

2.2 Конвективный теплообмен

Совместный процесс конвекции и теплопроводности называется **конвективным теплообменом**. Естественная конвекция вызывается разностью удельных весов неравномерно нагретой среды, осуществляется за счет действия сил тяжести. Вынужденная конвекция осуществляется за счет перемещения жидкости или газа механическими устройствами.

Количество перенесенного тепла рассчитывается по формуле

$$Q = \alpha F \Delta t \tau = \alpha F (t_{\text{ж}} - t_{\text{ст}}) \tau, \quad (208)$$

где α - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

F – поверхность теплообмена, м²;

Δt - температурный напор, К;

$t_{\text{ж}}$ – средняя температура жидкости или газа, °С;

$t_{\text{ст}}$ - средняя температура стенки, °С;

τ - время, с.

Одной из основных задач конвективного теплообмена является определение в конкретных условиях коэффициента теплоотдачи.

Аналитическое определение коэффициента теплоотдачи, как правило, невозможно, т.к. его величина зависит от многих переменных:

параметров процесса, физических констант, геометрических размеров и граничных условий. Коэффициент теплоотдачи определяют по эмпирическим формулам, которые составляются в критериальной форме по правилам теории подобия. Два процесса конвективного теплообмена считаются подобными, если подобны все параметры, характеризующие конвективный теплообмен.

Для упрощения процесса установления подобия используют безразмерные комплексы физических параметров - числа или **критерии подобия**. Чисел подобия много. Для конвективного теплообмена используют следующие пять чисел подобия.

Число Рейнольдса характеризует режим течения жидкости или газа и выражает отношение сил инерции (скоростного напора) к силам вязкостного трения:

$$Re = \frac{w l}{\nu}, \quad (209)$$

где w - средняя скорость жидкости или газа, м/с;

l - характерный размер, м;

ν - коэффициент кинематической вязкости, м²/с.

При числах Рейнольдса, меньших 2000, режим считается ламинарным, при значениях числа, больших 10000, – режим движения турбулентный; при значениях числа от 2000 до 10000 – режим переходный.

Число Прандтля устанавливает соотношение между толщиной динамического и теплового пограничных слоёв:

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (210)$$

где a – коэффициент температуропроводности, м²/с;

ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с.

Число Нуссельта характеризует интенсивность конвективного теплообмена между жидкостью (газом) и поверхностью твёрдого тела:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}, \quad (211)$$

где α - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

l – характерный размер, м;

λ - коэффициент теплопроводности газа или жидкости, Вт/(м·К).

Число Грасгофа характеризует интенсивность свободного конвективного теплообмена:

$$Gr = \frac{g \beta l^3 \Delta t}{\nu^2}, \quad (212)$$

где $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

β - коэффициент объемного расширения: для жидкостей β приведены в справочниках (приложение Л), для газов - $\beta = 1/T$, 1/ К;

l – характерный размер, м;

Δt – разница температур частиц жидкости (газа);

ν - кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$.

Число Эйлера характеризует отношение перепада давления к скоростному напору:

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho w^2}, \quad (213)$$

где ΔP – перепад давления на участке канала, Па;

ρ - плотность жидкости (газа), $\text{кг}/\text{м}^3$;

w - скорость жидкости (газа), $\text{м}/\text{с}$.

При проектировании теплообменных аппаратов необходимо определить два параметра: коэффициент теплоотдачи α и перепад давления ΔP . Они входят в числа Нуссельта и Эйлера, т.е. это определяемые числа подобия. Числа Рейнольдса, Грасгофа и Прандтля являются определяющими. **Уравнения подобия** – зависимость между определяемым числом подобия и определяющими числами подобия. Таким образом, при моделировании основной целью является нахождение уравнений:

$$Nu = f_1(Re, Pr, Gr); \quad Eu = f_2(Re, Pr, Gr). \quad (214)$$

Общее **уравнение подобия** для конвективного теплообмена имеет вид

$$Nu = c Re^n Pr^m Gr^d \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (215)$$

где c , n , m , d – коэффициенты, которые определяются экспериментальными исследованиями.

В критериальных уравнениях множитель $\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}$ учитывает направление теплового потока отношением, при этом Pr – число Прандтля для жидкости (газа) при её температуре; $Pr_{ст}$ – число Прандтля для жидкости (газа) при температуре стенки.

Физические параметры, входящие в формулы (209) – (213), должны быть взяты при определяющей температуре, которая указывается для каждого случая теплообмена, причем применяют следующие определяющие температуры:

$t_{ст}$ - средняя температура стенки;

$t_{ж}$ – средняя температура жидкости или газа;

$t_{пл}$ - средняя температура пограничного слоя (пленки), определяется, как среднее арифметическое между $t_{ж}$ и $t_{ст}$.

Средняя температура жидкости (газа) приближенно может быть определена как среднее арифметическое между начальной и конечной температурой жидкости.

Теплообмен при **течении теплоносителя в прямых трубах**

При развитии **турбулентном режиме** ($Re > 10000$) используют следующее уравнение:

$$Nu = 0,021 \varepsilon_1 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}, \quad (216)$$

где ε_1 - поправочный коэффициент, учитывающий влияние отношения длины трубы L к ее диаметру d (табл. 2).

Таблица 2 - Поправочный коэффициент, учитывающий влияние отношения длины трубы L к ее диаметру d , при турбулентном режиме

Re	Отношение L/d				
	10	20	30	40	50 и более
10000	1,23	1,13	1,07	1,03	1
20000	1,18	1,10	1,05	1,02	1
50000	1,13	1,08	1,04	1,02	1
100000	1,10	1,06	1,03	1,02	1
100000	1,05	1,03	1,02	1,01	1

Определяющей температурой является средняя температура жидкости или газа. Характерным размером l является: для круглой трубы – внутренний диаметр трубы d ; для трубы произвольной формы – эквивалентный диаметр $d_{эkv}$,

$$d_{\text{экв}} = \frac{4 F}{\Pi} ; \quad (217)$$

F – площадь поперечного сечения канала, м^2 ;

Π – полный периметр сечения, независимо от того, какая часть этого периметра участвует в теплообмене, м .

Для газов формула (216) упрощается, т.к. в этом случае критерий Pr является практически постоянной величиной, не зависящей от температуры, $Pr = 0,67 \dots 1,0$ (определяется количеством атомов в молекуле):

$$Nu = 0,018 \epsilon_1 Re^{0,8} . \quad (218)$$

При теплообмене в **изогнутых трубах** (змеевиках) вследствие центробежного эффекта в поперечном сечении трубы возникает вторичная циркуляция, наличие которой приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи. Поэтому коэффициент теплоотдачи, полученный по уравнениям (216) или (218), следует умножить на поправочный коэффициент ϵ_{3M} :

$$\epsilon_{3M} = 1 + 3,54 \frac{d}{D} , \quad (219)$$

где d – диаметр трубы, м ;

D – диаметр спирали змеевика, м .

При **ламинарном режиме течения** теплоносителя ($Re < 2000$) в прямых трубах используют следующее уравнение:

$$Nu = 0,15 \epsilon_1 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} . \quad (220)$$

Поправочный коэффициент ϵ_1 , учитывающий влияние отношения длины трубы L к ее диаметру d , определяют по табл. 3.

Таблица 3 - Поправочный коэффициент для расчета теплообмена в трубах длиной менее 50 диаметров

L/d	1	4	5	10	15	20	30	40	50
ϵ_1	1.9	1.7	1.44	1.28	1.18	1.13	1.05	1.02	1

При расчете критерия Gr по формуле (220) величина Δt характеризует разность температур жидкости (газа) и стенки.

Если теплоносителем является газ, формула (220) упрощается:

$$Nu = 0,13 \epsilon_1 Re^{0,33} Gr^{0,1}. \quad (221)$$

При вертикальном расположении трубы вводится поправка 0,85 при совпадении свободного и вынужденного движений и поправка 1,15 - при противоположном направлении.

Если теплоносителем является жидкость с большим коэффициентом вязкости, то свободная конвекция не оказывает влияния на теплообмен. Уравнение подобия для вязкостного режима

$$Nu = 0,15 \epsilon_1 Re^{0,33} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}. \quad (222)$$

Формула справедлива при отношении $L/d > 50$. Для труб, имеющих длину $L < 50d$, значение коэффициента теплоотдачи, полученное из данной формулы, следует умножить на поправочный коэффициент ϵ_1 (табл. 3).

Теплоотдача при **переходном режиме движения** ($2000 < Re < 1000$) зависит от большого количества величин, трудно поддающихся учёту, и поэтому не может быть надёжно описана одним уравнением подобия. В этом случае используют комплекс K_o :

$$K_o = Nu Pr^{-0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{-0,25}. \quad (223)$$

Расчет рекомендуется производить по графику (рис. 16).

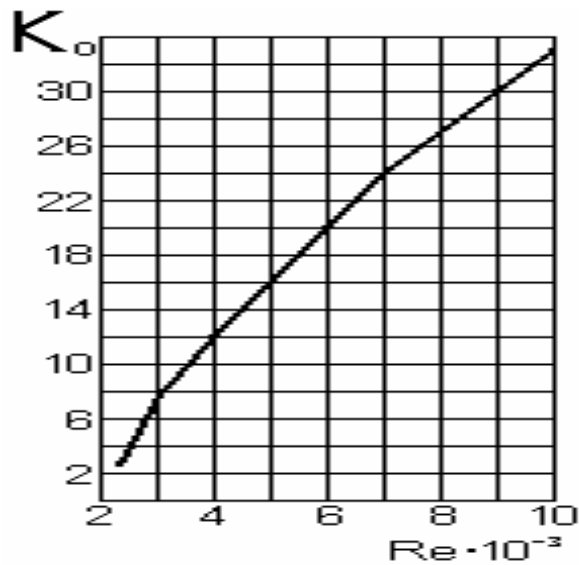


Рисунок 16 – Зависимость величины комплекса K_o от критерия Рейнольдса при переходном режиме

Теплоотдача **при поперечном обтекании потоком** одиночной гладкой трубы описывается следующими уравнениями:

при $Re = 5 \dots 1000$ –

$$Nu = 0,5 Re^{0,5} Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}, \quad (224)$$

если теплоноситель - воздух (газ) -

$$Nu = 0,43 Re^{0,5}, \quad (225)$$

при $Re = 1000 \dots 200000$ -

$$Nu = 0,25 Re^{0,6} \cdot Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}, \quad (226)$$

если теплоноситель - воздух (газ) -

$$Nu = 0,216 Re^{0,6}, \quad (227)$$

В формулах (224) – (227) характерным размером является наружный диаметр трубы, определяющей температурой – средняя температура жидкости (газа).

Теплоотдача при поперечном обтекании потоком коридорного пучка труб для третьего и последующих рядов описывается следующим уравнением:

$$Nu = 0,23 \epsilon_{\varphi} Re^{0,65} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}. \quad (228)$$

При поперечном обтекании потоком шахматного пучка труб для третьего и последующих рядов уравнение имеет вид:

$$Nu = 0,41 \epsilon_{\varphi} Re^{0,65} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}. \quad (229)$$

Значение коэффициента ϵ_{φ} , учитывающего влияние угла атаки φ , (угол между направлением основного потока и радиусом, который соединяет точку на поверхности трубы с центром трубы) приведено в табл. 4.

Таблица 4 - Поправочный коэффициент ϵ_{φ} для расчета теплообмена при поперечном обтекании пучка труб

φ	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ϵ_{φ}	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Формулы (228) – (229) справедливы для любых жидкостей и газов при значениях $Re = 200 \dots 200000$.

Значение коэффициента теплоотдачи для труб первого ряда пучка находится путем умножения коэффициента теплоотдачи,

полученного по уравнениям (228) – (229), на коэффициент $k=0,6$. Для труб второго ряда пучка при коридорном их расположении $k=0,9$; а при шахматном расположении - $k=0,7$. Средняя величина коэффициента теплоотдачи определяется с учетом вклада каждого ряда труб, т.е. с учетом поверхности теплообмена. При достаточно большом числе рядов коэффициент теплоотдачи пучка труб равен коэффициенту теплоотдачи для третьего и последующих рядов - (228), (229).

При **вынужденном движении потока вдоль плоской стенки** коэффициент теплоотдачи определяют по следующим уравнениям:

при $Re > 100000$ –

$$Nu = 0,037 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}, \quad (230)$$

если теплоноситель - воздух (газ) -

$$Nu = 0,032 Re^{0,8}, \quad (231)$$

при $Re < 100000$ -

$$Nu = 0,76 Re^{0,5} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}, \quad (232)$$

если теплоноситель - воздух (газ) -

$$Nu = 0,66 Re^{0,5}. \quad (233)$$

В формулах (230) – (233) характерным размером является размер теплоотдающей стенки по направлению движения потока, определяющей температурой – начальная температура потока. Если направление потока - под углом к поверхности стенки, вводится коэффициент ϵ_ϕ , учитывающий влияние угла атаки ϕ (табл. 4).

Теплообмен при свободном движении в неограниченном объеме может быть рассчитан двумя способами.

1-й способ не учитывает направление теплового потока. Уравнение подобия имеет следующий вид:

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^n, \quad (234)$$

где C , n – коэффициенты, зависящие от величины комплекса $Gr \cdot Pr$ (табл. 5).

Таблица 5 -Значения коэффициентов в уравнении (234)

Gr·Pr	$10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	$> 2 \cdot 10^7$
C	1,18	0,54	0,135
n	0,125	0,25	0,33

Физические константы, входящие в состав чисел подобия, определяют по средней температуре пленки $t = 0,5 (t_{ж} + t_{ст})$. В качестве определяющего размера приняты: для горизонтальных труб и шаров - их диаметр, для плит, пластин, вертикальных труб – высота, для горизонтальных плит – размер меньшей стороны.

При значении $(Gr \cdot Pr) < 1$ критерий Нуссельта практически остается неизменным и равным 0,5.

Для расчета теплообмена от горизонтальной плиты, обращенной греющей стороной вверх, значение коэффициента теплоотдачи увеличивают на 30%, если греющая сторона обращена вниз, то уменьшают на 30%.

Теплоотдача наклонных плит рассчитывается по той же формуле (234) с введением поправки $(\cos \varphi)^{\pm 0,25}$. За определяющий принимается размер стороны плиты, ориентированный под углом φ к нормали.

2-й способ учитывает направление теплового потока.

Уравнение подобия имеет следующий вид:

$$Nu = C' (Gr Pr)^{n'} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}, \quad (235)$$

где c' , n' – коэффициенты, зависящие от величины комплекса $Gr \cdot Pr$ и типа теплоотдающей поверхности.

Определяющей температурой является средняя температура окружающей среды.

При ламинарном движении около горизонтальных труб (при $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^8$) рекомендуется формула

$$Nu = 0,5 (Gr Pr)^{0,25} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}. \quad (236)$$

Характерным размером является диаметр трубы.

Для вертикальных поверхностей высотой h (трубы, пластины) формула (235) имеет вид:

при ламинарном режиме – $10^3 < (Gr \cdot Pr) < 10^9$,

$$Nu = 0,76 (Gr Pr)^{0,25} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}, \quad (236a)$$

при турбулентном режиме – $(Gr \cdot Pr) > 10^9$,

$$Nu = 0,15 (Gr Pr)^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}. \quad (236b)$$

Характерным размером в данном случае является высота.

Естественный теплообмен может происходить и в ограниченном объеме. В этом случае среднюю плотность теплового потока q между поверхностями, разделенными прослойкой газа или жидкости толщиной δ , можно рассчитать, как в случае переноса тепла теплопроводностью через плоскую стенку [см. формулу (194)]:

$$q = \frac{\lambda_{\text{э}}}{\delta} (t_1 - t_2), \quad (237)$$

где $\lambda_{\text{э}}$ - эквивалентный коэффициент теплопроводности, учитывающий конвективный перенос;

t_1 и t_2 – большая и меньшая температуры ограждающих поверхностей.

При $(Gr \cdot Pr) < 10^3$ естественную конвекцию можно не учитывать, считая $\lambda_{\text{э}} = \lambda$. При $(Gr \cdot Pr) > 10^3$ эквивалентный коэффициент теплопроводности рассчитывают по формуле $\lambda_{\text{э}} = \epsilon_K \lambda$. Величину поправки на конвекцию ϵ_K определяют в зависимости от величины $(Gr \cdot Pr)$:

$$\text{при } 10^3 < (Gr \cdot Pr) < 10^6 - \epsilon_K = 0,105 (Gr \cdot Pr)^{0,3}; \quad (238)$$

$$\text{при } 10^6 < (Gr \cdot Pr) < 10^{10} - \epsilon_K = 0,40 (Gr \cdot Pr)^{0,2}. \quad (239)$$

Приблизительно вместо формул (238), (239) можно пользоваться зависимостью

$$\epsilon_K = 0,18 (Gr \cdot Pr)^{0,25}. \quad (240)$$

Определяющий размер при расчете числа Gr – толщина прослойки δ , определяющая температура – средняя температура поверхностей.

Расчет процесса теплоотдачи с изменением агрегатного состояния более сложен, рекомендуемые методы расчета приведены в специальной литературе [1-3].

Примеры решения задач

88 В вертикальной трубе квадратного сечения ($a=50$ мм), высотой 6 м движется снизу вверх воздух. Определить коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке трубы, если средняя скорость воздуха 1,0 м/с, температура воздуха на входе 190°C, на выходе - 50 °С, средняя температура стенки 40 °С.

Решение:

Режим движения определяем по величине числа Рейнольдса – уравнение (209). Коэффициент кинематической вязкости воздуха находим при определяющей температуре, равной средней температуре воздуха (приложение К). Эквивалентный диаметр определяем по уравнению (217):

$$t_b = \frac{190 + 50}{2} = 120^\circ \text{C}; \quad \nu = 25,45 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}; \quad d_{\text{ЭКВ}} = \frac{4 a^2}{4 a} = a = 0,05 \text{ м};$$

$$\text{Re} = \frac{1,0 \cdot 0,05}{25,45 \cdot 10^{-6}} = 1965.$$

Режим движения воздуха ламинарный. Для расчета выбираем формулу (221) -. процесс теплообмена при ламинарном движении воздуха в трубе. При этом необходимо учесть поправку на относительную длину трубы и на вертикальное расположение трубы. Первая поправка (берется по табл. 3 при $L/d=6/0,05=120$) равна 1. Вторая поправка равна 1,15, так как воздух движется снизу вверх и при этом охлаждается.

Критерий Грасгофа рассчитываем по уравнению (212):

$$\text{Gr} = \frac{9,81 \cdot \frac{1}{120 + 273} \cdot 0,05^3 \cdot (120 - 40)}{(25,45 \cdot 10^{-6})^2} = 3,8 \cdot 10^5.$$

По формуле (221) для горизонтальной трубы рассчитаем критерий Нуссельта:

$$Nu = 0,13 \cdot 1 \cdot 1965^{0,33} \cdot (3,8 \cdot 10^5)^{0,1} = 5,74.$$

Коэффициент теплопроводности воздуха находим при определяющей температуре (приложение К). Тогда коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_3} = \frac{5,74 \cdot 3,338 \cdot 10^{-2}}{0,05} = 3,87 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для вертикальной трубы с учетом поправки

$$\alpha = 1,15 \cdot 3,87 = 4,45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

89 Определить коэффициент теплоотдачи и тепловой поток при течении воды в трубе диаметром 40 мм, длиной 3 м со скоростью 1 м/с, если средняя температура воды 80°C, а температура стенки 65°C.

Решение:

Определим режим течения воды в трубе.

Физические параметры воды при определяющей температуре, равной 80°C (приложение Л):

$$\lambda = 67,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \quad \nu = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}; \quad Pr = 2,21.$$

Критерий $Pr_{ст}$ находим по тому же приложению, но при температуре стенки 65°C - $Pr_{ст} = 2,74$.

Значение критерия Рейнольдса находим по уравнению (209)

$$Re = \frac{1 \cdot 0,04}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 1,095 \cdot 10^5 > 10^4.$$

Режим движения турбулентный, поэтому выбираем критериальное уравнение (216):

$$Nu = 0,021 \cdot (1,095 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 2,21^{0,43} \cdot \left(\frac{2,21}{2,74} \right)^{0,25} = 616.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{616 \cdot 67,5 \cdot 10^{-2}}{0,04} = 10400 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} .$$

Так как отношение $L/d=3/0,04=75$, то поправка по табл. 2 равна 1.

Тепловой поток определяем по уравнению (208):

$$Q^* = 10400 \cdot 3,14 \cdot 0,04 \cdot 3 \cdot (80 - 65) = 58800 \text{ Вт}.$$

90 Как изменятся значения коэффициента теплоотдачи и теплового потока, если труба изогнута в виде змеевика диаметром 1000 мм, а остальные условия, как в задаче 89.

Решение:

Для изогнутых труб коэффициент теплоотдачи, полученный для прямых труб, умножают на поправочный коэффициент – уравнение (219):

$$\alpha_{зм} = \alpha \epsilon_{зм} = 10400 \cdot (1 + 3,54 \cdot \frac{0,04}{1}) = 11880 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К)} .$$

Тепловой поток соответственно равен

$$Q^* = 11880 \cdot 3,14 \cdot 0,04 \cdot 3 \cdot (80 - 65) = 67200 \text{ Вт}.$$

91 Определить коэффициент теплоотдачи и тепловой поток на единицу длины в поперечном потоке воздуха для трубы диаметром 30 мм, если температура ее поверхности 80°C, температура воздуха 20°C и скорость 5 м/с.

Решение:

Физические параметры воздуха при определяющей температуре, равной 20°C (приложение К):

$$\lambda = 2,59 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \quad \nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}; \quad Pr = 0,703.$$

Критерий $Pr_{ст}$ находим по тому же приложению, но при температуре стенки 80°C - $Pr_{ст} = 0,692$.

Значение критерия Рейнольдса находим по уравнению (209):

$$Re = \frac{5 \cdot 0,03}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 9,96 \cdot 10^3.$$

Для расчета выбираем формулу (227) - процесс теплообмена при поперечном обтекании одиночной трубы при $Re > 10^3$:

$$Nu = 0,216 \cdot (9,96 \cdot 10^3)^{0,6} = 55,2.$$

Коэффициент теплоотдачи соответственно равен:

$$\alpha = \frac{55,2 \cdot 2,593 \cdot 10^{-2}}{0,03} = 47,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловой поток на единицу длины трубы

$$q_1 = 47,7 \cdot 3,14 \cdot 0,03 \cdot (80 - 20) = 270 \text{ Вт}/\text{м}.$$

92 Определить средний коэффициент теплоотдачи для десятирядного коридорного пучка, обтекаемого поперечным потоком воды, если внешний диаметр труб в пучке 25 мм, средняя скорость в узком сечении 0,7 м/с; средняя температура воды 50°C и средняя температура поверхности труб 85°C .

Решение:

При коридорной схеме расположения труб используем уравнение (228). Физические параметры воды при определяющей температуре, равной 50°C (приложение Л):

$$\lambda = 64,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \quad \nu = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}; \quad Pr = 3,54.$$

Критерий $Pr_{ст}$ находим по тому же приложению, но при температуре стенки 85°C - $Pr_{ст} = 2,13$.

Значение критерия Рейнольдса находим по уравнению (209)

$$Re = \frac{0,7 \cdot 0,025}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 31475 .$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла атаки в соответствии с табл. 4, равен 1. Тогда критерий Нуссельта

$$Nu = 0,23 \cdot 31475^{0,65} \cdot 3,54^{0,33} \cdot \left(\frac{3,54}{2,13} \right)^{0,25} = 332.$$

Коэффициент теплоотдачи для третьего и последующих рядов труб

$$\alpha_3 = \frac{332 \cdot 64,8 \cdot 10^{-2}}{0,025} = 8605 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

Средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка труб

$$\alpha_{cp} = \frac{1}{n} \cdot (0,6 \alpha_3 + 0,9 \alpha_3 + (n - 2) \alpha_3) = 8175 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) .$$

93 Гладкая плита длиной 1,5 м и шириной 1 м обдувается продольным потоком воздуха со скоростью 5 м/с. Определить коэффициент теплоотдачи и тепловой поток, отданный плитой воздуху, если температура поверхности плиты 110°C, а температура обдувающего потока воздуха 20°C.

Решение:

Физические параметры воздуха при температуре 20°C (приложение К):

$$\lambda = 2,59 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \quad \nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}; \quad Pr = 0,703.$$

Значение критерия Рейнольдса находим по уравнению (209):

$$Re = \frac{5 \cdot 1,5}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 4,98 \cdot 10^5 .$$

Так как $Re > 10^5$ выбираем уравнение (231):

$$Nu = 0,032 \cdot (4,98 \cdot 10^5)^{0,8} = 1155 .$$

Коэффициент теплоотдачи и тепловой поток соответственно равны:

$$\alpha = \frac{1155 \cdot 2,593 \cdot 10^{-2}}{1,5} = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad Q^* = 20 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot (110 - 20) = 2700 \text{ Вт}.$$

94 Определить коэффициент теплоотдачи вертикальной стенки высотой 2 м воздуху, если средняя температура стенки 120°C, а температура воздуха вдали от стенки 20°C.

Решение:

Теплоотдача при свободном движении рассчитывается по формуле (234). Определяющая температура равна

$$t = \frac{120 + 20}{2} = 70^\circ \text{C}.$$

Физические параметры воздуха при определяющей температуре 70°C (приложение К):

$$\lambda = 2,96 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \quad \nu = 20,02 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \text{Pr} = 0,694; \quad \beta = \frac{1}{70 + 273} = \frac{1}{343}.$$

Определим значение произведения критерия Грасгофа и Прандтля

$$\text{Gr} \cdot \text{Pr} = \frac{9,81 \cdot 2^3 \cdot (120 - 20)}{343 \cdot (20,02 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,694 = 39,55 \cdot 10^9.$$

При таком значении комплекса коэффициенты в уравнении (234) равны – табл. 5: C=0,135; n=0,33.

Таким образом,

$$\text{Nu} = 0,135 \cdot (39,55 \cdot 10^9)^{0,33} = 460; \quad \alpha = \frac{460 \cdot 2,96 \cdot 10^{-2}}{2} = 6,82 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Задачи

303 Определить коэффициент теплоотдачи и тепловой поток при движении воздуха в трубе диаметром 56 мм длиной 2 м со скоростью 5 м/с, если средняя температура воздуха 120°C, а средняя температура стенки трубы 100°C.

Ответ: $\alpha = 19,14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $Q^* = 135 \text{ Вт}$.

304 Определить коэффициент теплоотдачи и тепловой поток при движении воды в трубе диаметром 8 мм длиной 360 мм, если расход воды составляет 108 л/ч, средняя температура воды 50°C, а средняя температура стенки трубы 30°C.

Ответ: $\alpha = 3660 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $Q^* = 663 \text{ Вт}$.

305 Как изменится значение коэффициента теплоотдачи при турбулентном и ламинарном течениях жидкости в трубе, если диаметр трубы увеличить соответственно в 2, 3 и 4 раза, сохраняя температуры и скорости движения постоянными?

Ответ: при турбулентном режиме α уменьшится соответственно в 1,15; 1,25 и 1,32 раза; при ламинарном режиме – в 1,595; 2,08 и 2,56 раза.

306 Как изменится значение коэффициента теплоотдачи при турбулентном и ламинарном течениях жидкости в трубе, если скорости движения увеличить соответственно в 2, 3 и 4 раза, сохраняя диаметры и температуры постоянными?

Ответ: при турбулентном режиме α увеличится соответственно в 1,74; 2,41 и 3,03 раза; при ламинарном режиме – в 1,257; 1,437 и 1,58 раза.

307 По щелевому каналу 3 x 90 мм длиной 3 м протекает вода со скоростью 2 м/с. Определить коэффициент теплоотдачи и тепловой поток от стенки канала к воде, если средняя температура

воды по длине канала 50°C , а средняя температура стенки по длине канала 110°C .

Ответ: $\alpha = 14000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $Q^* = 4,68 \cdot 10^5 \text{ Вт}$.

308 По индукционной катушке радиоэлектронного устройства, выполненного в виде змеевика из трубки с внутренним диаметром трубки 10 мм, протекает охлаждающая вода со скоростью 0,8 м/с. Определить температуру воды на выходе из трубки змеевика, если температуру воды на входе в змеевик 16°C , средняя температура стенки змеевика 70°C , число витков 45, диаметр витков 250 мм. Потери теплоты в окружающую среду не учитывать.

Ответ: $t = 81^{\circ}\text{C}$.

309 Определить коэффициент теплоотдачи и тепловой поток от стенок канала атомного реактора, охлаждаемого водой, если диаметр канала 9 мм, его длина 1,6 м, средняя скорость воды 4 м/с, температура воды на входе в канал 155°C , на выходе - 265°C , а средняя температура стенки трубы 270°C .

Ответ: $\alpha = 31100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $Q^* = 8450 \text{ Вт}$.

310 Плоская тонкая пластина длиной $l = 2,5 \text{ м}$ омывается потоком воздуха (вдоль длины) со скоростью 3 м/с при температуре 20°C . Определить характер пограничного слоя и его толщину на расстоянии от передней кромки пластины $x=0,2 l$; $x=0,5 l$; $x=l$.

Ответ:

311 Плоская стенка длиной 1,5 м и шириной 1 м омывается продольным потоком воздуха. Скорость и температура набегающего потока соответственно равны 4 м/с и 20°C ; температура поверхности пластины 50°C . Определить коэффициент теплоотдачи и тепловой поток, переданный пластиной воздуху.

Ответ: $\alpha = 6,47 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $Q^* = 291 \text{ Вт}$.

312 Тонкая пластина длиной 2 м и шириной 0,5 м с обеих сторон омывается продольным потоком воды со скоростью 5 м/с, температура набегающего потока 10°C; средняя температура поверхности пластины 50°C. Определить средний по длине коэффициент теплоотдачи и тепловой поток, переданный пластиной воде.

Ответ: $\alpha = 1840 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{Р})$; $Q^* = 147200 \text{ Вт}$.

313 Как изменятся коэффициент теплоотдачи и тепловой поток в условиях примера 91, если скорость воздуха увеличить в 3 и 5 раз?

Ответ: увеличится в 1,93 и 2,637 раз.

314 Железный электропровод диаметром 10 мм охлаждается поперечным потоком воздуха, скорость и средняя температура которого соответственно равны 2 м/с и 15°C. Определить коэффициент теплоотдачи поверхности провода воздуху и допустимую силу тока в электропроводе при условии, что температура провода не должна превышать 95°C. Удельное электрическое сопротивление провода $\rho = 0,098 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$.

Ответ: $\alpha = 42,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $I = 294 \text{ А}$.

315 Решить задачу 314 при условии, что скорость воздуха уменьшится в 2 раза, а другие величины останутся без изменения.

Ответ: $\alpha = 28,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $I = 238,5 \text{ А}$.

316 Как изменятся коэффициент теплоотдачи и допустимая сила тока в условиях задачи 314, если воздух омывает электропровод под углом атаки 50°, а все другие параметры останутся без изменения.

Ответ: $\alpha = 37,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $I = 276 \text{ А}$.

317 Определить коэффициент теплоотдачи и тепловой поток на 1 м трубы, омываемой поперечным потоком воды, если наружный

диаметр трубы 20 мм, температура ее поверхности 60°C, температура воды 20°C и ее скорость 0,8 м/с.

Ответ: $\alpha = 6500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $q = 16350 \text{ Вт}/\text{м}$.

318 Определить средний коэффициент теплоотдачи и тепловой поток в воздухонагревателе, состоящем из 11 рядов с числом труб 83, расположенных в шахматном порядке. Поток воздуха омывает этот пучок под углом атаки 70° со скоростью в наиболее узком месте 8 м/с. Диаметр и длина труб соответственно равны 33 мм и 3 м; средняя температура поверхности труб 430°C, средняя температура воздуха 350°C.

Ответ: $\alpha = 75,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $Q^* = 1,8 \cdot 10^5 \text{ Вт}$.

319 Как изменится коэффициент теплоотдачи для условий примера 92, если трубы в пучке расположены в шахматном порядке?

Ответ: $\alpha = 1005 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

320 Определить коэффициент теплоотдачи от горизонтальной плиты шириной 1 м длиной 3 м, если теплоотдающая поверхность обращена вниз и температура ее 125°C, а температура воздуха вдали от плиты 15°C.

Ответ: $\alpha = 4,92 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

321 Определить коэффициент теплоотдачи для условий задачи 320, если теплоотдающая поверхность плиты обращена вверх.

Ответ: $\alpha = 9,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

322 Витковый электронагреватель из нихромовой проволоки диаметром 0,5 мм имеет температуру 500°C. Определить коэффициент теплоотдачи на поверхности проволоки и силу тока, проходящую через электронагреватель, если температура окружающего воздуха 20°C, а удельное сопротивление проволоки $\rho = 1,1 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$.

Ответ: $\alpha = 63,46 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $I = 2,92 \text{ А}$.

323 Определить коэффициенты теплоотдачи и удельные потери теплоты с двух горизонтально расположенных паропроводов диаметрами 200 и 100 мм, если температуры их стенок одинаковы и равны 310°С , а температура воздуха вдали от паропровода 26°С .

Ответ: $\alpha_1 = 8,24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $q_1 = 2340 \text{ Вт}/\text{м}^2$;
 $\alpha_2 = 9,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $q_2 = 2610 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

324 Определить тепловые потери от стенки размером 1 х 2 м, установленной по большему размеру под углом 60° к вертикали, если температура теплоотдающей поверхности, обращенной вверх, 80°С , а температура воздуха 10°С .

Ответ: $\alpha_\phi = 7,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $Q^* = 1075 \text{ Вт}$.

325 Как изменятся коэффициент теплоотдачи и тепловые потери, если для условий задачи 324 теплоотдающая поверхность обращена вниз под тем же углом к вертикали, а все другие параметры остаются без изменения?

Ответ: $\alpha_\phi = 5,42 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $Q^* = 758 \text{ Вт}$.

326 Определить эквивалентный коэффициент теплопроводности и тепловой поток на единицу длины цилиндрической воздушной прослойки толщиной 20 мм, если температура горячей и холодной поверхностей соответственно равны 80 и 20°С , а средний диаметр прослойки 100 мм.

Ответ: $\lambda_{\text{экв}} = 9,64 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $q_l = 90,7 \text{ Вт}/\text{м}$.

327 Определить, при какой толщине водяной прослойки в ограниченном пространстве влиянием конвекции можно пренебречь, т.е. передача теплоты от горячей стенки к холодной будет

обуславливаться только теплопроводностью жидкости. Температура горячей поверхности 14°C , температура холодной поверхности 6°C .

Ответ: $\delta = 0,15 \text{ мм}$.

328 Для условий задачи 327 определить толщину воздушной прослойки.

Ответ: $\delta = 10,1 \text{ мм}$.

329 Для обогрева используют горизонтальную трубу, в которой протекает горячая вода. Определить коэффициент теплоотдачи и тепловой поток, если диаметр трубы $0,1 \text{ м}$, длина 10 м , температура поверхности трубы 85°C , температура воздуха 20°C .

Ответ: $\alpha = 6,93 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; $Q^* = 1414 \text{ Вт}$.