}} = 280 - 1,5 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{5926} = 255 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Находим длину участка трубы, где отсутствует кипение жидкости:

$$z_A = 2,09 \frac{255 - 240}{280 - 240} = 0,78 \text{ м}.$$

Определяем расход пара в выходном сечении трубы:

$$G_{\text{п}} = \frac{150\pi \cdot 0,014 (3,5 - 2,09)}{1540} = 0,006 \text{ кг/с}.$$

Расходное массовое паросодержание на выходе из трубы

$$x_{\text{вых}} = \frac{0,006}{0,0692} = 0,087.$$

Так как в нашем случае $\alpha_{\text{кип}}/\alpha_{\text{конв}} > 3$, то коэффициент теплоотдачи в зоне кипения насыщенной жидкости $\alpha = \alpha_{\text{кип}} = 28\,460 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Тогда

$$t_{\text{с}} = 280 + \frac{150\,000}{28\,460} = 285,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Такая же температура стенки будет и в зоне поверхностного кипения. Как видно, в отсутствие кризисов теплоотдачи температура парогенерирующего канала незначительно отличается от температуры насыщения.

Ответ. Температура стенки $t_{\text{с}} = 285,3 \text{ }^\circ\text{C}$; $l_{\text{эк}} = 2,09 \text{ м}$; $z_A = 0,78 \text{ м}$; $x_{\text{вых}} = 0,087$.

6.24. Найти α при кипении воды в трубе $d = 20 \text{ мм}$. Скорость циркуляции 1 м/с ; $p = 0,21 \text{ МПа}$; $t_{\text{с}} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$.

6.25. В трубе диаметром $d = 8 \text{ мм}$ в условиях вынужденного движения кипит вода при $p = 11,8 \text{ МПа}$. Массовый расход смеси $G = 0,0502 \text{ кг/с}$. При каком паросодержании возникнет кризис теплообмена второго рода?

Решение. Массовая скорость

$$\overline{\rho v} = \frac{4 \cdot 0,0502}{\pi \cdot 0,008^2} = 1000 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

При этом значении $\overline{\rho v}$ и $p = 11,8 \text{ МПа}$ из табл. П.12 находим: $x_{\text{гр}}^0 = 0,45$.

Ответ. Кризис теплообмена будет в том сечении трубы, для которого $x = 0,45$.

6.26. В испарителе ядерной энергоустановки с натриевым теплоносителем происходят нагревание воды в трубе до температуры t_s , ее испарение и частичный перегрев пара. Найдите длину участка испарения воды l , на котором паросодержание $0 \leq x \leq x_{\text{гр}}$. Трубы диаметром и толщиной стенки $16 \times 2,5$ мм изготовлены из нержавеющей стали [$\lambda = 18$ Вт/(м · К)]. Скорость воды в них на входе в испарительный участок составляет 1,56 м/с, а давление — 12,86 МПа. Температура натрия, омывающего наружную поверхность труб, на участке испарения изменяется от 450 до 380 °С. Коэффициент теплоотдачи от натрия к поверхности труб составляет 35 000 Вт/(м² · К).

6.27. В трубку диаметром $d = 8$ мм поступает вода с температурой t_s (давление $p = 13,8$ МПа). Ее массовая скорость $\overline{\rho v} = 1000$ кг/(м² · с). Найдите такие значения q , при которых в трубке не будет кризиса теплоотдачи первого рода. Определите также длину участка кипения без кризиса.

Решение. При $\overline{\rho v} = 1000$ кг/(м² · с) и $p = 13,8$ МПа из табл. П.12 находим $x_{\text{гр}}^0 = 0,35$. Из табл. П.11 видно, что при $x_{\text{гр}}^0 = 0,35$ и тех же значениях p и $\overline{\rho v}$ $q_{\text{кр}}^0 = 1,15$ МВт/м². Следовательно, искомые значения $q < 1,15$ МВт/м².

При $q = \text{const}$ и $x_{\text{вх}} = 0$

$$x = \frac{q\pi dz}{Gr} = \frac{4qz}{\overline{\rho v}rd}.$$

При $p = 13,8$ МПа $r \approx 1970$ кДж/кг. Полагая $q = 1,15$ МВт/м², получаем

$$z = \frac{0,35 \cdot 1000 \cdot 1970 \cdot 0,008}{4 \cdot 1150} = 1,2 \text{ м.}$$

Ответ. Значения $q < 1,15$ МВт/м², а искомая длина участка трубы равна 1,2 м.

6.28. В трубе диаметром $d = 8$ мм кипит вода при давлении $p = 6,9$ МПа. Массовый расход пароводяной смеси $G = 0,0502$ кг/с. При каком паросодержании в трубе возникает кризис теплообмена второго рода?

Указание. Следует воспользоваться табл. П.12.

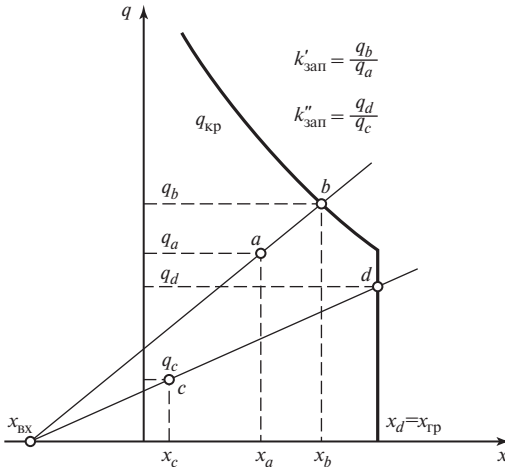


Рис. 6.4. Схема расчета коэффициентов запаса до кризиса (к задаче 6.29)

6.29. В равномерно обогреваемую вертикальную трубу ($d = 8$ мм) поступает вода со следующими параметрами: $p = 9,8$ МПа; $t_{\text{ж.вх}} = 246$ °С; $G = 0,0502$ кг/с. Длина трубы $l = 830$ мм; тепловая нагрузка $q = 1,6$ МВт/м². Кризис какого рода (первого или второго) наступит в выходном сечении трубы при постепенном увеличении тепловой нагрузки q сверх заданной? Определить коэффициент запаса до кризиса (рис. 6.4).

6.30. В трубе диаметром $d = 8$ мм движется кипящая вода, массовая скорость которой $\overline{\rho w} = 1000$ кг/(м² · с). Длина трубы $l = 2$ м. Тепловая нагрузка на поверхности трубы $q = 0,5$ МВт/м². Установить, кризис какого рода наступит при повышении q , и найти коэффициент запаса до кризиса. Давление $p = 9,8$ МПа.

6.31. Температура воды на входе в трубу ($d = 8$ мм) равна t_s при $p = 6,9$ МПа; $x = 0$; $\overline{\rho w} = 1000$ кг/(м² · с). На поверхности трубы $q_c = 10^6$ Вт/м². На каком расстоянии от входа наступит кризис второго рода?

6.32. На входе в трубу ($d = 16$ мм) температура пароводяной смеси ($x = 0,1$) равна t_s при $p = 6,9$ МПа; $\overline{\rho w} = 1000$ Вт/(м² · К); $q = 1,5 \cdot 10^6$ Вт/м². На каком расстоянии от входа наступит кризис второго рода?

6.33. В выходном сечении трубы диаметром $d = 16$ мм $x_{\text{вых}} = 0,3$ и наблюдается кризис первого рода. Известно, что на входе $t = t_s$; $p = 2,94$ МПа; $G_{\text{см}} = 0,151$ кг/с; $x_{\text{вх}} = 0,1$. Найдите длину трубы.

6.34. На поверхности трубы $d = 8$ мм $q = 6,7 \cdot 10^5$ Вт/м². Параметры воды: $x_{\text{вх}} = 0$; $p = 6,9$ МПа; $\overline{\rho w} = 750$ Вт/(м² · с). Чему должна быть равна длина трубы, чтобы не было кризиса теплообмена второго рода, а коэффициент запаса был равен 1,5.

КОНДЕНСАЦИЯ ПАРА

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Местный и средний коэффициенты теплоотдачи при ламинарном течении пленки конденсата на вертикальной плоской стенке или вертикальной трубе (формулы Нуссельта)

$$\alpha = 4 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{\text{ж}}^3 r (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) g}{4 v_{\text{ж}} \Delta t x}}; \quad (7.1)$$

$$\bar{\alpha} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{\text{ж}}^3 r (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) g}{v_{\text{ж}} \Delta t l}}, \quad (7.2)$$

где l — высота стенки или длина трубы; $\Delta t = t_s - t_c$ при $t_c = \text{const}$ или $\Delta t = t_s - \bar{t}_c$ при $t_c = t_c(x)$ в (7.2); x — координата.

2. Число Рейнольдса пленки конденсата

$$\text{Re} = 4 \frac{\bar{w}_x \delta}{v_{\text{ж}}} = 4 \frac{G}{\mu_{\text{ж}}} = 4 \frac{\bar{q} l}{r \mu_{\text{ж}}} = 4 \frac{\bar{\alpha} \Delta t l}{r \mu_{\text{ж}}}, \quad (7.3)$$

где G — расход конденсата, приходящийся на единицу ширины плоской стенки или на единицу периметра трубы.

3. Формула (7.2) в безразмерном виде с учетом поправки на волновое движение пленки и зависимости физических свойств жидкости от температуры

$$\text{Re} = 3,8 Z^{0,78} \varepsilon_r, \quad (7.4)$$

где

$$Z = \left[\frac{g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})}{v_{\text{ж}}^2 \rho_{\text{ж}}} \right]^{1/3} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{r \mu_{\text{ж}}} \Delta t l; \quad (7.5)$$

$$\varepsilon_r = \left[\left(\frac{\lambda_c}{\lambda_{\text{ж}}} \right)^3 \frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_c} \right]^{1/8}. \quad (7.6)$$

При $\Delta t \leq 50$ °С и $1 \text{ бар} \leq p \leq 150 \text{ бар}$ для воды $0,90 \leq \varepsilon_t \leq 1,02$ и приближенно можно считать, что $\varepsilon_t = 1$. Формула (7.4) справедлива при $Z \leq 2300$ ($Re \leq 1600$).

При вычислении числа Re по (7.3) и числа Z по (7.5) можно пользоваться табл. П.17, где приводятся значения комплексов A и B в зависимости от температуры насыщения, причем

$$A = \left[\frac{g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})}{v_{\text{ж}}^2 \rho_{\text{ж}}} \right]^{1/3} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{r\mu_{\text{ж}}};$$

$$B = \frac{4}{r\mu_{\text{ж}}}.$$

Формула (7.4) при $\varepsilon_t = 1$ преобразуется к виду

$$\frac{\bar{\alpha} l_g}{\lambda_{\text{ж}}} = 1,38 Re^{-0,28}, \quad (7.7)$$

где

$$l_g = \left(\frac{v_{\text{ж}}^2}{g} \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}} \right)^{1/3}. \quad (7.8)$$

4. Средний коэффициент теплоотдачи при смешанном (ламинарном и турбулентном) течении пленки на вертикальной стенке (трубе)

$$Re = [253 + 0,069 Pr_{\text{ж}}^{0,5} \varepsilon_t (Z - 2300)]^{4/3}, \quad (7.9)$$

где $\varepsilon_t = (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{с}})^{0,25}$. Практически $\varepsilon_t = 1$.

Формула (7.9) справедлива при $Z \geq 2300$ ($Re \geq 1600$). При $\varepsilon_t = 1$ она преобразуется к виду:

$$\frac{\bar{\alpha} l_g}{\lambda_{\text{ж}}} = \frac{Re}{9150 + 58 Pr_{\text{ж}}^{-0,5} (Re^{3/4} - 253)}. \quad (7.10)$$

5. Формула Нуссельта для среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации пара на наружной поверхности горизонтальной трубы

$$\bar{\alpha} = 0,728 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{\text{ж}}^3 r (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) g}{v_{\text{ж}} \Delta t d}}. \quad (7.11)$$

6. Средний коэффициент теплоотдачи при конденсации пара внутри трубы при турбулентном течении

$$\alpha = \frac{1}{2} \alpha_0 \left[\left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{см}}} \right)_{\text{вх}}^{1/2} + \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{см}}} \right)_{\text{вых}}^{1/2} \right], \quad (7.12)$$

где α_0 рассчитывается по формулам гл. 5 для жидкости (конденсата), расход которой равен расходу парожидкостной смеси. Отношение

$$\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{см}}} = 1 + \frac{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{см}}} x,$$

где $x = G_{\text{п}}/G$ — массовое расходное паросодержание.

ЗАДАЧИ

7.1. На вертикальной плоской стенке высотой $l = 5$ м конденсируется сухой насыщенный водяной пар ($p_{\text{п}} = 0,27$ МПа). Температура стенки $t_{\text{с}} = 120$ °С. Определить значение координаты $x_{\text{кр}}$, толщину пленки δ , скорость течения пленки \bar{w}_x и коэффициент теплоотдачи α в этой точке. Найти также (в расчете на 1 м ширины стенки) G_1 — расход пара, конденсирующегося на участке $0 \leq x \leq x_{\text{кр}}$, и G_2 — на участке $0 \leq x \leq l$.

7.2. Водяной пар при давлении $p_{\text{п}} = 0,1$ МПа и $t_{\text{п}} = 100$ °С конденсируется на вертикальной стенке большой высоты. Температура стенки $t_{\text{с}} = 90$ °С. Найти координату x точки перехода к турбулентному течению пленки конденсата и координату y , при которой скорость имеет наибольшее значение.

Вычислить $w_{x \text{ max}}$ — скорость в этой точке и α — коэффициент теплоотдачи при полученном значении x (рис. 7.1).

7.3. Средняя плотность теплового потока, отводимого от вертикальной плоской стенки, $\bar{q} = 7,8$ кВт/м². На стенке конденсируется

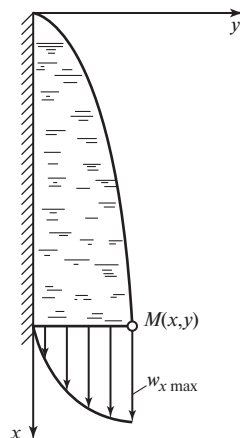


Рис. 7.1. К задаче 7.2

сухой насыщенный водяной пар при $p_{\text{п}} = 1,98$ бар. Высота стенки $l = 2,1$ м. Определить \bar{t}_c — среднюю температуру стенки.

7.4. На вертикальной трубе диаметром $d = 40$ мм и высотой $h = 6$ м конденсируется сухой насыщенный водяной пар ($t_s = 180$ °С). Температура стенки трубы постоянна: $t_c = 175$ °С. Найдите количество пара G'_2 , конденсирующегося в единицу времени на участке трубы $2 \leq x \leq 4$ м, и отношение G'_2/G , где G — расход конденсата, образующегося на всей трубе.

Решение. При $t_s = 180$ °С $\mu_{\text{ж}} = 1,53 \cdot 10^{-4}$ Па · с; $\text{Pr}_{\text{ж}} = 1,04$; $A = 150$ (м · К)⁻¹. При $x = 2$ м $Z_1 = 150(180 - 175) \cdot 2 = 1500$. Число Рейнольдса пленки для $x = 2$ м

$$\text{Re}_1 = 3,8 \cdot 1500^{0,78} = 1141.$$

Расход пара, сконденсировавшегося на участке $0 \leq x \leq 2$ м,

$$G_1 = \frac{1141 \cdot 1,53 \cdot 10^{-4} \pi \cdot 0,04}{4} = 5,48 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

При $x = 4$ м $Z_2 = 3000$. Тогда

$$\text{Re}_2 = [253 + 0,069 \cdot 1,04^{0,5} \cdot (3000 - 2300)]^{4/3} = 2019$$

и расход пара на участке $0 \leq x \leq 4$ м $G_2 = 9,70 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Следовательно,

$$G'_2 = G_2 - G_1 = 4,22 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

При $x = 6$ м $Z_3 = 4500$. Тогда

$$\text{Re}_3 = [253 + 0,069 \cdot 1,04^{0,5} \cdot (4500 - 2300)]^{4/3} = 2994$$

и расход пара для всей трубы $G = 14,38 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Отношение $G'_2/G = 4,22/14,38 = 0,29$.

Ответ. $G'_2 = 4,22 \cdot 10^{-3}$ кг/с; $G'_2/G = 0,29$.

7.5. Температура стенки вертикальной трубы ($d_{\text{нар}} = 38$ мм, $l = 1886$ мм) поддерживается постоянной, $t_c = 140$ °С. Снаружи трубы конденсируется сухой насыщенный водяной пар, для которого $t_s = 160$ °С. Найти G_1 и G_2 — количество пара, конденсирующегося в единицу времени на верхней и нижней половинах трубы соответственно.

7.6. Чему равна \bar{t}_c — температура стенки вертикальных труб теплообменного аппарата при средней плотности теплового потока на наружной поверхности труб $\bar{q} = 1,05 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$? Длина труб $l = 1,8 \text{ м}$. Давление пара, находящегося в межтрубном пространстве, равно 86 бар.

7.7. Найти средний коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$ и количество образующегося в единицу времени конденсата в водоподогревателе, выполненном из 300 вертикально расположенных труб ($d_{\text{нар}} = 16 \text{ мм}$, $l = 3 \text{ м}$), если средняя температура стенки труб $\bar{t}_c = 92 \text{ }^\circ\text{C}$, а давление греющего сухого насыщенного водяного пара в межтрубном пространстве $p_{\text{п}} = 1 \text{ бар}$. В водоподогревателе пар полностью конденсируется и не переохлаждается.

7.8. Греющая камера кожухотрубного выпарного аппарата выполнена из $n = 75$ шт. вертикально расположенных труб $38 \times 2 \text{ мм}$ длиной $l = 3600 \text{ мм}$. Известно, что температура труб $\bar{t}_c = 140 \text{ }^\circ\text{C}$. Сухой насыщенный водяной пар поступает в выпарной аппарат под давлением $p_{\text{п}} = 0,792 \text{ МПа}$ и полностью конденсируется на наружной поверхности труб. Определить коэффициент теплоотдачи со стороны пара $\bar{\alpha}$ и расход пара $G_{\text{п}}$.

7.9. В вертикальном теплообменном аппарате требуется подогреть воду от 40 до $80 \text{ }^\circ\text{C}$ при давлении $0,5 \text{ МПа}$; расход воды 75 кг/с . Поверхность нагрева выполнена из 1000 латунных [$\lambda = 110 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$] труб $20 \times 1 \text{ мм}$ длиной 3 м . Греющая среда — сухой насыщенный водяной пар.

Переохлаждение конденсата в теплообменнике отсутствует. Определить параметры пара (расход и давление), обеспечивающие необходимый подогрев воды.

7.10. На вертикальной плоской стенке конденсируется сухой насыщенный водяной пар давлением $p = 0,2 \text{ МПа}$. Стенка охлаждается водой [$c_p = 4,2 \text{ кДж/кг} \cdot \text{K}$], которая нагревается на $10 \text{ }^\circ\text{C}$. Расход воды 5 кг/с . Высота стенки $5,5 \text{ м}$, а ширина 1 м . Найдите среднюю температуру стенки со стороны пара.

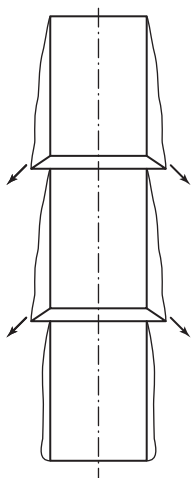


Рис. 7.2. К задаче 7.11

7.11. Найдите, сколько пара (кг/с) конденсируется на вертикальной трубе, если известно, что $t_s = 140\text{ }^\circ\text{C}$; $t_c = 135\text{ }^\circ\text{C}$; $d = 40\text{ мм}$; $l = 4,5\text{ м}$. Как изменится расход конденсирующегося пара, если на трубе равномерно расположить пять конденсатоотводящих колпачков (рис. 7.2)?

Решение. Из табл. П.17 находим $A = 94,12\text{ (м} \cdot \text{К)}^{-1}$; $B = 9,279 \cdot 10^{-3}\text{ м/Вт}$. Число $Z = 94,12 \cdot 5 \cdot 4,5 = 2118$. Тогда $Re = 3,8 \cdot 2118^{0,78} = 1493$, откуда следует, что

$$\bar{\alpha} = \frac{1493}{9,279 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 4,5} = 7150\text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Отводимый через стенку тепловой поток

$$Q = 7150 \cdot 3,14 \cdot 0,04 \cdot 5 \cdot 4,5 = 20\,206\text{ Вт}.$$

Расход пара

$$G_{\text{II}} = \frac{20\,206}{2145 \cdot 10^3} = 9,4 \cdot 10^{-3}\text{ кг/с}.$$

С помощью колпачков труба разбивается на шесть равных участков длиной 0,75 м.

Коэффициенты теплоотдачи на всех этих участках одинаковы: $\alpha = 10\,605\text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Так как расход пара прямо пропорционален α , то при наличии колпачков

$$G'_{\text{II}} = 9,4 \cdot 10^{-3} \frac{10605}{7150} = 13,9 \cdot 10^{-3}\text{ кг/с}.$$

Ответ. Без колпачков $G_{\text{II}} = 9,4 \cdot 10^{-3}\text{ кг/с}$; с колпачками $G'_{\text{II}} = 13,9 \cdot 10^{-3}\text{ кг/с}$.

7.12. Известно, что при конденсации сухого насыщенного водяного пара на наружной поверхности горизонтальной трубы ($d = 30\text{ мм}$; $l = 3\text{ м}$) $\bar{q} = 4 \cdot 10^4\text{ Вт/м}^2$. Чему равна средняя температура стенки трубы? Как изменится эта температура, если трубу расположить вертикально, сохраняя все другие условия неизменными? Давление пара 1 МПа.

7.13. На наружной поверхности горизонтальной трубы конденсируется сухой насыщенный водяной пар ($t_s = 100\text{ }^\circ\text{C}$). Для трубы $d_1 = 50\text{ мм}$; $d_2 = 60\text{ мм}$. Термическим сопротивлением стенки трубы можно пренебречь.

Внутри трубы протекает вода, скорость которой 1 м/с, а средняя температура 50 °С. Найдите расход конденсирующегося пара в расчете на 1 м² поверхности трубы.

7.14. Сколько конденсатоотводящих дисков следует разместить на трубе ($d = 40$ мм; $l = 1,243$ м), чтобы расположение трубы (горизонтальное или вертикальное) не сказывалось на значении коэффициента теплоотдачи α ? Известно, что температура насыщения $t_s = 100$ °С; температура стенки $t_c = 90$ °С.

Решение. Предварительно убеждаемся, что в случае вертикальной трубы режим течения пленки ламинарный:

$$Z = 51,69(100 - 90) \cdot 1,243 = 642 < 2300.$$

Из формул Нуссельта (7.2) и (7.11) следует, что

$$\frac{\bar{\alpha}_{\text{гор}}}{\bar{\alpha}_{\text{верт}}} = \frac{0,728}{0,943} \left(\frac{l}{d} \right)^{1/4}.$$

При наличии колпачков и условии $\bar{\alpha}_{\text{гор}} = \bar{\alpha}_{\text{верт}}$ под величиной l следует подразумевать l' — расстояние между колпачками, которое оказывается равным: $l' = 0,113$ м. Если обозначить n — число дисков, то $l = (n + 1)l'$, откуда $n = 10$.

Ответ. $n = 10$.

7.15. На поверхности горизонтальной трубы ($d = 16$ мм, $l = 3$ м) конденсируется сухой насыщенный водяной пар при давлении $p_{\text{п}} = 8,59$ МПа. Температура стенки трубы $t_c = 250$ °С. Определить коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$ при конденсации пара. Сколько таких труб потребуется для конденсации пара $G_{\text{п}} = 0,431$ кг/с?

7.16. При какой температуре стенки t_c горизонтальной трубы ($l = 3$ м, $d = 16$ мм) на ней будет конденсироваться 0,0055 кг/с сухого насыщенного водяного пара ($p_{\text{п}} = 1$ МПа)?

7.17. Найти температуру стенки \bar{t}_c и расход пара $G_{\text{п}}$, конденсирующегося на горизонтальной трубе ($d = 30$ мм, $l = 3$ м), если средняя плотность теплового потока составляет $6 \cdot 10^4$ Вт/м²; $t_s = 120$ °С.

7.18. Найдите среднюю температуру стенки вертикально расположенной трубы, в которой конденсируется водяной пар при давлении

$p_{\text{п}} = 1,55$ МПа, если известно, что $x_{\text{вх}} = 0,8$; $x_{\text{вых}} = 0,4$; $d = 16$ мм; $l = 2,5$ м; $\bar{q} = 1,3$ МВт/м².

Решение. При $p_{\text{п}} = 1,55$ МПа $t_s = 200$ °С. При этой температуре $\rho' = 864,8$ кг/м³; $\rho'' = 7,865$ кг/м³; $r = 1938$ кДж/кг; $\lambda = 0,665$ Вт/(м · К); $\mu = 1,334 \cdot 10^{-4}$ Па · с; $\text{Pr} = 0,9$.

Расход смеси

$$G = \frac{1,3 \cdot 10^6 \pi \cdot 0,016 \cdot 2,5}{1938 \cdot 10^3 (0,8 - 0,4)} = 0,227 \text{ кг/с.}$$

Определяем число Рейнольдса для воды:

$$\text{Re} = \frac{\bar{v} d}{\nu} = \frac{4G}{\pi d \mu} = \frac{4 \cdot 0,227}{\pi \cdot 0,016 \cdot 1,334 \cdot 10^{-4}} = 1,33 \cdot 10^5.$$

По формуле Петухова (5.17) находим коэффициент теплоотдачи для воды при $\text{Re} = 1,33 \cdot 10^5$: $\alpha_0 = 10\,580$ Вт/(м² · К).

Вычисляем отношение ρ'/ρ для входа в трубу и выхода из нее:

$$\left(\frac{\rho'}{\rho}\right)_{\text{вх}} = 1 + \frac{864,8 - 7,865}{7,865} \cdot 0,8 = 88;$$

$$\left(\frac{\rho'}{\rho}\right)_{\text{вых}} = 1 + \frac{864,8 - 7,865}{7,865} \cdot 0,4 = 44.$$

Находим средний коэффициент теплоотдачи при конденсации пара в трубе:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{2} \cdot 10\,580 (\sqrt{88} + \sqrt{44}) = 84\,900 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Искомая температура стенки

$$\bar{t}_c = t_s - \frac{\bar{q}}{\alpha} = 200 - \frac{1,3 \cdot 10^6}{8,49 \cdot 10^4} = 184,7 \text{ °С.}$$

Ответ. Средняя температура стенки $\bar{t}_c = 184,7$ °С.

7.19. В вертикальную трубу теплообменного аппарата поступает сухой насыщенный водяной пар со скоростью $w_{\text{п}} = 30$ м/с при давлении $p_{\text{п}} = 2,8$ МПа. Внутренний диаметр трубы $d = 14$ мм, а ее длина $l = 2$ м. При какой температуре стенки \bar{t}_c в этой трубе весь пар сконденсируется? Какова будет при этом скорость конденсата $w_{\text{ж}}$ на выходе из трубы?

7.20. Найти среднюю температуру стенки вертикально расположенной трубы \bar{t}_c , в которой происходит конденсация пара при давлении $p_{\text{п}} = 1,55$ МПа, если известно, что $x_{\text{вх}} = 0,8$; $x_{\text{вых}} = 0,4$; $d = 16$ мм; $l = 2,5$ м; $\bar{q} = 1,3$ МВт/м².

7.21. В вертикальной трубе ($d = 30$ мм) конденсируется водяной пар при давлении $p_{\text{п}} = 2,32$ МПа. На входе скорость пара $w_{\text{п}} = 28$ м/с, а расходное массовое паросодержание $x_{\text{вх}} = 1$. Средняя температура стенки $\bar{t}_c = 180$ °С. При какой длине трубы будет обеспечена полная конденсация пара? Найдите скорость конденсата на выходе из трубы.

7.22. В горизонтально расположенный кожухотрубный теплообменник поступает сухой насыщенный водяной пар при давлении $p_{\text{п}} = 0,1$ МПа. Внутри латунных труб ($d_2 \times \delta = 16 \times 1$ мм) протекает вода со скоростью 1 м/с. Средняя температура воды $\bar{t}_{\text{ж}} = 50$ °С. Найти среднюю температуру наружной стенки трубы \bar{t}_c , коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$ для процесса конденсации и расход конденсата на 1 м длины трубы. Для латуни $\lambda = 110$ Вт/(м · К).

Указание. Расчет $\bar{\alpha}$ провести по формуле (7.11).

7.23. На горизонтальной трубе ($16 \times 1,5$ мм), выполненной из нержавеющей стали с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 20$ Вт/(м · К), конденсируется сухой насыщенный водяной пар с давлением $p_{\text{п}} = 0,361$ МПа. Средняя температура воды в трубе $t_{\text{ж}} = 100$ °С, давление $p_{\text{ж}} = 0,6$ МПа, скорость $w_{\text{ж}} = 2$ м/с. Найти расход конденсата, отнесенного к 1 м длины трубы, для двух случаев: 1) стенка трубы чистая; 2) стенка трубы со стороны конденсата покрыта тонким слоем загрязнений, термическое сопротивление которого $R_{\text{заг}} = 8 \cdot 10^{-5}$ м² · К/Вт.

ИСПАРЕНИЕ В ПАРОГАЗОВУЮ СРЕДУ

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Плотность полного (диффузионного и конвективного) потока массы паров воды при испарении в паровоздушную среду

$$J_{1c} = \frac{j_{1c}}{1 - c_{1c}}, \quad (8.1)$$

где c_{1c} — массовая концентрация водяных паров на межфазной границе; j_{1c} — плотность диффузионного потока массы, связанная с коэффициентом массоотдачи β формулой

$$j_{1c} = \beta(c_{1c} - c_{1\infty}). \quad (8.2)$$

2. Соотношение энергетического баланса

$$J_{1c} r_{1c} + q_c'' = q_c', \quad (8.3)$$

где r_{1c} — теплота парообразования при температуре насыщения, равной t_c — температуре межфазной границы; q_c' — плотность теплового потока, подводимого к межфазной поверхности со стороны жидкой фазы; q_c'' — то же, но со стороны газообразной фазы, причем

$$q_c'' = \alpha(t_c - t_\infty) - E_{\text{рез.с.}} \quad (8.4)$$

При отсутствии теплообмена излучением $E_{\text{рез.с.}} = 0$.

3. Диффузионные аналоги чисел Нуссельта, Грасгофа и Прандтля

$$\text{Nu}_D = \frac{\beta l_0}{\rho D}; \quad (8.5)$$

$$\text{Gr}_D = g \frac{(\rho_c - \rho_\infty) l_0^3}{\rho \nu^2}; \quad (8.6)$$

$$\text{Pr}_D = \frac{\mu}{\rho D} = \frac{\nu}{D}. \quad (8.7)$$

4. Коэффициент диффузии в смеси водяной пар—воздух

$$D = D_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1,8} \frac{p_0}{p}, \quad (8.8)$$

где $D_0 = 0,216 \cdot 10^{-4}$ м²/с соответствует $T_0 = 273$ К и $p_0 = 0,101$ МПа.

5. Теплоемкость смеси водяной пар—воздух

$$c_p = c_{p1}c_1 + c_{p2}c_2. \quad (8.9)$$

6. Коэффициент теплопроводности смеси

$$\lambda = \frac{\lambda_1 c_1}{c_1 + c_2 \psi_{12}} + \frac{\lambda_2 c_2}{c_2 + c_1 \psi_{21}}, \quad (8.10)$$

где λ_1 и λ_2 — коэффициенты теплопроводности пара и воздуха соответственно, а

$$\psi_{12} = \frac{M_1/M_2}{\sqrt{8} (1 + M_1/M_2)^{1/2}} \left[1 + \left(\frac{\mu_1}{\mu_2} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{M_2}{M_1} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^2; \quad (8.11)$$

$$\psi_{21} = \frac{M_2/M_1}{\sqrt{8} (1 + M_2/M_1)^{1/2}} \left[1 + \left(\frac{\mu_2}{\mu_1} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{M_1}{M_2} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^2; \quad (8.12)$$

M_1 и M_2 — молекулярные массы.

7. Динамический коэффициент вязкости смеси

$$\mu = \frac{\mu_1 c_1}{c_1 + c_2 \psi_{12}} + \frac{\mu_2 c_2}{c_2 + c_1 \psi_{21}}, \quad (8.13)$$

где μ_1 и μ_2 — вязкость пара и воздуха соответственно.

8. Число Льюиса

$$Le = \frac{D}{a}. \quad (8.14)$$

9. Число Нуссельта для частицы сферической формы

$$Nu = Nu_D = 2. \quad (8.15)$$

10. Формула Стефана

$$J_{1c} = \frac{pM_1D}{RTh} \ln \frac{1 - r_{1\infty}}{1 - r_{1c}}. \quad (8.16)$$

ЗАДАЧИ

8.1. Найти толщину диффузионного пограничного слоя при продольном обтекании влажной пластины ($l = 0,3$ м, $t_c = 20$ °С) сухим воздухом со скоростью, давлением и температурой $w_\infty = 1$ м/с; $p_\infty = 0,202$ МПа; $t_\infty = 20$ °С. Рассчитать также c_{1c} — массовую концентрацию водяного пара на поверхности пластины.

8.2. Сухой воздух ($t_\infty = 10$ °С; $p_\infty = 0,303$ МПа) со скоростью $w_\infty = 0,8$ м/с продольно омывает влажную пластину длиной $l = 0,2$ м, температура которой $t_c = 30$ °С. Найти \bar{J}_{1c} — среднюю плотность полного потока массы, если известно, что $c_{1c} = 0,013$.

8.3. Найдите число Льюиса для влажного воздуха, температура которого $t = 20$ °С, давление $p = 0,101$ МПа, относительная влажность $\varphi = 0,7$.

Решение. Число Льюиса

$$Le = D/a,$$

где D — коэффициент диффузии; a — температуропроводность.

Коэффициент диффузии при $T_0 = 273$ К и $p_0 = 0,101$ МПа $D_0 = 0,216 \cdot 10^{-4}$ м²/с. При других значениях T и p коэффициент диффузии можно найти по формуле

$$D = D_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1,8} \frac{p_0}{p}.$$

Для условий задачи имеем

$$D = 0,216 \cdot 10^{-4} \left(\frac{293}{273} \right)^{1,8} = 0,245 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Найдем температуропроводность воздуха. При $t = 20$ °С давление насыщенного пара $p_s = 2336,8$ Па. Парциальное давление водяного пара

$$p_1 = \varphi p_s = 0,7 \cdot 2336,8 = 1635,8 \text{ Па}.$$

При $t = 20$ °С и $p_1 = 1635,8$ Па плотность водяного пара $\rho_1 = 0,0121$ кг/м³. Парциальное давление воздуха

$$p_1 = p - p_1 = 101\,000 - 1635,8 = 98\,364 \text{ Па}.$$

При $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ и $p_2 = 98\,364 \text{ Па}$ плотность воздуха $\rho_2 = 1,185 \text{ кг/м}^3$. Плотность влажного воздуха

$$\rho = \rho_1 + \rho_2 = 0,0121 + 1,185 = 1,197 \text{ кг/м}^3.$$

Массовая концентрация водяного пара

$$c_1 = \frac{\rho_1}{\rho} = \frac{0,0121}{1,197} = 0,0101.$$

Массовая концентрация воздуха

$$c_2 = \frac{\rho_2}{\rho} = \frac{1,185}{1,197} = 0,9899.$$

Теплоемкость водяного пара $c_{p1} = 1,877 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$, а теплоемкость воздуха $c_{p2} = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$. Теплоемкость влажного воздуха находим по формуле

$$c_p = c_{p1}c_1 + c_{p2}c_2 = 1,877 \cdot 0,0101 + 1,005 \cdot 0,9899 = 1,018 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Теплопроводность влажного воздуха

$$\lambda = \frac{\lambda_1 c_1}{c_1 + c_2 \psi_{12}} + \frac{\lambda_2 c_2}{c_2 + c_1 \psi_{21}},$$

где

$$\psi_{12} = \frac{M_1/M_2}{\sqrt{8} (1 + M_1/M_2)^{1/2}} \left[1 + \left(\frac{\mu_1}{\mu_2} \right)^{1/2} \left(\frac{M_2}{M_1} \right)^{1/4} \right]^2;$$

$$\psi_{21} = \frac{M_2/M_1}{\sqrt{8} (1 + M_2/M_1)^{1/2}} \left[1 + \left(\frac{\mu_2}{\mu_1} \right)^{1/2} \left(\frac{M_1}{M_2} \right)^{1/4} \right]^2.$$

Для водяного пара относительная молекулярная масса $M_1 = 18,014$, а для воздуха $M_2 = 28,97$. Динамическая вязкость водяного пара $\mu_1 = 9,745 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$, а для воздуха $\mu_2 = 18,1 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$. При этом $\psi_{12} = 0,575$; $\psi_{21} = 1,718$.

Теплопроводность водяного пара $\lambda_1 = 0,0185 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, а теплопроводность воздуха $\lambda_2 = 0,0259 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Для влажного воздуха находим

$$\lambda = \frac{0,0185 \cdot 0,0101}{0,0101 + 0,9899 \cdot 0,575} + \frac{0,0259 \cdot 0,9899}{0,9899 + 0,0101 \cdot 1,718} = 0,0258 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Температуропроводность

$$a = \frac{\lambda}{\rho c_p} = \frac{0,0258}{1,197 \cdot 1,018 \cdot 10^3} = 2,12 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Число Льюиса

$$Le = \frac{0,245 \cdot 10^{-4}}{2,12 \cdot 10^{-5}} = 1,16.$$

Ответ. Число Льюиса $Le = 1,16$.

8.4. Плоское влажное изделие длиной $l_0 = 0,5$ м продольно омывается потоком сухого воздуха, для которого температура $t_\infty = 20$ °С, давление $p = 0,202$ МПа, скорость $w_\infty = 1$ м/с. Температура изделия постоянна по всей длине ($t_c = 20$ °С).

Найдите коэффициент массоотдачи при $x = l_0$.

Решение. Для нахождения коэффициента массоотдачи воспользуемся аналогией процессов тепло- и массообмена. Для процесса теплообмена при вынужденной конвекции жидкости

$$Nu = f(Re, Pr),$$

где $Nu = \alpha l_0 / \lambda$ — число Нуссельта; $Re = w_\infty l_0 / \nu$ — число Рейнольдса; $Pr = \nu / a$ — число Прандтля.

Коэффициент массоотдачи определяется соотношением

$$\beta = \frac{j_{1c}}{c_{1c} - c_{1\infty}},$$

где j_{1c} — плотность диффузионного потока массы водяного пара; c_{1c} и $c_{1\infty}$ — массовые концентрации водяного пара на поверхности тела и вдали от него. Для массообмена вводятся диффузионное число Нуссельта

$$Nu_D = \frac{\beta l_0}{\rho D}$$

и диффузионное число Прандтля

$$Pr_D = \nu / D.$$

Согласно аналогии, функциональная зависимость для числа Nu_D имеет вид

$$Nu_D = f(Re, Pr_D).$$

Найдем число Рейнольдса при $x = 0,5$ м:

$$Re = \frac{w_\infty x}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,5 \cdot 2}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 6,64 \cdot 10^4.$$

Так как течение в пограничном слое ламинарное, то для процесса теплообмена

$$Nu_x = 0,332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3},$$

а для процесса массообмена

$$\text{Nu}_{Dx} = 0,332 \text{Re}_x^{1/2} \text{Pr}_D^{1/3}.$$

Коэффициент диффузии

$$D = 0,216 \cdot 10^{-4} \left(\frac{293}{273} \right)^{1,8} \frac{0,101}{0,202} = 0,123 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Диффузионное число Прандтля

$$\text{Pr}_D = \frac{15,06 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,123 \cdot 10^{-4}} = 0,61.$$

Диффузионное число Нуссельта

$$\text{Nu}_{Dx} = 0,332 (6,64 \cdot 10^4)^{1/2} \cdot 0,61^{1/3} = 72,55,$$

и коэффициент массоотдачи

$$\beta = \text{Nu}_{Dx} \frac{\rho D}{x} = 72,55 \frac{1,205 \cdot 2 \cdot 0,123 \cdot 10^{-4}}{0,5} = 4,3 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Ответ. Коэффициент массоотдачи $\beta = 4,3 \cdot 10 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

8.5. Найдите плотности диффузионного потока массы пара j_{1c} , полного потока массы пара J_{1c} , теплового потока, подводимого к межфазной границе со стороны жидкой фазы, q'_c и теплового потока от межфазной границы в паровоздушную среду q''_c для условий задачи 8.4 с той лишь разницей, что температура изделия $t_c = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Найдите также скорость стефанового потока массы $w_{c,п}$ на поверхности пластины.

Решение. При температуре $30 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_{1c} = p_s = 4241,7 \text{ Па}$ и $\rho_{1c} = 0,03 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Парциальное давление воздуха

$$p_{2c} = p - p_{1c} = 202 - 4,24 = 197,76 \text{ кПа},$$

и его плотность

$$\rho_{2c} = 1,165 \frac{197,76}{101} = 2,281 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Плотность смеси

$$\rho_c = 2,281 + 0,03 = 2,311 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Массовая концентрация водяного пара

$$c_{1c} = \frac{\rho_{1c}}{\rho_c} = \frac{0,03}{2,311} = 0,01298.$$

В нашем случае $c_{1\infty} = 0$, $\beta = 4,3 \cdot 10^{-3}$ кг/(м² · с), а

$$j_{1c} = 4,3 \cdot 10^{-3} \cdot 0,01298 = 5,581 \cdot 10^{-5} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Плотность полного потока массы

$$J_{1c} = j_{1c} + \rho_{1c} w_{c,п},$$

где $w_{c,п}$ — скорость стефанового потока массы на межфазной границе.

Для полупроницаемой межфазной границы

$$J_{1c} = \frac{j_{1c}}{1 - c_{1c}} = \frac{5,581 \cdot 10^{-5}}{1 - 0,01298} = 5,654 \cdot 10^{-5} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Находим коэффициент теплоотдачи α и q_c'' по закону Ньютона—Рихмана:

$$\alpha = 0,332 \frac{2,59 \cdot 10^{-2}}{0,5} (6,64 \cdot 10^4)^{1/2} \cdot 0,703^{1/3} = 3,94 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$q_c'' = \alpha(t_c - t_\infty) = 3,94(30 - 20) = 39,4 \text{ Вт/м}^2.$$

Для определения q_c' воспользуемся соотношением энергетического баланса для межфазной границы:

$$J_{1c} r_1 + q_c'' = q_c',$$

где r_1 — теплота парообразования.

При $t_s = 30$ °С $r_1 = 2430,2$ кДж/кг. Таким образом,

$$q_c' = 5,654 \cdot 10^{-5} \cdot 2430,2 \cdot 10^3 + 39,4 = 176,8 \text{ Вт/м}^2.$$

Скорость стефанового потока массы

$$w_{c,п} = \frac{5,654 \cdot 10^{-5} - 5,581 \cdot 10^{-5}}{0,03} = 2,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}.$$

Ответ. $j_{1c} = 5,581 \cdot 10^{-5}$ кг/(м² · с); $J_{1c} = 5,654 \cdot 10^{-5}$ кг/(м² · с); $q_c' = 176,8$ Вт/м²; $q_c'' = 39,4$ Вт/м²; $w_{c,п} = 2,4 \cdot 10^{-5}$ м.

8.6. Найти число Льюиса для влажного воздуха, температура которого $t = 20$ °С, а давление $p = 0,3$ МПа. Относительная влажность воздуха $\varphi = 70$ %.

8.7. Капля воды сферической формы радиусом $r_0 = 0,2$ мм испаряется в атмосфере сухого воздуха с температурой $t_\infty = 30$ °С и давлением $p = 0,1$ МПа. Найти коэффициент массоотдачи.

8.8. Найти коэффициент массоотдачи при поперечном обтекании воздухом влажного изделия, имеющего форму цилиндра. Диаметр цилиндра $d = 20$ мм. Температура воздуха $t_\infty = 20$ °С, давление $p = 0,1$ МПа. Скорость набегающего потока $w_\infty = 5$ м/с.

8.9. Влажное изделие, имеющее форму цилиндра диаметром $d = 30$ мм, омывается поперечным потоком воздуха со скоростью $w_\infty = 10$ м/с. Температура воздуха $t = 20$ °С, а давление $p = 0,1$ МПа, относительная влажность $\varphi = 70$ %. Найти коэффициент массоотдачи и среднюю плотность диффузионного потока массы пара на поверхности изделия. Принять, что температура изделия равна температуре набегающего потока воздуха.

8.10. Пробирка, нижняя часть которой заполнена водой, омывается снаружи потоком воздуха, температура которого $t_\infty = 20$ °С, давление $p = 0,1$ МПа, относительная влажность $\varphi = 70$ %. Расстояние от поверхности воды до верхнего края пробирки $h = 100$ мм. Найти: 1) плотность полного потока массы водяных паров J_1 ; 2) относительную влажность воздуха в пробирке φ при $y = h/2$; 3) скорость стефанового потока $w_{с.п}$ при $y = 0$; 4) плотность диффузионного потока массы водяных паров $j_{1с}$ при $y = 0$; 5) коэффициент массоотдачи. [Координата y направлена вверх. Значение $y = 0$ соответствует поверхности воды (рис. 8.1).]

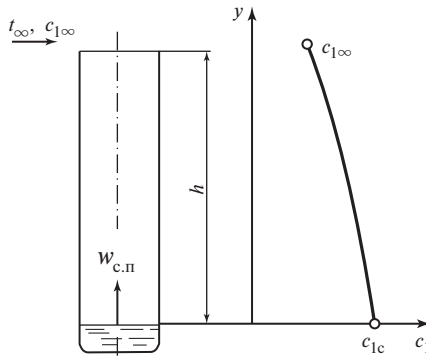


Рис. 8.1. К задаче 8.10

8.11. Плоская влажная пластина продольно омывается сухим воздухом с параметрами: $t_{\infty} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $w_{\infty} = 5 \text{ м/с}$; $p = 0,1 \text{ МПа}$. Температура пластины $t_c = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Найти плотность потока массы паров воды J_{1c} при $x = 0,5 \text{ м}$. (Координата отсчитывается от передней кромки пластины.)

8.12. Плоская влажная поверхность изделия продольно омывается потоком сухого воздуха, скорость которого $w_{\infty} = 1 \text{ м/с}$, температура $t_{\infty} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, давление $p = 0,202 \text{ МПа}$. Найти коэффициент массоотдачи при $x = 0,1 \text{ м}$ и $x = 0,3 \text{ м}$.

8.13. Решить задачу 8.12, полагая, что $w_{\infty} = 0,5 \text{ м/с}$. Другие условия задачи 8.12 оставить без изменения.

8.14. Температура плоской влажной пластины равна $t_c = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Пластина продольно омывается сухим воздухом, для которого известно: $t_{\infty} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $p = 0,202 \text{ МПа}$; $w_{\infty} = 1 \text{ м/с}$. Найти: 1) плотность полного потока массы пара в точках с координатами $x = 0,1 \text{ м}$ и $x = 0,3 \text{ м}$; 2) плотность теплового потока со стороны жидкой фазы q'_c в указанных точках.

8.15. Решить задачу 8.14 при условии, что относительная влажность набегающего на пластину потока воздуха $\varphi = 50 \%$. Другие условия задачи 8.14 оставить без изменения.

8.16. Капля воды находится во влажном воздухе. Парциальное давление водяного пара равно $7,01 \cdot 10^4 \text{ Па}$, а полное давление составляет $9,01 \cdot 10^4 \text{ Па}$. В данный момент времени диаметр капли $d = 2 \text{ мм}$, а ее температура $t_c = 86 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Найдите плотность диффузионного потока j_{1c} , плотность полного потока J_{1c} , скорость стефанового потока $w_{c,п}$, а также плотность теплового потока q''_c на поверхности капли. Движением капли относительно воздуха пренебречь и считать, что $Le = 1$.

Решение. При давлении $7,01 \cdot 10^4 \text{ Па}$ $t_s = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\rho_{1\infty} = 0,423 \text{ кг/м}^3$. Плотность воздуха при давлении $2 \cdot 10^4 \text{ Па}$ и температуре $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\rho_{2\infty} = 0,192 \text{ кг/м}^3$.

Таким образом, плотность смеси

$$\rho_{\infty} = \rho_{1\infty} + \rho_{2\infty} = 0,423 + 0,192 = 0,615 \text{ кг/м}^3.$$

Массовая концентрация водяного пара вдали от капли

$$c_{1\infty} = \frac{\rho_{1\infty}}{\rho_{\infty}} = \frac{0,423}{0,615} = 0,687.$$

Значение $c_{2\infty} = 1 - 0,687 = 0,313$. При $t_s = 86 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_{1c} = 0,366 \text{ кг/м}^3$, а для воздуха $\rho_{2c} = 0,194 \text{ кг/м}^3$. Тогда

$$c_{1c} = \frac{\rho_{1c}}{\rho_c} = \frac{0,366}{0,366 + 0,194} = 0,654.$$

Найдем теплопроводность влажного воздуха. Предварительно определяем $\psi_{12} = 0,573$ и $\psi_{21} = 1,730$. Из таблиц находим $\lambda_1 = 2,255 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\lambda_2 = 3,13 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Тогда получаем $\lambda = 1,992 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Коэффициент диффузии

$$D = 0,216 \cdot 10^{-4} \left(\frac{363}{273} \right)^{1,8} \frac{10,1 \cdot 10^4}{9,01 \cdot 10^4} = 0,404 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Для условий задачи $Nu = Nu_D = 2$. Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 2 \frac{1,992 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 10^{-3}} = 19,92 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

а коэффициент массоотдачи

$$\beta = 2 \frac{0,615 \cdot 0,404 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 10^{-3}} = 0,0249 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Определяем искомые величины:

$$j_{1c} = \beta(c_{1\infty} - c_{1c}) = 0,0249(0,687 - 0,654) = 8,22 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)};$$

$$J_{1c} = \frac{j_{1c}}{1 - c_{1c}} = \frac{8,22 \cdot 10^{-4}}{1 - 0,654} = 23,76 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)};$$

$$w_{c,II} = \frac{J_{1c} - j_{1c}}{\rho_{1c}} = \frac{23,76 \cdot 10^{-4} - 8,22 \cdot 10^{-4}}{0,366} = 4,25 \cdot 10^{-3} \text{ м/с};$$

$$q_c'' = \alpha(t_{\infty} - t_c) = 19,92(90 - 86) = 79,69 \text{ Вт/м}^2.$$

Ответ. $j_{1c} = 8,22 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$; $J_{1c} = 23,76 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$; $w_{c,II} = 4,25 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$; $q_c'' = 79,7 \text{ Вт/м}^2$.

8.17. В сушильной камере плоская поверхность влажного изделия продольно омывается сухим воздухом, скорость которого $w_\infty = 10$ м/с, температура $t_\infty = 40$ °С, а давление $p = 0,1$ МПа. Температура поверхности $t_c = 50$ °С. Рассчитать плотность потока массы J_{1c} водяного пара и плотность теплового потока на поверхности изделия q'_c при $x = 0,1$ м и $x = 0,2$ м.

8.18. К плоской влажной поверхности изделия от электрического нагревателя изнутри равномерно подводится тепловой поток $q'_c = 1$ кВт/м². Снаружи поверхность продольно омывается сухим воздухом, параметры которого $t_\infty = 20$ °С; $p = 0,1$ МПа; $w_\infty = 5$ м/с. Длина изделия $l = 0,3$ м. Найти температуру поверхности t_c , плотность диффузионного потока массы водяных паров при $x = 0,1; 0,2$ и $0,3$ м.

8.19. Для некоторого процесса радиационно-конвективной сушки плоского тела известно: скорость воздуха $w_\infty = 2$ м/с; температура воздуха $t_\infty = 50$ °С; давление $p = 0,1$ МПа; относительная влажность воздуха $\varphi = 40$ %; плотность потока излучения, падающего на влажную поверхность, $E_{\text{пад}} = 252$ Вт/м². Поверхность можно считать абсолютно черным телом. Найти для точки $x = 0,2$ м: 1) температуру влажной поверхности t_c ; 2) плотность полного потока массы паров воды J_{1c} ; 3) плотность диффузионного потока массы паров воды j_{1c} .

8.20. Найти среднюю плотность потока массы водяных паров на поверхности влажного тела при его сушке потоком воздуха, для которого известно: $t_\infty = 50$ °С; $p = 0,2$ МПа; $w_\infty = 0,5$ м/с; $\varphi = 0$. Температура тела $t_c = 40$ °С, а его длина $l = 0,8$ м. Найти также значение плотности теплового потока q'_c и q''_c .

8.21. Термометр, обернутый влажной тканью, поперечно омывается потоком воздуха, параметры которого: $t_\infty = 20$ °С; $p = 0,101$ МПа; $\varphi = 70$ %. Найдите температуру термометра.

Решение. Процесс испарения из влажной ткани в данном случае можно считать адиабатным, т.е. $q'_c = 0$. Тогда соотношение энергетического баланса будет иметь вид

$$J_{1c}r_1 + q''_c = 0.$$

Найдем J_{1c} с учетом того, что $j_{1c} = \beta(c_{1c} - c_{1\infty})$, а $q''_c = \alpha(t_c - t_\infty)$. Получим

$$\frac{\beta}{\alpha} \frac{c_{1c} - c_{1\infty}}{1 - c_{1c}} r_1 = t_\infty - t_c.$$

При поперечном обтекании цилиндра $Nu = CRe^n Pr^m$, а $Nu_D = CRe^n Pr_D^m$, причем $m = 0,38$. Тогда

$$\frac{\beta}{\alpha} = \frac{1}{c_p} Le^{1-m} = \frac{1}{c_p} Le^{0,62}.$$

В результате будем иметь следующее уравнение для нахождения t_c :

$$Le^{0,62} \frac{c_{1c} - c_{1\infty}}{1 - c_{1c}} = c_p \frac{t_\infty - t_c}{r_1}.$$

Для наших условий (см. задачу 8.3) $Le = 1,16$, $c_p = 1,018$ кДж/(кг · К), $c_{1\infty} = 0,0101$. Значения c_{1c} и r_1 однозначно определяются температурой t_c . Решая последнее уравнение графически, получаем: $t_c = 15,3$ °С.

Ответ. Температура термометра равна 15,3 °С.

8.22. Капля воды диаметром $d = 0,5$ мм попадает в поток перегретого пара. Температура капли равна 100 °С, для пара температура составляет 200 °С, а давление — 0,101 МПа. Оцените время испарения капли. Считайте, что относительная скорость движения капли равна нулю.

Решение. При температуре 200 °С и давлении 0,101 МПа плотность перегретого водяного пара $\rho_\infty = 0,46$ кг/м³, а плотность насыщенного пара $\rho_c = 0,598$ кг/м³. Находим молярные концентрации паров H₂O вблизи поверхности капли и вдали от нее:

$$C_c = \frac{\rho_c}{M} = \frac{0,598}{18} = 0,0332 \text{ кмоль/м}^3;$$

$$C_\infty = \frac{\rho_\infty}{M} = \frac{0,46}{18} = 0,0255 \text{ кмоль/м}^3.$$

Плотность диффузионного потока пара, кмоль/(м² · с), на поверхности капли

$$j_M = \beta_M(C_c - C_\infty),$$

где β_m — коэффициент массоотдачи, м/с.

В нашем случае диффузионное число Нуссельта $Nu_D = 2$, причем

$$Nu_D = \frac{\beta_m d}{\rho D} = \frac{\beta_m d}{D}.$$

Следовательно, коэффициент массоотдачи

$$\beta_m = 2 \frac{D}{d} = \frac{D}{r},$$

где r — текущий радиус капли. Так как капля испаряется, то значение r со временем уменьшается.

Считаем, что температура капли во все время испарения равна 100°C . Тогда разность концентраций $\Delta C = C_c - C_\infty$ будет постоянна.

Так как плотность диффузионного потока массы $j = j_m M$, то

$$j = \frac{MD}{r} \Delta C.$$

Запишем уравнение баланса массы для капли, плотность которой ρ' :

$$\frac{MD}{r} \Delta C 4\pi r^2 d\tau = -\rho' 4\pi r^2 dr.$$

Интегрированием последнего уравнения находим время испарения капли:

$$\tau = \frac{\rho' r_0^2}{2MD\Delta C},$$

где r_0 — начальный радиус капли.

Коэффициент диффузии D примем равным кинематической вязкости насыщенного пара при $t = 100^\circ\text{C}$. Тогда $D = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

Подставляя известные величины в полученную формулу, находим

$$\tau = \frac{958,4(0,25 \cdot 10^{-3})^2}{2 \cdot 18 \cdot 2 \cdot 10^{-5}(0,0332 - 0,0255)} \approx 10 \text{ с}.$$

В диффузионном пограничном слое температура изменяется от 100 до 200°C . Коэффициент диффузии $D \sim T^{1,8}$. Мы приняли $T = 373 \text{ К}$. Среднее значение коэффициента диффузии в действительности будет больше значения, принятого нами, а время испарения — меньше. Кроме того, из-за наличия относительной скорости значение коэффициента массоотдачи больше того значения, которое использовано в расчете, что также приведет к уменьшению времени испарения.

Ответ. Приближенно время испарения капли $\tau = 10 \text{ с}$.

8.23. Найти скорость w_∞ сухого воздуха, продольно омывающего влажную плоскую поверхность, на которой средняя плотность

потока массы водяных паров $J_{1c} = 3,45 \cdot 10^{-5}$ кг/(м²·с). Продольный размер поверхности $l_0 = 0,6$ м. Температура воздуха $t_\infty = 40$ °С, давление $p = 0,3$ МПа. К поверхности изнутри равномерно подводится тепловой поток $q'_c = 97,2$ Вт/м².

8.24. Сушка изделия, имеющего форму длинного цилиндра, осуществляется при свободной конвекции воздуха. Цилиндр расположен горизонтально. Диаметр цилиндра $d = 30$ мм. Параметры воздуха: $t_\infty = 20$ °С; $p = 0,1$ МПа; $\varphi = 60$ %. Найти количество испаряющей влаги в единицу времени с единицы длины цилиндра, если известна плотность теплового потока $q'_c = 877$ Вт/м².

8.25. Влажная ткань подвешена вертикально вблизи электрического нагревателя. Около ткани происходит свободная конвекция воздуха, параметры которого: $t_\infty = 20$ °С; $p = 0,1$ МПа; $\varphi = 60$ %. Вертикальный размер ткани $h = 0,5$ м. Плотность потока излучения, падающего от нагревателя на поверхность ткани, $E_{\text{пад}} = 1156$ Вт/м². Ткань можно считать абсолютно черным телом. Найти среднюю плотность потока массы водяных паров.

8.26. Термометр, обтянутый влажной тканью, находится в потоке воздуха, параметры которого: $t_\infty = 20$ °С; $p = 0,1$ МПа; $\varphi = 70$ %; $w_\infty = 10$ м/с. Найти температуру «мокрого» термометра (рис. 8.2).

8.27. Плоская влажная пластина омывается продольным потоком воздуха, параметры которого: $w_\infty = 1$ м/с; $t_\infty = 20$ °С; $\varphi = 70$ %; $p = 0,1$ МПа. Известно, что процесс испарения является адиабатным.

Найти температуру пластины t_c и плотность полного потока массы водяных паров J_{1c} на расстоянии $x = 0,25$ м и $x = 0,5$ м от передней кромки.

8.28. Влажная поверхность цилиндра диаметром $d = 50$ мм омывается поперечным потоком воздуха:

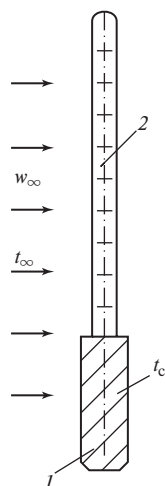


Рис. 8.2. «Мокрый» термометр:
1 — влажная ткань; 2 — термометр

$t_{\infty} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $p = 0,1 \text{ МПа}$; $\varphi = 60 \%$; $w_{\infty} = 2 \text{ м/с}$. Рассчитать среднюю массовую скорость испарения влаги с поверхности цилиндра в $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, предполагая, что процесс испарения является адиабатным.

8.29. Найти массовую скорость адиабатного испарения капли диаметром $d = 1,0 \text{ мм}$ в паровоздушную среду, для которой $t_{\infty} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi = 70 \%$; $p = 0,101 \text{ МПа}$.

КОНДЕНСАЦИЯ ИЗ ПАРОГАЗОВОЙ СМЕСИ

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Плотность диффузионного потока массы

$$j_{1c} = \beta(c_{1\infty} - c_{1c}). \quad (9.1)$$

2. Диффузионное термическое сопротивление

$$R_{\text{диф}} = \frac{t_{\infty} - t_c}{q'_c}. \quad (9.2)$$

3. Параметр проницаемости

$$b = \frac{J_{1c}}{\rho_{\infty} w_{\infty}} \frac{1}{St_0}, \quad (9.3)$$

где St_0 — число Стантона, вычисленное по зависимостям для процесса теплообмена (массообмена), не осложненного поперечным потоком массы.

4. Диффузионное число Стантона

$$St_D = \frac{j_{1c}}{\rho_{\infty} w_{\infty} (c_{1\infty} - c_{1c})} = \frac{Nu_D}{Re Pr_D}. \quad (9.4)$$

5. Отношение St/St_0 для условий продольного обтекания плоской пластины при ламинарном пограничном слое ($Le = 1$; $Pr = 1$) и направления поперечного потока массы к поверхности пластины

$$\frac{St}{St_0} = 1 + 0,8b. \quad (9.5)$$

6. Плотность теплового потока, отводимого от поверхности пленки конденсата в жидкую фазу (ламинарное стекание пленки на вертикальной стенке),

$$q'_c = \left(\frac{\lambda_{ж}^3 r (\rho_{ж} - \rho_{п}) g}{4 \nu_{ж} x} \right)^{1/4} (t_c - t_{ст})^{3/4}, \quad (9.6)$$

где t_c и $t_{ст}$ — температура поверхности пленки и стенки соответственно; $\lambda_{ж}$, $\rho_{ж}$, $\nu_{ж}$ — физические свойства конденсата; x — координата, отсчитываемая от верхней кромки стенки.

7. Плотность теплового потока, подводимого к межфазной границе со стороны паровоздушной смеси,

$$q_c'' = \alpha(t_\infty - t_c). \quad (9.7)$$

ЗАДАЧИ

9.1. Найти плотность потока массы на поверхности капли воды, находящейся в пароохладителе. Параметры перегретого пара в пароохладителе: $t_\infty = 350$ °С; $p = 4,6$ МПа. Диаметр капли $d = 0,5$ мм. Принять, что температура капли во всех точках одинакова и равна температуре насыщения при данном давлении. Относительная скорость движения капли равна нулю.

9.2. На вертикальной плоской стенке, температура которой $t_{ст} = 78,01$ °С, происходит пленочная конденсация водяного пара из паровоздушной смеси. Давление смеси $7 \cdot 10^4$ Па, парциальное давление воздуха вдали от стенки $2,264 \cdot 10^4$ Па. Паровоздушная смесь движется сверху вниз относительно пленки со скоростью 8 м/с. Для сечения $x = 1$ м найти отношение диффузионного термического сопротивления к термическому сопротивлению пленки конденсата. Оценить также толщину диффузионного пограничного слоя и влияние поперечного потока массы.

9.3. На наружной поверхности вертикальной латунной трубы (12×1 мм) происходит конденсация водяного пара из паровоздушной смеси, которая движется сверху вниз со скоростью 4 м/с. Длина трубы 1 м. Массовая концентрация воздуха в смеси $c_{2\infty} = 0,434$. Температура смеси $t_\infty = 80$ °С. Внутри трубы движется вода со скоростью 0,5 м/с; температура воды на входе 77,93 °С, на выходе 78,15 °С. Найти плотность диффузионного потока j_{1c} , плотность полного потока массы водяного пара J_{1c} , а также расход пара, конденсирующегося на трубе, G_1 .

9.4. На наружной поверхности горизонтальной латунной трубы $14 \times 1,5$ мм конденсируется водяной пар из паровоздушной смеси, которая движется сверху вниз со скоростью 5 м/с. Массовая концентрация водяного пара $c_{1\infty} = 0,566$; температура смеси вдали от трубы $t_\infty = 80$ °С. Внутри трубы протекает вода, расход которой 0,4 кг/с;

средняя температура воды $76,46\text{ }^{\circ}\text{C}$. Найти плотность диффузионного потока j_{1c} , плотность полного потока массы водяного пара J_{1c} и расход пара, конденсирующегося на единице длины трубы, G_1 .

9.5. На вертикальной плоской стенке, температура которой $t_{ct} = 78\text{ }^{\circ}\text{C}$, происходит пленочная конденсация водяного пара из паровоздушной смеси. Давление смеси равно $7 \cdot 10^4$ Па, парциальное давление воздуха вдали от стенки составляет $2,264 \cdot 10^4$ Па. Паровоздушная смесь движется сверху вниз относительно пленки конденсата со скоростью 8 м/с. Пренебрегая динамическим воздействием потока смеси на стекающую пленку, найдите для сечения $x = 0,1$ м температуру поверхности пленки t_c , плотность отводимого стенкой теплового потока q'_c .

Решение. Найдём массовые концентрации водяного пара и воздуха вдали от стенки. Парциальное давление водяного пара $p_{1\infty} = p - p_{2\infty} = 7 \cdot 10^4 - 2,264 \cdot 10^4 = 4,736 \cdot 10^4$ Па. При этом давлении $t_s = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\rho_{1\infty} = 0,293$ кг/м³. Для воздуха при $t = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $p = 2,264 \cdot 10^4$ Па $\rho_{2\infty} = 0,224$ кг/м³. Плотность смеси $\rho_{\infty} = \rho_{1\infty} + \rho_{2\infty} = 0,293 + 0,224 = 0,517$ кг/м³. Вычислим массовые концентрации:

$$c_{1\infty} = \frac{0,293}{0,517} = 0,566;$$

$$c_{2\infty} = 1 - c_{1\infty} = 1 - 0,566 = 0,434.$$

Определим теплопроводность λ и вязкость μ для паровоздушной смеси при $t = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Из таблиц находим:

$$\lambda_1 = 2,151 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \mu_1 = 11,09 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\lambda_2 = 3,05 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \mu_2 = 21,1 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Определим $\psi_{12} = 0,5676$; $\psi_{21} = 1,7435$. Значение $\lambda = 0,02426$ Вт/(м · К). Значение μ рассчитаем по формуле

$$\mu = \frac{\mu_1 c_1}{c_1 + c_2 \psi_{12}} + \frac{\mu_2 c_2}{c_2 + c_1 \psi_{21}}.$$

После вычислений получим $\mu = 14,17 \cdot 10^{-6}$ Па · с.

Коэффициент диффузии

$$D = 0,216 \cdot 10^{-4} \left(\frac{353}{273} \right)^{1,8} \frac{0,101}{0,07} = 0,49 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Найдем теплоемкость смеси. Предварительно из таблиц получим $c_{p1} = 2,064$ кДж/(кг · К), $c_{p2} = 1,009$ кДж/(кг · К). Тогда $c_p = 1,606$ кДж/(кг · К).

Вычислим числа Pr и Pr_D :

$$Pr = \frac{14,17 \cdot 10^{-6} \cdot 1,606 \cdot 10^3}{2,426 \cdot 10^{-2}} = 0,937;$$

$$Pr_D = \frac{14,17 \cdot 10^{-6}}{0,517 \cdot 0,49 \cdot 10^{-4}} = 0,559.$$

Обтекание пленки паровоздушной смесью будем рассматривать так же, как продольное обтекание пластины. Найдем число Рейнольдса:

$$Re = \frac{0,517 \cdot 8 \cdot 0,1}{14,17 \cdot 10^{-6}} = 29\,209.$$

Рассчитаем коэффициенты α и β :

$$\alpha = 0,332 \frac{2,426 \cdot 10^{-2}}{0,1} 29\,209^{1/2} \cdot 0,937^{1/3} = 13,47 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\beta = 0,332 \frac{0,517 \cdot 0,49 \cdot 10^{-4}}{0,1} 29\,209^{1/2} \cdot 0,559^{1/3} = 1,185 \cdot 10^{-2} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Для нахождения температуры поверхности пленки воспользуемся соотношением энергетического баланса, в котором q'_c рассчитаем по теории Нуссельта:

$$q'_c = C(t_c - t_{cr})^{3/4},$$

где

$$C = \left(\frac{\lambda^3 r p g}{4 \nu x} \right)^{1/4} = \left(\frac{0,673^3 \cdot 2,64 \cdot 10^6 \cdot 972 \cdot 9,8}{4 \cdot 0,375 \cdot 10^{-6} \cdot 0,1} \right)^{1/4} = 15\,035 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^{3/4}).$$

С учетом найденных значений C , α , β и $c_{1\infty}$ уравнение баланса примет вид

$$\frac{0,0185(0,566 - c_{1c})r_1}{1 - c_{1c}} + 13,47(80 - t_c) = 15\,035(t_c - 78).$$

Значения c_{1c} и r_1 являются функциями температуры t_c , которая равна температуре насыщения при парциальном давлении пара p_{1c} . Решая последнее уравнение графически, находим $t_c = 78,1$ °С.

Плотность теплового потока

$$q'_c = 15\,035(78,1 - 78)^{3/4} = 1503,5 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Ответ. Температура поверхности пленки $t_c = 78,1$ °С; $q'_c = 1503,5$ Вт/м².

9.6. Около горизонтальной трубы наружным диаметром $d = 16$ мм происходит свободная конвекция паровоздушной смеси. Полное давление смеси $p = 7 \cdot 10^4$ Па; массовая концентрация водяного пара $c_{1\infty} = 0,566$. Температура стенки трубы $t_{ст} = 69,8$ °С. Найти плотность диффузионного j_{1c} и полного потока массы пара, конденсирующегося на трубе, J_{1c} .

9.7. На вертикальной плоской стенке происходит конденсация водяного пара из паровоздушной смеси. Давление пара $p = 0,101$ МПа. Массовая концентрация воздуха $c_{2\infty} = 0,03$. Паровоздушная смесь движется сверху вниз со скоростью $w_\infty = 4$ м/с.

Известно, что при $x = 0,1$ м температура поверхности пленки $t_c = 95,0$ °С, а $c_{1c} = 0,844$. Найти температуру стенки $t_{ст}$ и q'_c — плотность отводимого теплового потока в этой точке. Оценить также толщину диффузионного пограничного слоя $\delta_{диф}$ (рис. 9.1).

Указание. Так как концентрация воздуха в паре мала, для упрощения решения задачи при нахождении коэффициентов α и β можно приближенно принять физические свойства смеси равными свойствам пара в состоянии насыщения при $p = 0,101$ МПа.

9.8. Капля воды находится во влажном воздухе. Парциальное давление водяного пара $7,01 \cdot 10^4$ Па, а полное давление $9,1 \cdot 10^4$ Па. Диаметр капли $d = 2$ мм, температура $t_{ст} = 86$ °С. Найти плотность диффузионного потока j_{1c} , плотность полного потока J_{1c} , скорость

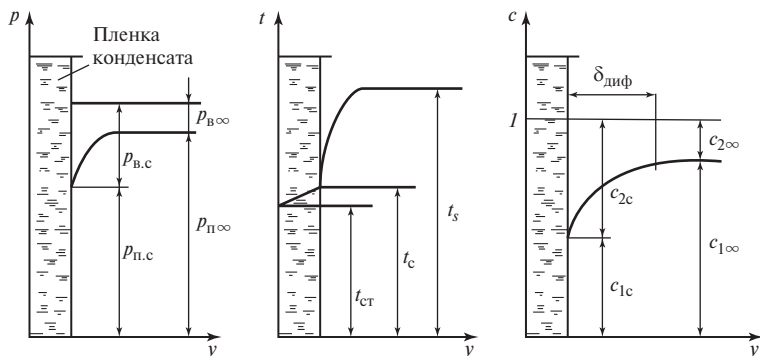


Рис. 9.1. К задаче 9.6

стефанового потока массы $w_{c,п}$, а также плотность теплового потока q'_c на поверхности капли. Движением капли относительно воздуха пренебречь и считать, что $Le = 1$. Оценить влияние поперечного потока массы на интенсивность массо- и теплообмена.

9.9. В пароводяном теплообменном аппарате на наружной поверхности труб ($t_{ст} = 66,8$ °С) конденсируется чистый сухой насыщенный водяной пар при давлении 0,047 МПа. Течение пленки конденсата ламинарное. После того как в аппарат проник воздух, массовая концентрация которого вдали от труб составила 10 %, количество конденсирующегося в единицу времени пара уменьшилось в 3 раза при той же температуре труб. Рассчитать концентрацию воздуха на поверхности пленки c_{2c} . Длина вертикальных труб 4 м.

9.10. На вертикальных трубах теплообменника ($d_{нар} = 16$ мм, $t_{ст} = 55$ °С) конденсируется чистый сухой насыщенный водяной пар при давлении 0,02 МПа. Присосы воздуха в межтрубное пространство привели к тому, что вместо конденсата из теплообменника выходила пароводяная смесь, в которой по массе содержалось лишь 20 % воды. Известно, что температура стенки осталась без изменения, а массовая концентрация воздуха в теплообменнике вдали от труб равнялась 15 %. Рассчитать концентрацию воздуха c_{2c} и скорость стефанового потока массы на поверхности пленки конденсата $w_{c,п}$, а также коэффициент массоотдачи β . Длина труб 2 м.

9.11. Во влажный воздух ($\varphi = 95$ %, $t = 20$ °С) попадает капля воды сферической формы диаметром 2 мм. Температура капли 15 °С. Найти скорость конденсации влаги на поверхности капли в начальный период времени, если $p = 0,1$ МПа.

ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ

Глава десятая

ЗАКОНЫ ТЕПЛООВОГО ИЗЛУЧЕНИЯ. ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ МЕЖДУ ТЕЛАМИ, РАЗДЕЛЕННЫМИ ПРОЗРАЧНОЙ СРЕДОЙ

Основные формулы

1. Закон Кирхгофа для монохроматического излучения

$$E_{\lambda \text{ соб}} = A_{\lambda} E_{\lambda 0}. \quad (10.1)$$

2. Закон Кирхгофа для интегрального излучения

$$E_{\text{соб}} = A E_0. \quad (10.2)$$

3. Закон Планка

$$E_{\lambda 0} = c_1 \lambda^{-5} \left[e^{c_2/(\lambda T)} - 1 \right]^{-1}, \quad (10.3)$$

где $c_1 = 3,740 \cdot 10^{-16}$ Вт \cdot м²; $c_2 = 1,4387 \cdot 10^{-2}$ м \cdot К.

4. Закон излучения Вина

$$E_{\lambda 0} = c_1 \lambda^{-5} e^{-c_2/(\lambda T)}. \quad (10.4)$$

5. Закон смещения Вина

$$\lambda_{\text{max}} T = 2898 \text{ мкм} \cdot \text{К}. \quad (10.5)$$

6. Закон Стефана—Больцмана

$$E_0 = \sigma_0 T^4, \quad (10.6)$$

где $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м² \cdot К⁴).

7. Плотность потока результирующего излучения в системе, состоящей из двух безграничных пластин,

$$E_{\text{рез}1} = \frac{\sigma_0(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} - 1}. \quad (10.7)$$

8. Плотность потока результирующего излучения в системе, состоящей из двух бесконечно длинных коаксиальных цилиндров или двух концентрических сфер,

$$E_{\text{рез}1} = \frac{\sigma_0(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1}{A_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{A_2} - 1 \right)}, \quad (10.8)$$

где индекс «1» относится к внутреннему телу.

9. Плотность потока результирующего излучения в системе, состоящей из двух безграничных пластин, между которыми расположено n экранов с одинаковой поглощающей способностью A_3 ,

$$E_{\text{рез}1} = \frac{\sigma_0(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} - 1 + \left(\frac{2}{A_3} - 1 \right)n}. \quad (10.9)$$

10. Система уравнений зонального метода для определения $E_{\text{эф}i}$ ($i = 1, 2, \dots, n$) при заданных температурах всех зон

$$E_{\text{эф}i} - R_i \sum_{k=1}^n E_{\text{эф}k} \varphi_{ik} = E_{\text{соб}i}. \quad (10.10)$$

11. Система уравнений зонального метода для определения $E_{\text{эф}i}$ ($i = 1, 2, \dots, n$) (смешанная постановка задачи)

$$E_{\text{эф}i} - R_i^* \sum_{k=1}^n E_{\text{эф}k} \varphi_{ik} = E_i^*, \quad (10.11)$$

где $R_i^* = R_i$, $E_i^* = E_{\text{соб}i}$ — для зон с заданной T_i ; $R_i^* = 1$; $E_i^* = -E_{\text{рез}i}$ — для зон с заданной $E_{\text{рез}i}$.

12. Система уравнений зонального метода для определения $E_{\text{рез } i}$ ($i = 1, 2, \dots, n$)

$$\frac{1}{A_i} E_{\text{рез } i} - \sum_{k=1}^n \frac{R_k}{A_k} E_{\text{рез } k} \varphi_{ik} = \sum_{k=1}^n E_{0k} \varphi_{ik} - E_{0i}. \quad (10.12)$$

13. Свойства замкнутости и взаимности для угловых коэффициентов излучения:

$$\sum_{k=1}^n \varphi_{ik} = 1; \quad (10.13)$$

$$\varphi_{ik} F_i = \varphi_{ki} F_k. \quad (10.14)$$

ЗАДАЧИ

10.1. Известно, что спектр излучения Солнца близок к спектру излучения абсолютно черного тела. Найти температуру поверхности Солнца, если максимальное значение спектральной плотности потока его излучения приходится на длину волны $\lambda_{\text{max}} = 0,5$ мкм. Найти также интегральную плотность потока и интегральную интенсивность излучения Солнца.

10.2. Найти температуру серого излучающего тела, если $\lambda_{\text{max}} = 0,8$ мкм.

10.3. Найти интегральную плотность потока излучения диффузно излучающего тела, если его интегральная интенсивность излучения равна $2 \cdot 10^4$ Вт/(м² · ср). Известно также, что степень черноты тела $\varepsilon = 0,8$. Чему равна его температура?

10.4. Диффузно излучающее тело нагрето до температуры 1000 °С. Его степень черноты $\varepsilon = 0,7$. Найти интегральную плотность потока излучения тела. Какую долю энергии излучает элементарная площадка этого тела в пределах конического телесного угла, ось которого совпадает с нормалью к площадке, а $\theta = 30^\circ$ (θ — угол между нормалью и образующей конуса).

10.5. В космическом пространстве на околоземной орбите вращается сферическая частица метеорита. Найти температуру частицы, когда она находится на солнечной стороне Земли. Плотность потока излучения Солнца на площадке, расположенной перпендикулярно

лучам вблизи Земли, но за пределами атмосферы, равна $1,55 \text{ кВт/м}^2$. Принять: а) частица — серое тело; б) степень черноты частицы $\varepsilon = 0,1$, а поглощательная способность $A = 0,2$.

Решение. При установившемся состоянии количество энергии излучения, поглощенной частицей, и количество энергии, излучаемой частицей, равны

$$A E_{\text{пад}} F_N = \varepsilon \sigma_0 F T^4,$$

где F_N — проекция облучаемой поверхности частицы на плоскость, нормальную к падающему излучению; F — поверхность частицы.

Для шара диаметром d

$$\frac{F_N}{F} = \frac{\pi d^2}{4\pi d^2} = \frac{1}{4}.$$

Тогда

$$T = 4 \sqrt[4]{\frac{A E_{\text{пад}} F_N}{\varepsilon \sigma_0 F}} = 4 \sqrt[4]{\frac{1550 A}{5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 4 \varepsilon}} = 287 \sqrt[4]{\frac{A}{\varepsilon}}.$$

Для серого тела $A = \varepsilon$ и $T = 287 \text{ К}$, а $t = 14 \text{ }^\circ\text{С}$. Если $\varepsilon = 0,1$, а $A = 0,2$, то

$$T = 287 \sqrt[4]{\frac{0,2}{0,1}} = 341 \text{ К}; \quad t = 68,3 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Ответ. а) $t = 14 \text{ }^\circ\text{С}$; б) $t = 68,3 \text{ }^\circ$.

10.6. Дана замкнутая излучающая система несерых тел. Система находится в условиях термодинамического равновесия при температуре $T = 800 \text{ К}$. Для одного тела известна плотность потока излучения $E_{\text{соб}} = 1,393 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$. Чему равна поглощательная способность этого тела?

10.7. На рис. 10.1 показана схема пирометра — прибора для измерения высоких температур. Нить лампы пирометра нагревается до такой температуры, при которой ее яркость совпадает с яркостью данного тела. Степень черноты тела при $\lambda = 0,65 \text{ мкм}$ $\varepsilon_\lambda = 0,8$. Чему равна температура тела, если по шкале прибора, отградуированной по излучению абсолютно черного источника, $T = 1900 \text{ К}$?

Решение. В нашем случае $\lambda T = 0,65 \cdot 1900 = 1235 \text{ мкм} \cdot \text{К}$. Так как $\lambda T < 3000 \text{ мкм} \cdot \text{К}$, то можно воспользоваться законом излучения Вина. Яркость

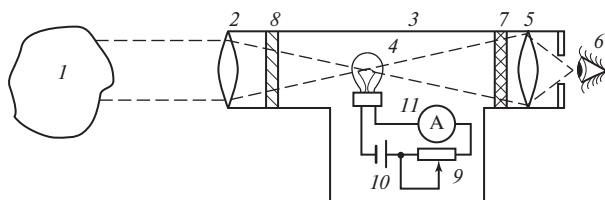


Рис. 10.1. Схема оптического пирометра:

1 — объект измерения; 2 — объектив; 3 — корпус прибора; 4 — пирометрическая лампа; 5 — окуляр; 6 — наблюдатель; 7 — красный светофильтр; 8 — поглощающее стекло; 9 — реостат; 10 — источник питания; 11 — измерительный прибор

излучения данного тела при температуре T' совпадает с яркостью излучения абсолютно черного тела при температуре T , поэтому справедливо равенство

$$\varepsilon_{\lambda} e^{-c_2/(\lambda T')} = e^{-c_2/(\lambda T)}$$

Отсюда следует, что

$$\frac{1}{T'} = \frac{1}{T} + \frac{\lambda}{c_2} \ln \varepsilon_{\lambda} = \frac{1}{1900} + \frac{0,65 \cdot 10^{-6}}{1,4387 \cdot 10^{-2}} \ln 0,8 = 6,203 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1},$$

а $T' = 1612 \text{ К}$.

Ответ. Температура тела равна 1612 К.

10.8. Для серого тела известно: $E_{\text{пад}} = 6,25 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$, $E_{\text{погл}} = 4,69 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$, $T = 1000 \text{ К}$. Найти $E_{\text{соб}}$.

10.9. Чему равно значение ε_{λ} для серого тела, если $T = 1350 \text{ К}$, а $E_{\text{соб}} = 1,507 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$.

10.10. Чему равны степень черноты серого тела и значение $E_{\text{соб}}$ при температуре $T = 800 \text{ К}$, если $E_{\text{пад}} = 60 \text{ кВт/м}^2$, $E_{\text{погл}} = 48 \text{ кВт/м}^2$?

Решение. Поглощательная способность данного тела

$$A = \frac{48}{60} = 0,8.$$

Степень черноты $\varepsilon = A$, а

$$E_{\text{соб}} = \varepsilon \sigma_0 T^4 = 0,8 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 800^4 = 1,86 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2.$$

Ответ. $\varepsilon = 0,8$; $E_{\text{соб}} = 1,86 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$.

10.11. Для серого, диффузно излучающего и диффузно отражающего тела известно: $T = 1000 \text{ К}$, $A = 0,8$. Плотность потока, падающего на тело излучения, $E_{\text{пад}} = 10^4 \text{ Вт/м}^2$. Найти $E_{\text{соб}}$, $E_{\text{погл}}$, $E_{\text{отр}}$, $E_{\text{эф}}$, $E_{\text{рез}}$.

10.12. Даны две безграничные пластины: $T_1 = 1200 \text{ К}$; $T_2 = 900 \text{ К}$; $A_1 = 0,8$; $A_2 = 0,4$. Найти $E_{\text{рез1}}$ и $E_{\text{рез2}}$.

10.13. Температура одной пластины поддерживается равной $T_1 = 1500 \text{ К}$ за счет электрического нагревателя мощностью $61,2 \text{ кВт}$. Найти температуру второй охлаждаемой пластины, расположенной напротив на небольшом расстоянии. Пластины имеют форму квадрата со стороной 1 м . Для первой $A_1 = 0,7$; для второй $A_2 = 0,3$.

10.14. Между двумя безграничными пластинами ($T_1 = 1300 \text{ К}$; $T_2 = 800 \text{ К}$; $A_1 = 0,8$; $A_2 = 0,7$) расположен экран, для которого $A_3 = 0,05$. Найти $E_{\text{рез1}}$ и T_3 . Полученное значение $E_{\text{рез1}}$ сопоставить со случаем, когда экран отсутствует.

10.15. Изделие, ограниченное плоскими поверхностями ($A = 0,02$), необходимо изолировать так, чтобы тепловые потери не превышали $50,85 \text{ Вт/м}^2$, а температура на внешней поверхности изоляции ($A = 0,02$) была равна $30 \text{ }^\circ\text{С}$. Температура изделия $700 \text{ }^\circ\text{С}$. Рассчитать n — число экранов экранно-вакуумной тепловой изоляции (ЭВТИ) и δ — толщину такой изоляции, если ее изготовлять из тонких металлических листов ($A = 0,02$), расстояние между которыми 1 мм . Какой должна быть при этом толщина изоляции из асбеста теплопроводностью $\lambda = 0,2 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$?

10.16. Даны две длинные ($l = 2 \text{ м}$) соосно расположенные одна внутри другой трубы $d_1 = 50 \text{ мм}$; $d_2 = 80 \text{ мм}$; $T_1 = 2000 \text{ К}$; $A_1 = 0,9$; $A_2 = 0,5$. Какой тепловой поток необходимо отводить от наружной трубы, чтобы ее температура была равна 1500 К ?

10.17. Шар радиусом $r_1 = 250 \text{ мм}$ ($T_1 = 600 \text{ К}$; $A_1 = 0,75$) находится внутри сферической полости радиусом $r_2 = 350 \text{ мм}$ ($T_2 = 400 \text{ К}$; $A_2 = 0,6$). Центр шара совпадает с центром сферической полости. Найти $E_{\text{рез1}}$ и $E_{\text{рез2}}$.

10.18. По оси трубы внутренним диаметром 20 мм и длиной 1 м натянута проволока из нихрома диаметром 0,5 мм. По проволоке пропускается электрический ток $I = 4,5$ А. Степень черноты проволоки $\varepsilon = 0,7$, удельное электрическое сопротивление проволоки $\rho = 1,1 \cdot 10^{-6}$ Ом \cdot м, температура трубы 30 °С. Найти температуру проволоки.

10.19. Температура поверхности горизонтального паропровода 300 °С, степень черноты 0,8, наружный диаметр 400 мм. Температура стен помещения 25 °С. Найти тепловые потери за счет теплообмена излучением с единицы длины паропровода. Сопоставить с тепловыми потерями за счет свободной конвекции воздуха около паропровода. Температура воздуха 30 °С.

10.20. По трубе протекает нагретый воздух. Для измерения температуры воздуха по оси трубы поместили термопару, наружный диаметр чехла которой равен 3 мм. Термопара зарегистрировала температуру 500 °С. Показание термопары, установленной на стенке трубы, 450 °С. Оценить погрешность измерения температуры воздуха за счет теплообмена излучением, приняв для этого степень черноты чехла термопары 0,8, а коэффициент теплоотдачи от воздуха к чехлу 100 Вт/(м² \cdot К) (рис. 10.2).

10.21. В термосе ($d_1 = 80$ мм, $d_2 = 90$ мм, $l = 300$ мм) находится вода с температурой 95 °С. Степень черноты стенок термоса 0,02. Температура окружающего воздуха 20 °С. Конвективный коэффициент теплоотдачи со стороны воды 300 Вт/(м² \cdot К), суммарный — за счет конвекции и излучения со стороны воздуха — 15 Вт/(м² \cdot К). Найти $Q_{\text{пот}}$ через боковую поверхность термоса.

10.22. Несерое тело (шар) небольших размеров находится в помещении с температурой стен 22 °С. Спектральная поглощательная способность шара не зависит от температуры, а интегральная $\varepsilon(T) = 1,02 \cdot 10^{-2} + 1,5 \cdot 10^{-4}T$. Найти $E_{\text{рез}}$ для шара, если его температура 87 °С.

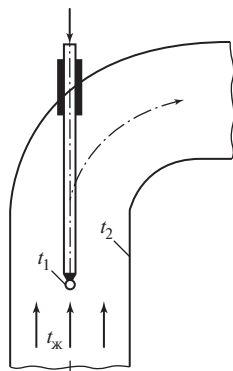


Рис. 10.2. К задаче 10.20

10.23. Найти средние угловые коэффициенты излучения для длинного канала, сечение которого представляет собой равносторонний треугольник.

10.24. Найти средние угловые коэффициенты излучения для длинного горизонтального канала, сечение которого представляет собой квадрат. Обозначить: нижняя сторона — 1, правая боковая — 2, верхняя — 3, левая — 4.

10.25. Излучающая система имеет форму цилиндра конечной длины ($d = 1,2$ м; $h = 2$ м). Для одного основания цилиндра $T_1 = 1000$ К; $A_1 = 0,8$, для другого $T_2 = 800$ К; $A_2 = 0,6$. Для боковой поверхности $T_3 = 500$ К; $A_3 = 0,9$. Найти $E_{\text{рез}1}$, $E_{\text{рез}2}$, $E_{\text{рез}3}$.

Решение. Угловой коэффициент излучения для двух параллельных кругов одинакового радиуса r с центрами на одной общей нормали к их плоскостям и расстоянием h между ними:

$$\varphi_{12} = \frac{1}{2} \left(Z - \sqrt{Z^2 - 4} \right),$$

где $Z = 1 + (1 + X^2)Y^2$; $X = r/h$; $Y = h/r$.

В нашем случае $X = 0,3$; $Y = 3,3333$; $Z = 1 + (1 + 0,3^2)3,3333^2 = 13,111$. Тогда

$$\varphi_{12} = \frac{1}{2} (13,111 - \sqrt{13,111^2 - 4}) = 0,07666;$$

$$\varphi_{13} = 1 - 0,07666 = 0,92334; \quad \varphi_{23} = \varphi_{13}; \quad \varphi_{21} = \varphi_{12};$$

$$F_1 = F_2 = \frac{3,14}{4} \cdot 1,2^2 = 1,1304 \text{ м}^2; \quad F_3 = 3,14 \cdot 1,2 \cdot 2 = 7,536 \text{ м}^2.$$

Угловой коэффициент φ_{32} находим по уравнению взаимности:

$$\varphi_{31} = \varphi_{32} = \varphi_{13} \frac{F_1}{F_3} = 0,92334 \frac{1,1304}{7,536} = 0,1385.$$

Из уравнения замкнутости

$$\varphi_{33} = 1 - 2 \cdot 0,1385 = 0,7230.$$

С учетом того что $\varphi_{11} = \varphi_{22} = 0$, все девять угловых коэффициентов излучения найдены.

Для нахождения $E_{\text{рез}i}$ ($i = 1, 2, 3$) возьмем систему (10.12). С учетом найденных значений φ_{ik} , значений A_k ($k = 1, 2, 3$), заданных температур поверхностей и того, что $R_k = 1 - A_k$, находим:

$$E_{\text{рез}1} = -41\,089 \text{ Вт/м}^2; E_{\text{рез}2} = -9333 \text{ Вт/м}^2; E_{\text{рез}3} = 7563 \text{ Вт/м}^2.$$

По полученным значениям $E_{\text{рез}i}$ ($i = 1, 2, 3$) находим $E_{\text{рез}1}F_1 + E_{\text{рез}2}F_2 + E_{\text{рез}3}F_3 = 0$.

Ответ. $E_{\text{рез}1} = -41089 \text{ Вт/м}^2; E_{\text{рез}2} = -9333 \text{ Вт/м}^2; E_{\text{рез}3} = 7563 \text{ Вт/м}^2.$

10.26. Решить задачу 10.25 с той лишь разницей, что боковая поверхность теплоизолирована, а ее температура не задана. Найти $E_{\text{рез}1}$, $E_{\text{рез}2}$ и T_3 .

10.27. Рассчитать тепловые потери через отверстие в печи. Толщина стен печи 400 мм, диаметр отверстия 200 мм. Принять, что температура одного основания отверстия равна температуре в печи ($t_1 = 900^\circ\text{C}$), температура другого $t_2 = 300^\circ\text{C}$. Основания отверстий — абсолютно черные тела, боковая поверхность имеет степень черноты $\varepsilon = 0,9$, и для нее $Q_{\text{рез}} = 0$.

10.28. Ряд длинных труб ($d = 50$ мм, $s = 1,5d$) расположен между двумя безграничными пластинами. Одна пластина со степенью черноты $\varepsilon = 0,6$ адиабатически теплоизолирована; другая представляет собой абсолютно черное тело с температурой 1800°C . Температура труб 250°C , их степень черноты $\varepsilon = 0,9$. Найти плотность потока результирующего излучения для труб и температуру теплоизолирующей пластины.

Указание. Угловой коэффициент излучения для неограниченной плоскости (тело 1) и однорядного пучка труб (тело 2), параллельный плоскости,

$$\varphi_{12} = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{d}{s}\right)^2} + \frac{d}{s} \arctg \sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1},$$

$$\varphi_{21} = \frac{1}{\pi} \left[\frac{s}{d} - \sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1} + \arctg \sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1} \right].$$

10.29. Электродпечь сопротивления представляет собой камеру в форме параллелепипеда высотой 500 мм и основанием 300×300 мм. Мощность нагревателя, расположенного на «потолке» печи (зона 1),

30 кВт. Во время работы печи температура боковых стен (зона 2) $T_2 = 900$ К. На поду печи (зона 3) находится лист стекла с размерами 300×300 мм. Рассчитать результирующий поток излучения на поверхности стекла при $T_3 = 350$ К. Найти также T_1 и $Q_{\text{рез}2}$. Принять: $A_1 = 0,8$; $A_2 = 0,9$; $A_3 = 0,5$.

Указание. Угловой коэффициент излучения для двух квадратов со стороной a , расположенных в параллельных плоскостях друг против друга на расстоянии h ,

$$\Phi_{12} = \frac{2}{\pi} \left[\frac{2}{a} \sqrt{a^2 + h^2} \arctg \frac{a}{\sqrt{a^2 + h^2}} - 2 \frac{h}{a} \arctg \frac{a}{h} + \frac{1}{2} \left(\frac{h}{a} \right)^2 \ln \frac{(a^2 + h^2)^2}{h^2(2a^2 + h^2)} \right].$$

10.30. Сечение длинного канала представляет собой равносторонний треугольник, для поверхностей которого известно: $A_1 = A_2 = 1$; $A_3 = 0,5$; $T_1 = 1000$ К; $T_2 = 1200$ К; $T_3 = 1500$ К. Найти $E_{\text{рез}1}$, $E_{\text{рез}2}$ и $E_{\text{рез}3}$.

10.31. Выполните расчет теплообмена излучением между поверхностями плоской ребристой стенки (рис. 10.3). Размер ребер, перпендикулярных к плоскости чертежа, значительно больше l . Температура стенки (та же, что и температура основания ребра) равна 373 К, а температура воздуха на стороне ребристой стенки составляет 293 К. Вдоль ребра температура изменяется по закону:

$$T = 293 + 80 \frac{\text{ch} [15,8(l-x)]}{\text{ch} (15,8l)},$$

где x — координата, отсчитываемая от основания ребра, м; $l = 0,08$ м. Размер $a = 0,04$ м. Степень черноты поверхности ребер и неоребренной поверхности стенки $\varepsilon = 0,8$.

Решение. Длину ребра l разобьем на три равные части и замкнем межреберное пространство условной поверхностью 4 (рис. 10.3). В результате получим излучающую систему, состоящую из восьми зон. Для зоны 4

$$T_4 = 293 \text{ К}; \quad A_4 = 1.$$

По формуле, приведенной в условии задачи, находим средние температуры зон: $T_1 = T_7 = 361,9$ К; $T_2 = T_6 = 344,7$ К; $T_3 = T_5 = 336,9$ К. Угловые коэффици-

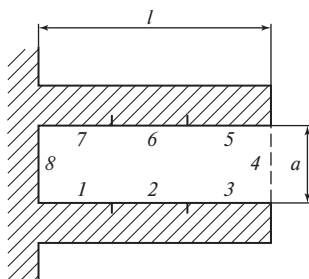


Рис. 10.3. К задаче 10.31

енты излучения φ_{ik} находим методом натянутых нитей. Совокупность рассчитанных значений φ_{ik} оформляем в виде матрицы:

$$\varphi_{ik} = \begin{pmatrix} 0,0000 & 0,0000 & 0,0000 & 0,0729 & 0,0784 & 0,1972 & 0,3028 & 0,3486 \\ 0,0000 & 0,0000 & 0,0000 & 0,1514 & 0,1972 & 0,3028 & 0,1972 & 0,1514 \\ 0,0000 & 0,0000 & 0,0000 & 0,3486 & 0,3028 & 0,1972 & 0,0784 & 0,0729 \\ 0,0486 & 0,1009 & 0,2324 & 0,0000 & 0,2324 & 0,1009 & 0,0486 & 0,2361 \\ 0,0784 & 0,1972 & 0,3028 & 0,3486 & 0,0000 & 0,0000 & 0,0000 & 0,0729 \\ 0,1972 & 0,3028 & 0,1972 & 0,1514 & 0,0000 & 0,0000 & 0,0000 & 0,1514 \\ 0,3028 & 0,1972 & 0,0784 & 0,0729 & 0,0000 & 0,0000 & 0,0000 & 0,3486 \\ 0,2324 & 0,1009 & 0,0486 & 0,2361 & 0,0486 & 0,1009 & 0,2324 & 0,0000 \end{pmatrix}.$$

Для нахождения $E_{\text{эф}i}$ ($i = 1, 2, \dots, 8$) воспользуемся (10.10). Матрица A коэффициентов системы восьми уравнений и столбец B известных величин в правых частях этих уравнений будут иметь вид:

$$A = \begin{pmatrix} 1,0000 & 0,0000 & 0,0000 & -0,0146 & -0,0157 & -0,0394 & -0,0606 & -0,0697 \\ 0,0000 & 1,0000 & 0,0000 & -0,0303 & -0,0394 & -0,0606 & -0,0394 & -0,0303 \\ 0,0000 & 0,0000 & 1,0000 & -0,0697 & -0,0606 & -0,0394 & -0,0157 & -0,0146 \\ -0,0005 & -0,0010 & -0,0023 & 1,0000 & -0,0023 & -0,0010 & -0,0005 & -0,0024 \\ -0,0157 & -0,0394 & -0,0606 & -0,0697 & 1,0000 & 0,0000 & 0,0000 & -0,0146 \\ -0,0394 & -0,0606 & -0,0394 & -0,0303 & 0,0000 & 1,0000 & 0,0000 & -0,0303 \\ -0,0606 & -0,0394 & -0,0157 & -0,0146 & 0,0000 & 0,0000 & 1,0000 & -0,0697 \\ -0,0465 & -0,0202 & -0,0097 & -0,0472 & -0,0097 & -0,0202 & -0,0465 & 1,0000 \end{pmatrix};$$

$$B = \begin{pmatrix} 778,537 \\ 640,782 \\ 584,122 \\ 414,551 \\ 584,122 \\ 640,782 \\ 778,537 \\ 879,441 \end{pmatrix}.$$

Систему уравнений решаем в среде Mathcad: $E_{\text{эф}} = A^{-1}B$. Значения $E_{\text{рез}}$ вычисляем по $E_{\text{рез},i} = \frac{A_i}{R_i} (E_{\text{эф}i} - E_{0i})$. В результате получаем

$$E_{\text{эф}} = \begin{pmatrix} 957,648 \\ 799,452 \\ 718,786 \\ 422,880 \\ 718,786 \\ 799,452 \\ 957,648 \\ 1034,690 \end{pmatrix}; \quad E_{\text{рез}} = \begin{pmatrix} -62,090 \\ -6,105 \\ -45,467 \\ 409,997 \\ -45,467 \\ -6,105 \\ -62,090 \\ -258,448 \end{pmatrix}.$$

Аналогично решаем задачу для другого значения a (значение a изменяем от 0,008 до 0,08 м). Результаты вычислений сводим в табл. 10.1.

Таблица 10.1. Зависимость $E_{\text{рез}}$, Вт/м², для различных зон от a/l в задаче 4

Номер зоны	a/l				
	0,1	0,25	0,5	0,8	1,0
1	-11,33	-30,45	-62,09	-93,20	-109,41
2	8,95	7,78	-6,11	-22,15	-30,36
3	-26,24	-42,31	-45,47	-41,57	-39,00
4	330,36	364,99	410,00	444,25	459,54
5	-26,24	-42,31	-45,47	-41,57	-39,00
6	8,95	7,78	-6,11	-22,15	-30,36
7	-11,33	-30,45	-62,09	-93,20	-109,41
8	-139,58	-191,72	-258,45	-313,48	-340,35

ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ В СИСТЕМЕ ТЕЛ, ЗАПОЛНЕННОЙ ПОГЛОЩАЮЩЕЙ И ИЗЛУЧАЮЩЕЙ СРЕДОЙ

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Эффективная длина луча

$$l_{\text{эф}}^0 = \frac{4V}{F}, \quad (11.1)$$

где V — объем, занимаемый средой; F — площадь граничной поверхности. С учетом самопоглощения

$$l_{\text{эф}}^0 = 0,9l_{\text{эф}}^0. \quad (11.2)$$

2. Степень черноты среды

$$\varepsilon = 1 - e^{-\alpha l_{\text{эф}}^0}, \quad (11.3)$$

где α — коэффициент поглощения среды.

3. Для газов CO_2 и H_2O степень черноты может быть найдена по номограммам (рис. 11.1, 11.2, 11.3).

4. Поглощательная способность газов CO_2 и H_2O

$$A_{\text{CO}_2}(T_r, T_c) = \left(\frac{T_r}{T_c}\right)^{0,65} \varepsilon_{\text{CO}_2}(p_{\text{CO}_2}^* l_{\text{эф}}, T_c);$$

$$A_{\text{H}_2\text{O}}(T_r, T_c) = \left(\frac{T_r}{T_c}\right)^{0,45} \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}(p_{\text{H}_2\text{O}}^* l_{\text{эф}}, T_c),$$

где $p_{\text{CO}_2}^* = p_{\text{CO}_2} \frac{T_c}{T_r}$; $p_{\text{H}_2\text{O}}^* = p_{\text{H}_2\text{O}} \frac{T_c}{T_r}$.

5. Результирующий поток излучения на стенках оболочки

$$Q_{\text{рез.с}} = \frac{\varepsilon_c + 1}{2} \sigma_0 F [\varepsilon(T_r)T_r^4 - A(T_r, T_c)T_c^4]. \quad (11.4)$$

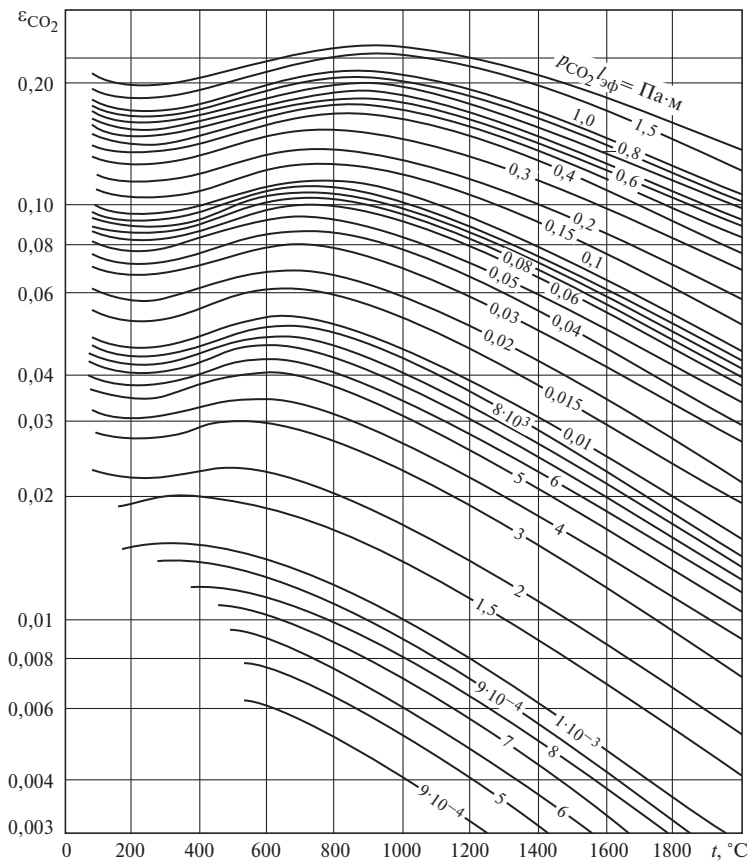


Рис. 11.1. Зависимость ϵ_{CO_2} от температуры газа при различных значениях $p_{CO_2} l_{\phi}$

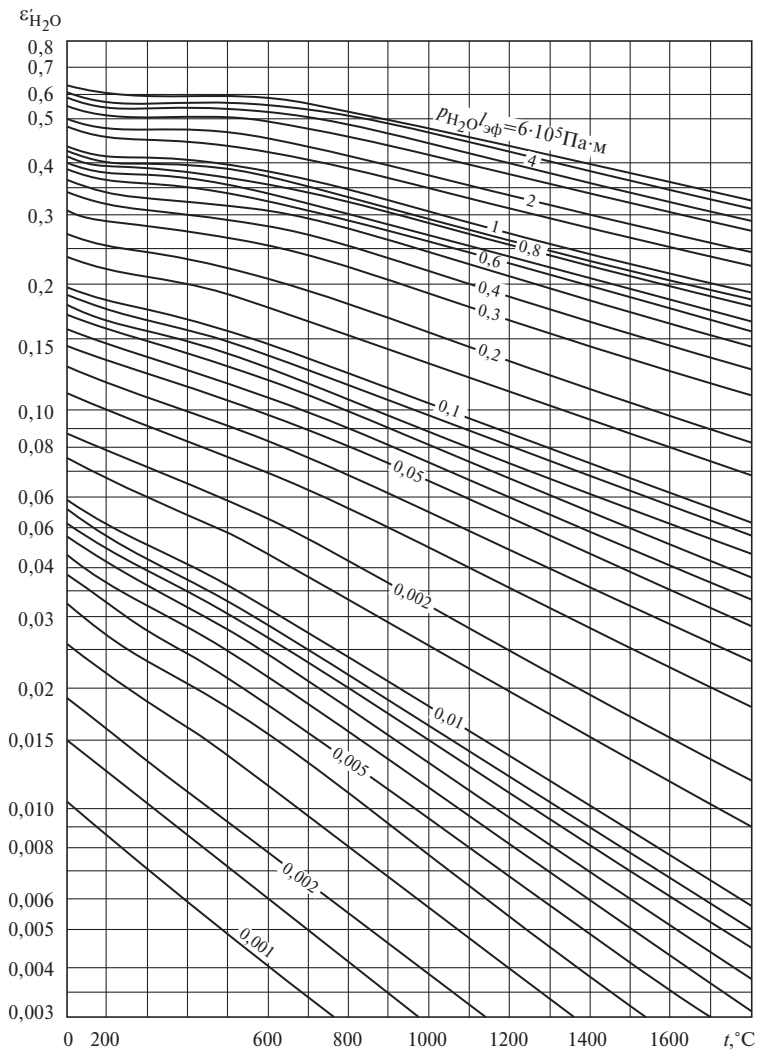


Рис. 11.2. Зависимость ε'_{H_2O} от температуры газа при различных значениях $p_{H_2O} l_{эф}$

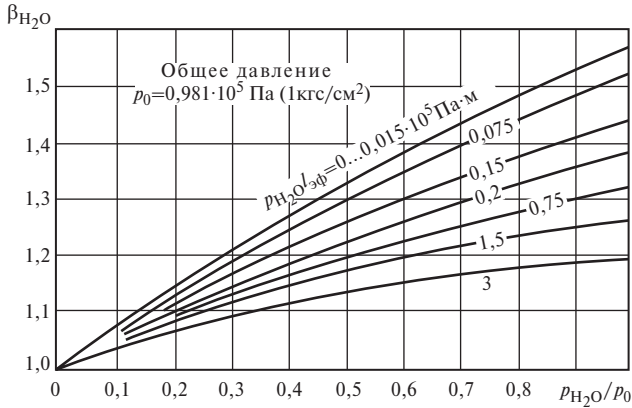


Рис. 11.3. Поправочный коэффициент $\beta_{\text{H}_2\text{O}}$ для определения степени черноты $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$

6. Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{\text{изл}} = \frac{q_{\text{изл}}}{T_{\text{г}} - T_{\text{с}}}, \quad (11.5)$$

где $q_{\text{изл}} = Q_{\text{рез.с}}/F$.

7. Эффективная длина луча в межтрубном пространстве, в котором трубы диаметром d располагаются с шагами s_1 и s_2 ,

$$l_{\text{эф}} = 1,08 d \left(\frac{s_1 s_2}{d^2} - 0,785 \right). \quad (11.6)$$

8. Система уравнений зонального метода для определения $E_{\text{эф}i}$ ($i = 1, 2, \dots, n$)

$$E_{\text{эф}i} - R_i^* \sum_{k=1}^n E_{\text{эф}k} \psi_{ik} = E_i^* + R_i^* A(F_i, V) E_{0\text{ср}}, \quad (11.7)$$

где ψ_{ik} — обобщенный угловой коэффициент излучения; $A(F_i, V)$ — поглощательная способность среды по отношению к излучению, падающему от зоны с поверхностью F_i ; R_i^* и E_i^* — см. формулу

$$(10.11); E_{0\text{ср}} = \sigma_0 T_{\text{ср}}^4.$$

9. Уравнения замкнутости и взаимности

$$\sum_{k=1}^n \Psi_{ik} + A(F_i, V) = 1; \quad (11.8)$$

$$\Psi_{ik} F_i = \Psi_{ik} F_k. \quad (11.9)$$

10. Обобщенный угловой коэффициент излучения от одной безграничной пластины к другой (расстояние между пластинами h)

$$\Psi_{12} = 2E_3(\alpha h), \quad (11.10)$$

где $E_3(x)$ — интегроэкспоненциальная функция (табл. П.14).

ЗАДАЧИ

11.1. Емкость полусферической формы заполнена серой поглощающей и излучающей средой с коэффициентом поглощения $\alpha = 0,05 \text{ м}^{-1}$. Температура среды 1200 К. Радиус полусферы 1 м. Найти плотность потока излучения, падающего от среды на элементарную площадку, расположенную в центре основания полусферы.

11.2. Емкость в форме цилиндра конечной длины ($d = 300 \text{ мм}$, $l = 500 \text{ мм}$) заполнена серой средой с температурой 1800 К. Коэффициент поглощения среды $\alpha = 0,05 \text{ м}^{-1}$. Найти среднюю плотность потока собственного излучения среды на стенке емкости. Самопоглощением излучения в объеме среды пренебречь.

11.3. Камера, имеющая форму параллелепипеда со сторонами 1 м, 2 и 3 м, заполнена продуктами сгорания CO_2 и H_2O . Температура газов $T = 1500 \text{ К}$. Полное давление смеси 0,101 МПа, а парциальные давления $p_{\text{CO}_2} = 10 \text{ кПа}$, $p_{\text{H}_2\text{O}} = 20 \text{ кПа}$. Найти среднюю плотность потока собственного излучения данной среды на стенке камеры.

Решение. Эффективная длина луча

$$l_{\text{эф}} = 0,9 \frac{4V}{F} = 0,9 \frac{4 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 3}{22} = 1,98 \text{ м.}$$

Вычисляем

$$p_{\text{CO}_2} l_{\text{эф}} = 10 \cdot 10^3 \cdot 0,98 = 0,098 \cdot 10^5 \text{ Па} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} l_{\text{эф}} = 20 \cdot 10^3 \cdot 0,98 = 0,196 \cdot 10^5 \text{ Па} \cdot \text{м.}$$

По этим найденным значениям и температуре газа 1227 °С, пользуясь рис. 11.1—11.3, определяем:

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,09; \quad \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,13; \quad \beta_{\text{H}_2\text{O}} = 1,1.$$

$$\begin{aligned} \text{Тогда } \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} &= \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} \beta_{\text{H}_2\text{O}} = 0,13 \cdot 1,1 = 0,143 \quad \text{и} \quad \varepsilon_{\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \\ &- \varepsilon_{\text{CO}_2} \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,09 + 0,143 - 0,09 \cdot 0,143 = 0,232. \end{aligned}$$

Плотность потока собственного излучения продуктов сгорания

$$E_{\text{соб.г}} = 0,232 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 1500^4 = 66593 \text{ Вт/м}^2.$$

Ответ. $E_{\text{соб.г}} = 66,6 \text{ кВт/м}^2.$

11.4. Как изменится $E_{\text{соб.г}}$ в задаче 11.3, если температура газов уменьшится до 1273 К?

11.5. Газообразные продукты сгорания ($p = 0,101 \text{ МПа}$) омывают поверхность труб конвективного пароперегревателя парового котла. Объемная доля H_2O $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$, объемная доля CO_2 $r_{\text{CO}_2} = 0,13$, температура продуктов сгорания $t_{\text{г}} = 950 \text{ °С}$, температура труб $t_{\text{с}} = 500 \text{ °С}$. Трубы расположены в шахматном порядке; их диаметр $d = 38 \text{ мм}$, продольный и поперечный шаги равны $s_1/d = s_2/d = 2$. Степень черноты труб $\varepsilon_{\text{с}} = 0,8$. Найти плотность потока результирующего излучения на стенках труб и коэффициент теплоотдачи излучением.

Решение. Эффективная длина луча

$$l_{\text{эф}} = 1,08 \cdot 0,038(4 - 0,785) = 0,132 \text{ м.}$$

Вычисляем

$$p_{\text{CO}_2} l_{\text{эф}} = 0,13 \cdot 1,01 \cdot 10^5 \cdot 0,132 = 0,017 \cdot 10^5 \text{ Па} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} l_{\text{эф}} = 0,11 \cdot 1,01 \cdot 10^5 \cdot 0,132 = 0,0145 \cdot 10^5 \text{ Па} \cdot \text{м.}$$

Пользуясь рис. 11.1—11.3, определяем

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,058; \quad \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,027; \quad \beta_{\text{H}_2\text{O}} = 1,08; \quad \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,027 \cdot 1,08 = 0,0292.$$

Степень черноты газов

$$\varepsilon_{\text{г}} = \varepsilon_{\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}} = 0,058 + 0,0292 - 0,058 \cdot 0,0292 = 0,0855.$$

Для определения A_{CO_2} и $A_{\text{H}_2\text{O}}$ предварительно рассчитываем

$$p_{\text{CO}_2}^* l_{\text{эф}} = p_{\text{CO}_2} \frac{T_c}{T_r} l_{\text{эф}} = 0,13 \cdot 1,01 \cdot 10^5 \frac{773}{1223} \cdot 0,132 = 0,011 \cdot 10^5 \text{ Па} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}}^* l_{\text{эф}} = 0,11 \cdot 1,01 \cdot 10^5 \frac{773}{1223} \cdot 0,132 = 0,0093 \cdot 10^5 \text{ Па} \cdot \text{м}.$$

По полученным значениям $p_{\text{CO}_2}^* l_{\text{эф}}$ и $p_{\text{H}_2\text{O}}^* l_{\text{эф}}$ и температуре стенки, пользуясь рис. 11.1—11.3, находим $\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,050$; $\epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,035$; $\beta_{\text{H}_2\text{O}} = 1,08$, а также $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,035 \cdot 1,08 = 0,0378$.

Далее определяем A_{CO_2} и $A_{\text{H}_2\text{O}}$:

$$A_{\text{CO}_2} = \left(\frac{1223}{773} \right)^{0,65} \cdot 0,050 = 0,067;$$

$$A_{\text{H}_2\text{O}} = \left(\frac{1223}{773} \right)^{0,45} \cdot 0,0378 = 0,046.$$

Поглощательная способность продуктов сгорания

$$\begin{aligned} A_r &= A_{\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}} = A_{\text{CO}_2} + A_{\text{H}_2\text{O}} - A_{\text{CO}_2} \cdot A_{\text{H}_2\text{O}} = \\ &= 0,067 + 0,046 - 0,067 \cdot 0,046 = 0,110. \end{aligned}$$

Плотность потока результирующего излучения на стенках труб

$$E_{\text{рез.с}} = \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (0,0855 \cdot 1223^4 - 0,110 \cdot 773^4) = 7756 \text{ Вт/м}^2.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{\text{изл}} = \frac{7756}{950 - 500} = 17,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Ответ. $E_{\text{рез.с}} = 7756 \text{ Вт/м}^2$; $\alpha_{\text{изл}} = 17,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

11.6. Сферическая емкость радиусом 0,5 м заполнена серой средой, для которой коэффициент поглощения равен $0,1 \text{ м}^{-1}$, а температура 1500 К. Поглощательная способность стенок 0,9. Найти температуру поверхности, при которой отводимый тепловой поток равен 10 кВт.

11.7. Камера в форме куба со стороной 1,2 м заполнена серым газом: $T_r = 1000 \text{ К}$; $T_c = 1700 \text{ К}$; $R = 0,3$. Подводимый к камере тепловой поток равен 800 кВт. Найти коэффициент поглощения газа.

11.8. Между двумя безграничными пластинами, отстоящими друг от друга на расстоянии $h = 0,5$ м, находится поглощающая и излучающая среда с коэффициентом поглощения $\alpha = 0,1 \text{ м}^{-1}$. Температура среды $T_{\text{ср}} = 1500$ К, температура пластин одинакова и равна $T_{\text{с}} = 800$ К. Поглощательная способность пластин $0,8$. Найти $E_{\text{рез}}$ для пластин.

11.9. Серая среда ($\alpha = 0,1 \text{ м}^{-1}$; $T = 2000$ К) заполняет сферическую полость радиусом $0,5$ м. Поверхность полости имеет температуру $T_1 = 1200$ К; $A_1 = 0,6$. Найти $Q_{\text{рез.1}}$.

11.10. Температура плоского слоя ($h = 1$ м) серой среды равна 1500 К. Граничные поверхности: $T_1 = 600$ К; $T_2 = 1200$ К; $A_1 = 0,3$; $A_2 = 0,9$. Найти $E_{\text{рез.1}}$ и $E_{\text{рез.2}}$. Коэффициент поглощения среды $\alpha = 0,15 \text{ м}^{-1}$.

11.11. В циклонной печи цилиндрической формы ($d = 2,1$ м) температура газообразных продуктов сгорания 1500 °С. Состав газов: $r_{\text{H}_2\text{O}} = 10$; $r_{\text{CO}_2} = 0,18$; давление $p = 0,08$ МПа. Известно, что тепловые потери в окружающую среду составляют 336 кВт/м. Чему равна температура внутренней поверхности ($A = 0,9$) печи?

11.12. Дымовой газ ($r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,12$; $r_{\text{CO}_2} = 0,21$; $T = 2000$ К; $p = 0,1$ МПа) заполняет пространство между двумя пластинами, расстояние между которыми $h = 1$ м. Нижняя пластина адиабатически теплоизолирована, для нее $A_1 = 0,6$. Температура верхней пластины $T_2 = 1500$ К, $A_2 = 0,9$. Допуская, что газ является серой средой, найти T_1 и $E_{\text{рез.2}}$.

Указание. Интегральный коэффициент поглощения для смеси углекислого газа и водяного пара (м^{-1}) можно определить по формуле

$$\alpha = \left(\frac{7,8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_{\Sigma} I_{\Sigma\Phi}}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) r_{\Sigma} p, \quad (11.11)$$

где r_{Σ} — объемная доля CO_2 и H_2O ; p — давление газов, МПа; l — эффективная длина луча, м. Формула (11.11) справедлива, если $0,2 \leq p_{\text{CO}_2}/p_{\text{H}_2\text{O}} \leq 2$; $1,2 \cdot 10^3 \leq p_{\Sigma} l_{\text{эф}} \leq 200 \cdot 10^3$ Па · м; $700 \leq T \leq 1800$ К (p_{Σ} — суммарное парциальное давление CO_2 и H_2O , причем $p_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} p$; $p_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2\text{O}} p$).

Для решения задачи 11.12 вычисленный по формуле (11.11) коэффициент поглощения следует использовать для определения степени черноты газа.

11.13. Камера кубической формы (сторона куба 2 м) заполнена серым газом с $\alpha = 0,08 \text{ м}^{-1}$. Камера снаружи охлаждается так, что отводимый тепловой поток 10 кВт. Максимально допустимая рабочая температура стен камеры 800 °С, а $A = 0,5$. При какой температуре газа температура стен не превысит допустимую?

11.14. В плоской плавильной камере с проточным потоком газов температура расплава $T_1 = 933$ К, а степень черноты его поверхности $\varepsilon_1 = 0,2$. Температура и давление газов $T_r = 1800$ К, $p_r = 0,1$ МПа, их состав $r_{\text{CO}_2} = 0,012$; $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,08$. Высота камеры $h = 1,5$ м. Рассчитать термическое сопротивление обмуровки камеры, при котором температура ее наружной поверхности будет равна 50 °С. Температура окружающего воздуха $t_{\text{ж}} = 30$ °С, коэффициент теплоотдачи от обмуровки к воздуху = 12 Вт/(м² · К). Для обмуровки $A_2 = 0,8$. Найти также температуру внутренней поверхности обмуровки T_2 и плотность потока результирующего излучения на поверхности расплава $E_{\text{рез1}}$. Задачу решить в приближении серого газа, приняв при этом, что газы заполняют плоский безграничный слой высотой h . Конвективный теплообмен в камере не учитывать.

11.15. Рассчитать плотность потока собственного излучения $E_{\text{соб}}$ продуктов сгорания природного газа на экранную поверхность топки парового котла размерами 6×7×15 м. Принять температуру продуктов сгорания $t_{\text{пр. сг}} = 2000$ °С и 1200 °С. Состав продуктов сгорания: $r_{\text{CO}_2} = 0,015$; $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,09$.

11.16. Температура дымовых газов в циклонной цилиндрической камере ($d = 1,6$ м) $T_{\Gamma} = 1700$ К, а их состав: $r_{\text{CO}_2} = 0,016$; $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,09$.

Обмуровка камеры выполнена из материала с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 0,2$ Вт/(м · К). Толщина обмуровки 500 мм, а $A = 0,7$. Приняв допущение о том, что газ является серой средой, а цилиндр бесконечно длинный, найти температуру внутренней и наружной поверхностей обмуровки. Температура воздуха в помещении 30 °С, коэффициент теплоотдачи к воздуху 18 Вт/(м² · К). Конвективный теплообмен внутри камеры не учитывать. Давление газов $p = 0,1$ МПа.

Часть шестая

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Глава двенадцатая

ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Уравнение теплового баланса:

$$Q_1 = Q_2 + Q_{\text{пот}}, \quad (12.1)$$

где $Q_{\text{пот}}$ — тепловой поток в окружающую среду (потери теплоты), а Q_1 и Q_2 равны

$$Q_1 = G_1(h_1' - h_1''); \quad (12.2)$$

$$Q_2 = G_2(h_2'' - h_2'). \quad (12.3)$$

Индексы «1» и «2» относятся к горячей и холодной жидкости соответственно; верхний индекс «штрих» — к условиям на входе, «два штриха» — на выходе.

При $c_{p1} = \text{const}$ и $c_{p2} = \text{const}$

$$Q_1 = G_1 c_{p1}(t_1' - t_1''); \quad (12.4)$$

$$Q_2 = G_2 c_{p2}(t_2'' - t_2'). \quad (12.5)$$

Обычно $c_{p1} = f_1(t)$ и $c_{p2} = f_2(t)$. Тогда

$$Q_1 = G_1 \bar{c}_{p1}(t_1' - t_1''); \quad (12.4a)$$

$$Q_2 = G_2 \bar{c}_{p2}(t_2'' - t_2'), \quad (12.5a)$$

где \bar{c}_{p1} и \bar{c}_{p2} — среднеинтегральные значения c_{p1} и c_{p2} в заданных интервалах температур. Часто можно принять, что \bar{c}_{p1} и \bar{c}_{p2} — удельные теплоемкости при средних температурах теплоносителей.

2. Уравнение теплопередачи:

$$Q = k\bar{\Delta}tF, \quad (12.6)$$

где k — коэффициент теплопередачи; F — площадь поверхности теплообмена; $\bar{\Delta}t$ — средний температурный напор, который для прямоточной и противоточной схем движения равен

$$\bar{\Delta}t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (12.7)$$

причем Δt_6 и Δt_m — большая и меньшая разности температур жидкостей на концах теплообменного аппарата.

3. Закон изменения температурного напора вдоль поверхности теплообмена

$$\Delta t_x = \Delta t_0 e^{-kmF_x}, \quad (12.8)$$

где F_x — текущая (соответствующая продольной координате x) поверхность; Δt_0 — температурный напор при $x = 0$, а

$$m = \frac{1}{G_1 c_{p1}} \pm \frac{1}{G_2 c_{p2}}. \quad (12.9)$$

В (12.9) «плюс» соответствует прямотоку, «минус» — противотоку.

4. Полный перепад давлений (гидравлическое сопротивление)

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \sum \Delta p_m + \Delta p_{\text{уск}} + \Delta p_{\text{гс}}, \quad (12.10)$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ — сопротивление трения; $\sum \Delta p_m$ — сумма местных сопротивлений; $\Delta p_{\text{уск}}$ — потери давления на ускорение потока; $p_{\text{гс}}$ — гидростатические потери (для замкнутых систем они равны нулю);

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}; \quad (12.11)$$

$$\Delta p_m = \zeta_m \frac{\rho w^2}{2}; \quad (12.12)$$

$$\Delta p_{\text{уск}} = \rho_{\text{вых}} w_{\text{вых}}^2 - \rho_{\text{вх}} w_{\text{вх}}^2. \quad (12.13)$$

5. Коэффициент гидравлического сопротивления при турбулентном течении в трубах

$$\zeta_{\text{тр}} = [0,790 \ln (\text{Re}/8)]^{-2}. \quad (12.14)$$

6. Коэффициент местного сопротивления:

а) вход в трубу из коллектора или барабана $\zeta_{\text{м}} = 0,5$;

б) выход из трубы в коллектор или барабан $\zeta_{\text{м}} = 1,0$;

в) вход в межтрубное пространство или на выходе из него $\zeta_{\text{м}} = 1,5$;

г) поворот на 180° в межтрубном пространстве $\zeta_{\text{м}} = 1,0$.

7. Гидравлическое сопротивление при поперечном обтекании пучка труб

$$\Delta p = \zeta_{\text{п}} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (12.15)$$

где w — скорость в узком сечении пучка, а

$$\zeta_{\text{п}} = [3,2 + 0,66(1,7 - \varphi)^{1,5}](z + 1) \text{Re}^{-0,27}, \quad (12.16)$$

если $s_1/d \geq 1,44$ и $0,1 \leq \varphi = (s_1 - d)/(s_2' - d) \leq 1,7$, а расположение труб шахматное;

$$\zeta_{\text{п}} = 2 \left(\frac{s_1}{d} - 1 \right)^{-0,5} z \text{Re}^{-0,2/\varphi^2}, \quad (12.17)$$

если $s_1 \leq s_2$ и $0,06 \leq \varphi = (s_1 - d)/(s_2 - d) \leq 1$, а расположение труб коридорное;

$$\zeta_{\text{п}} = 0,38 \left(\frac{s_1}{d} - 1 \right)^{-0,5} (\varphi - 0,94)^{-0,59} z \text{Re}^{-0,2/\varphi^2}, \quad (12.18)$$

если $s_1 > s_2$ и $1 < \varphi = (s_1 - d)/(s_2 - d) \leq 8$, а расположение труб коридорное.

В формулах (12.16)—(12.18) z — число рядов, s_1 — шаг в поперечном направлении, s_2 — шаг в направлении потока, d — наружный диаметр трубы, $s_2' = (s_1^2/4 + s_2^2)^{1/2}$ — диагональный шаг труб. Указанные формулы справедливы для газа с постоянными свойствами.

ЗАДАЧИ

12.1. Определить площадь поверхности нагрева водо-водяного теплообменного аппарата для прямо- и противоточной схем движения, если $G_1 = 10$ кг/с; $G_2 = 6$ кг/с; $t_1' = 100$ °С; $t_1'' = 75$ °С; $t_2' = 20$ °С; $k = 2500$ Вт/(м² · К). Потерями теплоты в окружающую среду пренебречь¹.

12.2. В пароводяном теплообменнике происходит конденсация сухого насыщенного водяного пара при $p = 0,2$ МПа. Температура воды $t_2' = 30$ °С, а $G_2 = 1,2$ кг/с. Площадь поверхности теплообмена $F = 1,94$ м², а $k = 2100$ Вт/(м² · К). Найти t_2'' и G_1 .

12.3. Найти площадь поверхности теплообмена испарителя, производительность которого по вторичному пару 2,5 кг/с. Давление вторичного пара 0,5 МПа. Температура воды на входе в испаритель равна температуре насыщения. Греющей средой является сухой насыщенный водяной пар давлением 0,7 МПа. Конденсат греющего пара в испарителе не переохлаждается. Коэффициент теплопередачи равен 1800 Вт/(м² · К).

12.4. Конденсатор паровой турбины представляет собой горизонтальный двухходовой кожухотрубный теплообменник. Поверхность теплообмена выполнена из латунных трубок 28×1 мм. Расход и давление пара в конденсаторе равны соответственно $G_1 = 66,7$ кг/с и $p_1 = 5,1$ кПа. Температура охлаждающей воды на входе $t_2' = 22$ °С, а ее скорость в трубах $w_2 = 1,5$ м/с. Расход воды $G_2 = 6200$ кг/с. Коэффициент теплопередачи $k = 2750$ Вт/(м² · К). Рассчитать площадь поверх-

¹ В дальнейшем, если не указана величина $Q_{\text{пот}}$, принимать $Q_{\text{пот}} = 0$.

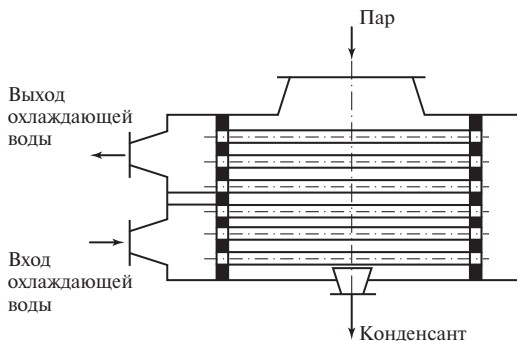


Рис. 12.1. К задаче 12.4

ности теплообмена, длину и общее число труб, а также гидравлическое сопротивление со стороны воды (рис. 12.1).

12.5. В трубчатом прямоточном теплообменнике теплоноситель охлаждается от температуры $t_1' = 350\text{ }^\circ\text{C}$ до $t_1'' = 120\text{ }^\circ\text{C}$. Известно, что $G_1 = 0,946\text{ кг/с}$; $c_{p1} = 1,0\text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; $G_2 = 0,866\text{ кг/с}$; $c_{p2} = 4200\text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; $\alpha_1 = 200\text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$; $\alpha_2 = 1500\text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$; $t_2'' = 80\text{ }^\circ\text{C}$. Термическим сопротивлением стенки трубы можно пренебречь. Найти t_1 и t_2 в сечении, отстоящем от выхода теплоносителя на расстоянии $0,25h$, где h — высота теплообменника.

Решение. Передаваемый через стенку трубы тепловой поток

$$\underline{Q} = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = 0,946 \cdot 10^3 (350 - 120) = 217\,580\text{ Вт.}$$

Температура «холодного» теплоносителя на входе

$$t_2' = t_2'' - \frac{\underline{Q}}{G_2 c_{p2}} = 80 - \frac{217\,580}{0,866 \cdot 4200} = 20,17\text{ }^\circ\text{C.}$$

Средний температурный напор

$$\overline{\Delta t} = \frac{(350 - 20,17) - (120 - 80)}{\ln \frac{350 - 20,17}{120 - 80}} = 137,3\text{ }^\circ\text{C.}$$

Коэффициент теплопередачи (при $\delta/\lambda = 0$)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{200} + \frac{1}{1500}} = 176,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площадь поверхности теплообменника

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{217\,580}{176,5 \cdot 137,3} = 8,98 \text{ м}^2.$$

Значение m равно:

$$m = \frac{1}{G_1 c_{p1}} + \frac{1}{G_2 c_{p2}} = \frac{1}{0,946 \cdot 1000} + \frac{1}{0,866 \cdot 4200} = 0,00133 \text{ К}/\text{Вт}.$$

Температурный напор в заданном сечении $x = 0,75h$

$$\Delta t_x = \Delta t_0 e^{-kmF_x} = 329,8 e^{-176,5 \cdot 0,00133 \cdot 0,75 \cdot 8,98} = 67,47 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средний температурный напор и тепловой поток, передаваемый от теплоносителя на участке от входного сечения до заданного:

$$\overline{\Delta t_x} = \frac{329,83 - 67,43}{\ln \frac{329,83}{67,43}} = 165,3 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$Q_x = 176,5 \cdot 165,3 \cdot 0,75 \cdot 8,98 = 196\,511 \text{ Вт}.$$

Искомые температуры:

$$t_1 = t_1' - \frac{Q_x}{G_1 c_{p1}} = 350 - \frac{196\,511}{0,946 \cdot 1000} = 142,3 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_2 = t_1 - \Delta t_x = 142,3 - 67,47 = 74,83 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Ответ. $t_1 = 142,3 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_2 = 74,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

12.6. Решить задачу 12.5, считая, что теплообменник работает по схеме противотока при прочих равных условиях.

12.7. Для трубчатого прямоточного теплообменного аппарата известно: $G_1 = 1,2 \text{ кг}/\text{с}$; $c_{p1} = 1,0 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $t_1' = 280 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_1'' = 200 \text{ }^\circ\text{C}$; $G_2 = 2,1 \text{ кг}/\text{с}$; $c_{p2} = 4,2 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $t_2' = 130 \text{ }^\circ\text{C}$; $k = 90 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Считая, что толщина стенки труб мала по сравнению с их диаметром, термическое сопротивление труб $10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, коэффициент теплоотдачи

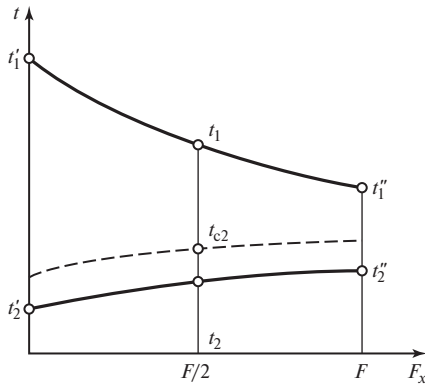


Рис. 12.2. К задаче 12.7

$\alpha_2 = 1200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, найти t_1 , t_2 и температуры стенки труб t_{c1} и t_{c2} в середине теплообменного аппарата (рис. 12.2).

12.8. Пусть имеется теплообменник, работающий по схеме противотока. Известны следующие величины: $G_1 = 85,7 \text{ кг}/\text{с}$; $c_{p1} = c_{p2} = 4,2 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $t'_1 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$; $t''_1 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$; $t'_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$; $t''_2 = 140 \text{ }^\circ\text{C}$; $k = 2600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Найти t''_1 и t''_2 для случая, когда данный теплообменник будет работать по схеме прямотока при тех же значениях G_1 , G_2 , t'_1 , t'_2 и k .

12.9. В противоточном теплообменном аппарате требуется подогреть воду ($G_2 = 21,0 \text{ кг}/\text{с}$) от $t'_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t''_2 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$. Греющей средой является дымовой газ, расход которого $G_1 = 74,74 \text{ кг}/\text{с}$, $t'_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопередачи $k = 2800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Найти площадь поверхности нагрева.

12.10. В теплообменнике дымовыми газами необходимо подогреть воздух от $t'_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t''_2 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$. Расход воздуха $G_2 = 1,74 \text{ кг}/\text{с}$. Температура дымовых газов на входе $t'_1 = 700 \text{ }^\circ\text{C}$, а их расход $G_1 = 2,06 \text{ кг}/\text{с}$. Поверхность нагрева предполагается изготовить из углеродистой стали Ст.20, для которой максимально допустимая рабочая

температура равна $460\text{ }^{\circ}\text{C}$. Найти площадь поверхности нагрева для прямо- и противотока и выбрать из этих двух схем такую, которая будет обеспечивать безаварийную работу теплообменного аппарата. Коэффициенты теплоотдачи: $\alpha_1 = 70\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\alpha_2 = 80\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Толщина стальной стенки $\delta = 3\text{ мм}$, а $\lambda = 50\text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

До какой температуры будет нагреваться воздух в данном прямоточном теплообменном аппарате, если в процессе эксплуатации со стороны дымовых газов образуется слой сажи толщиной $\delta_c = 0,8\text{ мм}$ с коэффициентом теплопроводности $\lambda_c = 0,08\text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$?

Какова будет при этом максимальная температура стенки?

12.11. В пароводяной теплообменник поступает сухой насыщенный водяной пар с $t_s = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$, расход которого $G_1 = 0,22\text{ кг}/\text{с}$, а выходит пароводяная смесь с массовым расходным паросодержанием $x_{\text{вых}} = 0,7$. Для воды известно: $G_2 = 2,1\text{ кг}/\text{с}$; $t_2' = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Коэффициент теплопередачи $k = 2600\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Найти F — площадь греющей поверхности теплообменника.

12.12. В противоточном теплообменном аппарате дымовые газы ($G_1 = 1,19\text{ кг}/\text{с}$) охлаждаются от $t_1' = 220\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_1'' = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$. Отдаваемая дымовыми газами теплота расходуется на нагревание воды ($G_2 = 0,159\text{ кг}/\text{с}$; $p = 0,5\text{ МПа}$; $t_2' = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$). Рассчитать температуру воды на выходе, а также в середине теплообменного аппарата и площадь поверхности нагрева [$k = 95\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$].

12.13. Для пароводяного теплообменника известно: $G_1 = 0,732\text{ кг}/\text{с}$; $t_s = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$; $G_2 = 2,5\text{ кг}/\text{с}$; $t_2' = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_2'' = 145\text{ }^{\circ}\text{C}$; $p_2 = 1\text{ МПа}$. Определить паросодержание на выходе.

12.14. Произвести тепловой и гидравлический расчеты вертикального пароводяного теплообменника, предназначенного для подогрева воды от температуры $t_2' = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_2'' = 105\text{ }^{\circ}\text{C}$. Расход воды $G_2 = 125\text{ кг}/\text{с}$, давление $p_2 = 0,2\text{ МПа}$. Параметры пара на входе: $p_1 = 0,45\text{ МПа}$; $t_1' = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$. Вода движется по трубам ($d_1 = 20\text{ мм}$, $d_2 =$

= 24 мм, латунь) со скоростью $w_2 = 1$ м/с. Пар движется в межтрубном пространстве с малой скоростью и полностью конденсируется. Найти площадь поверхности нагрева F , высоту теплообменника h , диаметр корпуса D , гидравлическое сопротивление по воде Δp , мощность N на перекачку воды.

Решение. Средняя температура воды $\bar{t}_2 = 75$ °С. При этой температуре $\rho_2 = 974,8$ кг/м³; $c_{p2} = 4,191$ кДж/(кг · К); $\lambda_2 = 0,671$ Вт/(м · К); $\nu_2 = 0,390 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr_2 = 2,38$. Тепловой поток

$$Q = 125 \cdot 4,191 \cdot 60 = 31\,432 \text{ кВт.}$$

Средний температурный напор

$$\bar{\Delta t} = \frac{102,9 - 42,9}{\ln \frac{102,9}{42,9}} = 68,6 \text{ °С.}$$

Здесь учтено, что при $p = 0,45$ МПа $t_s = 147,9$ °С.

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи со стороны воды

$$Re_2 = \frac{1,0 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{0,390 \cdot 10^{-6}} = 51\,282;$$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 51\,282^{0,8} \cdot 2,38^{0,43} \cdot 1,13 = 201,7.$$

При $\bar{t}_c = 120$ °С $Pr_c = 1,47$ и $\varepsilon_t = 1,13$;

$$\alpha_2 = 201,7 \frac{0,671}{0,020} = 6766 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Число труб в одном ходе

$$n = \frac{4 \cdot 125}{974,8 \cdot 3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 1,0} = 408.$$

Принимаем число ходов $z = 2$. Плотность теплового потока

$$q = \frac{31\,432 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,022 \cdot 2 \cdot 408 \cdot h} = \frac{2,78 \cdot 10^5}{h},$$

откуда $qh = 2,78 \cdot 10^5$ Вт/м.

Число Рейнольдса пленки конденсата

$$Re_1 = 4 \frac{qh}{r_* \mu_{ж}} = B' qh = 9,96 \cdot 10^{-3} \cdot 2,78 \cdot 10^5 = 5546,$$

где $B' = Br/r_*$ (B — по табл. П.17); $r_* = r + c_p(t_n - t_s) = 2116 + 2,0(150 - 147,9) = 2120$ кДж/кг.

Так как $Re_1 > 1600$, то для расчета α_1 используем формулу (7.10). Вычислим

$$l_g = \left[\frac{(0,203 \cdot 10^{-6})^2}{9,8} \frac{917}{917 - 4,76} \right]^{1/3} = 0,1617 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Свойства воды и пара при расчете l_g взяты по температуре t_s . Тогда

$$\alpha_1 = \frac{5546}{9150 + 58 \cdot 1,17^{-0,5} (5546^{3/4} - 253)} \frac{0,684}{0,1617 \cdot 10^{-4}} = 7800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{7800} + \frac{0,002}{100} + \frac{1}{6766}} = 3370 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площадь поверхности теплообменника

$$F = \frac{31\,432 \cdot 10^3}{3370 \cdot 68,6} = 136 \text{ м}^2.$$

Высота теплообменника

$$h = \frac{136}{3,14 \cdot 0,022 \cdot 2 \cdot 408} = 2,41 \text{ м.}$$

Диаметр корпуса (приближенно)

$$D = \sqrt{2n} \cdot s \sqrt{\frac{4}{\pi}} = \sqrt{2 \cdot 408} \cdot 1,3 \cdot 0,024 \sqrt{\frac{4}{3,14}} = 1,01 \text{ м.}$$

Выполним гидравлический расчет. Коэффициент сопротивления

$$\xi_{\text{тр}} = \left(\frac{1}{0,79 \ln \frac{51\,282}{8}} \right)^2 = 0,0208.$$

Потери давления на трение и местные потери

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,0208 \frac{2 \cdot 2,41}{0,020} \frac{974,8}{2} = 2443 \text{ Па;}$$

$$\sum \Delta p_{\text{м}} = (2 \cdot 0,5 + 2 \cdot 1,0 + 1,0) \frac{974,8}{2} = 1950 \text{ Па.}$$

Гидравлическое сопротивление

$$\Delta p = 2443 + 1950 = 4393 \text{ Па.}$$

Мощность на перекачку воды

$$N = \frac{125 \cdot 4393}{974,8} = 563 \text{ Вт.}$$

Ответ. $F = 136 \text{ м}^2$; $h = 2,41 \text{ м}$; $D = 1,01 \text{ м}$; $\Delta p = 4,4 \text{ кПа}$.

12.15. Найти площадь поверхности нагрева, высоту и диаметр пароводяного теплообменника такого типа, как в задаче 12.14, для следующих данных:

$$t_2' = 14 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_2'' = 125 \text{ }^\circ\text{C}; \quad G_2 = 90 \text{ кг/с};$$

$$p_2 = 0,3 \text{ МПа}; \quad p_1 = 0,476 \text{ МПа}; \quad d_1 = 18 \text{ мм};$$

$$d_2 = 22 \text{ мм}; \quad w_2 = 0,5 \text{ м/с}; \quad z = 2.$$

12.16. Выполнить теплогидравлический расчет четырехходового вертикального пароводяного кожухотрубного теплообменника с плавающей трубной доской. Теплообменник предназначен для подогрева воды от $t_2' = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_2'' = 130 \text{ }^\circ\text{C}$. Расход воды $G_2 = 75 \text{ кг/с}$, давление на входе $p_2 = 0,5 \text{ МПа}$. Греющая среда — сухой насыщенный водяной пар давлением $p_1 = 0,36 \text{ МПа}$, который конденсируется на наружной поверхности труб. Переохлаждение конденсата в теплообменнике отсутствует. Поверхность теплообмена набрана из латунных трубок $20 \times 1 \text{ мм}$. Скорость воды в трубках $w_2 = 1,5 \text{ м/с}$.

Найти h — высоту теплообменника, Δp_2 — гидравлическое сопротивление со стороны воды, N — мощность на перекачку воды и G_1 — расход пара.

12.17. Регенеративный поверхностный подогреватель низкого давления (ПНД) представляет собой вертикальный кожухотрубный четырехходовой теплообменник с плавающей нижней трубной доской. Пар поступает в теплообменник со следующими параметрами: $p_1' = 0,065 \text{ МПа}$, $t_1' = 110 \text{ }^\circ\text{C}$. Расход пара $G_1 = 25 \text{ кг/с}$. Конденсат на выходе имеет температуру насыщения. Расход питательной воды $G_2 = 350 \text{ кг/с}$. Температура воды на входе $t_2' = 40 \text{ }^\circ\text{C}$. Поверхность теплообмена ПНД набирается из латунных трубок $16 \times 1 \text{ мм}$, скорость воды в трубках $3,0 \text{ м/с}$.

Найти F — площадь поверхности теплообмена, h — высоту теплообменника и Δp_2 — гидравлическое сопротивление по воде.

12.18. Регенеративный поверхностный подогреватель низкого давления выполнен из латунных трубок $16 \times 1 \text{ мм}$. Высота теплообменника $h = 4,5 \text{ м}$, площадь поверхности теплообмена $F = 200 \text{ м}^2$. Найти t_2'' — температуру воды на выходе из теплообменника и G_1 — расход пара для следующих условий: давление и температура пара

на входе $p_1' = 0,14$ МПа, $t_1' = 120$ °С; температура воды на входе $t_2' = 50$ °С. Теплообменник сделан четырехходовым по воде. Расход воды $G_2 = 120$ кг/с.

12.19. Для повышения тепловой экономичности в схеме турбоустановки предусмотрен теплообменник, в котором происходит охлаждение конденсата регенеративного подогревателя низкого давления ПНД. Этот конденсат (дренаж ПНД) охлаждается конденсатом отработавшего в турбине пара (основным конденсатом). Произвести тепловой и гидравлический расчет охладителя дренажа, конструктивно выполненного в виде противоточного вертикального теплообменника с U-образными стальными трубами 22×2 мм.

Расход дренажа $G_1 = 31,7$ кг/с, давление $p_1 = 0,8$ МПа, температура на входе $t_1' = 90$ °С, на выходе $t_1'' = 70$ °С. Расход основного конденсата, движущегося внутри труб со скоростью $0,8$ м/с, $G_2 = 57,3$ кг/с, температура на входе $t_2' = 60$ °С.

Трубы в трубной доске расположены по углам квадрата со стороной $s = 32$ мм. Найти площадь поверхности теплообмена F , высоту h , гидравлическое сопротивление для основного конденсата Δp_2 (рис. 12.3).

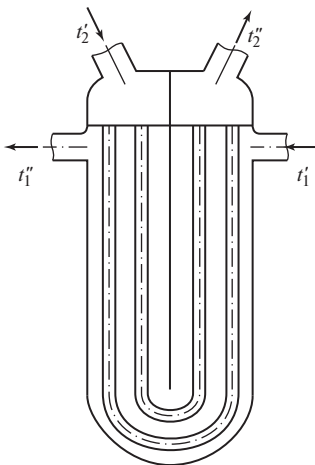


Рис. 12.3. К задаче 12.19

12.20. Найти площадь поверхности F , высоту h , если скорость основного конденсата в задаче 12.19 принять равной 2,2 м/с, а все другие условия оставить без изменения.

12.21. Выполнить тепловой расчет вертикального подогревателя сетевой воды, предназначенного для передачи теплоты пара, отбираемого из турбины, в систему теплоснабжения.

Вода движется внутри латунных труб 19×1 мм со скоростью 2,1 м/с. Пар конденсируется на наружной поверхности труб. Конденсат в теплообменнике не переохлаждается. Число ходов по воде — 2. Давление пара $p_1' = 1,46$ МПа, температура $t_1' = 197,4$ °С. Температура воды на входе $t_2' = 120$ °С, на выходе $t_2'' = 170$ °С, давление $p_2' = 2,2$ МПа, расход $G_2 = 415$ кг/с. Найти площадь поверхности теплообмена (по наружному диаметру труб), высоту корпуса h .

12.22. Произвести проверочный расчет вертикального подогревателя сетевой воды. Площадь поверхности теплообмена $F = 200$ м², высота теплообменника $h = 5,36$ м; трубы 18×1 мм Ст. 20. Параметры пара: давление $p_1' = 0,7$ МПа, температура $t_1' = 165$ °С, расход $G_1 = 18,3$ кг/с. Конденсат в теплообменнике не переохлаждается. Параметры воды: температура на входе $t_2' = 70$ °С, давление $p_2' = 1,5$ МПа. Найти температуру воды на выходе и гидравлическое сопротивление по водяной стороне Δp_2 .

12.23. Произвести тепловой расчет змеевикового экономайзера, предназначенного для подогрева воды в количестве $G_2 = 125$ кг/с от температуры $t_2' = 94$ °С до $t_2'' = 190$ °С ($p_2 = 3$ МПа). Скорость воды в стальных трубках (Ст. 30; $d_1 = 44$ мм; $d_2 = 51$ мм) равна $w_2 = 0,5$ м/с. Дымовые газы: $G_1 = 350$ кг/с; $t_1' = 400$ °С; $w_1 = 10$ м/с (в узком сечении шахматного пучка).

Поперечный шаг $s_1 = 1,8 d_2$, продольный $s_2 = 1,6 d_2$.

Найти F , число параллельно выполненных змеевиков n , длину отдельного змеевика l .

Решение. Средняя температура воды $t_2 = 142$ °С. При этой температуре $\rho_2 = 924$ кг/м³; $c_{p2} = 4,292$ кДж/(кг · К); $\lambda_2 = 0,6848$ Вт/(м · К); $\nu_2 = 0,2142 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr_2 = 1,242$.

Тепловой поток в экономайзере

$$Q = 125 \cdot 4292(190 - 94) = 5,15 \cdot 10^7 \text{ Вт.}$$

Число Рейнольдса для воды

$$Re_2 = \frac{0,5 \cdot 0,044}{0,2142 \cdot 10^{-6}} = 1,027 \cdot 10^5.$$

Число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи

$$Nu_2 = 0,021(1,027 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 1,242^{0,43} = 235;$$

$$\alpha_2 = 235 \frac{0,6848}{0,044} = 3897 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Методом последовательных приближений находим $t_1'' = 270$ °С. Тогда $\bar{t}_1 = 335$ °С.

При этой температуре: $\rho_1 = 0,585$ кг/м³; $\lambda_1 = 0,0514$ Вт/(м · К); $\nu_1 = 50,91 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr_1 = 0,640$.

Определяем коэффициент теплоотдачи для дымовых газов:

$$Re_1 = \frac{10 \cdot 0,051}{50,91 \cdot 10^{-6}} = 10\,017;$$

$$Nu_1 = 0,41 \cdot 10\,017^{0,6} \cdot 0,6465^{0,33} \left(\frac{1,8d_2}{1,6d_2} \right)^{1/6} = 91,04;$$

$$\alpha_1 = \frac{91,04 \cdot 0,0514}{0,051} = 91,75 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

С учетом загрязнения котельных поверхностей

$$\alpha_1 = 0,8 \cdot 91,75 = 73,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Коэффициент теплоотдачи излучением определяем по методике, изложенной в гл. 11. Окончательно получаем: $\alpha_{\text{изл}} = 3,2$ Вт/(м² · К), а суммарный $\alpha_{\Sigma} = 73,4 + 3,2 = 76,6$ Вт/(м² · К).

Подставляя значения α_{Σ} , α_2 , δ и λ стальной стенки в формулу для коэффициента теплопередачи (для плоской стенки), получаем:

$$k = 74,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Средний температурный напор

$$\bar{\Delta t} \approx \Delta t_a = \bar{t}_1 - \bar{t}_2 = 193 \text{ °С.}$$

Площадь поверхности нагрева экономайзера

$$F = \frac{5,15 \cdot 10^7}{74,1 \cdot 193} = 3600 \text{ м}^2.$$

Число параллельно включенных змеевиков

$$n = \frac{4 \cdot 125}{924 \cdot 3,14 \cdot 0,044^2 \cdot 0,5} = 178.$$

Длина одного змеевика

$$l = \frac{3600}{3,14 \cdot 0,0475 \cdot 178} = 135 \text{ м.}$$

Ответ. $F = 3600 \text{ м}^2$; $n = 178$; $l = 135 \text{ м.}$

12.24. Выполнить тепловой и гидравлический расчет экономайзера парового котла, состоящего из двух параллельно включенных половин с двухсторонним движением воды. Поверхность нагрева — плоские змеевики из труб $32 \times 3,5$ мм Ст. 20. Расположение труб — шахматное: $s_1/d = 2,5$; $s_2/d = 2,1$. Расход продуктов сгорания $G_1 = 450$ кг/с, их температура перед экономайзером $t'_{1'} = 610$ °С. Давление и температура воды на входе $p_2 = 16$ МПа и $t'_2 = 165$ °С. Температура воды на выходе $t''_2 = 315$ °С. Расход воды $G_2 = 100$ кг/с. Размеры конвективной шахты $a_{\text{ш}} = 20,1$ м, $b_{\text{ш}} = 10$ м (длина коллектора). Продукты сгорания содержат по объему 13 % CO_2 и 9 % H_2O . Найти площадь поверхности теплообмена F , высоту экономайзера h , а также гидравлическое сопротивление по газу и по воде Δp_1 и Δp_2 (рис. 12.4).

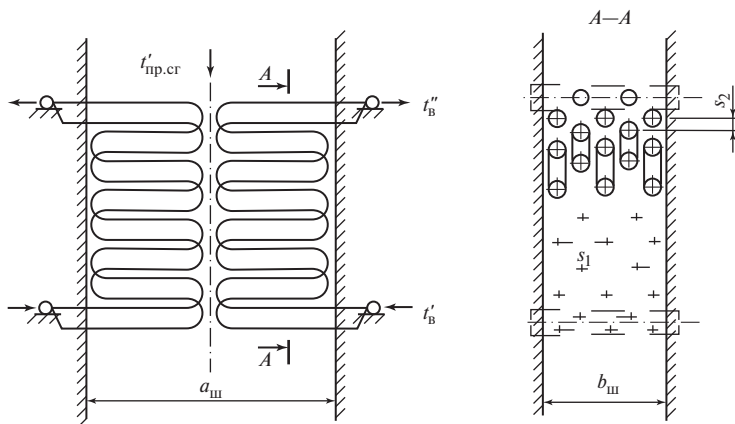


Рис. 12.4. К задаче 12.24

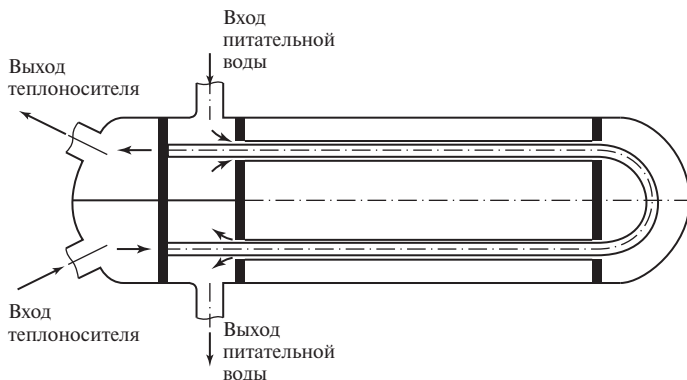


Рис. 12.5. К задаче 12.25

12.25. Выполнить теплогидравлический расчет водяного экономайзера АЭС горизонтального исполнения. Теплоносителем является вода под давлением $p_1 = 15$ МПа с температурой на входе $t_1' = 330$ °С. Вода, являющаяся рабочим телом, поступает в экономайзер с температурой $t_2' = 190$ °С и нагревается в нем до температуры насыщения при давлении $p_2 = 10,5$ МПа. Поверхность нагрева выполнена из $n = 300$ U-образных нержавеющей стальных труб $16 \times 1,5$ мм, по которым движется теплоноситель со скоростью $w_1 = 2$ м/с. Каждая труба $16 \times 1,5$ мм окружена трубой 22×1 мм; по кольцевому зазору перемещается нагреваемая вода со скоростью $w_2 = 1,7$ м/с. Найти F — площадь поверхности нагрева, l — среднюю длину U-образных труб и гидравлическое сопротивление для теплоносителя Δp_1 и рабочего тела Δp_2 (рис. 12.5).

12.26. Решить задачу 12.25, приняв скорость движения теплоносителя $w_1 = 2,5$ м/с. Расход теплоносителя и все другие условия задачи 12.25 оставить без изменения.

12.27. Выполнить тепловой и гидравлический расчет парогенератора для АЭС с реакторами типа ВВЭР-440. Поверхность нагрева парогенератора представляет собой нержавеющей стальные трубки $16 \times 1,4$ мм. Теплоносителем является вода под давлением $p_1 = 12,5$ МПа и с температурами: на входе $t_1' = 302$ °С, на выходе $t_1'' = 269$ °С. Средняя скорость воды в трубках $w_1 = 3$ м/с. Температура

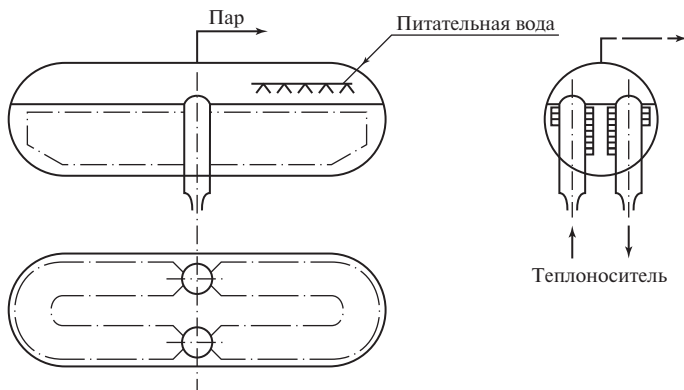


Рис. 12.6. К задаче 12.27

питательной воды $t_2 = 222 \text{ }^\circ\text{C}$. Паропроизводительность $G_2 = 130 \text{ кг/с}$, давление пара $p_2 = 4,7 \text{ МПа}$. Для обеспечения необходимой чистоты воды в парогенераторе используется продувка, причем расход продувочной воды $G_{\text{пр}} = 0,005G_2$, а $t_{\text{пр}} = t_2$. Термическое сопротивление оксидной пленки равно $R_{\text{ок}} = 0,75 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ как для внутренней, так и для наружной поверхности стенки трубки. Найти F , Δp_1 и N — мощность, требуемую для прокачки воды (рис. 12.6).

12.28. Решить задачу 12.27, приняв скорость течения воды в трубках $w_1 = 5 \text{ м/с}$, а все остальные условия оставив без изменения.

12.29. Выполнить теплогидравлический расчет парогенератора для АЭС с реакторами типа ВВЭР-1000. Поверхность нагрева — трубки из нержавеющей стали $12 \times 1,2 \text{ мм}$. Исходные данные для расчета: паропроизводительность $G_2 = 320 \text{ кг/с}$; температура питательной воды $t_2 = 220 \text{ }^\circ\text{C}$; давление и температура теплоносителя $p_1 = 17,8 \text{ МПа}$; $t_1' = 323 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_1'' = 289 \text{ }^\circ\text{C}$, скорость теплоносителя $w_1 = 5,5 \text{ м/с}$, давление получаемого пара $6,2 \text{ МПа}$. Значения $G_{\text{пр}}$ и $R_{\text{ок}}$ принять такими же, как в задаче 12.27.

12.30. Выполнить тепловой расчет испарителя ядерной энергетической установки с натриевым теплоносителем. Испаритель представляет собой вертикальный кожухотрубный противоточный теплообменный аппарат. В межтрубном пространстве сверху вниз

протекает натрий. Температура натрия на входе $t_1' = 500$ °С, на выходе $t_1'' = 350$ °С. Поверхность теплообмена выполнена из нержавеющей стальных труб $16 \times 2,5$ мм. В трубных досках трубы расположены по сторонам правильных шестиугольников с шагом 30 мм. В испарителе происходит нагревание питательной воды до температуры насыщения t_s , ее испарение, а также перегрев пара на величину, равную 25 °С. Расход воды $G_2 = 22,85$ кг/с, ее температура, давление и скорость на входе равны соответственно $t_2' = 220$ °С, $p_2 = 13$ МПа и $w_2' = 1,1$ м/с.

Найти площадь поверхности теплообмена F и высоту испарителя h ; F_1 — площадь участка между входным сечением и сечением, в котором температура воды равна t_s ; F_2 — площадь участка с кипением насыщенной жидкости, на котором паросодержание x меньше граничного паросодержания $x_{гр}$; F_3 — площадь участка с ухудшенной теплоотдачей при кипении воды; F_4 — площадь участка перегрева пара (рис. 12.7).

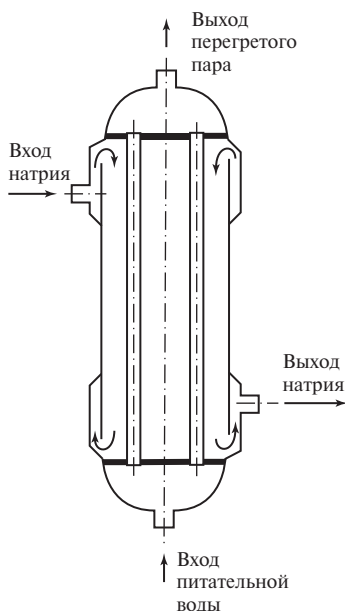


Рис. 12.7. К задаче 12.30

Указание. Гидравлическим сопротивлением и тепловыми потерями пренебречь. Для определения $\chi_{\text{тр}}$ воспользоваться табл. П.10, учтя при этом поправку на диаметр трубы. Теплоемкость и коэффициент теплоотдачи от натрия к стенкам труб принять равными 1,273 кДж/(кг · К) и 35 кВт/(м² · К). Коэффициент теплоотдачи при кипении воды на третьем участке принять равным 6,4 кВт/(м² · К). Коэффициент теплоотдачи для участка с поверхностным кипением воды вычислить по формуле для кипения насыщенной жидкости. Суммарное термическое сопротивление оксидных пленок и отложений принять равным 0,175 м² · К/кВт.

Решение. Тепловой поток, передаваемый от натрия к рабочему телу (воде),

$$Q = G_2(h_2'' - h_2'),$$

где $h_2'' = 2831,8$ кДж/кг; $h_1 = 946,8$ кДж/кг (по таблицам [1]);

$$Q = 22,85(2831,8 - 946,8) \cdot 10^3 = 43,07 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

Расход натрия

$$G_1 = \frac{43,07 \cdot 10^6}{1273(500 - 350)} = 225,58 \text{ кг/с.}$$

Данный теплообменный аппарат разбиваем на четыре участка, каждый из которых рассматриваем как отдельный теплообменный аппарат.

В первом участке тепловой поток равен

$$Q_1 = G_2 c_{p2}(t_s - t_2').$$

При $\bar{t}_{2,1} = 0,5(330 + 220) = 275$ °С $c_{p2} = 5048$ Дж/(кг · К); $t_s = 330$ °С.

Тогда

$$Q_1 = 22,85 \cdot 5048 (330 - 220) = 1,27 \cdot 10^7 \text{ Вт.}$$

Температура натрия на входе в первый участок

$$t'_{1,1} = 350 + \frac{1,27 \cdot 10^7}{1273 \cdot 225,58} = 394,18 \text{ °С.}$$

Средний температурный напор

$$\bar{\Delta t}_1 = \frac{(394,18 - 330) - (350 - 220)}{\ln \frac{394,18 - 330}{350 - 220}} = 67,05 \text{ °С.}$$

Найдем $\alpha_{2,1}$ — коэффициент теплоотдачи воды на первом участке:

$$\text{Re}_1 = \frac{1,1 \cdot 0,011}{0,127 \cdot 10^{-6}} = 95\,275,59;$$

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot 95\,275,59^{0,8} \cdot 0,826^{0,43} = 186,08;$$

$$\alpha_{2,1} = \frac{186,08 \cdot 0,596}{0,011} = 10\,082,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

[При $t_{2,1} = 275 \text{ }^\circ\text{C}$ $\nu = 0,127 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 0,596 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\text{Pr} = 0,826$].

Коэффициент теплопередачи

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{35\,000} + \frac{0,0025}{20} + 0,175 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{10\,082,3}} = 2337,79 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем площадь поверхности первого участка

$$F_1 = \frac{1,27 \cdot 10^7}{2337,79 \cdot 67,05} = 81,02 \text{ м}^2.$$

Рассмотрим второй участок. При $t_{2,2} = t_s = 330 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_{2,2} = 640,2 \text{ кг}/\text{м}^3$. Число параллельно включенных труб

$$n = \frac{4 \cdot 22,85}{\pi \cdot 0,011^2 \cdot 1,1 \cdot 640,2} = 341.$$

Средняя массовая скорость

$$\overline{\rho w} = \frac{4G_2}{n\pi d^2} = \frac{4 \cdot 22,85}{341 \cdot \pi \cdot 0,011^2} = 705,11 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

По табл. П.12 находим $x_{\text{гр}}^0 = 0,6$. С учетом поправки $x_{\text{гр}} = 0,6(8/11)^{0,15} = 0,57$.

Расход пара на втором участке

$$G_{1,2} = 22,85 \cdot 0,57 = 13,07 \text{ кг}/\text{с}.$$

При $p = 13 \text{ МПа}$ $r = 1139,7 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$. Тогда

$$Q_2 = 13,07 \cdot 1139,7 \cdot 10^3 = 14,9 \cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

Для второго участка $\alpha_{\text{конв}} = 10\,082,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{кип}} &= \frac{3,4 \cdot 130^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot 130} q^{2/3} = 19,68 q^{2/3} = 19,68 \left(\frac{14,9 \cdot 10^6}{341 \cdot \pi \cdot 0,011 \cdot l_2} \right)^{2/3} = \\ &= 0,23 \cdot 10^6 l_2^{-2/3}, \end{aligned}$$

где l_2 — длина второго участка.

Действительный коэффициент теплопередачи

$$\alpha_{2,2} = 10\,082,3 \sqrt{1 + \left(\frac{0,23 \cdot 10^6 \cdot l_2^{-2/3}}{10\,082,3} \right)^2} = 10\,082,3 \sqrt{1 + 520,4 l_2^{-4/3}}.$$

Для нахождения F_2 получаем следующую систему уравнений:

$$F_2 = \pi d l_2 n;$$

$$Q_2 = k \overline{\Delta t}_2 F_2;$$

$$\alpha_{2,2} = 10\,082,3 \sqrt{1 + 520,4 l_2^{-4/3}};$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{35\,000} + 0,3 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{\alpha_{2,2}}},$$

где

$$\overline{\Delta t}_2 = \frac{(446,07 - 330) - (394,18 - 330)}{\ln \frac{446,07 - 330}{394,18 - 330}} = 87,58 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Здесь учтено, что температура натрия на входе во второй участок

$$t'_{1,2} = 394,18 + \frac{14,9 \cdot 10^6}{225,58 \cdot 1273} = 446,07 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Решая систему уравнений, получаем $F_2 = 56,07 \text{ м}^2$.

Рассмотрим третий участок. Расход пара и тепловой поток

$$G_{1,3} = 22,85 - 13,07 = 9,78 \text{ кг/с};$$

$$Q_3 = 9,78 \cdot 1139,7 \cdot 10^3 = 11,14 \cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

Температура натрия на входе в третий участок

$$t'_{1,3} = 446,07 + \frac{11,14 \cdot 10^6}{225,58 \cdot 1273} = 484,86 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средний температурный напор

$$\overline{\Delta t}_3 = \frac{(484,86 - 330) - (446,07 - 330)}{\ln \frac{484,86 - 330}{446,07 - 330}} = 134,53 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k_3 = \frac{1}{\frac{1}{35\,000} + 0,3 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{6400}} = 2062,62 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площадь поверхности третьего участка

$$F_3 = \frac{11,14 \cdot 10^6}{2062,62 \cdot 134,53} = 40,15 \text{ м}^2.$$

Рассмотрим четвертый участок. Находим коэффициент теплопередачи для перегретого пара. По [1] находим: $\mu_{1,4} = 22,1 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\lambda_{1,4} = 0,08853 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\text{Pr}_{1,4} = 1,713$. Тогда

$$\text{Re}_4 = \frac{4 \cdot 22,85}{341 \cdot 0,011 \cdot \pi \cdot 22,1 \cdot 10^{-6}} = 3,51 \cdot 10^5;$$

$$\text{Nu}_4 = 0,021 (3,51 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 1,713^{0,43} = 722,67;$$

$$\alpha_{2,4} = \frac{722,67 \cdot 0,08853}{0,011} = 5816,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи

$$k_4 = \frac{1}{\frac{1}{35\,000} + 0,3 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{5816,2}} = 1997,98 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средний температурный напор

$$\overline{\Delta t}_4 = \frac{(500 - 355) - (484,86 - 330)}{\ln \frac{500 - 355}{484,86 - 330}} = 149,87 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тепловой поток

$$Q_4 = 225,58 \cdot 1273(500 - 484,86) = 4,35 \cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

Площадь поверхности четвертого участка

$$F_4 = \frac{4,35 \cdot 10^6}{1997,98 \cdot 149,87} = 14,54 \text{ м}^2.$$

Общая площадь поверхности нагрева теплообменного аппарата и его высота

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = 81,02 + 56,07 + 40,15 + 14,54 = 191,78 \text{ м}^2;$$

$$h = \frac{F}{\pi d_{\text{ср}} n} = \frac{191,78}{\pi \cdot 0,0135 \cdot 341} = 13,26 \text{ м}.$$

Ответ. $F = 191,78 \text{ м}^2$; $h = 13,26 \text{ м}$; $F_1 = 81,02 \text{ м}^2$; $F_2 = 56,07 \text{ м}^2$; $F_3 = 40,15 \text{ м}^2$; $F_4 = 14,54 \text{ м}^2$.

12.31. В кожухотрубном теплообменнике с перегородками в межтрубном пространстве (рис. 12.8) требуется подогревать воду от температуры $t_2' = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_2'' = 80 \text{ }^\circ\text{C}$. Расход воды $G_2 = 18 \text{ кг}/\text{с}$. Тепло-

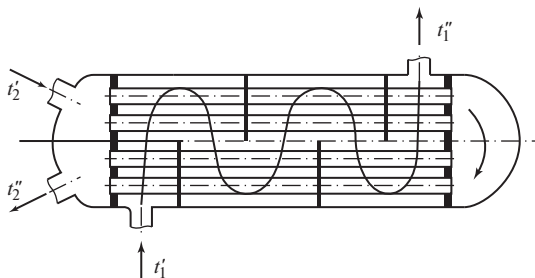


Рис. 12.8. К задаче 12.31

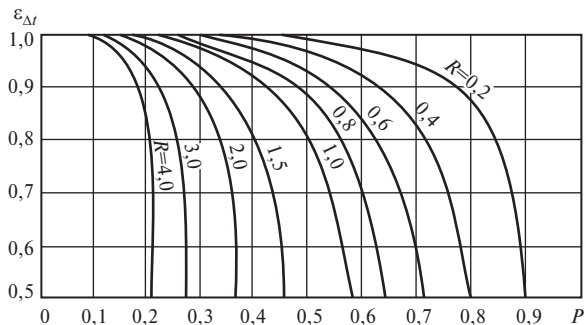


Рис. 12.9. К определению $\epsilon_{\Delta t}$

носитель поступает в теплообменник с температурой $t_1' = 120$ °С, а выходит из него с $t_1'' = 86$ °С. Известно, что коэффициент теплопередачи $k = 2800$ Вт/(м² · К). Найти площадь поверхности теплообмена F .

Указание. Средний температурный напор $\overline{\Delta t}$ в данном случае можно найти с помощью рис. 12.9, на котором

$$\epsilon_{\Delta t} = \frac{\overline{\Delta t}}{\Delta t_{\text{пр}}},$$

где $\overline{\Delta t}_{\text{пр}}$ — средний температурный напор при «чистом» противотоке;

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}; \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}.$$

12.32. В теплообменном аппарате на наружной поверхности вертикально расположенной латунной трубы диаметром и толщиной стенки $d_2 \times \delta = 19 \times 1,5$ мм конденсируется сухой насыщенный водяной пар ($p_s = 1,55$ МПа, $t_s = 200$ °С). По трубе сверху вниз протекает вода, расход которой $G = 0,12$ кг/с. Давление воды $p = 2,0$ МПа, ее температура на входе в трубу $t_0 = 120$ °С, а на выходе из нее $t_{\text{вых}} = 180$ °С. Найдите высоту трубы.

Решение. Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_2$ со стороны пара воспользуемся формулами, приведенными в гл. 7. С помощью этих формул можно найти среднюю плотность теплового потока $\bar{q}_2 = \bar{\alpha}_2(t_s - \bar{T}_{c2})$, где \bar{T}_{c2} — средняя температура наружной поверхности трубы. Со стороны воды $\bar{q}_1 = \bar{\alpha}_1(\bar{T}_{c1} - \bar{T}_в)$, где $\bar{T}_в$ — средняя температура воды. При этом $\bar{q}_1 \pi d_1 = \bar{q}_2 \pi d_2 = \bar{q}_l$ и, кроме того, $\bar{q}_l = 2\pi\lambda(\bar{T}_{c2} - \bar{T}_{c1})/\ln(d_2/d_1)$. Так как закон изменения температуры воды вдоль оси трубы неизвестен, то $\bar{T}_в$ рассчитать невозможно. Однако приближенно можно считать, что на небольшом участке трубы температура воды изменяется по линейному закону. Заданную разность температур $t_{\text{вых}} - t_0$ разобьем на n равных частей. Обозначим $t_n = t_{\text{вых}}$. Тогда для малого участка трубы $\Delta t = (t_n - t_0)/n$. Пусть h_1 — длина первого (если начинать отсчет сверху) участка; h_2 — сумма длин первого и второго участков; h_3 — сумма длин первого, второго и третьего участков и т.д. Тогда $h_n = h$, где h — искомая высота трубы. Соответственно $\bar{T}_{в1}$ — средняя температура воды на первом участке; $\bar{T}_{в2}$ — то же на суммарной длине первого и второго участков и т.д. При этом $\bar{T}_{в1} = 0,5(t_0 + t_1)$, где t_1 — температура воды в конце первого участка. Если произвольное число малых участков равно k , то

$$\bar{T}_{вk} = \frac{\bar{T}_{вk-1} h_{k-1} + 0,5(t_{в(k-1)} + t_{вk})(h_k - h_{k-1})}{h_k}.$$

Будем последовательно находить h_1, h_2, \dots, h_n . Для воды при ее средней температуре $\bar{T}_в = 0,5(120 + 180) = 150$ °С $c_p = 4,309$ кДж/(кг · К); $\lambda = 0,682$ Вт/(м · К); $\mu = 1,82 \cdot 10^{-4}$ Па · с; $Pr = 1,15$. Число $Re = 52\,466$, а число Нуссельта (по формуле Петухова с учетом поправки ϵ_n) $Nu = 132,9$. Тогда для воды $\bar{\alpha}_в = 5664$ Вт/(м² · К). Принимая для латуни $\lambda = 100$ Вт/(м · К), находим

$$\Phi_k = \frac{1}{\bar{\alpha}_в d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\bar{\alpha}_k d_2} = 0,0107 + \frac{52,6}{\bar{\alpha}_k},$$

где $\bar{\alpha}_k$ — средний коэффициент теплоотдачи при конденсации пара.

Величина $\bar{q}_{1k} = \pi(t_s - \bar{T}_{vk})/\varphi_k$, а $Q_k = \bar{q}_{1k} h_k$. В то же время

$$Q_k = 0,12 \cdot 4309 k \Delta t = 517 k \Delta t \quad (k = 1, 2, \dots, n).$$

Обозначим $\psi_k = 0,5(t_{k-1} + t_k)$. Для расчета h_k получаем формулу

$$h_k = \frac{Q_k \varphi_k / \pi + (\bar{T}_{k-1} - \psi_k) h_{k-1}}{t_s - \psi_k},$$

где $k \geq 2$.

Значение h_1 определяем из уравнения $517 \Delta t = \pi(200 - \bar{T}_{v1}) h_1 / \varphi_1$.

Для расчета $\bar{\alpha}_k$ из таблиц свойств воды и водяного пара находим (при $t_s = 200$ °C):

$$\rho' = 864,8 \text{ кг/м}^3; \quad \rho'' = 7,865 \text{ кг/м}^3; \quad \mu = 1,334 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}; \quad \nu = 0,1543 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \\ \lambda = 0,665 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \quad \text{Pr} = 0,9; \quad r = 1938 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

С учетом этих данных $l_g = 1,348 \cdot 10^{-5}$ м, а для пленки

$$\text{Re}_k = \frac{4Q_k}{\mu r \pi d_2} = 0,2593 Q_k = 134,1 k \Delta t.$$

Если $\text{Re}_k \leq 1600$, то

$$\bar{\alpha}_k = 1,38 \frac{\lambda}{l_g} \text{Re}_k^{-0,28} = 68\,079 \text{Re}_k^{-0,28}.$$

Если $\text{Re}_k > 1600$, то

$$\bar{\alpha}_k = \frac{\lambda}{l_g} \frac{\text{Re}_k}{9150 + 58 \text{Pr}^{-0,5} (\text{Re}_k^{0,75} - 253)} = \frac{49\,332 \text{Re}_k}{9150 + 60,9 (\text{Re}_k^{0,75} - 253)}.$$

Принимаем $n = 30$. С помощью компьютера находим $h = 3,77$ м.

Ответ. Высота трубы $h = 3,77$ м.

ОТВЕТЫ

Глава первая

1.2. $q = 2,5 \cdot 10^5$ Вт/м²; для стали $\delta = 0,9$ мм, для меди $\delta = 7,4$ мм. **1.3.** $Q = 523,6$ Вт. **1.4.** $q = 493,6$ Вт/м². **1.5.** $a = 0,535 \cdot 10^{-6}$ м²/с. **1.6.** $\lambda = 0,16$ Вт/(м·К). **1.7.** $\delta_2 = 156,2$ мм. **1.8.** 71,2 мм. **1.9.** 1028 °С. **1.10.** $\delta_k = 247$ мм; $\delta_{в1} = 8,6$ мм; $t_{с2,1} = 91,8$ °С; $\delta_{в2} = 36,6$ мм; $t_{с2,2} = 152,02$ °С. **1.11.** 13,57 мм. **1.12.** $t_{с1} = 430$ °С; $t_{с2} = 330$ °С. **1.15.** 1574 Вт, глубина промерзания 0,28 м. **1.16.** 98,37 Вт. **1.17.** 1520 Вт. **1.18.** $Q = 482$ Вт; $t_{с1} = 75,41$ °С; $t_{с2} = 75,38$ °С. **1.19.** $1,294 \cdot 10^{-3}$ кг/с. **1.20.** 59,92 мм. **1.22.** $q_l = -49\,561$ Вт/м; $r = 17,76$ мм. **1.23.** $\lambda = 0,647$ Вт/(м·К); $\bar{t}_в = 214$ °С. **1.25.** $q = 250$ Вт/м. После смены порядка наложения слоев: $q_l = 206$ Вт/м. **1.26.** 2317 °С. **1.27.** 98,89 °С (минеральная вата); 88,43 °С (бетон); 90,1 °С (без изоляции). **1.28.** $q_l = 5393$ Вт/м; $\Delta t_{пл} = 13,22$ °С; $\Delta t_{ст} = 11,04$ °С; для чистой поверхности $q_l = 13\,071$ Вт/м. **1.30.** $L = 15,2$ м, после окраски $L_{ок} = 13,8$ м; если окрасить трубы (15,2 м), то установится $t_{ж2} = 22,45$ °С. **1.31.** $t_c = 86,88$ °С (без изоляции), $t_c = 51,35$ °С (с изоляцией). **1.32.** $I = 40,19$ А; $t_c = 68,79$ °С. **1.33.** $t_c = 198$ °С (без изоляции); $\delta_{из} = 6,9$ мм; $t_{с1} = 95,45$ °С. **1.34.** Слюда и вата; $q_l = 135,65$ Вт/м (без изоляции); $q_l = 55,09$ Вт/м (с изоляцией из минеральной ваты). **1.35.** $n = 19$ шт. с учетом теплового потока с межреберной гладкой поверхности трубы $q_{lгп} = 59,13$ Вт/м. **1.36.** $l = 11,8$ м (так как $\alpha_1 \gg \alpha_2$, то $t_{с1} = t_{ж1}$, но стенка тонкая, $\lambda_{ст}$ велико и $t_{с1} = t_{с2}$, т.е. температура основания ребра $t_0 = t_{с2} = t_{ж1}$). **1.37.** $q_l = 2163$ Вт/м (гладкие трубы); $q_l = 9020$ Вт/м (оробренные трубы). **1.39.** $\alpha = 100$ Вт/(м²·К). **1.40.** $\alpha = 100$ Вт/(м²·К). **1.41.** $t_{max} = 41,1$ °С. **1.42.** $Q'/Q = 0,573$. **1.43.** $l = 80,1$ мм. **1.44.** $q_v = 5,208 \cdot 10^8$ Вт/м³; $q_c = 6,51 \cdot 10^5$ Вт/м²; $q_l = 1,022 \cdot 10^4$ Вт/м; $t_c = t_s + 17,13$ °С; $t_0 = t_s + 71,38$ °С. **1.45.** Прямоугольное сечение: $I = 356,7$ А, $t_0 - t_c = 0,007$ °С; круглое сечение: $I = 212,4$ А, $t_0 - t_c = 0,039$ °С. **1.46.** $d = 91$ мм; $t_0 = 2030$ °С; $\Delta t = 1380$ °С. **1.47.** В сердечнике: $t_0 = 2347,06$ °С, $t_{с1} = 1515,18$ °С; на поверхностях оболочки: $t_{с2} = 347,16$ °С; $t_{с3} = 308,08$ °С.

Глава вторая

2.1. $Bi = 0,1$; $2\delta_0 = 100$ мм. **2.3.** $t_{x=0} = 66,1$ °С; $t_{x=0,6\delta_0} = 51,9$ °С; $t_{x=\delta_0} = 28,4$ °С. **2.4.** $\tau = 0,483$ ч; $t_{x=0} = 50$ °С; $t_{x=0,5\delta_0} = 56,6$ °С; $t_{x=\delta_0} = 75,37$ °С; $\bar{t}_\delta = 58,60$ °С; $Q_{\Delta t} = 141\,256$ Дж. **2.6.** $\tau = 1,947$ ч, $Q_{\Delta t} = 1,921 \cdot 10^7$ Дж. **2.8.** $\delta_{min} = 3,13$ мм ($Bi = 0,0778$). **2.9.** $\tau = 5,474$ с. **2.11.** $t_{r=0} = -8,43$ °С; $t_{r=0,5r_0} = -10,34$ °С;

$t_{r=0,7r_0} = -12,13 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{r=r_0} = -15,3 \text{ } ^\circ\text{C}$. **2.12.** $\tau = 0,118 \text{ ч}$ ($t_r = 13,5 \text{ мм} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$).

2.13. Вдоль короткой оси ($y = 0$): $t_{x=0} = 359,2 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{x=\delta_{0x/4}} = 356 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{x=\delta_{0x/2}} = 346,2 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{x=3\delta_{0x/4}} = 330,1 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{x=\delta_{0x}} = 307,5 \text{ } ^\circ\text{C}$; вдоль длинной оси ($x = 0$): $t_{y=0} = 359,2 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{y=\delta_{0y/4}} = 357,6 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{y=\delta_{0y/2}} = 353,6 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{y=3\delta_{0y/4}} = 346,4 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{y=\delta_{0y}} = 336,3 \text{ } ^\circ\text{C}$; минимальная температура — на ребре, $t_{\min} = 288,0 \text{ } ^\circ\text{C}$. **2.14.** В центре бруса $t = 846,25 \text{ } ^\circ\text{C}$; в центре большой грани $t = 1002,29 \text{ } ^\circ\text{C}$; средней — $t = 1022,16 \text{ } ^\circ\text{C}$; малой — $t = 1074,28 \text{ } ^\circ\text{C}$; вдоль длинной оси (от ее середины): $846,25 \text{ } ^\circ\text{C}$; $905,79 \text{ } ^\circ\text{C}$; $1074,28 \text{ } ^\circ\text{C}$; вдоль длинного ребра (от середины): $1136,34 \text{ } ^\circ\text{C}$; $1169,46 \text{ } ^\circ\text{C}$; $1263,19 \text{ } ^\circ\text{C}$. Шаг между точками $\delta_0/2$. **2.15.** В центре $t = 325,42 \text{ } ^\circ\text{C}$; в центре торца $t = 278,68 \text{ } ^\circ\text{C}$; вдоль боковой образующей цилиндра (от ее середины с шагом $l_0/2$): $291,90 \text{ } ^\circ\text{C}$; $281,35 \text{ } ^\circ\text{C}$; $250,29 \text{ } ^\circ\text{C}$. **2.16.** $m = 8,88 \cdot 10^{-4} \text{ 1/с}$; $t_{\Delta t} = 465,2 \text{ } ^\circ\text{C}$. **2.17.** $t_{x=y=0} = +2,055 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\tau = 8,5 \text{ ч}$. **2.18.** $a = 4,96 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$; $\Delta\tau = 300 \text{ с}$. **2.19.** $d = 50,6 \text{ мм}$ ($\psi = 1$).

Глава третья

3.1. $t_x = 20 \text{ мм} = 83,3 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_x = 50 \text{ мм} = 151,7 \text{ } ^\circ\text{C}$. **3.2.** $Q_{\text{гор}} \approx Q_{\text{верт}} = 4061 \text{ Вт}$. **3.3.** $Q_{\text{верт}, a=0,4 \text{ м}} = 1650,56 \text{ Вт}$. **3.4.** $\bar{\alpha} = 1187 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\bar{\alpha}_{\text{смеш}} = 1218 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. **3.5.** $\delta_{\text{из}} = 0,101 \text{ м}$; $G = 320 \text{ кг}$. **3.6.** $\delta_{\text{из}} = 0,145 \text{ м}$; $G = 810,4 \text{ кг}$. **3.7.** $\delta_{t=20 \text{ } ^\circ\text{C}} = 283 \text{ мм}$; $\delta_{t=-15 \text{ } ^\circ\text{C}} = 141,4 \text{ мм}$. **3.8.** $l = 1,5 \text{ м}$; $I = 2,37 \text{ А}$. **3.10.** $l = 39,3 \text{ м}$. **3.11.** $\frac{Q_1}{Q_2} = 8,41$. **3.12.** $n = 40 \text{ шт}$. **3.13.** $\alpha = 16,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $t_c = 89,8 \text{ } ^\circ\text{C}$. **3.14.** $I = 1,03 \text{ А}$. **3.16.** $\delta \leq 13,2 \text{ мм}$. **3.17.** При $t_{c1} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$ $q = 324,8 \text{ Вт}/\text{м}^2$; при $t_{c1} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ $q = 2940,3 \text{ Вт}/\text{м}^2$. **3.19.** $n = 100 \text{ шт}$. **3.21.** В 1,6 раза. **3.22.** Воздух: $w_0 = 0,18 \text{ м/с}$; $G = 1,72 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$; $Q = 4,66 \text{ Вт}$. Вода: $w_0 = 0,068 \text{ м/с}$; $G = 0,18 \text{ кг/с}$; $Q = 600 \text{ Вт}$. **3.23.** $t_{c \text{ max}} = 42,9 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\bar{t}_c = 39,8 \text{ } ^\circ\text{C}$. **3.24.** $I = 37,2 \text{ А}$; $t_c = 31,2 \text{ } ^\circ\text{C}$, $w_0 = 0,047 \text{ м/с}$; $\delta = 13,5 \text{ мм}$.

Глава четвертая

4.1. а) $\delta = 6,7 \text{ мм}$; $\alpha = 6,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; б) $\delta = 8,2 \text{ мм}$, $\alpha = 5,08 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; в) $\bar{\alpha} = 7,88 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. **4.4.** $\bar{\alpha} = 13,47 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $Q = 16 \text{ кВт}$. **4.5.** а) $\delta_{\text{max}} = \delta_{x=l} = 15,8 \text{ мм}$; $W = 4,56 \cdot 10^{-2} \text{ Н}$; б) $\delta_{\text{max}} = \delta_{x=l} = 275 \text{ мм}$; $W = 66 \text{ Н}$; в) $\delta_{\text{max}} = 7,1 \text{ мм}$; $\delta_{x=l} = 46,7 \text{ мм}$; $W = 1,46 \text{ Н}$. **4.6.** а) $t_{c \text{ max}} = 24,8 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\bar{t}_c = 23,2 \text{ } ^\circ\text{C}$; б) $t_{c \text{ max}} = 33,1 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\bar{t}_c = 23,5 \text{ } ^\circ\text{C}$. **4.8.** Тепловой поток увеличится в 1,19 раза. **4.10.** $q = 77,8 \text{ Вт/м}$.

- 4.11. а) $Q = 1594$ Вт; б) $Q = 2775$ Вт. 4.12. $\frac{\bar{\alpha}_{\text{нагр}}}{\alpha_{\text{охл}}} = 1,18$; $\bar{t}_c = 26,5$ °C. 4.15. $\delta = 4,63$ %; $l \geq 85$ мм; $\varphi = 90^\circ$. 4.16. а) $\bar{t}_c = 33,7$ °C; б) $\bar{t}_c = 160,6$ °C. 4.17. $w = 7,86$ м/с. 4.19. $w = 1,69$ м/с. 4.20. $\varphi \approx 30^\circ$. 4.21. $\frac{\bar{\alpha}_{\text{max}}}{\alpha_{\text{кор}}} = 1,38$. 4.22. $\frac{\bar{\alpha}_2}{\alpha_1} = 1,14$. 4.23. $\frac{\bar{\alpha}_2}{\alpha_1} = 1,08$. 4.24. $t_{\text{ж}2} = 63$ °C. 4.25. $\frac{\bar{\alpha}_{\text{max}}}{\alpha_{\text{кор}}} = 1,056$; $\frac{N_{\text{max}}}{N_{\text{кор}}} = \frac{\Delta p_{\text{max}}}{\Delta p_{\text{кор}}} = 1,36$. 4.28. $K = 72,23$ Вт/(м² · К); $\Delta p = 15,08$ Н/м². 4.29. K возрастет в 1,29 раза, Δp возрастет в 2,66 раза. 4.30. $l_{\text{общ}} = 10,885$ м; $\Delta p = 75,44$ Н/м².

Глава пятая

5.1.

Теплоноситель	w , м/с	$l_{\text{н.т}}, \text{ м}$ ($q_c = \text{const}$)	$l_{\text{н.т}}, \text{ м}$ ($t_c = \text{const}$)	α_{∞} , Вт/(м ² · К) ($q_c = \text{const}$)	α_{∞} , Вт/(м ² · К) ($t_c = \text{const}$)
Вода	0,0934	0,942	0,74	596,5	500,7
Натрий	0,273	0,007	0,0055	74 032,8	62 146,8
Масло МС-20	2,99	86,8	68,2	104,64	87,84
Воздух	13,06	0,55	0,432	30,57	25,66

5.2. Свойства по $\bar{t}_{\text{ж}}$ на каждом участке, влияние ϵ_l пренебрежимо мало:

w , м/с	$l_{\text{н.т}}, \text{ м}$	$t_{\text{ж}x=l}, \text{ °C}$ ($l_{\text{н.т}}$)	$t_{\text{с}x=l}, \text{ °C}$ ($l_{\text{н.т}}$)	$t_{\text{ж} \text{ вых}}, \text{ °C}$	α_{∞} , Вт/(м ² · К)	$t_{\text{с}x=l}, \text{ °C}$	$\bar{t}_{\text{с}\infty}, \text{ °C}$	$\bar{t}_{\text{с}l}, \text{ °C}$	$\bar{t}_{\text{ж}l}, \text{ °C}$
0,05	0,61	43,4	61,6	117,8	582,5	135	98,3	85,4	68,9
0,1	1,22	43,4	61,6	68,4	565,1	86,1	73,9	58,7	44,2

- 5.5. $l = 2,446$ м; $\bar{t}_c = 106,05$ °C (с учетом поправки на переменность свойств). 5.6. Воздух: $t_{\text{с}x=l} = 278,25$ °C; $\bar{t}_{\text{с}l} = 164,3$ °C ($l_{\text{н.т}} < l_{\text{тр}}$); трансформаторное масло ($l_{\text{н.т}} > l_{\text{тр}}$): $t_{\text{с}x=l} = 65,6$ °C; $\bar{t}_{\text{с}l} = 59,54$ °C (без учета переменности свойств); $t_{\text{с}x=l} = 65,02$ °C; $\bar{t}_{\text{с}l} = 59,19$ °C (с учетом переменности свойств). 5.7. $Q = 8,38$ кВт; $n = 410$ шт.; $\Sigma l = 205$ м; без учета термогравитации (вязкостный режим): $\bar{t}_{\text{с}l} = 71,15$ °C (по $\bar{\alpha}_l$); $t_{\text{с}x=l} = 131,9$ °C (по $\alpha_{x=l}$); с учетом термогравитации (вязкостно-гравитационный режим): $\bar{t}_{\text{с}l} = 19,9$ °C; $t_{\text{с}x=l} = 54,9$ °C

($\overline{Nu}/\overline{Nu}_0 = Nu_{x=l}/Nu_{l,x=l} \approx 3,58$). **5.8.** Без учета термогравитации ($t_c = \text{const}$): $t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}} = \delta t_{\text{ж}1} = 8,965 \text{ }^\circ\text{C}$; $\overline{T}_c = 11,6 \text{ }^\circ\text{C}$; с учетом термогравитации: $\delta t_{\text{ж}1} = 11,2 \text{ }^\circ\text{C}$; $\overline{T}_c = 19,4 \text{ }^\circ\text{C}$. **5.9.** С учетом переменности свойств (вязкостный режим, $t_c \approx \text{const}$): $t''_{\text{ж}1} = 64,9 \text{ }^\circ\text{C}$; $\overline{T}_c = 39,35 \text{ }^\circ\text{C}$; $n = 16$ шт.; $\Sigma l = 48 \text{ м}$; $V = 70,29 \text{ л}$. **5.11.** По формуле Михеева: $\alpha_{\infty 1} = 37,06 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\alpha_{\infty 2} = 233,88 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; по формуле Петухова: $\alpha_{\infty 1} = 39,22 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\alpha_{\infty 2} = 232,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. **5.12.** $t_{c,x=0,8} = 78,01 \text{ }^\circ\text{C}$. **5.13.** $t_{\text{вых}} = 64,15 \text{ }^\circ\text{C}$ ($Nu_{\infty} = 33,8$). **5.14.** $w = 0,307 \text{ м}/\text{с}$; $\overline{q} = 1,92 \cdot 10^4 \text{ Вт}/\text{м}^2$ ($\Delta t_{\text{лог}} \approx 11 \text{ }^\circ\text{C}$, свойства по \overline{T}_j , $\overline{q} = \frac{Gc_p \delta t_j}{\pi dl}$, но $\overline{q}/\Delta t_{\text{лог}} = \overline{\alpha}$, $\overline{\alpha} = Nu l/d$, что позволяет совместить два последних равенства). **5.16.** $l = 59\,006,4 \text{ м}$, так как $\alpha_{\text{в}} = 4551 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \gg \alpha_2$, то расчет без учета переменности свойств воды по \overline{T}_j . **5.17.** $n = 1945$ шт.; $l = 35 \text{ м}$; $V_{\Gamma} = 1688,4 \text{ м}^3/\text{с}$. **5.19.** $t_{\text{вых}} = 106 \text{ }^\circ\text{C}$ (в первом приближении свойства воздуха по $t_{\text{ж}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ и для случая $\alpha_{\text{в}} \gg \alpha_{\text{воз}} \Delta t_{\text{вых}} = (\Delta t_{\text{вх}}) \exp\left(-\frac{\alpha F}{Gc_p}\right)$, $t_{\text{вых}} = 85,9 \text{ }^\circ\text{C}$; во втором приближении выбираем свойства по $0,5(t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}})$ и учитываем ϵ_t). **5.20.** $q_v = 5,88 \cdot 10^7 \text{ Вт}/\text{м}^3$; $t_{\text{вх}} = 241,5 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{вых}} = 298,5 \text{ }^\circ\text{C}$ (линейный характер изменения температуры воды по длине зазора). **5.21.** $t_{c,x=l} = 264,8 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{\text{ж,вых}} = 260,9 \text{ }^\circ\text{C}$. **5.22.** $t_{\text{ж,вых}} = 92,7 \text{ }^\circ\text{C}$; $\overline{T}_j = 97,35 \text{ }^\circ\text{C}$; $\overline{T}_c = 89,75 \text{ }^\circ\text{C}$, при этом с учетом влияния свободной конвекции на нижней образующей $\alpha_{\varphi} = \pi/\alpha_{\infty} = 3,08$ и $\overline{T}_{c,\pi} = 94,9 \text{ }^\circ\text{C}$; на верхней образующей $\alpha_{\varphi} = \rho/\alpha_{\infty} = 0,625$ и $t_{c,\varphi=0} = 85,2 \text{ }^\circ\text{C}$; $\alpha_{\pi}/\alpha_{\varphi=0} = 4,92$. **5.23.** $Q_{\text{кал}} = 3,96 \text{ кВт}$; $t_{\text{вых}} = -9,9 \text{ }^\circ\text{C}$; экономия тепла $\Delta Q = 1,15 \text{ кВт}$.

Глава шестая

6.1. $\alpha = 44\,018 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $t_c = 295,7 \text{ }^\circ\text{C}$. **6.2.** $q = 0,198 \text{ МВт}/\text{м}^2$. **6.4.** $q = 0,107 \text{ МВт}/\text{м}^2$. **6.5.** $I = 545 \text{ А}$. **6.6.** $\alpha_{\text{пущ}} = 24\,396 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\alpha_{\text{плеч}} = 205 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. **6.7.** $p = 0,34 \text{ МПа}$. **6.8.** $t_{\text{ж}} = 277,8 \text{ }^\circ\text{C}$. **6.9.** $\alpha = 359 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. **6.10.** $t_c = 132,9 \text{ }^\circ\text{C}$. **6.11.** При $p = 1 \text{ бар}$ $\Delta t_{\text{кр}1} = 32,9 \text{ }^\circ\text{C}$; при $p = 86 \text{ бар}$ $\Delta t_{\text{кр}1} = 13,0 \text{ }^\circ\text{C}$; при $p = 187 \text{ бар}$ $\Delta t_{\text{кр}1} = 1,4 \text{ }^\circ\text{C}$. **6.12.** На первом при $t_c \geq 133 \text{ }^\circ\text{C}$; на втором при $t_c \geq 116 \text{ }^\circ\text{C}$; на третьем при $t_c \geq 106 \text{ }^\circ\text{C}$. **6.15.** При $q = q_{\text{кр}2}$ $\alpha = 207 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; при $q = 0,999 q_{\text{кр}2}$ $\alpha = 3790 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. **6.16.** $\alpha = 206 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. **6.17.** $Q = 5580 \text{ Вт}$; $t_c = 109 \text{ }^\circ\text{C}$. **6.18.** $q_{\text{кр}1} = 1,18 \cdot 10^6 \text{ Вт}/\text{м}^2$; $q_{\text{кр}2} = 3,8 \cdot 10^4 \text{ Вт}/\text{м}^2$. **6.19.** $q_{\text{max}} = q_{\text{кр}1} = 4,2 \text{ МВт}/\text{м}^2$; $t_c = 287,4 \text{ }^\circ\text{C}$. **6.20.** $1284 \text{ }^\circ\text{C}$. **6.22.** $19\,800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $q = 0,111 \text{ МВт}/\text{м}^2$. **6.24.** $\alpha =$

= 21 272 Вт/(м² · К). **6.26.** $l = 3,5$ м. **6.28.** $x = x_{гр} = 0,6$. **6.29.** Наступит кризис первого рода. Коэффициент запаса равен 1,28. **6.30.** Наступит кризис второго рода. Коэффициент запаса равен 1,3. **6.31.** $z = 1,81$ м. **6.32.** $z = 3,01$ м. **6.33.** $l = 0,25$ м. **6.34.** $l = 0,197$ м.

Глава седьмая

7.1. $x_{кр} = 2,80$ м; $\delta = 0,173$ мм; $\bar{w}_x = 0,42$ м/с; $G_1 = 0,068$ кг/с; $G_2 = 0,159$ кг/с. **7.2.** $x = 4,47$ м; $y = 0,203$ мм; $w_{x \max} = 1,37$ м/с; $\alpha = 3364$ Вт/(м² · К). **7.3.** $\bar{t}_c = 119,4$ °С. **7.5.** $G_1 = 8,27 \cdot 10^{-3}$ кг/с; $G_2 = 7,94 \cdot 10^{-3}$ кг/с. **7.6.** $\bar{t}_c = 287$ °С. **7.7.** $\alpha = 6537$ Вт/(м² · К); $G_k = 1,05$ кг/с. **7.8.** $\alpha = 9052$ Вт/(м² · К); $G_{п} = 4,27$ кг/с. **7.9.** $G_{п} = 5,5$ кг/с; $p = 0,11$ МПа. **7.10.** $t_c = 114$ °С. **7.12.** При горизонтальном расположении $\bar{t}_c = 178$ °С, при вертикальном $\bar{t}_c = 175$ °С. **7.13.** $G_{п} = 0,0656$ кг/(м² · с). **7.15.** $\bar{\alpha} = 8027$ Вт/(м² · К); $n = 500$. **7.16.** $t_c = 167$ °С. **7.17.** $t_c = 55,5$ °С; $G_{п} = 7,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с. **7.19.** $\bar{t}_c = 170$ °С; $w_{ж} = 0,3$ м/с. **7.20.** $\bar{t}_c = 184,7$ °С. **7.21.** $l = 6,4$ м; $w_{к. \text{вых}} = 0,35$ м/с. **7.22.** По формуле для конденсации пара на одиночной трубе: $t_c = 84,8$ °С; $\bar{\alpha} = 12\,650$ Вт/(м² · К); $G = 4,28 \cdot 10^{-3}$ кг/с. **7.23.** В первом случае $G = 8,86$ кг/с; во втором $G = 3,17 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Глава восьмая

8.1. $\delta_{\text{диф}} = 7,5$ мм; $c_{1с} = 0,0144$. **8.2.** $J_{1с} = 2,1 \cdot 10^{-4}$ кг/(м² · с). **8.6.** $Le = 1,16$. **8.7.** $\beta = 0,133$ кг/(м² · К). **8.8.** $\beta = 5,58 \cdot 10^{-2}$ кг/(м² · с). **8.9.** $\beta = 9,33 \cdot 10^{-2}$ кг/(м² · с); $j_{1с} = 4,23 \cdot 10^{-2}$ кг/(м² · с). **8.10.** $J_1 = 1,3 \cdot 10^{-6}$ кг/(м² · с); $\varphi = 0,85$; $w_{с.п} = 1,06$ мкм/с; $j_{1с} = 1,26 \cdot 10^{-6}$ кг/(м² · с); $\beta = 2,93 \cdot 10^{-4}$ кг/(м² · с). **8.11.** $J_{1с} = 1,85 \cdot 10^{-4}$ кг/(м² · с). **8.12.** При $x = 0,1$ м $\beta = 9,62 \cdot 10^{-3}$ кг/(м² · с). При $x = 0,3$ м $\beta = 5,55 \cdot 10^{-3}$ кг/(м² · с). **8.13.** При $x = 0,1$ м $\beta = 21,54 \cdot 10^{-3}$ кг/(м² · с). При $x = 0,3$ м $\beta = 12,41$ кг/(м² · с). **8.14.** При $x = 0,1$ $J_{1с} = 1,27 \cdot 10^{-4}$ кг/(м² · с); $q'_c = 396,7$ Вт/м². При $x = 0,3$ м $J_{1с} = 0,731 \cdot 10^{-4}$ кг/(м² · с); $q'_c = 228,5$ Вт/м². **8.15.** При $x = 0,1$ м $q'_c = 270,6$ Вт/м²; $J_{1с} = 0,751 \cdot 10^{-4}$ кг/(м² · с). При $x = 0,3$ м $J_{1с} = 0,432 \cdot 10^{-3}$ кг/(м² · с); $q'_c = 155,8$ Вт/м². **8.17.** При $x = 0,1$ м $J_{1с} = 1,84 \cdot 10^{-3}$ кг/(м² · с); $q'_c = 4,58$ кВт/м². При $x = 0,2$ м $J_{1с} = 1,30 \cdot 10^{-3}$ кг/(м² · с); $q'_c = 3,24$ кВт/м². **8.18.** При $x = 0,1$ м $t_c = 23,0$ °С; $j_{1с} = 3,75 \cdot 10^{-4}$ кг/(м² · с). При $x = 0,2$ м $t_c = 28,5$ °С; $j_{1с} = 3,69 \cdot 10^{-4}$ кг/(м² · с). При $x = 0,3$ м $t_c = 32,0$ °С; $j_{1с} = 3,49 \cdot 10^{-4}$ кг/(м² · с). **8.19.** $t_c = 14$ °С; $J_{1с} = 1,02 \cdot 10^{-5}$ кг/(м² · с); $j_{1с} = 1,01 \cdot 10^{-5}$ кг/(м² · с). **8.20.** $J_{1с} = 1,12 \cdot 10^{-4}$ кг/(м² · с);

$q'_c = 225,5 \text{ Вт/м}^2$; $q''_c = 44,0 \text{ Вт/м}^2$. **8.23.** $w_\infty = 0,38 \text{ м/с}$. **8.24.** $2,91 \cdot 10^{-5} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$.
8.25. $J_{1c} = 2,31 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$. **8.26.** $t_c = 15,3 \text{ }^\circ\text{С}$. **8.27.** При $x = 0,25 \text{ м}$ $t_c = 15,3 \text{ }^\circ\text{С}$;
 $J_{1c} = 6,1 \cdot 10^{-5} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$. При $x = 0,5 \text{ м}$ $t_c = 15,3 \text{ }^\circ\text{С}$; $J_{1c} = 4,32 \cdot 10^{-5} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$.
8.28. $0,00515 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$. **8.29.** $J_{1c} = 4,81 \cdot 10^{-5} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$.

Глава девятая

9.1. $J_{1c} = 0,022 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$. **9.2.** $R_{\text{диф}}/R_{\text{пл}} = 21,1$; $\delta_{\text{диф}} = 2 \text{ мм}$. **9.3.** $j_{1c} = 1,643 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$; $J_{1c} = 3,471 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$; $G_1 = 1,31 \cdot 10^{-5} \text{ кг/с}$. **9.4.** $j_{1c} = 3,370 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$; $J_{1c} = 6,507 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$; $G_1 = 2,861 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$.
9.6. $j_{1c} = 1,502 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$; $J_{1c} = 2,253 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$. **9.7.** $t_{\text{ст}} = 93,9 \text{ }^\circ\text{С}$; $q'_c = 16\,802 \text{ Вт/м}^2$; $\delta_{\text{диф}} = 2,6 \text{ мм}$. **9.8.** $j_{1c} = 8,22 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$; $J_{1c} = 2,376 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$;
 $w_{\text{с.п}} = 4,25 \text{ мм/с}$; $q''_c = 79,69 \text{ Вт/м}^2$. **9.9.** $c_{2c} = 0,45$. **9.10.** $c_{2c} = 0,303$; $w_{\text{с.п}} = 0,133 \text{ мм/с}$;
 $\beta = 1,37 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$. **9.11.** $1,15 \cdot 10^{-13} \text{ кг/с}$.

Глава десятая

10.1. $T = 5797 \text{ К}$; $E_0 = 64,2 \text{ МВт/(м}^2)$; $I_0 = 20,4 \text{ МВт/(м}^2 \cdot \text{ср)}$. **10.2.** $T = 3622 \text{ К}$.
10.3. $E = 62,83 \text{ кВт/м}^2$; $T = 1085 \text{ К}$. **10.4.** $E = 0,104 \text{ МВт/м}^2$; в пределах заданного конического телесного угла площадка излучает 25 % всей энергии. **10.5.** а) $t = 15 \text{ }^\circ\text{С}$; б) $t = 70 \text{ }^\circ\text{С}$. **10.6.** $A = 0,6$. **10.7.** $T = 1917 \text{ К}$. **10.8.** $E_{\text{собр}} = 42,52 \text{ кВт/м}^2$.
10.9. $\varepsilon_\lambda = 0,8$. **10.11.** $E_{\text{собр}} = 45,36 \text{ кВт/м}^2$; $E_{\text{погл}} = 8,0 \text{ кВт/м}^2$; $E_{\text{отр}} = 2,0 \text{ кВт/м}^2$;
 $E_{\text{эф}} = 47,36 \text{ кВт/м}^2$; $E_{\text{рез}} = -37,36 \text{ кВт/м}^2$. **10.12.** $E_{\text{рез1}} = -29,23 \text{ кВт/м}^2$; $E_{\text{рез2}} = -E_{\text{рез1}}$.
10.13. $T_2 = 1000 \text{ К}$. **10.14.** $E_{\text{рез1}} = -3,33 \text{ кВт/м}^2$; $T_3 = 1136 \text{ К}$, без экрана $E_{\text{рез1}} = -82,6 \text{ кВт/м}^2$. **10.15.** $n = 9$, $\delta = 10 \text{ мм}$. Для асбеста $\delta = 2,6 \text{ м}$. **10.16.** $Q = 56,1 \text{ кВт}$.
10.17. $E_{\text{рез1}} = -3,523 \text{ кВт/м}^2$; $E_{\text{рез2}} = 1,797 \text{ кВт/м}^2$. **10.18.** $t = 889 \text{ }^\circ\text{С}$. **10.19.** $q_{l, \text{изл}} = 5,69 \text{ кВт/м}$. $q_{l, \text{конв}} = 2,04 \text{ кВт/м}$. **10.20.** Погрешность измерения $38 \text{ }^\circ\text{С}$. **10.21.** $Q_{\text{пот}} = 0,5 \text{ Вт}$. **10.22.** $E_{\text{рез}} = -37,75 \text{ Вт/м}^2$. **10.23.** $\varphi_{ij} = 0$ при $i = j$; $\varphi_{ij} = 0,5$ при $i \neq j$ ($i, j = 1, 2, 3$). **10.24.** Угловые коэффициенты равны либо 0, либо 0,2929, либо 0,4142.
10.25. $E_{\text{рез1}} = -4,108 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$; $E_{\text{рез2}} = -9,36 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$; $E_{\text{рез3}} = 7,536 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$.
10.29. $Q_{\text{рез2}} = 25\,945 \text{ Вт}$; $T_1 = 1680 \text{ К}$; $Q_{\text{рез3}} = 4055 \text{ Вт}$. **10.30.** $E_{\text{рез1}} = 95631 \text{ Вт/м}^2$;
 $E_{\text{рез2}} = 4322 \text{ Вт/м}^2$; $E_{\text{рез3}} = -99\,954 \text{ Вт/м}^2$.

Глава одиннадцатая

11.1. $5,73 \text{ кВт/м}^2$. **11.2.** $6,83 \text{ кВт/м}^2$. **11.4.** $E_{\text{собр.}} = 39,0 \text{ кВт/м}^2$. **11.6.** 1430 К .
11.7. $\alpha = 0,35 \text{ м}^{-1}$. **11.8.** $22 \text{ } 236 \text{ Вт/м}^2$. **11.9.** $Q_{\text{рез1}} = 36,4 \text{ кВт}$. **11.10.** $E_{\text{рез1}} = 45 \text{ } 788 \text{ Вт/м}^2$; $E_{\text{рез2}} = 33 \text{ } 263 \text{ Вт/м}^2$. **11.11.** 1523 К . **11.12.** $E_{\text{рез2}} = 1,285 \text{ МВт/м}^2$; $T_1 = 1350 \text{ К}$. **11.13.** 1090 К . **11.14.** $R_{\lambda} = 2,6 \frac{\text{М}^2\text{К}}{\text{Вт}}$; $T_2 = 1253 \text{ К}$; $E_{\text{рез1}} = 25 \text{ кВт/м}^2$.
11.15. 145 кВт/м^2 и 67 кВт/м^2 . **11.16.** $T_1 = 1690 \text{ К}$; $T_2 = 323 \text{ К}$.

Глава двенадцатая

12.1. $F_{\text{прямо}} = 11,39 \text{ м}^2$; $F_{\text{противо}} = 9,13 \text{ м}^2$. **12.2.** $t_2'' = 80,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $G_1 = 0,114 \text{ кг/с}$.
12.3. $F = 223,3 \text{ м}^2$. **12.4.** $F = 7639 \text{ м}^2$; $l = 5,77 \text{ м}$; $n = 15 \text{ } 763$; $\Delta p = 36,8 \text{ кПа}$. **12.6.** $t_1 = 158,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_2 = 30,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$. **12.7.** $t_1 = 230,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_2 = 136,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{c1} = 143,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{c2} = 143,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$. **12.8.** $t_1'' = 155,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_2'' = 131,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$. **12.9.** $F = 2,36 \text{ м}^2$. **12.10.** Прямоток: $F = 34,2 \text{ м}^2$; $t_{c \text{ max}} = 393 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Противоток: $F = 30,5 \text{ м}^2$; $t_{c \text{ max}} = 487 \text{ }^{\circ}\text{C}$. С сажей: $t_2'' = 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{c \text{ max}} = 420 \text{ }^{\circ}\text{C}$. **12.11.** $F = 0,55 \text{ м}^2$. **12.12.** $t_2'' = 138 \text{ }^{\circ}\text{C}$; в середине $t_2 = 94,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $F = 6,6 \text{ м}^2$. **12.13.** $x = 0,7$. **12.15.** $F = 259 \text{ м}$; $h = 2,85 \text{ м}$; $D = 1,28 \text{ м}$. **12.16.** $h = 3,41 \text{ м}$; $\Delta p_2 = 24,5 \text{ кПа}$; $N = 1,91 \text{ кВт}$; $G_1 = 10,3 \text{ кг/с}$. **12.17.** $F = 846 \text{ м}^2$; $h = 5,82 \text{ м}$; $\Delta p_2 = 175,4 \text{ кПа}$. **12.18.** $t_2'' = 100,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $G_1 = 11,3 \text{ кг/с}$. **12.19.** $F = 122,6 \text{ м}^2$; $h = 3,75 \text{ м}$; $\Delta p_2 = 3,59 \text{ кПа}$. **12.20.** $F = 62,4 \text{ м}^2$; $h = 5,0 \text{ м}$; $D = 0,52 \text{ м}$. **12.21.** $F = 348 \text{ м}^2$; $h = 3,25 \text{ м}$; $\Delta p_2 = 20,5 \text{ кПа}$. **12.22.** $t_2'' = 141 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta p_2 = 3,57 \text{ кПа}$. **12.24.** $F = 2933 \text{ м}^2$; $h = 0,75 \text{ м}^2$; $\Delta p_1 = 46,7 \text{ Па}$; $\Delta p_2 = 36,3 \text{ кПа}$. **12.25.** $F = 83,1 \text{ м}^2$; $l = 6,1 \text{ м}$; $\Delta p_1 = 13,8 \text{ кПа}$; $\Delta p_2 = 39,4 \text{ кПа}$. **12.26.** $F = 74,0 \text{ м}^2$; $l = 5,42 \text{ м}$; $\Delta p_1 = 18,8 \text{ кПа}$; $\Delta p_2 = 35,5 \text{ кПа}$. **12.27.** $F = 1997 \text{ м}^2$; $\Delta p_1 = 43,9 \text{ кПа}$; $N = 80,3 \text{ кВт}$. **12.28.** $F = 1843 \text{ м}^2$; $\Delta p_1 = 161,6 \text{ кПа}$; $N = 295,3 \text{ кВт}$. **12.29.** $F = 3289 \text{ м}^2$; $\Delta p_1 = 164,4 \text{ кПа}$; $N = 687 \text{ Вт}$. **12.31.** $F = 33,1 \text{ м}^2$.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица П.1. Плотность ρ , теплопроводность λ , теплоемкость c_p
некоторых материалов

Наименование материала	t , °C	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м · К)	c_p , кДж/(кг · К)
Асбошифер	20	1800	0,64	—
Асфальт	30	2120	0,74	1,67
Бетон с каменным щебнем	0	2000	1,28	0,84
Бетон сухой	0	1600	0,84	—
Бумага обыкновенная	20	—	0,14	1,51
Вага хлопчатобумажная	30	80	0,042	—
Гипс сухой	20	1250	0,43	0,85
Глина	20	2000	0,90	0,84
Глина огнеупорная	450	1845	1,04	1,09
Дерево:				
дуб поперек волокон	0	825	0,20	2,39
дуб вдоль волокон	10	825	0,35	2,39
сосна поперек волокон	0	546	0,14	2,72
сосна вдоль волокон	20	546	0,35	2,72
Картон	20	—	0,14	1,51
Кожа	20	—	0,15	—
Котельная накипь:				
богатая гипсом	100	2000	0,7	—
богатая известью	100	1000	0,15	—
богатая силикатом	100	300	0,08	—
Кварц кристаллический:				
поперек оси	0	—	0,72	—
вдоль оси	0	—	1,94	—
Ламповая сажа	40	165	0,10	—
Лед	0	917	2,2	2,26
Льняная ткань	—	—	0,088	—
Мел	50	2000	0,9	0,88
Мрамор	0	2800	3,5	0,92
Песок речной (сухой)	0	1520	0,30	0,80
Песок речной (влажный)	20	1650	1,13	2,09
Плексиглас	20	—	0,184	—

Окончание табл. П.1

Наименование материала	t , °С	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м · К)	c_p , кДж/(кг · К)
Пробковые плиты	80	150	0,044	1,76
Резина:				
твердая обыкновенная	0	1200	0,157	1,38
мягкая	20	—	0,13	1,38
Сахарный песок	0	1600	0,58	1,26
Сланец	94	—	1,49	—
Снег:				
свежевыпавший	—	200	0,10	2,09
уплотненный	—	400	0,46	2,09
Стекло:				
обыкновенное	20	2500	0,74	0,67
термометрическое	20	2590	0,96	—
кварцевое	800	—	2,40	—
Текстолит	20	1300	0,23	1,46
Фанера клееная	0	600	0,15	2,51
Фарфор	95	2400	1,04	1,09
Эбонит	20	1200	0,16	—
Шлак котельный	0	1000	0,29	0,75
Штукатурка:				
известковая	0	1600	0,70	0,84
цементно-песчаная	0	1800	1,2	0,84

Таблица П.2. Плотность ρ , теплопроводность λ и предельная температура t применения теплоизоляционных и огнеупорных материалов, изделий и некоторых металлов

Наименование материала или изделия	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м · К)	t , °С
<i>Материалы</i>			
Асбест	500	0,107 + 0,00019 t	700
	800	0,140 + 0,00019 t	700
Асбозонолит	520	0,143 + 0,00019 t	700
Асбозурит	700	0,162 + 0,000169 t	300
Асбослюда	600	0,120 + 0,000148 t	600
Асботермит	560	0,109 + 0,000145 t	550
Диатомит молотый	450	0,091 + 0,00028 t	800

Окончание табл. П.2

Наименование материала или изделия	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м·К)	t , °С
Зонолит (вермикулит)	200	0,072 + 0,000262t	1100
Минеральная стеклянная вата	200	0,052 + 0,00064t	500
Ньювель	450	0,87 + 0,000064t	350
Совелит	500	0,090 + 0,000087t	450
Ферригипс (паста феррон)	500	0,101 + 0,000015t	600
Шлаковая вата (сорт 0)	200	0,06 + 0,000145t	750
<i>Изделия</i>			
Альфоль гофрированный, сегменты	200	0,0535 + 0,000221t	500
Асбоцементные сегменты	400	0,0919 + 0,000128t	450
Вермикулитовые плиты	380	0,081 + 0,00015t	700
Вулканитовые плиты	400	0,080 + 0,00021t	600
Войлок строительный	300	0,05 при 0 °С	190
Кирпич:			
диатомитовый	550	0,113 + 0,00023t	850
динасовый	1500	0,9 + 0,0007t	1700
красный	1800	0,77 при 0 °С	—
магнезитовый	2700	4,65 – 0,0017t	1700
пенешамотный	600	0,10 + 0,000145t	1300
пенодиатомитовый	230	0,07 при 70 °С	700
хромитовый	3050	1,3 + 0,00041t	1700
шамотный	1850	0,84 + 0,0006t	1400
Минеральный войлок	250	0,058 при 50 °С	—
Пенобетонные блоки	500	0,122 при 50 °С	300
Торфяные сегменты	425	0,0686 + 0,000116t	60
Шлаковая и минеральная пробка	270	0,064 при 50 °С	150
<i>Металлы</i>			
Сталь 15	7800	58,7 – 0,0423t	600
Сталь 30	7900	54,6 – 0,0422t	600
Сталь нержавеющая (1X18Н9Т)	7950	14,4 + 0,016t	600
Медь (99,9 %)	8900	392 – 0,0685t	800
Латунь (67 % Cu, 33 % Zn)	8500	101 + 0,165t	600
Нихром (Ni + Si + Fe + Mn)	8200	11,6 + 0,003t	1000

Таблица П.3. Физические свойства воды в состоянии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м^3	$c_p,$ $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$\lambda,$ $10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$\nu,$ $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$\beta,$ 10^{-4} К^{-1}	$\sigma,$ 10^{-4} Н/м	Pr
0	999,9	4,212	55,1	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	999,7	4,191	57,4	1,306	+0,70	741,6	9,52
20	998,2	4,183	59,9	1,006	1,82	726,9	7,02
30	995,7	4,174	61,8	0,805	3,21	712,2	5,42
40	992,2	4,174	63,5	0,659	3,87	696,5	4,31
50	988,1	4,174	64,8	0,556	4,49	676,9	3,54
60	983,2	4,179	65,9	0,478	5,11	662,2	2,98
70	977,8	4,187	66,8	0,415	5,70	643,5	2,55
80	971,8	4,195	67,4	0,365	6,32	625,9	2,21
90	965,3	4,208	68,0	0,326	6,95	607,2	1,95
100	958,4	4,220	68,3	0,295	7,52	588,6	1,75
110	951,0	4,233	68,5	0,272	8,08	569,0	1,60
120	943,1	4,250	68,6	0,252	8,64	548,4	1,47
130	934,8	4,266	68,6	0,233	9,19	528,8	1,36
140	926,1	4,287	68,5	0,217	9,72	507,2	1,26
150	917,0	4,313	68,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	907,4	4,346	68,3	0,191	10,7	466,0	1,10
170	897,3	4,380	67,9	0,181	11,3	443,4	1,05
180	886,9	4,417	67,4	0,173	11,9	422,8	1,00
190	876,0	4,459	67,0	0,165	12,6	400,2	0,96
200	863,0	4,505	66,3	0,158	13,3	376,7	0,93
210	852,8	4,555	65,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	840,3	4,614	64,5	0,149	14,8	331,6	0,89
230	827,3	4,681	63,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	813,6	4,756	62,8	0,141	16,8	285,5	0,87
250	799,0	4,844	61,8	0,137	18,1	261,9	0,86
260	784,0	4,949	60,5	0,135	19,7	237,4	0,87
270	767,9	5,070	59,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	750,7	5,230	57,4	0,131	23,7	191,3	0,90
290	732,3	5,485	55,8	0,129	26,2	168,7	0,93
300	712,5	5,736	54,0	0,128	29,2	144,2	0,97
310	691,1	6,071	52,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	667,1	6,574	50,6	0,128	38,2	98,10	1,11
330	640,2	7,244	48,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	610,1	8,165	45,7	0,127	53,4	56,70	1,39
350	574,4	9,504	43,0	0,126	66,8	38,16	1,60
360	528,0	13,984	39,5	0,126	109	20,21	2,35
370	450,5	40,321	33,7	0,126	264	4,71	6,79

Таблица П.4. Физические свойства водяного пара в состоянии насыщения

t , °C	p , 10^5 Па	ρ , кг/м ³	r , кДж/кг	c_{p^*} , кДж/(кг · К)	λ , 10^{-2} Вт/(м · К)	ν , 10^{-6} м ² /с	Pr
0,01	0,0061	0,00485	2500	1,861	1,697	1888	1,00
10	0,0123	0,00939	2477	1,869	1,770	1011	1,00
20	0,0234	0,01729	2453	1,877	1,824	563,7	1,00
30	0,0424	0,03037	2430	1,885	1,883	328,9	1,00
40	0,0738	0,05117	2406	1,895	1,953	200,7	1,00
50	0,1233	0,08303	2382	1,907	2,034	127,5	0,99
60	0,1992	0,1302	2358	1,923	2,122	83,88	0,99
70	0,3116	0,1981	2333	1,942	2,214	56,90	0,99
80	0,4736	0,2932	2309	1,967	2,309	39,63	0,99
90	0,7011	0,4232	2283	1,997	2,407	28,26	0,99
100	1,013	0,598	2256,8	2,135	2,372	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2230,0	2,177	2,489	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2202,8	2,206	2,593	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2174,3	2,257	2,686	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2145,0	2,315	2,791	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2114,3	2,395	2,884	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2092,6	2,479	3,012	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2049,5	2,583	3,128	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2015,2	2,709	3,268	2,93	1,25
190	12,55	6,397	1978,8	2,856	3,419	2,44	1,30
200	15,55	7,862	1940,7	3,023	3,547	2,03	1,36
210	19,08	9,588	1900,5	3,199	3,722	1,71	1,41
220	23,20	11,62	1857,8	3,408	3,896	1,45	1,47
230	27,98	13,99	1813,0	3,634	4,094	1,24	1,54
240	33,48	16,76	1765,6	3,881	4,291	1,06	1,61
250	39,78	19,98	1715,8	4,158	4,512	0,913	1,68
260	46,94	23,72	1661,4	4,468	4,803	0,794	1,75
270	55,05	28,09	1604,4	4,815	5,106	0,688	1,82
280	64,19	33,19	1542,9	5,234	5,489	0,600	1,90
290	74,45	39,15	1476,3	5,694	5,827	0,526	2,01
300	85,92	46,21	1404,3	6,280	6,268	0,461	2,13
310	98,70	54,58	1325,2	7,118	6,838	0,403	2,29
320	112,90	64,72	1238,1	8,206	7,513	0,353	2,50
330	128,65	77,10	1139,7	9,881	8,257	0,310	2,86
340	146,08	92,76	1027,1	12,35	9,304	0,272	3,35
350	165,37	113,6	893,1	16,24	10,70	0,234	4,03
360	186,74	144,0	719,7	23,03	12,79	0,202	5,23
370	210,53	203,0	438,4	56,52	17,10	0,166	11,10

Таблица П.5. Физические свойства перегретого водяного пара при $p = 0,1$ МПа

$t, ^\circ\text{C}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$\lambda, \text{мВт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$\mu, \text{мкПа} \cdot \text{с}$	$c_p, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$
180	2,079	31,5	15,37	1,976
190	2,126	32,4	15,77	1,975
200	2,172	33,3	16,18	1,974
210	2,219	34,2	16,58	1,976
220	2,266	35,2	16,99	1,978
230	2,313	36,2	17,40	1,981
240	2,359	37,2	17,81	1,984
250	2,406	38,2	18,22	1,988
260	2,453	39,2	18,63	1,992
270	2,499	40,2	19,04	1,996
280	2,546	41,3	19,46	2,001
290	2,592	42,3	19,87	2,006
300	2,639	43,4	20,29	2,011
310	2,685	44,5	20,70	2,016
320	2,732	45,6	21,12	2,021
330	2,778	46,7	21,53	2,026
340	2,824	47,8	21,95	2,032
350	2,871	49,0	22,37	2,038
360	2,917	50,1	22,78	2,044
370	2,964	51,3	23,20	2,050
380	3,010	52,4	23,61	2,056
390	3,056	53,5	24,03	2,061
400	3,103	54,8	24,44	2,068
410	3,149	55,9	24,86	2,074
420	3,195	57,1	25,27	2,080
430	3,242	58,3	25,69	2,086
440	3,288	59,5	26,10	2,093
450	3,334	60,8	26,51	2,099
460	3,380	62,0	26,93	2,106
470	3,427	63,2	27,34	2,111
480	3,473	64,5	27,75	2,119
490	3,519	65,7	28,16	2,125
500	3,565	67,0	28,57	2,132
510	3,612	68,2	28,98	2,139
520	3,658	69,5	29,38	2,146
530	3,704	70,8	29,79	2,152

Окончание табл. П.5

$t, ^\circ\text{C}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$\lambda, \text{мВт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$\mu, \text{мкПа} \cdot \text{с}$	$c_p, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$
540	3,750	72,1	30,20	2,159
550	3,797	73,4	30,60	2,166
560	3,843	74,6	31,01	2,173
570	3,889	75,9	31,41	2,180
580	3,935	77,3	31,81	2,187
590	3,982	78,6	32,22	2,194
600	4,028	79,9	32,62	2,200
610	4,074	81,2	33,01	2,206
620	4,120	82,4	33,41	2,213
630	4,166	83,9	33,81	2,220
640	4,213	85,2	34,20	2,227
650	4,259	86,6	34,60	2,234
660	4,305	87,9	34,99	2,241
670	4,351	89,8	35,39	2,248
680	4,397	90,6	35,77	2,255
690	4,444	92,0	36,16	2,262

Таблица П.6. Физические свойства сухого воздуха ($p = 0,101 \text{ МПа}$)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$c_p, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$\lambda, 10^{-2} \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$\mu, 10^{-6} \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu, 10^{-6} \text{м}^2/\text{с}$	Pr
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	12,79	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	2,59	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

Окончание табл. П.6

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$\lambda, 10^{-2} \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$\mu, 10^{-6} \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu, 10^{-6} \text{м}^2/\text{с}$	Pr
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	33,6	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 П.7. Физические свойства дымовых газов
 ($p = 0,101 \text{ МПа}$; $r_{\text{CO}_2} = 0,13$; $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$; $r_{\text{N}_2} = 0,76$)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$\lambda, 10^{-2} \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$\nu, 10^{-6} \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,295	1,042	2,28	12,20	0,72
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	10,00	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	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 П.8. Физические свойства трансформаторного масла в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$\mu, 10^{-4} \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu, 10^{-6} \text{м}^2/\text{с}$	$\beta, 10^{-4} \text{К}^{-1}$	Pr
0	892,5	1,549	0,1123	629,8	70,5	6,80	866
10	886,4	1,620	0,1115	335,5	37,9	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	198,2	22,5	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1098	128,5	14,7	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	89,4	10,3	7,00	146
50	862,1	1,846	0,1082	65,3	7,58	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	49,5	5,78	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	38,6	4,54	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	30,8	3,66	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	25,4	3,03	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	21,3	2,56	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	18,1	2,20	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	15,7	1,92	7,40	34,9

Таблица П.9. Физические свойства масла МК в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$\mu, 10^{-4} \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu, 10^{-6} \text{м}^2/\text{с}$	$\beta, 10^{-4} \text{К}^{-1}$	Pr
10	911,0	1,645	0,1510	35 414	3883	8,56	39 000
20	903,0	1,712	0,1485	18 560	1514	8,64	15 800
30	894,5	1,758	0,1461	6180	691,2	8,71	7450
40	887,5	1,804	0,1437	3031	342,0	8,79	3810
50	879,0	1,851	0,1413	1638	186,2	8,86	2140
60	871,5	1,897	0,1389	961,4	110,6	8,95	1320
70	864,0	1,943	0,1363	603,3	69,3	9,03	858
80	856,0	1,989	0,1340	399,3	46,6	9,12	591
90	848,2	2,035	0,1314	273,7	32,3	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	202,1	24,0	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	145,2	17,4	9,37	245
120	825,0	2,173	0,1240	110,4	13,4	9,46	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	87,31	10,7	9,54	160,0
140	809,2	2,265	0,1188	70,34	8,70	9,65	133,3

Таблица П.10. Физические свойства масла МС-20 в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$\mu, 10^{-4} \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu, 10^{-6} \text{м}^2/\text{с}$	$\beta, 10^{-4} \text{К}^{-1}$	Pr
-10	990,3	1,951	0,136	—	—	6,24	—
0	903,6	1,980	0,135	—	—	6,27	—
+10	897,9	2,010	0,135	—	—	6,31	—
20	892,3	2,043	0,134	10 026	1125	6,35	15 400
30	886,6	2,072	0,132	4670	526	6,38	7310
40	881,0	2,106	0,131	2433	276	6,42	3890
50	875,3	2,135	0,130	1334	153	6,46	2180
60	869,6	2,165	0,129	789,5	91,9	6,51	1340
70	864,0	2,198	0,128	498,3	58,4	6,55	865
80	858,3	2,227	0,127	336,5	39,2	6,60	588
90	852,7	2,261	0,126	234,4	27,5	6,64	420
100	847,0	2,290	0,126	171,7	20,3	6,69	315
110	841,3	2,320	0,124	132,4	15,7	6,73	247
120	835,7	2,353	0,123	101,0	12,1	6,77	193
130	830,0	2,382	0,122	79,76	9,61	6,82	156
140	824,4	2,420	0,121	61,80	7,50	6,87	123
150	818,7	2,445	0,120	53,17	6,50	6,92	108

Таблица П.11. Критические тепловые потоки $q_{\text{кр}}^0$, МВт/м², при кипении воды в условиях вынужденного движения в трубе диаметром $d_0 = 8 \text{ мм}^*$

Давление, МПа	Массовая скорость, кг/(м ² · с)	Массовое паросодержание						
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
2,94	750	7,50	6,75	6,15	5,50	5,00	4,20	3,20
	1000	7,25	6,35	5,60	4,95	4,30	3,70	—
	1500	6,55	5,40	4,60	3,80	3,00	—	—
	2000	5,90	4,75	3,80	2,90	—	—	—
	2500	5,50	4,25	3,25	2,35	—	—	—
	3000	5,20	3,95	3,05	—	—	—	—
	4000	4,80	3,50	2,65	—	—	—	—
	5000	4,30	3,30	2,50	—	—	—	—

* Для труб других диаметров $q_{\text{кр}} / q_{\text{кр}}^0 = (d_0 / d)^{0,5}$.

Продолжение табл. П.11

Давление, МПа	Массовая скорость, кг/(м ² ·с)	Массовое паросодержание						
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
4,9	750	6,25	5,40	4,85	4,35	3,95	3,55	3,20
	1000	5,95	5,20	4,60	4,05	3,60	3,20	—
	1500	5,50	4,60	4,05	3,55	3,05	—	—
	2000	5,10	4,05	3,40	2,90	—	—	—
	2500	4,75	3,70	3,05	2,35	—	—	—
	3000	4,60	3,50	2,75	—	—	—	—
	4000	4,30	3,15	2,10	—	—	—	—
	5000	4,05	2,85	1,75	—	—	—	—
6,9	750	4,90	4,20	3,75	3,35	3,00	2,60	2,45
	1000	4,70	4,00	3,50	3,05	2,60	2,10	—
	1500	4,35	3,60	2,95	2,45	—	—	—
	2000	4,05	3,20	2,55	2,05	—	—	—
	2500	3,75	2,90	2,25	—	—	—	—
	3000	3,60	2,65	1,90	—	—	—	—
	4000	3,30	2,25	—	—	—	—	—
	5000	3,10	1,95	—	—	—	—	—
9,8	750	3,55	3,05	2,60	2,25	1,95	1,55	—
	1000	3,45	2,85	2,40	2,00	1,60	—	—
	1500	3,30	2,60	2,05	1,55	—	—	—
	2000	2,95	2,20	1,65	—	—	—	—
	2500	2,80	2,05	1,40	—	—	—	—
	3000	2,60	1,75	1,20	—	—	—	—
	4000	2,40	1,55	0,95	0,55	—	—	—
	5000	2,25	1,35	0,90	0,60	—	—	—
11,8	750	2,60	2,25	1,90	1,60	1,30	—	—
	1000	2,65	2,20	1,75	1,45	—	—	—
	1500	2,50	1,90	1,45	—	—	—	—
	2000	2,40	1,75	1,15	—	—	—	—
	2500	2,35	1,50	1,05	—	—	—	—
	3000	2,15	1,30	0,80	—	—	—	—
	4000	2,15	1,30	0,80	0,55	0,40	—	—
	5000	2,15	1,35	0,90	0,60	0,45	—	—

Давление, МПа	Массовая скорость, кг/(м ² ·с)	Массовое паросодержание						
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
13,8	750	2,05	1,70	1,40	1,20	—	—	—
	1000	2,00	1,60	1,30	1,05	—	—	—
	1500	1,95	1,45	0,90	—	—	—	—
	2000	1,95	1,30	—	—	—	—	—
	2500	1,95	1,10	0,75	0,50	0,30	—	—
	3000	1,90	1,15	0,80	0,55	0,35	—	—
	4000	2,05	1,30	0,90	0,65	0,45	—	—
	5000	2,20	1,50	1,05	0,75	0,50	—	—
15,7	750	1,50	1,20	0,95	0,80	0,60	—	—
	1000	1,55	1,20	0,90	0,65	0,40	—	—
	1500	1,60	1,15	0,80	0,45	0,30	—	—
	2000	1,75	1,25	0,85	0,45	0,30	—	—
	2500	1,80	1,25	0,85	0,50	0,40	—	—
	3000	1,85	1,30	0,85	0,55	0,40	—	—
	4000	2,10	1,45	1,00	0,70	0,45	—	—
	5000	2,40	1,65	1,20	0,80	0,55	—	—
17,7	750	1,10	0,80	0,60	0,45	0,35	—	—
	1000	1,15	0,85	0,65	0,40	0,20	—	—
	1500	1,30	0,90	0,65	0,40	0,30	—	—
	2000	1,45	1,10	0,75	0,45	0,30	—	—
	2500	1,65	1,20	0,80	0,55	0,35	—	—
	3000	1,80	1,35	0,95	0,65	0,40	—	—
	4000	2,05	1,55	1,15	0,80	0,50	—	—
	5000	2,40	1,70	1,20	0,85	0,60	—	—
19,6	750	1,05	0,60	0,45	0,40	0,35	—	—
	1000	1,05	0,65	0,50	0,30	—	—	—
	1500	1,20	0,85	0,55	0,40	0,25	—	—
	2000	1,35	1,00	0,70	0,45	0,30	—	—
	2500	1,45	1,10	0,80	0,55	0,35	—	—
	3000	1,50	1,20	0,90	0,65	0,40	—	—
	4000	1,70	1,45	1,10	0,80	0,50	—	—
	5000	2,20	1,70	1,25	0,90	0,60	—	—

Таблица П.12. Граничные паросодержания $x_{гр}^0$ при кипении воды
в трубе диаметром $d_0 = 8 \text{ мм}^*$

Массовая скорость, кг/(м ² · с)	Давление, МПа					
	2,94	4,9	6,9	9,8	11,8	13,8
750	0,75	0,70	0,75	0,60	0,55	0,45
1000	0,65	0,60	0,65	0,50	0,45	0,35
1500	0,55	0,45	0,55	0,40	0,35	0,30
2000	0,45	0,40	0,45	0,30	0,30	0,30
2500	0,40	0,35	0,40	0,30	0,30	—
3000	0,35	0,30	0,35	0,30	—	—
4000	0,30	0,25	0,30	—	—	—
5000	—	—	0,30	—	—	—

* Для труб других диаметров $x_{гр} = x_{гр}^0 (d_0/d)^{0,15}$.

Таблица П.13. Функция Бесселя первого рода нулевого и первого порядков

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	x	$J_0(x)$	$J_1(x)$
0,0	1,0000	0,0000	1,9	0,2818	0,5812
0,1	0,9975	0,0499	2,0	0,2239	0,5767
0,2	0,9900	0,0995	2,1	0,1666	0,5683
0,3	0,9776	0,1483	2,2	0,1104	0,5560
0,4	0,9604	0,1960	2,3	0,0555	0,5399
0,5	0,9385	0,2423	2,4	0,0025	0,5202
0,6	0,9120	0,2867	2,5	-0,0484	0,4971
0,7	0,8812	0,3290	2,6	-0,0968	0,4708
0,8	0,8463	0,3688	2,7	-0,1424	0,4416
0,9	0,8075	0,4059	2,8	-0,1850	0,4097
1,0	0,7652	0,4400	2,9	-0,2243	0,3754
1,1	0,7196	0,4709	3,0	-0,2600	0,3391
1,2	0,6711	0,4983	3,1	-0,2921	0,3009
1,3	0,6201	0,5220	3,2	-0,3202	0,2613
1,4	0,5669	0,5419	3,3	-0,3440	0,2207
1,5	0,5118	0,5579	3,4	-0,3643	0,1792
1,6	0,4554	0,5699	3,5	-0,3801	0,1374
1,7	0,3980	0,5778	3,6	-0,3918	0,0955
1,8	0,3400	0,5815	3,7	-0,3992	0,0538

Окончание табл. П.13

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	x	$J_0(x)$	$J_1(x)$
3,8	-0,4026	0,0128	4,2	-0,3766	-0,1386
3,9	-0,4018	-0,0272	4,3	-0,3610	-0,1719
4,0	-0,3971	-0,0660	4,4	-0,3423	-0,2028
4,1	-0,3887	-0,1033	4,5	-0,3205	-0,2311

Таблица П.14. Значения интегральноэкспоненциальной функции $E_3(x)$

x	$E_3(x)$	x	$E_3(x)$	x	$E_3(x)$
0	0,5000	0,10	0,4163	1,25	0,0786
0,01	0,4903	0,20	0,3519	1,50	0,0567
0,02	0,4810	0,30	0,3000	1,75	0,0412
0,03	0,4720	0,40	0,2573	2,00	0,0301
0,04	0,4633	0,50	0,2216	2,25	0,0221
0,05	0,4549	0,60	0,1916	2,50	0,0163
0,06	0,4468	0,70	0,1661	2,75	0,0120
0,07	0,4388	0,80	0,1443	3,00	0,0089
0,08	0,4311	0,90	0,1257	3,25	0,0066
0,09	0,4236	1,00	1,1097	3,50	0,0049

Таблица П.15. Коэффициенты для расчета охлаждения (нагрева) пластины толщиной $2\delta_0^*$

Bi	μ_1	D_1	Bi	μ_1	D_1	Bi	μ_1	D_1
0,00	0,0000	1,000	0,55	0,6800	1,076	6,0	1,3496	1,248
0,01	0,0998	1,002	0,60	0,7051	1,081	7,0	1,3766	1,254
0,02	0,1410	1,003	0,70	0,7506	1,092	8,0	1,3978	1,257
0,04	0,1987	1,006	0,80	0,7910	1,102	9,0	1,4149	1,260
0,06	0,2425	1,010	0,90	0,8274	1,111	10	1,4289	1,262
0,08	0,2791	1,013	1,00	0,8603	1,119	12	1,4420	1,265
0,10	0,3111	1,016	1,20	0,9171	1,134	14	1,4560	1,267
0,12	0,3397	1,020	1,40	0,9649	1,148	16	1,4700	1,268
0,14	0,3656	1,023	1,60	1,0008	1,159	18	1,4830	1,269
0,16	0,3896	1,026	1,80	1,0440	1,169	20	1,4961	1,270
0,18	0,4119	1,029	2,00	1,0769	1,179	25	1,5070	1,271
0,20	0,4328	1,031	2,2	1,1054	1,186	30	1,5200	1,271
0,22	0,4525	1,034	2,4	1,1300	1,193	35	1,5260	1,272

$$* \text{Bi} = \frac{\alpha \delta_0}{\lambda}; \quad D_1 = \frac{2 \sin \mu_1}{\mu_1 + \sin \mu_1 \cos \mu_1}.$$

Окончание табл. П. 15

Bi	μ_1	D_1	Bi	μ_1	D_1	Bi	μ_1	D_1
0,24	0,4712	1,037	2,6	1,1541	1,200	40	1,5325	1,272
0,26	0,4889	1,040	2,8	1,1747	1,205	50	1,5400	1,272
0,28	0,5058	1,042	3,0	1,1925	1,210	60	1,5451	1,273
0,30	0,5218	1,045	3,5	1,2330	1,221	70	1,5490	1,273
0,35	0,5590	1,052	4,0	1,2646	1,229	80	1,5514	1,273
0,40	0,5932	1,058	4,5	1,2880	1,235	90	1,5520	1,273
0,45	0,6240	1,064	5,0	1,3138	1,240	100	1,5560	1,273
0,50	0,6533	1,070	5,5	1,3340	1,244	∞	1,5708	1,273

Таблица П.16. Коэффициенты для расчета охлаждения (нагрева) длинного цилиндра радиусом r_0^*

Bi	μ_1	D_1	Bi	μ_1	D_1	Bi	μ_1	D_1
0,00	0,0000	1,000	0,55	0,9808	1,124	6,0	2,0490	1,527
0,01	0,1412	1,002	0,60	1,0184	1,134	7,0	2,0937	1,541
0,02	0,1995	1,005	0,70	1,0873	1,154	8,0	2,1286	1,551
0,04	0,2814	1,010	0,80	1,1490	1,172	9,0	2,1566	1,560
0,06	0,3438	1,014	0,90	1,2048	1,190	10	2,1795	1,566
0,08	0,3960	1,019	1,00	1,2558	1,208	12	2,2181	1,575
0,10	0,4417	1,024	1,20	1,3450	1,239	14	2,2428	1,581
0,12	0,4726	1,029	1,40	1,4250	1,268	16	2,2627	1,585
0,14	0,5200	1,034	1,60	1,4900	1,295	18	2,2760	1,588
0,16	0,5545	1,039	1,80	1,5460	1,319	20	2,2890	1,590
0,18	0,5868	1,044	2,00	1,5994	1,340	25	2,3108	1,595
0,20	0,6170	1,048	2,2	1,6432	1,357	30	2,3261	1,598
0,22	0,6455	1,053	2,4	1,6852	1,375	35	2,3366	1,600
0,24	0,6726	1,057	2,6	1,7234	1,392	40	2,3455	1,602
0,26	0,6983	1,062	2,8	1,7578	1,406	50	2,3572	1,603
0,28	0,7229	1,067	3,0	1,7887	1,420	60	2,3651	1,604
0,30	0,7465	1,071	3,5	1,8547	1,449	70	2,3707	1,604
0,35	0,8012	1,082	4,0	1,9081	1,472	80	2,3750	1,605
0,40	0,8516	1,093	4,5	1,9519	1,489	90	2,3791	1,605
0,45	0,8978	1,103	5,0	1,9898	1,504	100	2,3809	1,606
0,50	0,9408	1,114	5,5	2,0224	1,516	∞	2,4048	1,606

$$* Bi = \frac{\alpha r_0}{\lambda}; D_1 = \frac{2J_1(\mu_1)}{\mu_1 [J_0^2(\mu_1) + J_1^2(\mu_1)]}$$

Таблица П.17. Значения комплексов *A* и *B* для воды*

$t_s, ^\circ\text{C}$	$A, 1/(\text{м} \cdot \text{К})$	$B, 10^{-3} \text{ м/Вт}$	$t_s, ^\circ\text{C}$	$A, 1/(\text{м} \cdot \text{К})$	$B, 10^{-3} \text{ м/Вт}$
0	1,789	0,8944	190	166,3	13,98
10	3,179	1,237	200	182,9	15,12
20	5,184	1,624	210	196,9	16,13
30	7,848	2,054	220	210,2	17,20
40	11,41	2,543	230	225,9	18,39
50	15,67	3,057	240	243,3	19,75
60	20,82	3,609	250	262,8	21,30
70	27,14	4,225	260	277,0	22,75
80	34,50	4,886	270	292,1	24,41
90	42,76	5,568	280	309,2	26,36
100	51,69	6,269	290	329,4	28,68
110	60,53	6,934	300	347,5	31,23
120	70,27	7,641	310	365,8	34,12
130	81,84	8,446	320	389,9	37,84
140	94,12	9,279	330	424,0	43,17
150	107,6	10,16	340	460,5	50,26
160	122,0	11,08	350	426,4	61,88
170	136,2	12,02	360	631,8	83,54
180	150,0	12,94	370	944,6	160,7

$$* A = \left[\frac{g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})}{v_{\text{ж}}^2 \rho_{\text{ж}}} \right]^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{r \mu_{\text{ж}}}; \quad B = \frac{4}{r \mu_{\text{ж}}}.$$

Таблица П.18. Физические свойства ртути и натрия

Металл	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$\lambda, \text{ Вт/(\text{м} \cdot \text{К})}$	$c_p, \text{ кДж/(\text{кг} \cdot \text{К})}$	$a, 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$\nu, 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$\text{Pr}, 10^{-2}$
Ртуть (Hg)	20	13 550	7,90	0,1390	4,36	11,4	2,72
$t_{\text{пл}} = 38,9 ^\circ\text{C}$	100	13 350	8,95	0,1373	4,89	9,4	1,92
$t_{\text{кип}} = 357 ^\circ\text{C}$	150	13 230	9,65	0,1373	5,30	8,6	1,62
$r_{\text{пл}} = 11,72 \text{ кДж/кг}$	200	13 120	10,3	0,1373	5,72	8,0	1,40
$r_{\text{ис}} = 291,8 \text{ кДж/кг}$	300	12 880	11,7	0,1373	6,64	7,1	1,07

Окончание табл. П.18

Металл	t , °С	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м·К)	c_p , кДж/(кг·К)	a , 10 ⁻⁶ м ² /с	ν , 10 ⁻⁶ м ² /с	Pr, 10 ⁻²
Натрий (Na)	150	916	84,9	1,356	68,3	59,4	0,87
$t_{\text{пл}} = 97,8$ °С	200	903	81,4	1,327	67,8	50,6	0,75
$t_{\text{кип}} = 883$ °С	300	878	70,9	1,281	63,0	39,4	0,63
$r_{\text{пл}} = 113,26$ кДж/кг	400	854	63,9	1,273	58,9	33,0	0,56
$r_{\text{ис}} = 4208$ кДж/кг	500	829	57,0	1,273	54,2	28,9	0,53

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Александров А.А.** Теплофизические свойства воды и водяного пара / А.А. Александров, Б.А. Григорьев. М.: Издательство МЭИ, 1998.
2. **Задачник по технической термодинамике и теории тепломассообмена:** учебн. пособие для вузов / под ред. В.И. Крутова и Г.Б. Петражицкого. М.: Высш. шк., 1986.
3. **Исаченко В.П.** Теплопередача: учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. М.: Энергоиздат, 1981.
4. **Кириллов П.Л.** Справочник по теплогидравлическим расчетам (Ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / П.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков. М.: Энергоатомиздат, 1990.
5. **Краснощеков Е.А.** Задачник по теплопередаче: учебное пособие для вузов / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. М.: Энергия, 1980.
6. **Теплообмен в ядерных энергетических установках:** учебное пособие для вузов / Б.С. Петухов, Л.Г. Генин, С.А. Ковалев и др. М.: Издательство МЭИ, 2003.
7. **Петухов Б.С.** Теплообмен при смешанной турбулентной конвекции / Б.С. Петухов, А.Ф. Поляков. М.: Наука, 1986.
8. **Справочник по теплообменникам.** В 2-х т. : пер. с англ. / под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987.
9. **Теоретические основы теплотехники.** Теплотехнический эксперимент: справочник / под ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. М.: Издательство МЭИ, 2001.
10. **Теория тепломассообмена** / под ред. А.И. Леонтьева. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997.
11. **Цветков Ф.Ф.** Тепломассообмен: учебное пособие для вузов / Ф.Ф. Цветков, Б.А. Григорьев. М.: Издательство МЭИ, 2005.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Список основных обозначений	4
Часть первая. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ	6
<i>Глава первая.</i> Стационарная теплопроводность	6
<i>Глава вторая.</i> Нестационарная теплопроводность	23
Часть вторая. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В ОДНОФАЗНОЙ СРЕДЕ	34
<i>Глава третья.</i> Свободная конвекция	34
<i>Глава четвертая.</i> Вынужденное внешнее обтекание	45
<i>Глава пятая.</i> Теплообмен в трубах	63
Часть третья. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЯХ	80
<i>Глава шестая.</i> Кипение жидкости	80
<i>Глава седьмая.</i> Конденсация пара	93
Часть четвертая. МАССООБМЕН	102
<i>Глава восьмая.</i> Испарение в парогазовую среду	102
<i>Глава девятая.</i> Конденсация из парогазовой смеси	117
Часть пятая. ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ	123
<i>Глава десятая.</i> Законы теплового излучения. Теплообмен излучением между телами, разделенными прозрачной средой	123
<i>Глава одиннадцатая .</i> Теплообмен излучением в системе тел, заполненной поглощающей и излучающей средой	135
Часть шестая. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ	145
<i>Глава двенадцатая.</i> Теплогидравлический расчет теплообменных аппаратов	145
Ответы	170
Приложения	177
Список литературы	194