РАЗДЕЛ 6. Теплопередача через непроницаемые стенки

Под теплопередачей понимают передачу теплоты от текучей среды с большей температурой (горячей жидкости) к текучей среде с меньшей температурой (холодной жидкости) через непроницаемую стенку любой формы. Под термином "жидкость" понимают любую текучую среду – флюид: и капельные жидкости, и газы. Таким образом, теплопередача включает в себя теплоотдачу от горячего флюида к стенке, теплопроводность внутри стенки и теплоотдачу от стенки к нагреваемому флюиду. Теплоотдача между стенкой и флюидом в общем случае может происходить за счет конвекции и излучения.

В стационарном режиме теплопередачи тепловой поток через плоскую, цилиндрическую и сферическую стенки есть величина постоянная (Q = пост) и температурное поле не изменяется во времени, а зависит только от координаты. В этом случае при условии постоянства теплофизических свойств тела, температура в плоской стенке изменяется по линейному, а в цилиндрической – по логарифмическому закону.

§6.1. Теплопередача через плоскую стенку

Расчет теплопередачи через плоскую стенку удобно выполнять, используя поверхностную плотность теплового потока

$$q = Q/F,$$

где Q – тепловой поток, Вт; F – площадь стенки, м^2.

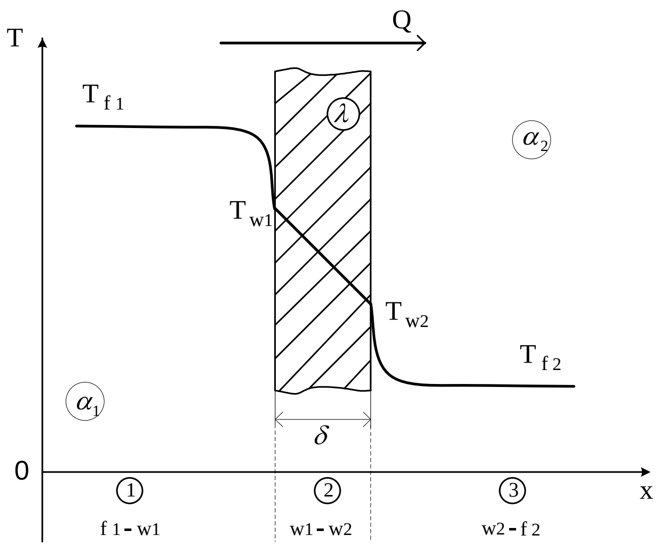


Рис. 6.1. Теплопередача через плоскую стенку

Расчетная схема теплопередачи через плоскую стенку показана на рис. 3.1. Рассмотрим прямую задачу расчета теплопередачи через плоскую стенку при следующих исходных данных:

— толщина плоской стенки равна δ;
— коэффициент теплопроводности стенки λ;
— коэффициент теплоотдачи от горячего флюида к стенке α_1;
— коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному флюиду α_2;
— температура горячего флюида $T_{f,1}$;
— температура холодного флюида $T_{f,2}$.

В результате решения поставленной задачи необходимо найти и плотность теплового потока **q** и, при заданной площади поверхности теплообмена F, тепловой поток Q, а также температуры на поверхностях стенки $T_{w,1}$ и $T_{w,2}$.

Краткая форма записи условий прямой задачи теплопередачи имеет вид:

Дано: δ, λ, α_1, α_2, T_{f1}, T_{f2} Найти: q, $T_{w,1}$ и $T_{w,2}$

Для решения задачи по расчету теплопередачи через плоскую стенку воспользуемся свойством стационарного режима теплообмена q = const при постоянном λ. Запишем формулы для расчета плотности теплового потока на всех трех участка теплопередачи:

— на 1-ом участке – участке теплоотдачи $(f_1 - w_1)$:

$$q = \alpha_1 \cdot (T_{f1} - T_{w1}) \Rightarrow T_{f1} - T_{w1} = q \cdot \frac{1}{\alpha_1};$$

— на 2-ом участке – участке теплопроводности $(w_1 - w_2)$:

$$q = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\delta/\lambda} \Rightarrow T_{w1} - T_{w2} = q \cdot \frac{\delta}{\lambda},$$

— на 3-ем участке – участке теплоотдачи $(w_2 - f_2)$:

$$q = \alpha_2 \cdot (T_{w2} - T_{f2}) \Rightarrow T_{w2} - T_{w1} = q \cdot \frac{1}{\alpha_2},$$

Суммируем перепады температур на всех трех участках теплопередачи

$$\left.\begin{aligned} T_{f1} - T_{w2} &= q \cdot \frac{1}{\alpha_1} \\ T_{w1} - T_{w2} &= q \cdot \frac{\delta}{\lambda} \\ T_{w2} - T_{f2} &= q \cdot \frac{1}{\alpha_2} \end{aligned}\right\} +$$

и, после несложных алгебраических преобразований, получаем выражение для расчета плотности теплового потока через плоскую стенку:

$$q = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k \cdot (T_{f1} - T_{f2}) = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{R_t},$$

где k – коэффициент теплопередачи через плоскую стенку, Вт/(м^2··К); R_t – термическое сопротивление теплопередачи через плоскую стенку, (м^2·К)/Вт. Из анализа последней формулы следует, что k и R_t рассчитываются по формулам

$$k = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}; \quad R_t = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}.$$

Термическое сопротивление теплопередачи через плоскую стенку равно сумме термического сопротивления теплоотдачи от горячего флюида к стенке $(R_{t,1} = 1/\alpha_1)$, термического сопротивления теплопроводности плоской стенки $(R_{t,2} = \delta/\lambda)$ и термического сопротивления теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю $(R_{t,3} = 1/\alpha_2)$.

Прежде чем перейти к определению температурного поля, еще раз подчеркнем, что тепловой поток не изменяется в процессе теплопередачи:

$$q = \frac{\Delta T_1}{R_{t,1}} = \frac{\Delta T_2}{R_{t,2}} == \frac{\Delta T_3}{R_{t,3}} = \text{const},$$

где $\Delta T_1 = T_{f,1} - T_{w,1}$ – перепад температур на первом участке теплопередачи – на участке теплоотдачи;

$\Delta T_2 = T_{w,1} - T_{w,2}$ – перепад температур на втором участке теплопередачи – на участке теплопроводности;

$\Delta T_3 = T_{w,2} - T_{f,2}$ – перепад температур на третьем участке теплопередачи – на участке теплоотдачи.

Из последнего уравнения по свойству пропорции следует, что

$$\Delta T_1 : \Delta T_2 : \Delta T_3 = R_{t,1} : R_{t,2} : R_{t,3},$$

т.е. перепад температур, на каком либо участке теплопередачи прямо пропорционален термическому сопротивлению данного участка.

Для расчета неизвестных температур $T_{w,1}$ и $T_{w,2}$ выберем участок теплообмена таким образом, чтобы на его границах одна температура была известна, а другая искомая.

Например, температуру T_{w1} можно найти двумя способами, поскольку по условию задачи заданы две температуры:

а) на участке ($f_1 - w_1$)

$$q = \frac{T_{f,1} - T_{w,1}}{R_{t,1}} \Rightarrow T_{w,1} = T_{f,1} - q \cdot R_{t,1},$$

б) на участке ($w_1 - f_2$)

$$q = \frac{T_{w,1} - T_{f,2}}{R_{t,2} + R_{t,3}} \Rightarrow T_{w,1} = T_{f,2} + q \cdot (R_{t,2} + R_{t,3}).$$

Естественно, что результаты числового расчета температуры $T_{w,1}$ по обеим формулам совпадают.

Для расчета температуры $T_{w,2}$ можно воспользоваться уже тремя формулами, поскольку в данном случае мы знаем уже три температуры $T_{f,1}$, $T_{w,1}$ и $T_{f,2}$:

а) на участке ($f_1 - w_2$)

$$q = \frac{T_{f,1} - T_{w,2}}{R_{t,1} + R_{t,2}} \Rightarrow T_{w,2} = T_{f,1} - q \cdot (R_{t,1} + R_{t,2}),$$

б) на участке ($w_1 - w_2$)

$$q = \frac{T_{w,1} - T_{w,2}}{R_{t,2}} \Rightarrow T_{w,2} = T_{w,1} - q \cdot R_{t,2};$$

в) на участке ($w_2 - f_2$)

$$q = \frac{T_{w,2} - T_{f,2}}{R_{t,3}} \Rightarrow T_{w,2} = T_{f,2} + q \cdot R_{t,3}.$$

Для стенки, состоящей из **n** слоев, формула расчета теплопередачи через плоскую стенку имеет вид:

$$q = \frac{T_{f,1} - T_{f,2}}{1/\alpha_1 + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + 1/\alpha_2},$$

где δ_i и λ_i – толщина и коэффициент теплопроводности i-го слоя стенки.

Рекомендуемая последовательность решения:

а) определяют термические сопротивления всех элементарных участков;

б) по двум заданным температурам в системе теплообмена находят плотность теплового потока по формуле (2);

в) по найденному значению q и одной из известных температур рассчитывают остальные неизвестные температуры слоев и жидкостей.

§6.2. Теплопередача через цилиндрическую стенку

В расчетах теплопередачи через стенку цилиндрической формы удобно использовать тепловой поток, отнесенный к единице длины цилиндрической стенки – линейную плотность теплового потока

$$q_\ell = Q/\ell,$$

где Q – тепловой поток, Вт; ℓ – длина цилиндрической стенки, м.

Расчетная схема теплопередачи через цилиндрическую стенку приведена на рис.3.2. Рассмотрим прямую постановку задачи расчета теплопередачи, в результате решения которой найдем линейную плотность теплового потока и неизвестные по условию задачи температуры. Идея вывода расчетных формул теплопередачи через цилиндрическую стенку совпадает с выводом формул теплопередачи через плоскую стенку. Поэтому вывод приведем с минимальными пояснениями.

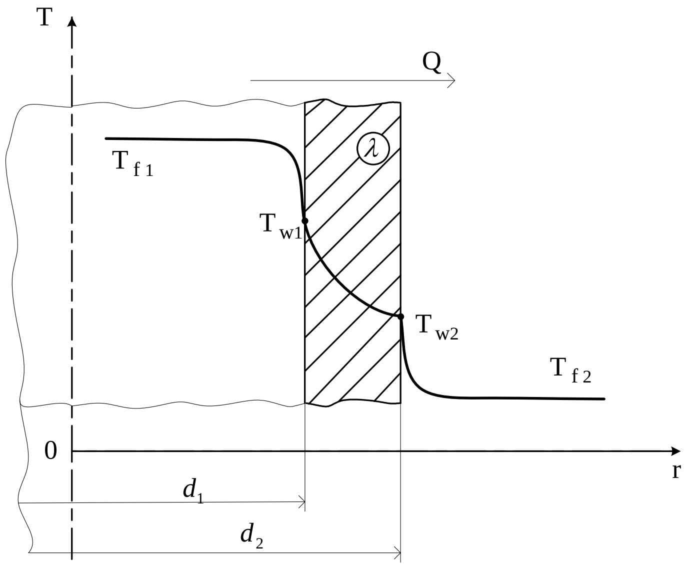


Рис.6.2. Теплопередача через цилиндрическую стенку

Краткая форма записи условий прямой задачи теплопередачи имеет вид:

Дано: d_1, d_2, λ, α_1, α_2, T_{f1}, T_{f2} Найти: q_ℓ, $T_{w,1}$ и $T_{w,2}$

Запишем формулы для расчета линейной плотности теплового потока на всех трех участка теплопередачи:

— на 1-ом участке – участке теплоотдачи $(f_1 - w_1)$:

$$q_\ell = \alpha_1 \cdot (T_{f1} - T_{w1}) \cdot \pi \cdot d_1 \Rightarrow T_{f1} - T_{w1} = q_\ell \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_1};$$

— на 2-ом участке – участке теплопроводности $(w_1 - w_2)$:

$$q_\ell = \frac{\pi \cdot (T_{w,1} - T_{w,2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \Rightarrow T_{w,1} - T_{w,2} = q_\ell \cdot \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1},$$

— на 3-ем участке – участке теплоотдачи $(w_2 - f_2)$:

$$q = \alpha_2 \cdot (T_{w,2} - T_{f,2}) \cdot \pi \cdot d_2 \Rightarrow T_{w2} - T_{w1} = q_\ell \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_2},$$

Суммируя перепады температур на всех трех участках теплопередачи, после несложных алгебраических преобразований получаем выражение для расчета линейной плотности теплового потока через цилиндрическую стенку:

$$q_\ell = \frac{\pi \cdot (T_{f1} - T_{f2})}{\dfrac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \dfrac{1}{2\lambda}\ln\dfrac{d_2}{d_1} + \dfrac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} = k_\ell \cdot \pi \cdot (T_{f1} - T_{f2}) = \frac{\pi \cdot (T_{f1} - T_{f2})}{R_\ell},$$

где k_ℓ – линейный коэффициент теплопередачи через цилиндрическую стенку, Вт/(м·К); R_ℓ – линейное термическое сопротивление теплопередачи через стенку цилиндрической формы, (м·К)/Вт. Из анализа последней формулы следует, что k_ℓ и R_ℓ рассчитываются по формулам

$$k_\ell = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \dfrac{1}{2\lambda}\ln\dfrac{d_2}{d_1} + \dfrac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \quad R_\ell = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}.$$

Линейное термическое сопротивление теплопередачи равно сумме линейного термического сопротивления теплоотдачи от горячего флюида к стенке $(R_{\ell,1} = 1/(\alpha_1 \cdot d_1))$, линейного термического сопротивления теплопроводности цилиндрической стенки $(R_{\ell,2} = 1/(2\lambda) \cdot \ln d_2 / d_1)$ и линейного термического сопротивления теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю $(R_{\ell,3} = 1/(\alpha_2 \cdot d_2))$.

Линейное термическое сопротивление для цилиндрической стенки, состоящей из **n** слоев разной толщины и с разными физическими свойствами рассчитывается по формуле:

$$R_\ell = \frac{1}{\alpha_1 . d_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln\frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}},$$

в которой λ_i – коэффициент теплопроводности i-го слоя, а d_i и d_{i+1} – внутренний и наружный диаметры i-го слоя цилиндрической стенки.

При теплопередаче через цилиндрическую стенку также следует, что перепады температур на участках теплообмена прямо пропорциональны линейным термическим сопротивлениям этих участков

$$\Delta T_1 : \Delta T_2 : \Delta T_3 = R_{\ell,1} : R_{\ell,2} : R_{\ell,3}.$$

Для расчета неизвестных температур $T_{w,1}$ и $T_{w,2}$ необходимо выбрать участок теплообмена таким образом, чтобы на его границах одна температура была известна, а другая искомая. Например, если для расчета температуры $T_{w,1}$ использовать температуру $T_{f,1}$, а для расчета температуры $T_{w,2}$ – температуру холодного флюида $T_{f,2}$, то получим:

$$q_\ell = \frac{\pi(T_{f,1} - T_{w,1})}{R_{\ell,1}} \quad \Rightarrow \quad T_{w,1} = T_{f,1} - q_\ell \cdot \frac{R_{\ell,1}}{\pi};$$

$$q_\ell = \frac{\pi(T_{w,2} - T_{f,2})}{R_{\ell,3}} \quad \Rightarrow \quad T_{w,2} = T_{f,2} + q_\ell \cdot \frac{R_{\ell,3}}{\pi}.$$

Упрощенный метод расчёта теплопередачи через цилиндрическую стенку

Для цилиндрических стенок, у которых отношение диаметров меньше двух $d_2 / d_1 \le 2$ теплопередачу через стенку цилиндрической формы можно рассчитать по формулам теплопередачи для плоской стенки с погрешностью менее 4%. При таком отношении диаметров функцию $\ln(d_2/d_1)$ можно разложить в ряд

$$\ln\frac{d_2}{d_1}=\left(\frac{d_2}{d_1}-1\right)-\frac{\left(\frac{d_2}{d_1}-1\right)^2}{2}+\frac{\left(\frac{d_2}{d_1}-1\right)^3}{3}-\frac{\left(\frac{d_2}{d_1}-1\right)^4}{4}\ldots$$

Учитывая в расчетах только первый член ряда, получим

$$\ln\frac{d_2}{d_1}=\frac{d_2}{d_1}-1 \text{ или } \ln\frac{d_2}{d_1}=\frac{d_2}{d_1}-1=\frac{d_2-d_1}{d_1}=\frac{2\cdot\delta}{d_1}.$$

Подставим значение $\ln(d_2/d_1)$ в формулу расчета линейной плотности теплового потока через цилиндрическую стенку:

$$q_\ell=\frac{\pi(T_{w1}-T_{w2})}{\dfrac{2\cdot\delta}{2\cdot\lambda\cdot d_1}}=\frac{T_{w1}-T_{w2}}{\dfrac{\delta}{\lambda}}\pi d_1=\frac{T_{w1}-T_{w2}}{\dfrac{\delta}{\lambda}}\cdot F^*,$$

где $F^*=\pi\cdot d^*\cdot\ell$ – площадь боковой поверхности цилиндрической стенки.

Погрешность упрощенного расчета можно уменьшить, если в качестве расчётного диаметра d^* принимать диаметр со стороны меньшего значения коэффициента теплоотдачи (меньшего из α):

а) если $\alpha_1 >> \alpha_2 \Rightarrow d^*=d_2$;

б) если $\alpha_2 >> \alpha_1 \Rightarrow d^*=d_1$;

в) если $\alpha_1 \approx \alpha_2$ (одного порядка) $\Rightarrow d^*=\dfrac{d_1+d_2}{2}$.

Тепловой поток теплопередачи через цилиндрическую стенку в этом случае равен

$$Q=k_\ell\,\pi\Delta T\,\ell\approx k\,\Delta T\,\pi d^*\ell,$$

где k_ℓ – линейный коэффициент теплопередачи через цилиндрическую стенку; k – коэффициент теплопередачи через плоскую стенку; $\Delta T=T_{f,1}-T_{f,2}$ – перепад температур между горячим и холодным флюидами.

§6.3. Алгоритм расчета теплопередачи через непроницаемые стенки

Рассматривают две постановки задачи расчета теплопередачи: *прямую* и *обратную*. *Прямая* задача расчета теплопередачи ставит своей целью расчет температурного поля и теплового потока через стенку при известных геометрических и теплофизических параметрах. В этом случае для расчета также необходимо знать две любые температуры в расчетной области теплообмена и, если необходимо рассчитывать температуру флюидов, то и коэффициенты теплоотдачи.

Результатом решения *обратной* задачи расчета теплопередачи является определение одного из параметров однозначности: толщины стенки – δ, коэффициента теплопроводности материала стенки – λ, коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2. Для решения обратной задачи теплопередачи должны быть заданы две температуры в рассматриваемой расчетной области и тепловой поток или удельный тепловой поток

Алгоритм решения прямой задачи

1. На первом этапе решения прямой задачи необходимо рассчитать термические сопротивления всех элементарных участков теплопередачи:

— теплоотдачи от горячего флюида к стенке;

— теплопроводности всех слоев стенки;

— теплоотдачи от стенки к холодному флюиду.

2. Затем по формуле теплопередачи определяют поверхностную плотность теплового потока (q) или линейную плотность теплового потока (q_ℓ) по двум заданным температурам и термическому сопротивлению участка между этими температурами:

$$q = \frac{\Delta T_i}{R_{t,i}} = \text{const}; \qquad q_\ell = \frac{\pi \Delta T_i}{R_{\ell,i}} = \text{const},$$

где ΔT_i – перепад температур на заданном участке теплообмена; $R_{t,i}$ и $R_{\ell,i}$ – термические сопротивления плоской и цилиндрической стенок на участке теплообмена между заданными температурами.

3. На третьем этапе расчета теплопередачи находят неизвестные температуры в расчетной области теплопередачи. Для этого выбирают участок теплообмена таким образом, чтобы на одной из его границ была известная температура, а на другой – искомая. Затем по основной формуле теплопередачи находят неизвестную температуру, предварительно рассчитав термическое сопротивление данного участка.

Алгоритм решения обратной задачи

1. При решении обратной задачи тепловой поток или удельный тепловой поток – заданная по условию величина. Поэтому сразу находят термическое сопротивление участка теплообмена между заданными температурами:

$$R_{t,i} = \frac{\Delta T_i}{q}; \text{ или } R_{\ell,i} = \frac{\pi \Delta T_i}{q_\ell},$$

где ΔT_i – перепад температур на заданном участке теплообмена; $R_{t,i}$ и $R_{\ell,i}$ – термические сопротивления плоской и цилиндрической стенок на участке теплообмена между заданными температурами.

2. На втором этапе решения обратной задачи (в зависимости от целей расчета) по известному термическому сопротивлению находят один из параметров однозначности: толщину слоя стенки – δ, коэффициент теплопроводности материала стенки – λ, либо один из коэффициентов теплоотдачи α_1 или α_2.

3. Если по условию задачи требуется рассчитать неизвестные температуры в заданной расчетной области теплопередачи, то необходимо выполнить пункты 1 и 3 алгоритма решения прямой задачи.

§6.4. Единая формула теплопередачи через стенки классической формы

Формулы по расчету теплопередачи через плоскую, цилиндрическую и шаровую стенки можно объединить и записать в виде

$$Q = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\dfrac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} + \dfrac{\delta}{\lambda} \cdot \dfrac{1}{F_{cp}} + \dfrac{1}{\alpha_2 \cdot F_2}} = \frac{\Delta T}{R_{t,F}},$$

где δ – толщина стенки, м; λ – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К); F_1 и F_2 – площади внутренней и наружной поверхностей теплообмена, м^2; F_{cp} – средняя между F_1 и F_2 площадь, м^2; α_1 – коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности, Вт/(м^2·град); α_2 – коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности, Вт/(м^2·град); $R_{t,F}$ – термическое сопротивление теплопередачи стенки площадью F, град/Вт.

Термическое сопротивление теплопередачи стенки, учитывающее площади поверхностей теплообмена, равно

$$R_{t,F} = R_{t,F_1} + R_{t,F_{cp}} + R_{t,F_2} = \frac{R_{t,1}}{F_1} + \frac{R_{t,F_{cp}}}{F_{cp}} + \frac{R_{t,F_2}}{F_2} = \frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{1}{F_{cp}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2},$$

где $R_{t,1} = 1/\alpha_1$ – термическое сопротивление теплоотдачи от первого флюида к стенке; $R_{t,2} = \delta/\lambda$ – термическое сопротивление теплопроводности плоской стенки; $R_{t,3} = 1/\alpha_2$ – термическое сопротивление теплоотдачи от стенки к второму теплоносителю.

Для вывода частных формул теплопередачи через стенки простейшей или классической формы необходимо в единую формулу подставить следующие значения площадей:

— плоская стенка $F_1 = F_2 = F_{cp} = F$;

— цилиндрическая стенка $F_1 = \pi \cdot d_1 \cdot \ell$; $F_2 = \pi \cdot d_2 \cdot \ell$; $F_{cp} = (F_2 - F_1)/\ln(F_2/F_1)$;

— шаровая стенка $F_1 = \pi \cdot d_1^2$; $F_2 = \pi \cdot d_2^2$; $F_{cp} = \sqrt{F_1 \cdot F_2}$.

Использование в расчетах единой формулы теплопередачи позволяет разработать универсальную процедуру расчета теплопередачи через стенки классической формы. Кроме этого единую формулу расчета теплопередачи можно использовать для приближенного расчета теплопередачи через стенки сложной (неклассической) формы. При этом сложную конфигурацию стенки моделируют (заменяют) стенкой простой формы, выполняя равенство площадей поверхностей теплообмена. Например, толстостенный контейнер в форме параллелепипеда с приблизительно одинаковыми линейными размерами, моделируют шаровой стенкой, толстостенную трубу квадратного или прямоугольного поперечного сечения моделируют цилиндрической стенкой.

§6.5. Интенсификация теплопередачи

Рассмотрим два способа увеличения коэффициента теплопередачи, а, следовательно, и количества теплоты передаваемого через стенку – *конструктивный* и *режимный*.

А. Конструктивный способ интенсификации теплопередачи

Изменение *конструкции* теплопередающей поверхности с целью увеличения коэффициента теплопередачи можно осуществить за счет уменьшения термического сопротивления теплопроводности стенки и термического сопротивления теплоотдачи со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи.

Для уменьшения термического *сопротивления теплопроводности* стенки $R_{t,\lambda} = \delta/\lambda$ необходимо уменьшить толщину стенки δ и использовать материалы с высоким коэффициентом теплопроводности λ.

Термическое *сопротивление теплоотдачи* можно уменьшить, если со стороны меньшего α увеличить поверхность теплообмена за счет ее оребрения. Для доказательства этого утверждения запишем единую формулу теплопередачи при допущении малости термического сопротивления теплопроводности ($R_{t,\lambda} \to 0$)

$$Q \approx \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\dfrac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} + \dfrac{1}{\alpha_2 \cdot F_2}}.$$

Пусть $\alpha_2 << \alpha_1$. Откуда следует, что при равенстве площадей $F_1 = F_2$ термическое сопротивление теплоотдачи около второй поверхности много больше термического сопротивления теплоотдачи около первой поверхности

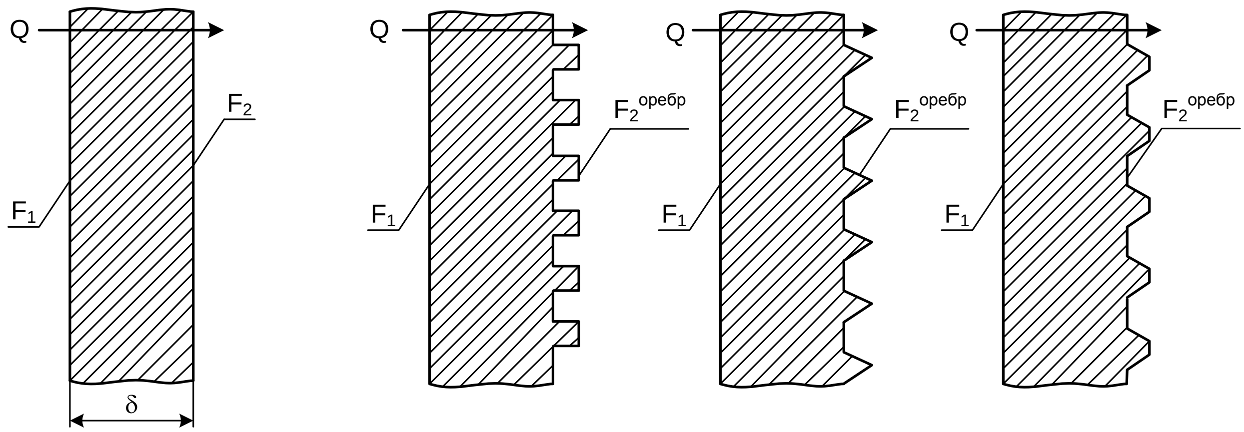
$$R_{t,F_2} >> R_{t,F_1} \text{ или } \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2} >> \frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1}.$$

Поэтому для уменьшения R_{t,F_2} необходимо увеличить площадь F_2 до выполнения условия

$$\frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2^{\text{оребр}}} \approx \frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} \quad \text{или} \quad F_2^{\text{оребр}} \approx \alpha_1 \cdot F_1 / \alpha_2 ,$$

где $F_2^{\text{оребр}}$ – площадь оребренной поверхности.

Профиль ребра может быть прямоугольной, треугольной, трапециевидной и, в общем случае, произвольной формы (см. рис.3.3).



а) плоская стенка (F_1=F_2) б) оребренная стенка (α_2<α_1; $F_2^{\text{оребр}}$>F_1)

Рис. 6.3. Конструктивный способ интенсификации теплопередачи за счет оребрения поверхности

Б. Режимный способ интенсификации теплопередачи

Выясним влияние коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 на величину коэффициента теплопередачи k. Для этого запишем формулу коэффициента теплопередачи через плоскую стенку при допущении малости термического сопротивления теплопроводности стенки ($R_{t,\lambda} = \delta/\lambda \to 0$)

$$k^* = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1}{1 + \dfrac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_2}{1 + \dfrac{\alpha_2}{\alpha_1}},$$

где k^* – коэффициент теплопередачи, рассчитанный при допущении $R_{t,\lambda} \to 0$.

Рассмотрим два крайних случая соотношения коэффициентов теплоотдачи:

а) если $\alpha_2 >> \alpha_1$, (пусть $\alpha_2 \to \infty$), то в этом случае из последней формулы следует, что

$$k^* \to \alpha_1;$$

б) если $\alpha_1 >> \alpha_2$, (пусть $\alpha_1 \to \infty$), то в этом случае $k^* \to \alpha_2$.

Таким образом, коэффициент теплопередачи не может быть больше меньшего из коэффициентов теплоотдачи, т.е. $k^* \le \min(\alpha_1, \alpha_2)$.

На основании вышеизложенного можно сделать вывод о том, что для увеличения коэффициента теплопередачи необходимо увеличивать меньший коэффициент теплоотдачи за счет изменения режима движения теплоносителя.

РАЗДЕЛ 7. Теплообменные аппараты

Для теплового расчета рекуперативного теплообменника используют два основных уравнения – уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи. Без учета тепловых потерь в теплообменном аппарате уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_1 = Q_2, \tag{7.1}$$

где Q_1 – количество теплоты, отдаваемое горячим теплоносителем в единицу времени, Вт; Q_2 – количество теплоты, воспринимаемое холодным теплоносителем в единицу времени, Вт. В развернутом виде уравнение теплового баланса можно записать:

а) для однофазных теплоносителей

$$Q = G_1 c_{p1} \cdot (T_1' - T_1'') = G_2 c_{p2} \cdot (T_2'' - T_2'); \tag{7.2}$$

б) при изменении агрегатного состояния горячего теплоносителя (горячий теплоноситель – влажный насыщенный водяной пар)

$$Q = G_1 r_1 \cdot x = G_2 c_{p2} \cdot (T_2'' - T_2'), \tag{7.3}$$

где G_1 и G_2 – массовые расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с; c_{p1} и c_{p2} – удельные массовые изобарные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей, Дж/(кг·К); T_1' и T_1'' – температуры горячего теплоносителя на входе и выходе из теплообменника, °С; T_2' и T_2'' – температуры холодного теплоносителя на входе и выходе из теплообменника, °С; x – степень сухости пара.

Расходы теплоносителей рассчитывают по уравнению неразрывности:

$$G = \rho \cdot \overline{w} \cdot f, \tag{7.4}$$

где ρ – плотность теплоносителя, кг/м^3; $\overline{w}$ – средняя скорость теплоносителя, м/с; f – площадь поперечного сечения канала для прохода теплоносителя, м^2. Площадь поперечного сечения канала рассчитывают по формулам:

— круглая одиночная труба с внутренним диаметром $d_{вн}$

$$f = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4}; \tag{7.5}$$

— **n** круглых труб с внутренним диаметром $d_{вн}$

$$f = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \cdot n; \tag{7.6}$$

— кольцевой канал теплообменника типа «труба в трубе»

$$f = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{нар}^2}{4}, \tag{7.7}$$

где D – внутренний диаметр наружной трубы, м; $d_{нар}$ – наружный диаметр внутренней трубы, м;

— внешний канал для прохода теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменника с числом трубок **n**

$$f = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{нар}^2}{4} \cdot n, \tag{7.8}$$

где D – внутренний диаметр кожуха, м; $d_{нар}$ – наружный диаметр внутренних трубок, м.

Плотность и удельную теплоемкость теплоносителя находят по справочнику [3] при средней температуре теплоносителя:

$$T = \frac{T' + T''}{2}, \qquad (7.9)$$

где T' и T'' – температуры теплоносителя на входе и выходе из теплообменного аппарата, °С.

Если по условию задачи температура теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата не задана, а подлежит определению, применяют метод последовательных приближений. Например, задана температура горячего теплоносителя на входе в теплообменник T_1', а температуру этого теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата T_1'' необходимо определить. Для этого находим плотность ρ_1 и удельную теплоемкость c_{p1} из справочника [3] по температуре на входе T_1'. Затем из уравнения теплового баланса определяем температуру горячего теплоносителя на выходе:

$$T_1'' = T_1' - \frac{Q}{G_1 \cdot c_{p1}}. \qquad (7.10)$$

Зная T_1'', рассчитываем среднюю температуру горячего теплоносителя по формуле (109) и уточняем значения ρ_1 и c_{p1}. Если отличие вновь найденных значений плотности и удельной теплоемкости меньше 5%, расчет заканчиваем, иначе еще раз уточняем температуру T_1'' по формуле (110) и снова находим из справочных таблиц значения ρ и c_{p1}.

Уравнение теплового баланса для однофазных теплоносителей (102) можно записать в виде:

$$W_1 \cdot \delta T_1 = W_2 \cdot \delta T_2 \text{ или } \delta T_2 / \delta T_1 = W_1 / W_2, \qquad (7.11)$$

где $W_1 = G_1 \cdot c_{p1}$ и $W_2 = G_2 \cdot c_{p2}$ – расходные теплоемкости (водяные эквиваленты) горячего и холодного теплоносителей, Вт/К; $\delta T_1 = T_1' - T_1''$ и $\delta T_2 = T_2'' - T_2'$ – изменение температур горячего и холодного теплоносителей в теплообменном аппарате, °С.

Температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена изменяются по экспоненциальному закону. При этом из соотношений (111) следует обратно пропорциональная зависимость между водяными эквивалентами и изменениями температуры вдоль поверхности теплообмена (рис. 9):

если $W_1 > W_2$, то $\delta T_1 < \delta T_2$; (7.12)

если $W_1 < W_2$, то $\delta T_1 > \delta T_2$. (7.13)

При противоточной схеме движения теплоносителей (рис. 7.9) выпуклость кривых изменения температуры теплоносителей направлена в сторону большого водяного эквивалента, т.е. в сторону теплоносителя с меньшим изменением температуры.

Если греющим теплоносителем является влажный или сухой насыщенный водяной пар, то в процессе теплопередачи его температура не изменяется и равна температуре насыщения при данном давлении:

$$T_1' = T_1'' = T_н. \qquad (7.14)$$

Уравнение теплопередачи в рекуперативном теплообменном аппарате имеет вид:

$$Q = k \cdot \overline{\Delta T} \cdot F, \qquad (7.15)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К); $\overline{\Delta T}$ – средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителями (средний температурный напор), °С; F – площадь поверхности теплообмена, м^2.

Коэффициент теплопередачи рассчитывают по формулам теплопередачи для плоской стенки, поскольку толщина стен у трубок теплообменников мала [1,2]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \tag{7.16}$$

где $\delta = 0{,}5 \cdot (d_{нар} - d_{вн})$ – толщина стенки трубы, м; λ – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К); α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю, Вт/(м^2·К). Коэффициенты теплоотдачи рассчитывают по критериальным формулам (см. радел 3). При этом в качестве определяющего размера при движении теплоносителя в каналах сложной формы принимают эквивалентный диаметр, который равен:

— для кольцевого канала теплообменника типа «труба в трубе»

$$d_{экв} = D - d_{нар}, \tag{7.17}$$

где D – внутренний диаметр наружной трубы, м; $d_{нар}$ – наружный диаметр внутренней трубы, м;

— для внешнего канала для прохода теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменника с числом трубок **n**

$$d_{экв} = \frac{D^2 - d_{нар}^2 \cdot n}{D + d_{нар} \cdot n}, \tag{7.18}$$

где D – внутренний диаметр кожуха, м; $d_{нар}$ – наружный диаметр внутренних трубок, м.

При расчете коэффициентов теплоотдачи при вынужденном движении в трубах и каналах принять поправку на начальный участок гидродинамической стабилизации потока $\varepsilon_\ell = 1$, а температуру стенок $T_{w,1}$ и $T_{w,2}$ рассчитать по приближенным формулам:

$$T_{w,1} = T_1 - \frac{\overline{\Delta T}}{2}; \quad T_{w,2} = T_{w,1} - 1, \tag{7.19}$$

где $\overline{\Delta T}$ – средняя разность температур теплоносителей, °С.

Среднюю разность температур для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей рассчитывают по формулам:

$$\overline{\Delta T_а} = \frac{\Delta T_{max} + \Delta T_{min}}{2}, \text{ если } \Delta T_{max} / \Delta T_{min} \le 2 \tag{7.20}$$

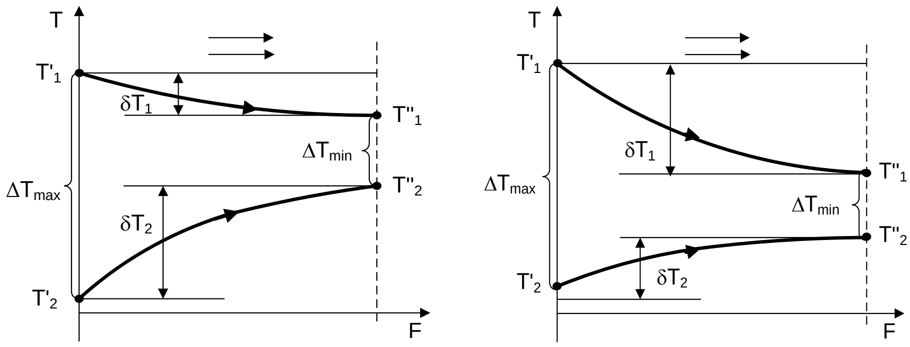
или

$$\overline{\Delta T_л} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}}, \text{ если } \Delta T_{max} / \Delta T_{min} > 2, \tag{7.21}$$

где ΔT_{max} и ΔT_{min} – максимальная и минимальная разности температур теплоносителей (см. рис.9), °С; $\Delta T_а$ – среднеарифметическая разность температур, °С; $\Delta T_л$ – среднелогарифмическая разность температур, °С.

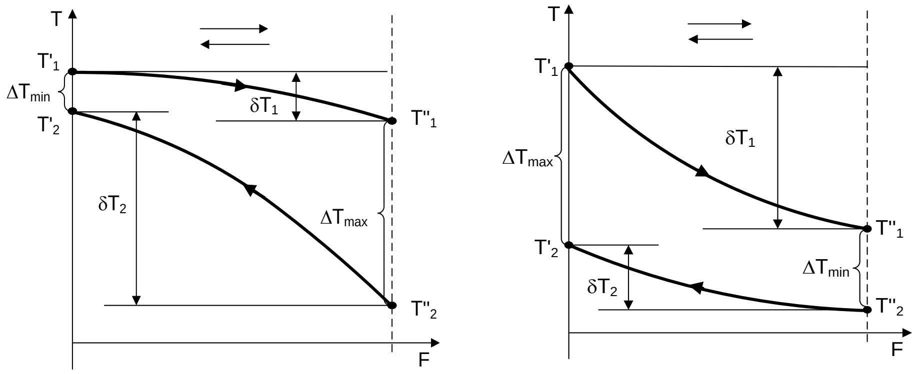
Для расчета средней разности температур при сложном движении теплоносителей строят температурный график $T = f(F)$ для противотока и $\overline{\Delta T}$, рассчитанную по формулам (7.20) или (7.21), умножают на поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta T}$, учитывающий особенности теплообмена при сложном токе. При этом студент самостоятельно принимает одну из схем перекрестного или сложного движения теплоносителей, приведенных в приложении [3] и по рисунку определяет $\varepsilon_{\Delta T} = f(P, R)$, где комплексы P и R соответственно равны:

$$P = \delta T_2 /(T_1^{'} - T_2^{'})\,;\; R = \delta T_1 / \delta T_2\,. \tag{7.22}$$



а) $W_1 > W_2$ б) $W_1 < W_2$

Рис. 7.9,а. Изменение температур горячего и холодного теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при прямоточной схеме движения в зависимости от соотношения их водяных эквивалентов



а) $W_1 > W_2$ б) $W_1 < W_2$

Рис. 7.9,б. Изменение температуры горячего и холодного теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при противоточной схеме движения в зависимости от соотношения их водяных эквивалентов

Литература.

Основная литература

1. Бухмиров В.В. Тепломассообмен: Лекции – www.tot.ispu.ru, Иваново, 2006 г..

2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача: Учебник для вузов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

3. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.

4. Бухмиров В.В., Носова С.В. Ракутина Д.В. Нестационарная теплопроводность. Справочные материалы для решения задач: метод. указ. №1684, Иваново, 2005 – 32 с.

5. Бухмиров В.В. Расчет коэффициента конвективной теплоотдачи (основные критериальные уравнения): метод. указ., www.tot.ispu.ru, Иваново, 2006 г.

Дополнительная литература

6. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

7. Пример расчета теплообменника: Метод. указания к курсовой работе /В.М. Шипилов, В.В. Бухмиров. – Иваново, 1988.

8. Типовые вопросы и задачи по курсу "Тепломассообмен". Раздел "Стационарные процессы теплопроводности и теплопередачи" : Метод. указания / Иван. энерг. ин-т им. В.И. Ленина; Сост. В.В. Бухмиров, А.А. Варенцов.– Иваново, 1991. - 28 с.

9. Пакет задач по разделу "Радиационный теплообмен" курса ТМО Метод. указания/ Иван. гос. энерг. ун-т; Сост. Бухмиров В.В., Созинова Т.Е., Частухина М.И. – Иваново, 1999. – 16 с.