

В этом разделе приведены примеры решения типовых задач по всем четырем частям курса «Тепломассообмен». Теоретические основы решения задач содержатся в конспекте лекций.

## 1. Теплопроводность

**Задача 1.1.** Определить потерю теплоты  $Q$ , Вт, через стенку из красного кирпича длиной  $l=10$  м, высотой  $h=3$  м и толщиной  $\delta=0,25$  м, если температуры на поверхностях стенки поддерживаются  $t_{c1}=100^\circ\text{C}$  и  $t_{c2}=20^\circ\text{C}$ . коэффициент теплопроводности красного кирпича  $\lambda=0,7$  Вт/(м $\cdot$ °C).

*Решение:* Потери теплоты через стенку

$$Q = \frac{l}{d}(t_{c1} - t_{c2}) \cdot F = \frac{0,7}{0,25} \cdot 80 \cdot 10 \cdot 3 = 6720 \text{ Вт.}$$

**Задача 1.2.** Теплота дымовых газов передается через стенку воде. Принимая температуру газов  $t_{жг1} = 1300^\circ\text{C}$ , воды  $t_{жв2} = 200^\circ\text{C}$ , коэффициент теплоотдачи от газов к стенке  $\alpha_1 = 100$  Вт/(м $^2$ ·°C), а от стенки к воде  $\alpha_2 = 2000$  Вт/(м $^2$ ·°C) и считая стенку плоской, требуется:

1. Подсчитать термические сопротивления, коэффициенты теплоотдачи и количество передаваемой теплоты от газов к воде через 1 м $^2$  стенки для следующих случаев:

а) стенка стальная, совершенно чистая, толщиной  $\delta_2=20$  мм ( $\lambda_2=45,4$  Вт/(м·°C));

б) стенка со стороны воды покрыта слоем накипи толщиной  $\delta_3=8$  мм ( $\lambda_3=2$ Вт/(м·°C));

в) стенка со стороны газов покрыта слоем сажи толщиной  $\delta_1=2$  мм ( $\lambda_1=0,2$  Вт/(м·°C));

г) стенка со стороны воды покрыта слоем накипи  $\delta_3=8$  мм, а со стороны газов - сажей  $\delta_1=2$  мм.

2. Определить температуры всех слоев стенки для случая «Г».

*Решение:* Термические сопротивления теплопередаче

$$R_a = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{100} + \frac{0,02}{45,4} + \frac{1}{2000} = 0,011 \text{ м}^2 \cdot \text{°C/Вт};$$

$$R_b = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{d_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{100} + \frac{0,02}{45,4} + \frac{0,008}{2} + \frac{1}{2000} = 0,015 \text{ м}^2 \cdot \text{°C/Вт};$$

$$R_g = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{100} + \frac{0,002}{0,2} + \frac{0,02}{45,4} + \frac{1}{2000} = 0,021 \text{ м}^2 \cdot \text{°C/Вт};$$

$$R_c = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{d_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{100} + \frac{0,002}{0,2} + \frac{0,02}{45,4} + \frac{0,008}{2} + \frac{1}{2000} = 0,025 \text{ м}^2 \cdot \text{°C/Вт}$$

Коэффициенты теплопередачи

$$k_a = \frac{1}{R_a} = \frac{1}{0,011} = 90,91 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

$$k_b = \frac{1}{R_b} = \frac{1}{0,015} = 66,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

$$k_g = \frac{1}{R_g} = \frac{1}{0,021} = 47,62 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

$$k_z = \frac{1}{R_z} = \frac{1}{0,025} = 40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Количество передаваемой теплоты от газов к воде через  $1 \text{ м}^2$  стенки определим из уравнения теплопередачи

$$q = k(t_{жс1} - t_{жс2}), \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

$$q_a = k_a(t_{жс1} - t_{жс2}) = 90,91(1300 - 200) = 100.001 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$q_b = k_b(t_{жс1} - t_{жс2}) = 66,67(1300 - 200) = 73.337 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$q_g = k_g(t_{жс1} - t_{жс2}) = 47,62(1300 - 200) = 53.382 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$q_z = k_z(t_{жс1} - t_{жс2}) = 40(1300 - 200) = 44.000 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Температуры всех слоев стенки для случая «Г».

Плотность теплового потока от газов к стенке

$$q_z = a_1(t_{жс1} - t_{c1}),$$

$$\text{отсюда } t_{c1} = t_{жс1} - \frac{q_z}{a_1} = 1300 - \frac{44000}{100} = 860 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Плотность теплового потока через слой сажи

$$q_z = \frac{l_1}{d_1}(t_{c1} - t_{c2}),$$

$$\text{отсюда } t_{c2} = t_{c1} - q_z \cdot \frac{d_1}{l_1} = 860 - 44000 \cdot \frac{0,002}{0,2} = 420 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Плотность теплового потока через стальную стенку

$$q_z = \frac{l_2}{d_2}(t_{c2} - t_{c3}),$$

$$\text{отсюда } t_{c3} = t_{c2} - q_z \cdot \frac{d_2}{l_2} = 420 - 44000 \cdot \frac{0,02}{45,4} = 400,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

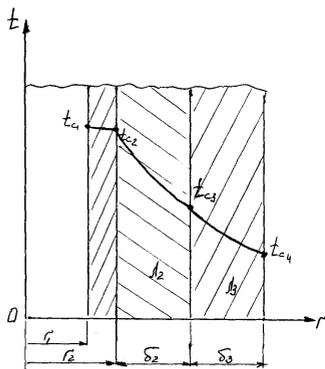
Плотность теплового потока через слой накипи

$$q_z = \frac{l_3}{d_3}(t_{c3} - t_{c4}),$$

$$\text{отсюда } t_{c4} = t_{c3} - q_z \cdot \frac{d_3}{l_3} = 400,6 - 44000 \cdot \frac{0,008}{2} = 224,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

**Задача 1.3.** Стальная труба диаметром  $d_1/d_2 = 100/110$  мм с коэффициентом с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_1 = 50$  Вт/(м $^{\circ}$ С) покрыта изоляцией в два слоя одинаковой толщины  $\delta_2 = \delta_3 = 50$  мм. Температуры внутренней поверхности трубы  $t_{c1} = 250^{\circ}$ С и наружной поверхности изоляции  $t_{c4} = 50^{\circ}$ С.

Определить потери теплоты через изоляцию с 1 пог. м. трубы и температуру на границе соприкосновения слоев изоляции  $t_{c3}$ , если первый слой изоляции, накладываемый на поверхность трубы, выполнен из материала с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_2 = 0,06$  Вт/(м $^{\circ}$ С), а второй слой – из материала с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_3 = 0,12$  Вт/(м $^{\circ}$ С).



**Решение:** Линейная плотность теплового потока через 1 пог.м. изолированной трубы

$$q_l = \frac{p(t_{c1} - t_{c4})}{\frac{1}{2l_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2l_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2l_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}$$

Здесь  $d_3 = d_2 + 2\delta_2 = 110 + 2 \cdot 50 = 210$  мм,

$$d_4 = d_3 + 2\delta_3 = 210 + 2 \cdot 50 = 310 \text{ мм,}$$

$$q_l = \frac{3,14 \cdot (250 - 50)}{\frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{110}{100} + \frac{1}{2 \cdot 0,06} \ln \frac{210}{110} + \frac{1}{2 \cdot 0,12} \ln \frac{310}{210}} = 89,5 \text{ Вт/м.}$$

Температура на границе соприкосновения слоев изоляции

$$t_{c3} = t_{c1} - \frac{q_l}{p} \left( \frac{1}{2l_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2l_2} \ln \frac{d_3}{d_2} \right) = 250 - \frac{89,5}{3,14} \left( \frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{110}{100} + \frac{1}{2 \cdot 0,06} \ln \frac{210}{110} \right) = 97^{\circ}$$

**Задача 1.4.** Как изменится величина тепловых потерь с 1 пог. м. трубопровода, рассмотренного в задаче 1.3, если слой изоляции поменять местами т.е. слой с большим коэффициентом теплопроводности наложить непосредственно на поверхность трубы, все другие условия, оставив без изменения.

**Решение:** Линейная плотность теплового потока с 1 пог.м. трубопровода

$$\begin{aligned} q_l &= \frac{p(t_{c1} - t_{c4})}{\frac{1}{2l_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2l_3} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2l_2} \ln \frac{d_4}{d_3}} = \\ &= \frac{3,14(250 - 50)}{\frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{110}{100} + \frac{1}{2 \cdot 0,12} \ln \frac{210}{110} + \frac{1}{2 \cdot 0,06} \ln \frac{310}{210}} = 105,5 \text{ Вт/м.} \end{aligned}$$

Следовательно, в этом случае тепловые потери увеличились на  $\frac{105,5 - 89,5}{89,5} \cdot 100 = 18\%$ .

*Задача 1.5.* Стальная труба внутренним диаметром  $d_1=20$  мм ( $\lambda_1= 38$  Вт/(м $\cdot$ °С)) с толщиной стенки  $\delta_1= 2,5$  мм покрыта слоем изоляции, коэффициент теплопроводности которой  $\lambda_{из}= 0,14$  Вт/(м $\cdot$ °С). По трубе протекает вода, температура которой  $t_{ж1} = 200^0$ С. Коэффициент теплоотдачи от воды к стенке  $\alpha_1 = 1,8 \cdot 10^3$  Вт/(м $^2$ ·°С). Снаружи труба омывается свободным потоком воздуха температура которого  $t_{ж2} = 20^0$ С, коэффициент теплоотдачи к воздуху от поверхности изоляции  $\alpha_2 = 10$  Вт/(м $^2$ ·°С). Требуется: 1. Найти толщину изоляционного материала, обеспечивающую температуру наружной поверхности изоляции  $60^0$ С; 2. Сопоставить тепловые потоки через трубу с изоляцией и без нее при тех же  $t_{ж1}$ ,  $t_{ж2}$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ .

*Решение.* Линейная плотность теплового потока через изолированную трубу

$$q_l = \frac{p(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2l_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2l_{из}} \ln \frac{d_{из}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_{из}}}$$

Линейная плотность теплового потока от изоляции к наружному воздуху

$$q_l = p \cdot d_{из} \cdot \alpha_2 (t_{из} - t_{ж2}).$$

Приравняем правые части этих уравнений и представим решение в виде

$$y = \ln \frac{d_{из}}{d_2},$$

где

$$y = 2l_{из} \left\{ \frac{1}{d_{из}} \left[ \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\alpha_2 (t_{из} - t_{ж2})} - \frac{1}{\alpha_2} \right] - \frac{1}{\alpha_1 d_1} - \frac{1}{2l_1} \ln \frac{d_2}{d_1} \right\}.$$

Подставим значения соответствующих величин и получим

$$y = 2 \cdot 0,14 \left\{ \frac{1}{d_{из}} \left[ \frac{200 - 20}{10(60 - 20)} - \frac{1}{10} \right] - \frac{1}{1800 \cdot 0,02} - \frac{1}{2 \cdot 38} \ln \frac{25}{20} \right\} = \frac{0,098}{d_{из}} - 0,0086.$$

Для графического решения полученного уравнения зададимся значениями  $d_{из}$ , определим  $y$  и  $\ln \frac{d_{из}}{d_2}$ , а полученные результаты представим в таблице

$d_{из}$	0,035	0,045	0,055	0,065	0,075	0,085	0,095
$d_{из}/d_2$	1,4	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4	3,8
$\ln \frac{d_{из}}{d_2}$	0,3365	0,5878	0,7885	0,9555	1,0986	1,2238	1,335
$y$	2,7914	2,1692	1,7732	1,4991	1,2981	1,1443	1,023

Полученные данные наносим на график и получаем значение корня

$$d_{из} = 0,082 \text{ м, которое удовлетворяет уравнению } y = \ln \frac{d_{из}}{d_2} .$$

Линейная плотность теплового потока через изолированную трубу

$$q_l = \frac{3,14(200 - 20)}{\frac{1}{1,8 \cdot 10^3 \cdot 0,02} + \frac{1}{2 \cdot 38} \ln \frac{25}{20} + \frac{1}{2 \cdot 0,14} \ln \frac{82}{25} + \frac{1}{10 \cdot 0,082}} = 102,9 \text{ Вт/м.}$$

Линейная плотность теплового потока неизолированного трубопровода

$$q_l = \frac{p(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2I_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2}} = \frac{3,14 \cdot (200 - 20)}{\frac{1}{1,8 \cdot 10^3 \cdot 0,02} + \frac{1}{2 \cdot 38} \ln \frac{25}{20} + \frac{1}{10 \cdot 0,025}} = 160,3 \text{ Вт/м.}$$

Следовательно, у неизолированного трубопровода потери теплоты с 1 пог. м. в 1,58 раза больше, чем у изолированного.

**Задача 1.6.** Трубопровод диаметром  $d_1/d_2 = 44/51$  мм, по которому течет масло, покрыт слоем бетона толщиной  $\delta_2 = 80$  мм. Коэффициент теплопроводности материала трубы  $\lambda_1 = 50$  Вт/(м·°C), коэффициент теплопроводности бетона  $\lambda_2 = 1,28$  Вт/(м·°C). Средняя температура масла в трубе  $t_{ж1} = 120$ °C, температура окружающего воздуха  $t_{ж2} = 20$ °C. Коэффициент теплоотдачи от масла в стенке  $\alpha_1 = 100$  Вт/(м<sup>2</sup>·°C) и от поверхности бетона к воздуху  $\alpha_2 = 10$  Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

а) Определить потери теплоты с 1 пог. м. оголенного трубопровода и трубопровода, покрытого бетоном.

б) Каким должен быть коэффициент теплопроводности изоляции, чтобы при любой ее толщине тепловые потери с 1 пог. м. изолированной трубы были не больше, чем для оголенного трубопровода?

**Решение.** Потери теплоты с 1 пог. м. оголенного трубопровода

$$q_l = \frac{p(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2I_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2}} = \frac{3,14 \cdot (120 - 20)}{\frac{1}{100 \cdot 0,044} + \frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{51}{44} + \frac{1}{10 \cdot 0,051}} = 142,5 \text{ Вт/м.}$$

Потери теплоты с 1 пог. м. изолированного трубопровода

$$q_l^{из} = \frac{p(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2I_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2I_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{a_2 d_3}} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot (120 - 20)}{\frac{1}{100 \cdot 0,044} + \frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{51}{44} + \frac{1}{2 \cdot 1,28} \ln \frac{211}{51} + \frac{1}{10 \cdot 0,0211}} = 249 \text{ Вт/м.}$$

Следовательно, потери теплоты с 1 пог. м. изолированного трубопровода в 249/142,5=1,75 раз больше, чем у оголенного.

Чтобы потери теплоты были для изолированного трубопровода меньше чем для оголенного, при любом слое изоляции, необходимо, чтобы  $I_{из} = 0,5 \cdot d_2 \cdot a_2 = 0,5 \cdot 0,51 \cdot 10 \leq 0,26 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ .

**Задача 1.7.** Определить количество теплоты передаваемой через 1 м<sup>2</sup> ребристой стенки, коэффициент оребрения которой равен  $F_2/F_1 = 12$ . стенка выполнена из материала с коэффициентом теплопроводности  $\lambda = 63 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$  и толщиной  $\delta = 12 \text{ мм}$ . Коэффициент теплоотдачи от рабочего тела к стенке  $\alpha_1 = 250 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  и от стенки к воздуху  $\alpha_2 = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ . Температура рабочего тела  $t_1 = 117 ^\circ\text{C}$ , температура воздуха  $t_2 = 17 ^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Коэффициент теплопередачи через оребренную стенку при отнесении теплового потока к гладкой поверхности

$$k_{p.e.} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{F_1}{F_2}} = \frac{1}{\frac{1}{250} + \frac{0,012}{63} + \frac{1}{12 \cdot 12}} = 90 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Тогда плотность теплового потока через оребренную стенку  $q_p = k_{p.e.} (t_1 - t_2) = 90(117 - 17) = 9000 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

Коэффициент теплопроводности через неоребренную стенку

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{250} + \frac{0,012}{63} + \frac{1}{12}} = 11,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Тепловой поток через стенку

$$q = k \cdot (t_1 - t_2) = 11,4 \cdot (117 - 17) = 1140 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Следовательно, оребрение поверхности стенки увеличило теплопередачу в 7,9 раза.

**Задача 1.8.** Определить температуру на поверхности и в центре равномерно нагретого до  $t_0 = 927 ^\circ\text{C}$  длинного стального вала диаметром 400 мм через 1 час после помещения его на воздухе, температура которого  $t_{cp} = 27 ^\circ\text{C}$ . Коэффициент теплоотдачи от стенки вала к воздуху  $\alpha = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , коэффициент температуропроводности стали  $a = 8,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , коэффициент теплопроводности стали  $\lambda = 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ .

**Решение.** Критерий  $Bi = \frac{a \cdot r}{l} = \frac{50 \cdot 0,2}{50} = 0,2$ ,

$$\text{критерий Фурье } Fo = \frac{a \cdot t}{r^2} = \frac{8,9 \cdot 10^{-6} \cdot 3600}{0,04} = 0,8.$$

По значениям  $Bi$  и  $Fo$  из таблиц значений  $J_y / J_1 = f(Bi, Fo)$  и  $J_{cm} / J_1 = f(Bi, Fo)$  для цилиндра бесконечной длины находим  $J_{cm} / J_1 = 0,74$  и  $J_y / J_1 = 0,8$ .

Разности температур  $J_1 = t_0 - t_{cp} = 927 - 27 = 900$  °С.

Значения избыточных температур  $J_{cm} = t_{cm} - t_{cp}$ ,  $J_y = t_y - t_{cp}$ .

Следовательно, температуры поверхности и центра вала через 1 час охлаждения  $J_{cm} = 0,74 \cdot J_1$ , отсюда

$$t_{cm} = 0,74 \cdot (t_0 - t_{cp}) + t_{cp} = 0,74 \cdot (927 - 27) + 27 = 693$$
 °С,

$J_y = 0,8 \cdot J_1$ , отсюда

$$t_y = 0,8 \cdot (t_0 - t_{cp}) + t_{cp} = 0,8 \cdot (927 - 27) + 27 = 747$$
 °С.

**Задача 1.9.** В экспериментальной установке определения коэффициента температуропроводности методом регулярного режима исследуемый материал помещен в цилиндрический калориметр диаметром  $d=50$  мм и длиной  $l=75$  мм. После предварительного нагрева калориметр охлаждается в водяном термостате, температура воды в котором постоянна и равна  $t=20$  °С.

Вычислить значение коэффициента температуропроводности испытуемого материала, если в процессе охлаждения после наступления регулярного режима температура образца в месте заделки термопары за  $\Delta\tau=7$  мин уменьшилась с  $t_1=30$  °С до  $t_2=22$  °С.

**Решение.** Коэффициент температуропроводности материала определится

$$a = k \cdot m,$$

где  $k = \frac{1}{\left(\frac{2,405}{r}\right)^2 + \left(\frac{p}{l}\right)^2}$  – коэффициент формы тела;

$$m = \frac{\ln J_1 - \ln J_2}{\Delta t}$$
 – темп охлаждения;

$J_1, J_2$  – избыточные температуры.

Следовательно,

$$a = \frac{1}{\left(\frac{2,405}{0,025}\right)^2 + \left(\frac{3,14}{0,075}\right)^2} \cdot \frac{\ln(30 - 20) - \ln(22 - 20)}{7 \cdot 60} = 3,47 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}.$$

## 2. Конвективный теплообмен

*Задача 2.1.* Тонкая пластина длиной  $l=2$  м и шириной  $a=1,5$  м обтекается продольным потоком воздуха. Скорость и температура набегающего потока равны соответственно  $\omega=3$  м/с,  $t_0=20^{\circ}\text{C}$ . Температура поверхности пластины  $t_c=90^{\circ}\text{C}$ . Определить средний по длине пластины коэффициент теплоотдачи  $\bar{\alpha}$  и количество теплоты, отдаваемой пластиной воздуху.

*Решение.* Для воздуха при  $t_0=20^{\circ}\text{C}$  из таблиц находим  $\lambda=2,59 \cdot 10^{-2}$  Вт/(м $\cdot^{\circ}\text{C}$ )  
 $\nu=15,06 \cdot 10^{-6}$  м $^2$ /с,  $\text{Pr}=0,703$ .

$$\text{Критерий Рейнольдса } Re = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{3 \cdot 2}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 3,98 \cdot 10^5. \text{ Поскольку}$$

$Re < 5 \cdot 10^5$ , то режим течения в пограничном слое ламинарный и средняя по длине теплоотдача определяется из критериального уравнения.

$$\bar{Nu} = 0,67 \cdot Re^{0,5} \cdot \text{Pr}^{0,33},$$

где  $\bar{Nu} = \frac{\bar{\alpha} \cdot l}{\lambda}$ , а физические параметры выбираются по температуре набегающего потока  $t_0$ .

$$\bar{Nu} = 0,67 \cdot (3,98 \cdot 10^5)^{0,5} \cdot (0,703)^{0,33} = 375.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = \bar{Nu} \cdot \frac{\lambda}{l} = 375 \cdot \frac{2,59 \cdot 10^{-2}}{2} = 4,87 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{C}}.$$

Количество теплоты, передаваемой с обеих сторон пластины

$$Q = \bar{\alpha} (t_c - t_0) F = 4,87 (90 - 20) 2 \cdot 2 \cdot 1,5 = 2050 \text{ Вт}.$$

*Задача 2.2.* Решить предыдущую задачу при условии, что скорость набегающего потока увеличилась до  $\omega=4$  м/с.

$$\text{Решение. Критерий } Re = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{4 \cdot 2}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 5,23 \cdot 10^5. \text{ Поскольку } Re > 10^5$$

то режим течения в пограничном слое турбулентный и средняя по длине теплоотдача определяется из критериального уравнения

$$\bar{Nu} = 0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} = 0,037 (5,23 \cdot 10^5)^{0,8} (0,703)^{0,43} = 1216.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = \bar{Nu} \cdot \frac{\lambda}{l} = 1216 \cdot \frac{2,59 \cdot 10^{-2}}{2} = 13,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{C}}.$$

Количество теплоты, передаваемое пластиной воздуху

$$Q = \bar{\alpha}(t_c - t_0)F = 13,52 \cdot 70 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 1,5 = 5670 \text{ Вт}.$$

**Задача 2.3.** Определить коэффициент теплоотдачи и количество переданной теплоты при течении воды в горизонтальной трубе  $d=0,008$  м и длиной  $l=6$  м, если скорость  $\omega=0,1$  м/с, температура воды  $t_{жс} = 80^\circ\text{C}$ , температура стенки  $t_c=20^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Для определения режима движения вычислим значение комплекса  $(Gr \cdot Pr)$  для средней температуры  $t_z = 0,5(t_{жс} + t_c) = 50^\circ\text{C}$ . При этой температуре из таблиц имеем:  $Pr=3,54$ ,  $\beta= 4,49 \cdot 10^{-4} \text{ 1}^\circ\text{C}$ ,  $\nu= 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $\Delta t= 60^\circ\text{C}$ . Следовательно,  $(Gr \cdot Pr) = \left( \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2} \cdot Pr \right) = 5,06 \cdot 10^6$ . Поскольку  $(Gr \cdot Pr) > 8 \cdot 10^5$ , то режим движения воды вязкостно-гравитационный и расчет средней теплоотдачи проведем по формуле

$$\bar{Nu}_{жс,d} = 0,15 \cdot Re_{жс,a}^{0,33} \cdot Pr_{жс}^{0,33} \cdot (Gr_{жс,a} Pr_{жс})^{0,1} \cdot \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \bar{e}_l.$$

При  $t_{жс} = 80^\circ\text{C}$  из таблиц находим  $\lambda_{жс} = 0,675 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ ,  $\nu_{жс} = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $\beta_{жс} = 6,32 \cdot 10^{-4} \text{ 1}^\circ\text{C}$ ,  $Pr_{жс} = 2,21$ ; при  $t_c = 20^\circ\text{C}$   $Pr_c = 7,02$ . По этим значениям находим  $Re_{жс,d} = 2190$ ,  $Gr_{жс,d} = 1,43 \cdot 10^6$ ,  $\bar{e}_l = 1$ , т.к.  $l/d = 6/0,008 > 50$ . Тогда

$$\bar{Nu}_{жс,d} = 0,15 \cdot 2190^{0,33} \cdot 2,21^{0,33} \cdot (1,43 \cdot 10^6 \cdot 2,21) \cdot (2,21/7,02)^{0,25} \cdot 1 = 8,56.$$

Отсюда

$$\bar{\alpha} = \bar{Nu}_{жс,d} \cdot \frac{l_m}{d} = 8,56 \cdot \frac{0,675}{0,008} = 724 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Количество теплоты, передаваемой через всю трубу

$$Q = p \cdot d \cdot l \cdot \bar{\alpha}(t_{жс} - t_c) = 3,14 \cdot 0,008 \cdot 6 \cdot 724 \cdot (80 - 20) = 6540 \text{ Вт}.$$

**Задача 2.4.** Определить средний коэффициент теплоотдачи конвекцией от поперечного потока дымовых газов к стенкам труб котельного пучка. Трубы диаметром  $d=80$  мм расположены в шахматном порядке. Поперечный и продольный шаги труб равны соответственно  $s_1 = 2,5d$ ;  $s_2 = 2d$ . Средняя скорости потока газов в узком сечении пучка  $\omega = 10$  м/с. Температура газов перед пучком  $t_{жс1} = 1100^\circ\text{C}$ , за пучком  $t_{жс2} = 900^\circ\text{C}$ . Пучок состоит из четырех рядов труб с одинаковой поверхностью.

**Решение.** Определяющая температура  $t_{жс} = \frac{t_{жс1} + t_{жс2}}{2} = \frac{1100 + 900}{2} = 1000^\circ\text{C}$

При этой температуре из таблиц находим физические свойства дымовых газов:

$\lambda_{ж}=0,109 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{С})$ ,  $\nu_{ж}=174,3\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $\text{Pr}_{ж}=0,58$ . Число Рейнольдса

$$\text{Re}_{жс} = \frac{w \cdot d}{\nu_{жс}} = \frac{10 \cdot 8 \cdot 10^{-2}}{174,3 \cdot 10^{-6}} = 4,59 \cdot 10^3.$$

Отношение  $s_1/s_2 = 2,5/2 = 1,25$  и поправочный коэффициент  $e_s = (1,25)^{\frac{1}{6}} = 1,04$ .

Для расчета теплоотдачи третьего и четвертого рядов пучка используем критериальное уравнение

$$\text{Nu}_{жс} = 0,41 \cdot \text{Re}_{жс}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{жс}^{0,33} \cdot e_s = 0,41 \cdot (4,59 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,58^{0,33} \cdot 1,04 = 55.$$

Коэффициент теплоотдачи для третьего и четвертого рядов

$$a_3 = \text{Nu}_{жс} \frac{l_{жс}}{d} = 55 \frac{0,109}{8 \cdot 10^{-2}} = 75 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{С}}.$$

Для труб первого ряда  $a_1 = 0,6 \cdot a_3$ , для труб второго ряда шахматного пучка  $a_2 = 0,7 \cdot a_3$ .

Средний коэффициент теплоотдачи всего пучка

$$\bar{a} = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 a_i = \frac{1}{4} (0,6 \cdot a_3 + 0,7 a_3 + 2 a_3) = 62 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{С}}.$$

**Задача 2.5.** Определить передачу теплоты при свободной конвекции от вертикального полого трубопровода диаметром  $d=120$  мм и высотой  $h=6$  м в воздуху. Температура стенки трубы  $t_{см} = 250^{\circ}\text{С}$ , температура воздуха  $t_{жс} = 20^{\circ}\text{С}$ .

**Решение.** При  $t_{жс} = 20^{\circ}\text{С}$  из таблиц находим физические свойства воздуха  $\lambda_{жс} = 0,026 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{С})$ ,  $\nu_{жс} = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $\beta_{жс} = 1/T_{жс} = 1/293 = 0,0034 \text{ 1}/^{\circ}\text{С}$ ,  $\text{Pr}_{жс} = 0,703$

Комплекс  $(Gr_{жс,h} \cdot Pr_{жс}) = \left( \frac{g \cdot h^3 \cdot \beta_{жс} \cdot (t_{см} - t_{жс})}{\nu_{жс}^2} \cdot Pr_{жс} \right) = 5,16 \cdot 10^{12}$ . Поскольку

$(Gr_{жс,h} \cdot Pr_{жс}) > 6 \cdot 10^{10}$ , то движение воздуха около трубы турбулентное и коэффициент теплоотдачи определяется из критериального уравнения

$$\bar{\text{Nu}}_{жс,h} = 0,15 \cdot (Gr_{жс,h} \cdot Pr_{жс})^{0,33} = 0,15 \cdot (5,16 \cdot 10^{12} \cdot 0,703)^{0,33} = 2320.$$

Отсюда коэффициент теплоотдачи

$$a = \bar{\text{Nu}}_{жс,h} \frac{l_{жс}}{h} = 2320 \cdot \frac{0,026}{6} = 10 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{С}}.$$

Потери теплоты трубопроводом

$$Q = a \cdot p \cdot d \cdot l \cdot (t_{см} - t_{жс}) = 10 \cdot 3,14 \cdot 0,12 \cdot 6 \cdot (250 - 20) = 5200 \text{ Вт}.$$

**Задача 2.6.** Определить интенсивность теплоотдачи и температурные напоры при пузырьковом кипении воды для давлений 10 и 100 бар при тепловой нагрузке  $q=1,5 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>.

*Решение.* Расчет проводим по формуле

$$a = \frac{3,14 \cdot P_s^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot P_s} \cdot q^{2/3}.$$

При давлении  $P_s=10$  бар имеем

$$a = \frac{3,14 \cdot 10^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot 10} \cdot (1,5 \cdot 10^6)^{2/3} = 7,05 \cdot 10^9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{C}}.$$

Температурный напор  $\Delta t = \frac{q}{a} = \frac{1,5 \cdot 10^6}{7,05 \cdot 10^9} = 21,2$  °C. При давлении  $P_s=100$

бар имеем

$$a = \frac{3,14 \cdot 100^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot 100} \cdot (1,5 \cdot 10^6)^{2/3} = 1,86 \cdot 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{C}},$$

$$\Delta t = \frac{q}{a} = \frac{1,5 \cdot 10^6}{1,86 \cdot 10^5} = 8$$
 °C.

**Задача 2.7.** Определить наибольшую плотность теплового потока, которую можно отвести от поверхности нагрева при пузырьковом режиме кипения воды в большом объеме при давлении  $10 \cdot 10^5$  Па.

*Решение.* Наибольшая плотность теплового потока при пузырьковом режиме кипения называется первой критической плотностью теплового потока и определяется по формуле

$$q_{кр1} = 0,14 \cdot r \cdot \sqrt{r''} \cdot \sqrt[4]{\sigma \cdot g \cdot (r' - r'')}.$$

При давлении  $10 \cdot 10^5$  Па из таблицы «Физические свойства воды на линии насыщения» находим:  $r = 2,02 \cdot 10^6$  Дж/кг;  $\sigma = 4,2 \cdot 10^{-2}$  Н/м;  $r' = 887$  кг/м<sup>3</sup>;  $r'' = 5,15$  кг/м<sup>3</sup>. Следовательно,

$$q_{кр1} = 0,14 \cdot 2,02 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{5,15} \cdot \sqrt[4]{4,2 \cdot 10^{-2} \cdot 9,81 \cdot (887 - 5,15)} = 2,8 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2.$$

**Задача 2.8.** Найти коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока, отводимого конвективным путем от поверхности горизонтальной трубы  $D=12$ мм в пленочном режиме кипения воды при атмосферном давлении, если температура поверхности трубы  $t_c=500$ °C.

*Решение.* Расчет коэффициента теплоотдачи проводим по формуле

$$\bar{\alpha} = 0,62 \cdot \sqrt[4]{\frac{I'^3 \cdot (r' - r'') \cdot g \cdot r_*}{n'' \cdot D \cdot (t_c - t_{жс})}}$$

Определяющая температура  $t_{cp} = 0,5 \cdot (500 + 100) = 300^\circ\text{C}$ . Из таблицы «Физические свойства водяного пара на линии насыщения» при этой температуре  $I'' = 4,43 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $r'' = 0,384 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $n'' = 4,43 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ;

$$C_p'' = 2,01 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}); r' = 958 \text{ кг}/\text{м}^3; r = 2,26 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{кг}.$$

Эффективная теплота фазового перехода (с учетом перегрева пара в пленке)

$$r_* = r + 0,5 \cdot C_p'' \cdot (t_c - t_s) = 2,26 \cdot 10^6 + 0,5 \cdot 2,01 \cdot 10^3 (500 - 100) = 2,66 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{кг}.$$

Следовательно,

$$\bar{\alpha} = 0,62 \cdot \sqrt[4]{\frac{(4,43 \cdot 10^{-2})^3 \cdot (958 - 0,384) \cdot 9,81 \cdot 2,66 \cdot 10^6}{4,43 \cdot 10^{-6} \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot (500 - 100)}} = 196 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Плотность теплового потока

$$q = \bar{\alpha} \cdot \Delta t = 196 \cdot 400 = 7,85 \cdot 10^4 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

*Задача 2.9.* Решить предыдущую задачу при условии, что труба расположена вертикально.

*Решение.* При вертикальном расположении трубы течение пара в пленке носит обычно турбулентный характер и коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$\bar{\alpha} = 0,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{I''^2 \cdot C_p'' \cdot g \cdot (r' - r'')}{n''}}$$

Следовательно,

$$\bar{\alpha} = 0,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{(4,43 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 2,01 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot (958 - 0,384)}{4,43 \cdot 10^{-5}}} = 236 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Плотность теплового потока

$$q = \bar{\alpha} \cdot (t_c - t_s) = 236 \cdot (500 - 100) = 9,45 \cdot 10^4 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

**Задача 2.10.** Определить коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара атмосферного давления на поверхности горизонтальной трубы диаметром  $D=16$  мм, если температура поверхности трубы  $t_c=80^\circ\text{C}$ . Определить также плотность теплового потока  $Q$  и количество образующегося конденсата на поверхности трубы длиной  $l=1$  м.

**Решение.** Коэффициент теплоотдачи определим по формуле

$$\bar{\alpha} = 0,728 \cdot \frac{A_s}{\sqrt[4]{D \cdot \Delta t}} \cdot e_t,$$

где для температуры насыщения  $t_s=100^\circ\text{C}$  из таблицы  $A_s=12,2 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^{7/4} \cdot \text{C}^{3/4})$ , а при  $\Delta t=100-80=20^\circ\text{C}$  и атмосферном давлении поправка, учитывающая зависимость физических свойств от температуры из таблиц  $e_t=0,967$ .

Следовательно,

$$\bar{\alpha} = 0,728 \cdot \frac{12,2 \cdot 10^3}{\sqrt[4]{16 \cdot 10^{-3} (100 - 80)}} \cdot 0,967 = 11400 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{C}}.$$

Тепловой поток

$$Q = \bar{\alpha} \cdot p \cdot d \cdot l \cdot (t_s - t_c) = 11400 \cdot 3,14 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot (100 - 80) = 11450 \text{ Вт}.$$

При  $t_s=100^\circ\text{C}$  теплота парообразования водяного пара  $r=2,26 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{кг}$   
Количество образующегося конденсата

$$G = \frac{Q}{r} = \frac{11450}{2,26 \cdot 10^6} = 5,08 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/\text{с}.$$

**Задача 2.11.** для условий задачи 2.10 определить коэффициент теплоотдачи, если труба расположена вертикально и имеет высоту а)  $h=1$  м; б)  $h=3$  м.

**Решение.** При атмосферном давлении из таблицы определяем, что турбулентный режим течения в пленке конденсата возникает при значениях  $(h\Delta t)_{\text{кр}} = 44,6 \text{ м} \cdot \text{C}$ .

а)  $h=1$  м. Величина  $h\Delta t = 1 \cdot (100-80) = 20 \text{ м} \cdot \text{C}$ . Поскольку  $h\Delta t < (h\Delta t)_{\text{кр}}$ , то течение пленки носит ламинарно-волновой характер и коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$\bar{\alpha} = 0,943 \cdot \frac{A_s}{\sqrt[4]{h\Delta t}} \cdot e_t \cdot e_u.$$

Из предыдущей задачи  $e_t = 0,967$ ,  $A_s=12,2 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^{7/4} \cdot \text{C}^{3/4})$ . Сначала примем  $e_u = 1$  и подсчитаем коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha}' = 0,943 \cdot \frac{12,2 \cdot 10^3}{\sqrt[4]{1 \cdot 20}} \cdot 0,967 = 5,42 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{C}}.$$

При атмосферном давлении из таблиц определим коэффициент динамической вязкости воды

$m_s = 2,82 \cdot 10^{-4}$  Па·с. Затем определим поправку на волновое течение пленки конденсата  $e_u$ , для чего рассчитаем число Re

$$\text{Re} = 4 \frac{\bar{a}' \cdot h \cdot \Delta t}{r \cdot m_s} = 4 \cdot \frac{5,42 \cdot 10^3 \cdot 20 \cdot 1}{2,26 \cdot 10^6 \cdot 2,82 \cdot 10^{-4}} = 682,$$

$$e_u = \left( \frac{\text{Re}}{4} \right)^{0,04} = \left( \frac{682}{4} \right)^{0,04} = 1,23.$$

Искомый коэффициент теплоотдачи

$$\bar{a} = \bar{a}' \cdot e_u = 5,42 \cdot 10^3 \cdot 1,23 = 6,68 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}.$$

б)  $h=3\text{м}$ . Величина  $h\Delta t = 3 \cdot (100-80) = 60 \text{ м} \cdot \text{°C}$ . Поскольку  $h\Delta t > (h\Delta t)_{\text{кр}}$ , то течение пленки в верхней части трубы ламинарно-волновое, в нижней – турбулентное. При  $t_s = 100^\circ\text{C}$   $Pr_s = 1,75$  и  $\bar{a}$  рассчитаем по формуле

$$\bar{a} = 400 \cdot \frac{r \cdot m_s}{h \cdot \Delta t} \cdot \left\{ 1 + 0,625 \cdot Pr_s^{0,5} \cdot \left[ \frac{h\Delta t}{(h\Delta t)_{\text{кр}}} - 1 \right] \right\}^{4/3} =$$

$$= 400 \cdot \frac{2,26 \cdot 10^6 \cdot 2,82 \cdot 10^{-4}}{60} \cdot \left\{ 1 + 0,625 \cdot 1,75^{0,5} \cdot \left[ \frac{60}{44,6} - 1 \right] \right\}^{4/3} = 5,92 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$$

### 3. Теплообмен излучением

*Задача 3.1.* Обмуровка топочной камеры парового котла выполнена из шамотного кирпича, а внешняя обшивка – из листовой стали. Расстояние между обшивкой и кирпичной кладкой 30 мм и его можно считать малым по сравнению с размерами стен топки.

Вычислить потери теплоты в окружающую среду с единицы поверхности в единицу времени в условиях стационарного режима за счет лучистого теплообмена между поверхностями обмуровки и обшивки. Температура внешней поверхности обмуровки  $t_1 = 127$  °С, а температура стальной обшивки  $t_2 = 50$  °С. Степень черноты шамота  $e_{ш} = 0,8$  и листовой стали  $e_c = 0,6$ .

*Решение.* Обшивку и кирпичную кладку можно рассматривать как две безграничные плоскопараллельные поверхности, разделенные прозрачной средой. Для такой системы результирующее излучение определяется по формуле

$$E_{p1} = q_{1,2} = e_{кр} \cdot s_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right],$$

где приведенная степень черноты

$$e_{np} = \frac{1}{\frac{1}{e_1} + \frac{1}{e_2} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,6} - 1} = 0,522.$$

Тогда

$$E_{p1} = 0,522 \cdot 5,67 \cdot \left[ \left( \frac{127 + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{50 + 273}{100} \right)^4 \right] = 435 \frac{Вт}{м^2}.$$

Вычислить значения собственного, эффективного, отраженного и падающего излучений на поверхностях кладки и обшивки.

Собственное излучение вычислим по закону Стефана-Больцмана:  $E_{соб} = e \cdot s_0 (T/100)^4$ .

Для шамотной стенки

$$E_{соб1} = 0,8 \cdot 5,67 \cdot \left( \frac{127 + 273}{100} \right)^4 = 1161 \text{ Вт/м}^2.$$

Для стальной обшивки

$$E_{соб2} = 0,6 \cdot 5,67 \cdot \left( \frac{50 + 273}{100} \right)^4 = 370 \text{ Вт/м}^2.$$

Эффективное излучение определим по формуле

$$E_{\text{эф}} = \frac{E_{\text{собр}}}{A} - \left( \frac{1}{A} - 1 \right) \cdot E_p,$$

где  $A = \varepsilon$ .

Поскольку процесс стационарный, то  $E_{p1} = -E_{p2}$ , а  $E_{p1} = 435 \text{ Вт/м}^2$ .

Тогда

$$E_{\text{эф}1} = \frac{E_{\text{собр}1}}{e_1} - \left( \frac{1}{e_1} - 1 \right) \cdot E_{p1} = \frac{1161}{0,8} - \left( \frac{1}{0,8} - 1 \right) \cdot 435 = 1340 \text{ Вт/м}^2,$$

$$E_{\text{эф}2} = \frac{E_{\text{собр}2}}{e_2} + \left( \frac{1}{e_2} - 1 \right) \cdot E_{p2} = \frac{370}{0,6} + \left( \frac{1}{0,6} - 1 \right) \cdot 435 = 907 \text{ Вт/м}^2.$$

Для рассматриваемой системы

$$E_{\text{над}1} = E_{\text{эф}2} = 907 \text{ Вт/м}^2,$$

$$E_{\text{над}2} = E_{\text{эф}1} = 1340 \text{ Вт/м}^2.$$

Отраженное излучение определим по формуле

$$E_{\text{отр}} = (1 - A) \cdot E_{\text{над}}, \text{ где } A = \varepsilon.$$

$$E_{\text{отр}1} = (1 - 0,8) \cdot 907 = 181 \text{ Вт/м}^2,$$

$$E_{\text{отр}2} = (1 - 0,6) \cdot 1340 = 537 \text{ Вт/м}^2.$$

**Задача 3.2.** В цехе установлен цилиндрический стальной подогреватель без изоляции. Поверхность подогревателя имеет коэффициент излучения  $C_1 = e_1 \cdot S_0 = 5,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot (\text{К})^4}$ ; температура его наружной поверхности  $T_1 = 430 \text{ К}$  длина  $l = 2 \text{ м}$ , диаметр  $d = 1 \text{ м}$ . Температура помещения  $T_2 = 300 \text{ К}$  и коэффициент излучения его стен  $C_2 = e_2 \cdot S_0 = 3,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot (\text{К})^4}$ ; длина помещения  $10 \text{ м}$ ; ширина  $8 \text{ м}$  и высота  $4 \text{ м}$ .

Определить величину теплообмена излучением между поверхностями подогревателя и помещения.

**Решение.** Величину теплообмена излучением между поверхностями определим по формуле

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{C_2} - \frac{1}{S_0} \right)} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F_1.$$

$$\text{Поверхность подогревателя } F_1 = 3,14 \cdot 1 \cdot 2 + \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 1^2}{4} = 7,85 \text{ м}^2.$$

Поверхность стен помещения  $F_2 = 2 \cdot 10 \cdot 8 + 4 \cdot 2 \cdot (10 + 8) = 304 \text{ м}^2$ .

$$\text{Тогда } Q = \frac{1}{\frac{1}{5,2} + \frac{7,85}{3,4} \cdot \left(\frac{1}{3,5} - \frac{1}{5,67}\right)} \cdot \left[ \left(\frac{430}{100}\right)^4 - \left(\frac{300}{100}\right)^4 \right] \cdot 7,85 = 10500 \text{ Вт.}$$

**Задача 3.3.** Между двумя поверхностями, коэффициент излучения которых  $C_1=C_2= 4,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ , а температуры  $T_1=600 \text{ К}$ ,  $T_2=300 \text{ К}$  установлен экран. Определить теплообмен излучением до и после установки экрана, а также температуру экрана, если  $C_{\text{экp}}=C_1=C_2$ .

*Решение.* Теплообмен между поверхностями до установки экрана

$$q = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{s_0}} \left[ \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] = \frac{1}{\frac{1}{4,8} + \frac{1}{4,8} - \frac{1}{5,67}} \left[ \left(\frac{600}{100}\right)^4 - \left(\frac{300}{100}\right)^4 \right] =$$

$$= 5070 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

После установки экрана  $q_1 = 0,5 \cdot q = 0,5 \cdot 5070 = 2535 \text{ Вт}/\text{м}^2$ . Температуру экрана на определим из уравнения

$$\left(\frac{T_{\text{экp}}}{100}\right)^4 = \frac{1}{2} \cdot \left[ \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 + \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] = \frac{1}{2} \cdot \left[ \left(\frac{600}{100}\right)^4 + \left(\frac{300}{100}\right)^4 \right] = 690, \text{ откуда}$$

$$T_{\text{экp}} = 512 \text{ К.}$$

**Задача 3.4.** Паропровод наружным диаметром  $d=200 \text{ мм}$  расположен в большом помещении с температурой воздуха  $t_{\text{жe}} = 30^0\text{С}$  и температурой стен  $t_{c2} = 30^0\text{С}$ . Температура поверхности паропровода  $t_{c1} = 400^0\text{С}$ , приведенная степень черноты  $\varepsilon = 0,8$ .

Определить тепловые потери с 1м длины паропровода излучением и конвекцией.

*Решение.* Тепловые потери излучением

$$q_l^{\text{изл}} = \varepsilon_{\text{нр}} \cdot s_0 \cdot p \cdot d \cdot l \cdot \left[ \left(\frac{T_{c1}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{c2}}{100}\right)^4 \right] = 0,8 \cdot 5,67 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 1 \cdot (6,73^4 - 3,03^4) =$$

$$= 5,6 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}}$$

Тепловые потери конвекцией

$$q_l^{конв} = \bar{a} \cdot p \cdot d \cdot l \cdot (t_{c1} - t_{жс}).$$

Для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией используем критериальное уравнение

$$\bar{Nu}_{жс} = 0,5 \cdot (Gr_{жс} \cdot Pr_{жс})^{0,5}.$$

При  $t_{жс} = 30^{\circ}\text{C}$  из таблиц находим  $Pr_{жс}=0,7$ ;  $\lambda_{жс}=2,67 \cdot 10^{-2}$  Вт/(м $\cdot$ °C)  
 $v_{жс}=16 \cdot 10^{-6}$  м $^2$ /с. Значение  $(Gr_{жс} \cdot Pr_{жс}) = \left( \frac{9,81 \cdot (400 - 30) \cdot 0,2^3}{(16 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 303} \cdot 0,7 \right) = 1,18 \cdot 10^8$ ,  
 $\bar{Nu}_{жс} = 0,5(1,8 \cdot 10^8)^{0,25} = 52,2$ .

Средний коэффициент теплоотдачи

$$\bar{a} = \bar{Nu} \cdot \frac{l_{жс}}{d} = 52,2 \cdot \frac{2,67 \cdot 10^{-2}}{0,2} = 7,0 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{C}}.$$

Тепловые потери конвекцией

$$q_l^{конв} = 7,0 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 1 \cdot 370 = 1,62 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}.$$

Следовательно, потери теплоты излучением в  $5,6/1,62=3,5$  раза больше чем конвекцией.

**Задача 3.5.** Вычислить величину лучистого потока между двумя черными дисками, расположенными друг против друга в параллельных плоскостях. Температура первого диска  $t_1=500^{\circ}\text{C}$  и второго  $t_2=200^{\circ}\text{C}$ . Диски одинаковы по размерам:  $d_1=d_2=200$  мм, расстояние между ними  $h=400$  мм.

**Решение.** Угловой коэффициент лучистого теплообмена для такой системы тел определяется по уравнению

$$\bar{J}_{1,2} = 1 + 2 \cdot \left( \frac{h}{d} \right)^2 - 2 \cdot \frac{h}{d} \sqrt{1 + \left( \frac{h}{d} \right)^2} = 1 + 2 \left( \frac{400}{200} \right)^2 - 2 \cdot \frac{400}{200} \sqrt{1 + \left( \frac{400}{200} \right)^2} = 0,055.$$

Поскольку диски одинаковых размеров, то  $\bar{J}_{1,2} = \bar{J}_{2,1}$ . Лучистый поток от первого диска ко второму

$$Q_{л1,2} = s_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \bar{J}_{1,2} \cdot F_1 = 5,67 \cdot \left[ \left( \frac{500 + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{200 + 273}{100} \right)^4 \right] \times \\ \times 0,055 \cdot 0,785 \cdot (0,2)^2 = 30 \text{ Вт}$$

**Задача 3.6.** Вычислить средние угловые коэффициенты  $\bar{J}_{1,2}, \bar{J}_{2,1}$  и результирующий лучистый поток для случая, когда диаметр диска, имеющий меньшую температуру, увеличен в 2 раза, а все другие условия остались такими же как в задаче 3.5.

*Решение.* Для рассматриваемого случая, когда  $d_1 < d_2$  средний угловой коэффициент определится по формуле

$$\begin{aligned} \bar{J}_{1,2} &= \frac{1}{d_1^2} \left[ \sqrt{\left(\frac{d_1+d_2}{2}\right)^2 + h^2} - \sqrt{\left(\frac{d_2-d_1}{2}\right)^2 + h^2} \right] = \\ &= \frac{1}{0,2^2} \left[ \sqrt{\left(\frac{0,2+0,4}{2}\right)^2 + 0,4^2} - \sqrt{\left(\frac{0,4-0,2}{2}\right)^2 + 0,4^2} \right] = 0,1935 \end{aligned}$$

Используя свойство взаимности, получим

$$\bar{J}_{2,1} = \bar{J}_{1,2} \cdot \frac{F_1}{F_2} = 0,1935 \cdot \frac{d_1^2}{d_2^2} = 0,0484.$$

Результирующий лучистый поток

$$Q_{\text{пл},2} = s_0 \cdot \left[ \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] \cdot \bar{J}_{1,2} \cdot F_1 = 105,9 \text{ Вт.}$$

*Задача 3.7.* Дымовые газы содержат 15%  $\text{CO}_2$  и 10% водяных паров. температура газа на входе в канал  $T'_z = 1400 \text{ К}$ , на выходе  $T''_z = 1100 \text{ К}$ ; температура поверхности газохода у входа газов  $T'_{cm} = 900 \text{ К}$ , у выхода  $T''_{cm} = 700 \text{ К}$ . Степень черноты поверхности канала  $\varepsilon_{cm} = 0,85$ . Общее давление дымовых газов 1 бар.

Определить количество теплоты, передаваемое излучением от дымовых газов на  $1 \text{ м}^2$  поверхности цилиндрического газохода  $d=1 \text{ м}$  и коэффициент теплоотдачи излучением.

*Решение.* Средняя температура стенки

$$T_{cm} = \frac{T'_{cm} + T''_{cm}}{2} = \frac{900 + 700}{2} = 800 \text{ К.}$$

Средняя температура дымовых газов

$$T_z = T_{cm} + \frac{(T'_z - T'_{cm}) - (T''_z - T''_{cm})}{\ln(T'_z - T'_{cm}) / (T''_z - T''_{cm})} = 800 + \frac{(1400 - 900) - (1100 - 700)}{\ln(1400 - 900) / (1100 - 700)} = 1250 \text{ К.}$$

Средняя длина лучей для бесконечного цилиндра

$$s = 0,9 \cdot d = 0,9 \cdot 1 = 0,9 \text{ м.}$$

Количество теплоты, передаваемой стенкам канала

$$q_{\text{изл}} = e'_{cm} \cdot s_0 \cdot \left[ e_z \cdot \left(\frac{T_z}{100}\right)^4 - e'_z \cdot \left(\frac{T_{cm}}{100}\right)^4 \right].$$

Произведение средней длины луча на парциальное давление углекислоты и водяного пара

$$P_{CO_2} \cdot s = 0,15 \cdot 0,9 = 0,135 \text{ м·бар,}$$

$$P_{H_2O} \cdot s = 0,1 \cdot 0,9 = 0,09 \text{ м·бар.}$$

По найденным величинам и средней температуре газов с помощью графиков находим степени черноты  $e_{CO_2} = 0,116$ ,  $b \cdot e_{H_2O} = 1,04 \cdot 0,096 = 0,1$ .

Таким же образом находим степени черноты при средней температуре поверхности газохода  $e'_{CO_2} = 0,1165$ ,  $b \cdot e'_{H_2O} = 1,04 \cdot 0,15 = 0,161$ .

Степень черноты дымовых газов при средней температуре газов  $e_g = e_{CO_2} + b \cdot e_{H_2O} = 0,116 + 0,1 = 0,216$ .

Степень черноты дымовых газов при средней температуре стенок канала  $e'_g = e'_{CO_2} + b \cdot e'_{H_2O} = 0,1165 + 0,161 = 0,2775$ .

Эффективная степень черноты стенок канала

$$e'_{cm} = \frac{1}{2}(e_{cm} + 1) = 0,5 \cdot (0,85 + 1) = 0,925.$$

Величина теплообмена излучением

$$q_{изл} = 0,925 \cdot 5,67 \cdot \left[ 0,216 \left( \frac{1250}{100} \right)^4 - 0,2775 \left( \frac{800}{100} \right)^4 \right] = 21300 \frac{Вт}{м^2}.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{изл} = \frac{q_{изл}}{T_g - T_{cm}} = \frac{21300}{1250 - 800} = 47,3 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}.$$

#### 4. Теплообменные аппараты

**Задача 4.1.** В воздухоподогревателе воздух нагревается от температур  $t'_2=20^{\circ}\text{C}$  до  $t''_2=210^{\circ}\text{C}$ , а горячие газы охлаждаются от температуры  $t'_1=410^{\circ}\text{C}$  до  $t''_1=250^{\circ}\text{C}$ .

Определить средний логарифмический температурный напор между воздухом и газом для случаев движения их по прямоточной и противоточной схемам.

**Решение.** Средний логарифмический температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{л}} = \frac{\Delta t_{\text{ex}} - \Delta t_{\text{вых}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{ex}}}{\Delta t_{\text{вых}}}}.$$

Для прямотока  $\Delta t_{\text{ex}} = t'_1 - t'_2$ ,  $\Delta t_{\text{вых}} = t''_1 - t''_2$ .

Для противотока  $\Delta t_{\text{ex}} = t''_1 - t'_2$ ,  $\Delta t_{\text{вых}} = t'_1 - t''_2$ .

Тогда

$$\Delta t_{\text{л}}^{\text{прям}} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}} = 154^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{л}}^{\text{против}} = \frac{(t''_1 - t'_2) - (t'_1 - t''_2)}{\ln \frac{t''_1 - t'_2}{t'_1 - t''_2}} = 215^{\circ}\text{C}.$$

**Задача 4.2.** Определить поверхность нагрева и число секций водоводяно-го теплообменника типа «труба в трубе». Горячая вода движется по внутренней стальной трубе ( $\lambda_{\text{с}} = 45 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{C})$ ) диаметром  $d_2/d_1 = 35/32 \text{ мм}$  и имеет температуру на входе  $t'_{\text{ж}1} = 95^{\circ}\text{C}$ . Расход греющей воды  $G_1 = 2130 \text{ кг}/\text{ч}$ . Нагреваемая вода движется противотоком по кольцевому каналу между трубами и нагревается от температуры  $t'_{\text{ж}2} = 15^{\circ}\text{C}$  до  $t''_{\text{ж}2} = 45^{\circ}\text{C}$ . Внутренний диаметр внешней трубы  $D = 48 \text{ мм}$ . Расход нагреваемой воды  $G_2 = 3200 \text{ кг}/\text{ч}$ . Длина одной секции теплообменника  $l = 17,5 \text{ м}$ . Потерями теплоты через внешнюю поверхность теплообменника пренебрегаем.

**Решение.** Теплоемкость воды  $C_{p1} = C_{p2} = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$ . Количество передаваемой теплоты

$$Q = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t''_{\text{ж}2} - t'_{\text{ж}2}) = \frac{3200}{3600} \cdot 4,19 \cdot (45 - 15) = 111,5 \text{ кВт}.$$

Температура греющей воды на выходе

$$t''_{\text{ж}1} = t'_{\text{ж}1} - \frac{Q}{G_1 \cdot C_{p1}} = 95 - \frac{111,5 \cdot 3600}{2130 \cdot 4,19} = 50^{\circ}\text{C}.$$

Находим средние арифметические значения температур теплоносителей и значения физических свойств воды при этих температурах

$$\bar{t}_{ж1} = 0,5 \cdot (t'_{ж1} + t''_{ж1}) = 0,5 \cdot (95 + 50) = 72,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Из таблиц при этой температуре  $\rho_{ж1} = 976 \text{ кг/м}^3$ ;  $\nu_{ж1} = 0,403 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\lambda_{ж1} = 0,67 \text{ Вт/(м} \cdot \text{ } ^\circ\text{C)}$ ;  $\text{Pr}_{ж1} = 2,47$ . Соответственно, для холодного теплоносителя  $\bar{t}_{ж2} = 0,5 \cdot (t'_{ж2} + t''_{ж2}) = 0,5 \cdot (15 + 45) = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;  $\rho_{ж2} = 996 \text{ кг/м}^3$ ;  $\nu_{ж2} = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\lambda_{ж2} = 0,618 \text{ Вт/(м} \cdot \text{ } ^\circ\text{C)}$ ;  $\text{Pr}_{ж2} = 5,42$ .

Скорости движения теплоносителей

$$w_1 = \frac{4 \cdot G_1}{r_{ж1} \cdot p \cdot d_1^2 \cdot 3600} = \frac{4 \cdot 2130}{976 \cdot 3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 3600} = 0,755 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$w_2 = \frac{4 \cdot G_2}{r_{ж2} \cdot p \cdot (D - d_2)^2 \cdot 3600} = \frac{4 \cdot 3200}{996 \cdot 3,14 \cdot (4,8^2 - 3,5^2) \cdot 10^{-4} \cdot 3600} = 1,06 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Число Рейнольдса для греющей воды

$$\text{Re}_{ж1} = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_{ж1}} = \frac{0,755 \cdot 0,032}{0,403 \cdot 10^{-6}} = 6 \cdot 10^4.$$

Следовательно, режим течения греющей воды турбулентный и для расчета теплоотдачи используем критериальное уравнение

$$\bar{Nu}_{ж1} = 0,021 \cdot \text{Re}_{ж1}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{ж1}^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_{ж1}}{\text{Pr}_{с1}} \right)^{0,25}.$$

Поскольку температура стенки неизвестна, то в первом приближении задаем значением

$$t_{с1} = 0,5 \cdot (\bar{t}_{ж1} + \bar{t}_{ж2}) = 0,5 \cdot (72,5 + 30) = 51,25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При этой температуре  $\text{Pr}_{с1} = 3,5$  и

$$\bar{Nu}_{ж1} = 0,021 \cdot (6 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot (2,47)^{0,43} \cdot \left( \frac{2,47}{3,5} \right)^{0,25} = 188.$$

Коэффициент теплоотдачи от горячей воды к стенке трубы

$$\bar{\alpha}_1 = \bar{Nu}_{ж1} \cdot \frac{\lambda_{ж1}}{d_1} = 188 \cdot \frac{0,67}{0,032} = 3940 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{ } ^\circ\text{C}}.$$

Число Рейнольдса для потока нагреваемой воды

$$\text{Re}_{ж2} = \frac{w_2 \cdot d_2}{\nu_{ж2}} = \frac{1,06 \cdot 0,013}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 1,71 \cdot 10^4,$$

где эквивалентный диаметр для кольцевого канала

$$d_2 = D - d_2 = 48 - 35 = 13 \text{ мм}.$$

Приняв в первом приближении  $t_{с1} \approx t_{с2}$ , а следовательно  $\text{Pr}_{с1} = \text{Pr}_{с2} \approx 3,5$  имеем

$$\bar{Nu}_{ж2} = 0,021 \cdot (1,71 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot (5,42)^{0,43} \cdot \left( \frac{5,42}{3,5} \right) = 118.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой воде

$$\bar{a}_2 = \bar{N}u_{ж2} \cdot \frac{l_{ж2}}{d_3} = 118 \cdot \frac{0,618}{0,013} = 5620 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Коэффициент теплоотдачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{d_c}{l_c} + \frac{1}{a_2}} = \frac{1}{\frac{1}{3940} + \frac{0,00015}{45} + \frac{1}{5620}} = 2150 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Поскольку в нашем случае  $\frac{t'_{ж1} - t''_{ж2}}{t''_{ж1} - t'_{ж2}} = \frac{50}{35} < 1,5$ , то расчет плотности теп-

лового потока можно проводить по средней арифметической разности темпера-  
тур

$$\Delta t_a = \bar{t}_{ж1} - \bar{t}_{ж2} = 72,5 - 30 = 42,5^\circ C$$

Плотность теплового потока

$$q = k \Delta t_a = 2150 \cdot 42,5 = 9,15 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$$

Поверхность нагрева водоводяного теплообменника

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{111,5}{91,5} = 1,22 \text{ м}^2$$

$$\text{Число секций } n = \frac{F}{p \cdot d_1 \cdot l} = \frac{1,22}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 1,75} \approx 7$$

Температуры стенок трубы

$$t_{c1} = \bar{t}_{ж1} - \frac{q}{a_1} = 72,5 - \frac{91500}{3940} = 49,3^\circ C$$

$$t_{c2} = \bar{t}_{ж2} + \frac{q}{a_1} = 30 + \frac{91500}{5620} = 46,3^\circ C$$

При этих температурах  $Pr_{c1} = 3,59$ ,  $Pr_{c2} = 3,83$  и поправки на изменение фи-  
зических свойств жидкости имеют следующие значения

$$\left( \frac{Pr_{ж1}}{Pr_{c1}} \right)^{0,25} = \left( \frac{2,47}{3,59} \right)^{0,25} = 0,91 \text{ (было принято } 0,92),$$

$$\left( \frac{Pr_{ж2}}{Pr_{c2}} \right)^{0,25} = \left( \frac{5,42}{3,83} \right)^{0,25} = 1,09 \text{ (было принято } 1,12).$$

Совпадение достаточно точное, поэтому можно окончательно принять  $F = 1,22 \text{ м}^2$  и  $n = 7$ .

**Задача 4.3.** Прямоточный теплообменник имеет площадь поверхности  $F = 8 \text{ м}^2$ . Параметры горячей жидкости  $G_1 = 225 \text{ кг/ч}$ ,  $C_{p1} = 3,03 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot ^\circ C)$ ,  $t'_{2} = 10^\circ C$ . Для охлаждения используется вода с параметрами  $G_2 = 1000 \text{ кг/ч}$ ,  $C_{p2} = 4,19 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot ^\circ C)$ ,  $t'_1 = 120^\circ C$ . Коэффициент теплопередачи  $k = 35 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ C)$ .

Определить конечные температуры жидкостей и количество передаваемой теплоты.

*Решение.* Водяные эквиваленты теплоносителей

$$W_1 = G_1 \cdot C_{p1} = \frac{225}{3600} \cdot 3,03 \cdot 10^3 = 190 \frac{\text{Вт}}{^\circ\text{C}},$$

$$W_2 = G_2 \cdot C_{p2} = \frac{1000}{3600} \cdot 4,19 \cdot 10^3 = 1160 \frac{\text{Вт}}{^\circ\text{C}}.$$

Безразмерные комплексы

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{190}{1160} = 0,16, \quad \frac{k \cdot F}{W_1} = \frac{35 \cdot 8}{190} = 1,5.$$

По этим значениям из графика для прямого тока найдем величину вспомогательной функции  $\Pi=0,72$ .

Понижение температуры горячей жидкости

$$dt_1 = t'_1 - t''_1 = (t'_1 - t'_2) \cdot \Pi = (120 - 10) \cdot 0,752 = 79^\circ\text{C}.$$

Следовательно, ее конечная температура равна

$$t''_1 = t'_1 - dt_1 = 120 - 79 = 41^\circ\text{C}.$$

Количество передаваемой теплоты

$$Q_{\Pi} = W_1 \cdot dt_1 = 190 \cdot 79 = 15000 \text{ Вт}.$$

Повышение температуры холодной жидкости определим из уравнения

$$Q = W_2 \cdot (t''_2 - t'_2), \text{ откуда}$$

$$t''_2 - t'_2 = \frac{Q}{W_2} = \frac{15000}{1160} = 13,9^\circ\text{C}.$$

Следовательно, конечная температура холодной жидкости

$$t''_2 = 10 + 13,9 = 23,9^\circ\text{C}.$$

*Задача 4.4.* Для теплообменника, рассмотренного в задаче 4.3., произвести расчеты конечных температур теплоносителей и количество передаваемой теплоты, если он работает по противоточной схеме движения теплоносителей.

*Решение.* По значениям безразмерных комплексов  $\frac{W_1}{W_2} = 0,16$  и  $\frac{k \cdot F}{W_1} = 1,5$  и

графика для противотока находим величину вспомогательной функции  $Z=0,75$ .

Изменение температуры горячей жидкости

$$dt_1 = (t'_1 - t'_2) \cdot Z = (120 - 10) \cdot 0,75 = 82,5^\circ\text{C}.$$

Конечная температура ее

$$t''_1 = 120 - 82,5 = 37,5^\circ\text{C}.$$

Изменение температуры холодной жидкости

$$dt_1 = (t'_1 - t'_2) \cdot \frac{W_1}{W_2} \cdot Z = 110 \cdot 0,16 \cdot 0,75 = 13,2^\circ\text{C}.$$

Конечная температура ее

$$t''_2 = 10 + 13,2 = 23,2^\circ\text{C}.$$

Количество переданной теплоты

$$Q_Z = W_1 \cdot dt_1 = 190 \cdot 82,5 = 15680 \text{ Вт}.$$

Таким образом, в случае противотока в теплообменнике происходит более глубокое охлаждение жидкости.