

АСИММЕТРИЧНОСТЬ ПРОФИЛЯ СЕТЧАТО-ПОТОЧНОЙ ПЛАСТИНЫ КАК СПОСОБ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ

In this article the opportunity of an intensification of heat exchange in the plate heat-exchange apparatus, consisting of strainer-line plates, due to selection of an optimum parity of the areas which can be provided by a variation of radiuses of curvature гофр is considered. For an optimum mode the increase in factor of a heat transfer of an asymmetric plate is received expression for definition of parameter asymmetric plates. Analytical comparison of industrial plate ПР-0,3 with its asymmetric updating has shown an opportunity of economy of a material on 15,4% for hot water supply and on 5,9% for heating due to an intensification of heat exchange.

Введение. В пластинчатых теплообменных аппаратах (ТА) поверхность теплообмена образуется пакетом гофрированных пластин, по обе стороны от которого движутся греющей и нагреваемый теплоносители. Наибольшее распространение получили пластинчатые теплообменные аппараты (ТА) с пластинами сетчато-поточного типа [1, 2]. Профиль теплопередающей поверхности таких пластин выполняется в виде гофр синусоидальной или пилообразной формы и характеризуется следующими параметрами: шагом между вершинами гофр $l/2$ в сечении (А-А), перпендикулярном к их направляющим, высотой гофр $h/2$ и радиусами кривизны r по обеим сторонам пластины [1, 3, 4].

Данные пластины характеризуются постоянством радиуса кривизны r по обе стороны пластины на всей поверхности теплообмена. Это приводит к равенству площади сечения канала f_k по греющей и нагреваемой среде. Тогда из уравнения теплового баланса вытекает, что расход и, следовательно, скорости $v = G/f_k$ в каналах обратно пропорциональны разности температур теплоносителей на входе в канал и выходе из него Δt :

$$Q_1 = Q_2, \quad G_1 c_1 \Delta t_1 = G_2 c_2 \Delta t_2.$$

Следовательно, работа теплообменника при определенных температурных режимах может привести к значительной разности скорости течения в каналах греющей и нагреваемой среды, а следовательно [4], приведет к неравенству значений коэффициентов теплоотдачи по холодной и горячей стороне $\alpha_1 \neq \alpha_2$, а коэффициент теплопередачи при этом будет стремиться к меньшему значению одного из коэффициентов теплоотдачи $k \rightarrow \alpha_{\min}$. Возможность увеличения коэффициента теплоотдачи α_{\min} за счет повышения скорости теплоносителя в соответствующем канале ограничена из-за быстрого роста энергетических затрат на прокачку среды. Поэтому уменьшение поверхности теплообмена, обеспечивающей необходимую проектную мощность ТА, имеет ограничение по гидродинамике.

В данной статье рассмотрена возможность интенсификации теплообмена в пластинчатом ТА, состоящем из сетчато-поточных пластин, за счет подбора оптимального соотношения площадей $f_{k1}/f_{k2} \rightarrow opt$, которое может быть обеспечено путем варьирования радиусов кривизны гофр (рис. 1). Такую пластину далее будем именовать асимметричной.

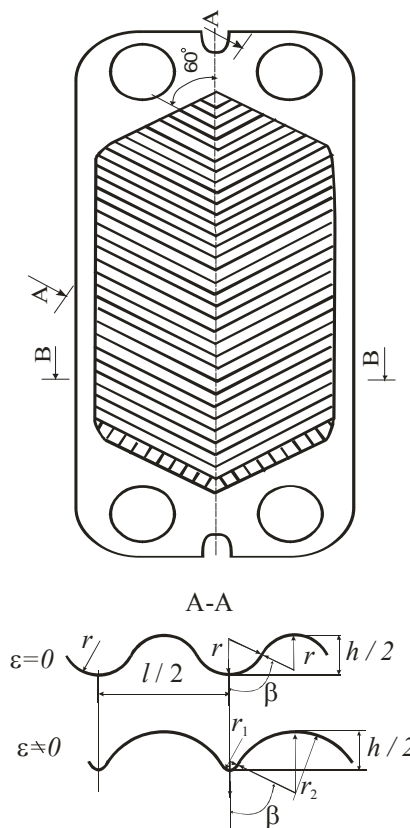


Рис. 1. Профиль пластины

В качестве параметра асимметричности пластины прием безразмерный комплекс $\varepsilon = \frac{r_1 - r_2}{r_1 + r_2}$, который может изменяться в диапазоне $-1 < \varepsilon < 1$. Значение $\varepsilon = 0$ соответствует пластине с симметричными гофрами. При использовании асимметричных сетчато-поточных пластин площади поперечных сечений межпластинчатых каналов для холодного и горячего

теплоносителей будут различаться ($f_{k1} \neq f_{k2}$), но оставаться, как и у симметричных пластин, постоянными ($f_{k1} = \text{const}$; $f_{k2} = \text{const}$) по всей длине пластины в любом ее поперечном сечении [1] и определяться зависимостью

$$f_{ki} = n_{\text{яч}} [hl/2 \pm \varepsilon L(2\beta L - l)], \quad (1)$$

где $\beta = \arctg(2lh/(l^2 - h^2))$; $L = (l^2/h + h)/4$, $n_{\text{яч}}$ – число ячеек.

Анализ геометрии асимметричной пластины показал, что сумма радиусов кривизны гофра, сумма площадей сечения и смоченный периметр каналов для теплообменника с асимметричными пластинами

$$r_1 + r_2 = L, \quad (2)$$

$$f_{k1} + f_{k2} = n_{\text{яч}} h \cdot l, \quad (3)$$

$$\chi = n_{\text{яч}} 4 \cdot L \cdot \beta \quad (4)$$

не зависят от параметра ε , т. е. остаются постоянными величинами, если шаг между гофрами l и их высота h не меняются.

Определяющим конструктивным размером канала является его эквивалентный диаметр, который определяется по формуле

$$d_{\text{эi}} = 4f_{ki}/\chi = 2l_{\text{пр}} f_{ki}/f_a, \quad (5)$$

где $l_{\text{пр}}$ – приведенная длина канала; f_a – площадь поверхности теплообмена пластины.

Исследование теплообмена асимметричной пластины. Выполним исследование влияния параметра ε на интенсивность теплообмена в ТА с асимметричными пластинами. Рассмотрим зависимость общего термического сопротивления пластины $R_{\Sigma}(\varepsilon) = R_1(\varepsilon) + R_{\delta} + R_2(\varepsilon)$ от параметра ε . При этом для удобства анализа влияние внутреннего термического сопротивления пластины $R_{\delta} = \delta/\lambda_{\delta} \ll R_{\Sigma}$ учитывать не будем из-за его незначительного вклада в общую величину. Отметим также и независимость R_{δ} от параметра ε . Тогда общее термическое сопротивление выразится только через внешние термические сопротивления $R_1 = 1/\alpha_1$ и $R_2 = 1/\alpha_2$, характеризующие теплоотдачу на поверхностях пластины:

$$R_{\Sigma} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right) = \left(\frac{d_{\text{э1}}}{\text{Nu}_1 \lambda_1} + \frac{d_{\text{э2}}}{\text{Nu}_2 \lambda_2} \right). \quad (6)$$

После подстановки в (6) зависимостей (5) и (1) выразим общее термическое сопротивление R_{Σ} как функцию от параметра ε :

$$R_{\Sigma} = R_{\Sigma S} + \Delta R(\varepsilon), \quad (7)$$

$$R_{\Sigma S} = \frac{4hl}{\chi} \left(\frac{1}{\text{Nu}_1 \lambda_1} + \frac{1}{\text{Nu}_2 \lambda_2} \right),$$

$$\Delta R(\varepsilon) = L(2\beta L - l) \left(\frac{1}{\text{Nu}_1 \lambda_1} - \frac{1}{\text{Nu}_2 \lambda_2} \right), \quad (8)$$

где $R_{\Sigma S}$ – термическое сопротивление для симметричной пластины, $\Delta R(\varepsilon)$ – комплекс, учитывающий влияние асимметричности пластины на общее термическое сопротивление.

Из выражений, полученных в работе [4], видно, что число Рейнольдса не зависит от эквивалентного диаметра канала, а следовательно, и от параметра ε (5). Тогда если коэффициенты A , n , m , входящие в уравнение Нуссельта [4], принять в первом приближении параметрами, независимыми от ε и постоянными, то из (7) видно, что зависимость R_{Σ} от параметра ε носит линейный характер, т. е. не имеет экстремума. Снижение R_{Σ} происходит при $\Delta R(\varepsilon) < 0$.

Выразим комплекс $\Delta R(\varepsilon)$ через число Стен-тоана $St = \frac{\text{Nu}}{\text{Re Pr}} = \frac{\alpha}{\rho c}$:

$$\Delta R(\varepsilon) = L(2\beta L - l) \left(\frac{\Delta t_1}{St_1} - \frac{\Delta t_2}{St_2} \right), \quad (9)$$

где $\Delta t_i = t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}$ – температурный перепад в каналах по горячей ($i = 1$) и холодной ($i = 2$) стороне пластины.

Влияние асимметричности на интенсификацию теплообмена отсутствует, если выполняется одно из двух (теплофизическое или геометрическое) условий:

$$\Delta t_1 / St_1 = \Delta t_2 / St_2$$

или

$$l = 2\beta L,$$

$$2 / (l/h + h/l) = \arctg(2 / (l/h - h/l)). \quad (10)$$

Условия (10) выполняются при $l/h \rightarrow \infty$. При $l/h > 8,2$ отклонение l от $2\beta L$ составляет менее 1%.

Из (9) видно, что отрицательное значение комплекса $\Delta R(\varepsilon)$ обеспечивается, если при $\Delta t_1 / St_1 > \Delta t_2 / St_2$ коэффициент асимметричности отрицателен ($-1 < \varepsilon < 0$), а при $\Delta t_1 / St_1 > \Delta t_2 / St_2$ – положителен ($0 < \varepsilon < 1$).

Исследования гидродинамики асимметричной пластины. Согласно полученному выражению (8) и анализу, проведенному в предыдущем разделе, при определенных условиях параметр асимметричности ε может оказывать существенное влияние на коэффициент теплопередачи теплообменника. Однако следует учитывать, что параметр асимметричности существенно влияет на гидравлические сопротивления в канале $\Delta p \sim v^2$ [4]. Так, при $|\varepsilon| \rightarrow 1$ скорость в одном канале и, соответственно, за-

траты на прокачку теплоносителя стремятся к бесконечности.

Большинство пластинчатых теплообменников имеют ограничения по допустимым потерям давления в каналах Δp , что при определенных условиях приводит к необходимости снижения скорости в канале путем увеличения количества пластин в теплообменнике. Данные ограничения обусловлены либо областью применения теплообменника, либо экономическими соображениями и задаются, как правило, пользователями.

На практике при подборе теплообменника для определенной тепловой нагрузки сначала проводят тепловой расчет (расчет количества необходимых пластин), а затем определяют потери давления в каналах греющей и нагреваемой сред. Затем, даже если в одном канале потери давления превышают допустимые $\Delta p_{\text{доп}}$, добавляют определенное число пластин, увеличивая тем самым количество каналов по горячему и холодному теплоносителю до тех пор, пока снижение их скорости в каналах не приведет к снижению потерь давления меньше допустимого. При этом происходит уменьшение величин коэффициентов теплоотдачи с обеих сторон пластин, что ведет к уменьшению коэффициента теплоотдачи и снижению эффективности теплообменника.

Между тем, снизить потери давления можно не увеличивая число пластин (каналов), а путем выбора оптимального соотношения площадей проходного сечения каналов (т. е. использованием асимметричной пластины). При правильном подборе параметра асимметричности ε можно добиться оптимального режима, при котором скорости потоков в каналах будут максимальны и $\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_{\text{доп}}$. Тогда

$$\zeta_1 \frac{l}{d_{\text{с1}}} \frac{\rho_1 v_1^2}{2} = \zeta_2 \frac{l}{d_{\text{с2}}} \frac{\rho_2 v_2^2}{2},$$

где $\zeta = B \text{Re}^s$ – коэффициент сопротивления канала [4].

После преобразования получим

$$\begin{aligned} \text{Re}_1^s \frac{\rho_1 v_1^2}{f_{k1}} &= \text{Re}_2^s \frac{\rho_2 v_2^2}{f_{k2}}, \\ \frac{f_{k1}}{f_{k2}} &= \frac{hl/2 - \varepsilon L(l - 2\alpha L)}{hl/2 + \varepsilon L(l - 2\alpha L)} = \\ &= \sqrt[3]{\left(\frac{c_2 \Delta t_2}{c_1 \Delta t_1}\right)^{s+2} \left(\frac{\mu_2}{\mu_1}\right)^s \frac{\rho_2}{\rho_1}} = D. \end{aligned}$$

Следовательно, имеется оптимальный гидродинамический режим, для которого характерный параметр асимметричности определяется по формуле

$$\varepsilon_{\text{опт}} = \frac{hl(1-D)}{2L(l-2\alpha L)(1+D)}. \quad (11)$$

Для оптимального режима увеличение коэффициента теплопередачи асимметричной пластины по отношению к симметричной можно определить по формуле

$$\frac{k_{\text{max}}^{\text{асим}}}{k_{\text{сим}}} = \frac{(1+D)(1+E)}{2(D+E)}, \quad (12)$$

$$\text{где } E = \frac{\text{Nu}_1 \lambda_1}{\text{Nu}_2 \lambda_2} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \left(\frac{c_2 \Delta t_2 \mu_2}{c_1 \Delta t_1 \mu_1} \right)^n \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_2} \right)^{m+0,25}.$$

На примере пластины сетчато-поточного типа рассмотрим влияние показателя асимметричности ε на коэффициент теплопередачи.

Исследование модифицированной пластины ПР-0,3. Для аналитического исследования в качестве прототипа была выбрана сетчато-поточная пластина ПР-0,3 с пересекающимися наклонными гофрами треугольной формы [1]. Данная пластина имеет следующие определяющие размеры: поверхность теплообмена $F = 0,3 \text{ м}^2$, эквивалентный диаметр канала $d_3 = 0,008 \text{ мм}$, $l = 36 \text{ мм}$, $h = 8 \text{ мм}$, приведенная длина пластины $l_n = 1,12 \text{ м}$.

Теплоотдача при турбулентном режиме движения рабочей среды описывается уравнением

$$\text{Nu} = 0,135 \text{Re}^{0,73} \text{Pr}^{0,43} (\text{Pr} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25},$$

а коэффициент гидравлического сопротивления формулой

$$\zeta = 19,3 \text{Re}^{-0,25}.$$

В таблице приведены значения параметра асимметричности ε , обеспечивающего оптимальный гидродинамический режим и соответствующий ему теплопередающий положительный эффект. Исследования проводились для температурных режимов отопления и горячего водоснабжения установленными в Беларуси нормами.

Таблица

Система	Температурный режим	$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}$	$\frac{\text{Nu}_1 \lambda_1}{\text{Nu}_2 \lambda_2}$	$\varepsilon_{\text{опт}}$	$\frac{k_{\text{max}}^{\text{асим}}}{k_{\text{сим}}}$
ГВС	60 / 30 5/55	0,6	0,672	0,395	1,154
Отопление	110 / 70 65 / 95	1,33	1,225	-0,255	1,059

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента теплопередачи от характерного параметра асимметричности при расчете тепло-

обменника без ограничения по потерям давления в канале. Как видно, коэффициент теплопередачи равномерно растет при увеличении площади проходного сечения канала с греющей средой ($\varepsilon > 1$) для ГВС и с нагреваемой средой ($\varepsilon < 1$) для отопления.

Это обусловлено тем, что для рассмотренных температурных режимов для ГВС $\Delta t_1 / St_1 < \Delta t_2 / St_2$, а для отопления $\Delta t_1 / St_1 > \Delta t_2 / St_2$ (таблица).

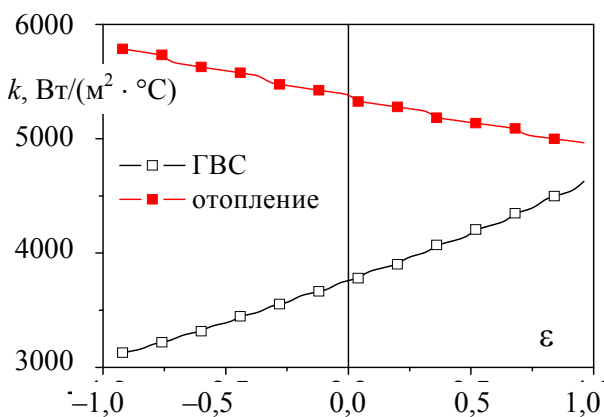


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплопередачи от характерного параметра асимметричности при расчете теплообменника без ограничения по потерям давления в канале

На рис. 3 представлена зависимость коэффициента теплопередачи от характерного параметра асимметричности при расчете теплообменника с заданным ограничением по потерям давления в канале $\Delta p_{\text{доп}} = 20$ кПа. Как видно, имеется максимум коэффициента теплопередачи, который близок к рассчитанному (таблица) по формуле (11) (пунктирная линия на рис. 3). Некоторое отклонение значений максимума, по-видимому, обусловлено тем, что при расчете оптимального характерного параметра асимметричности ε не учитывалось количество каналов с нагреваемой средой в реальном теплообменнике, которых на один больше, чем каналов с греющей средой.

Увеличение коэффициента теплопередачи в асимметричной пластине по сравнению с симметричной ($\varepsilon = 0$) составило 15,4% для ГВС и 5,9% для отопления (таблица).

Поскольку технологически не экономично делать для каждого объекта индивидуальную асимметричную пластину, необходимо рассчитать по формуле (11) параметр асимметричности для типичных заданий, выполняемых предприятием, и определить максимальный параметр $|\varepsilon|_{\text{max}}$.

Так как асимметричная и симметричная пластины имеют одинаковые габариты, то возможно компоновать пакет теплообменника из раз-

личных типов пластин. Тогда эффективный режим работы теплообменника при $0 < \varepsilon < |\varepsilon|_{\text{max}}$ можно обеспечить путем правильного подбора количества симметричных и асимметричных пластин в пакете.

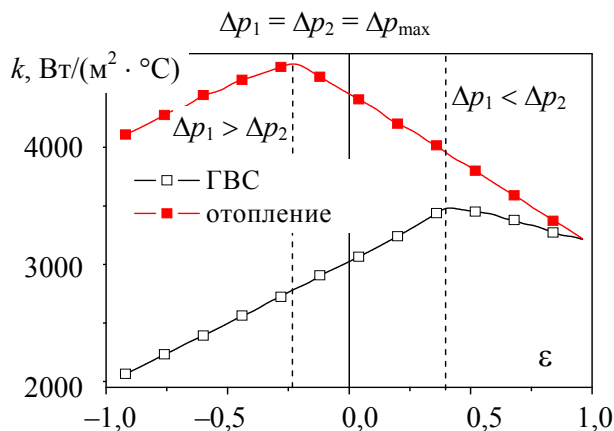


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплопередачи от параметра асимметричности при расчете теплообменника с заданным ограничением по потерям давления в канале $\Delta p_{\text{доп}} = 20$ кПа

Заключение

1. Влияние асимметричности пластины на коэффициент теплопередачи незначительно, когда $Nu_1 \lambda_1 \approx Nu_2 \lambda_2$ ($\Delta t_1 \approx \Delta t_2$).

2. При $Nu_1 \lambda_1 \neq Nu_2 \lambda_2$ оптимальное значение характерного параметра асимметричности определяется с учетом ограничения потерь давления в канале по формуле (12).

3. Аналитическое сравнение промышленной пластины ПР-0,3 с ее асимметричной модификацией показало возможность экономии материала на 15,4% для ГВС и на 5,9% для отопления за счет интенсификации теплообмена.

Литература

1. Барановский, Н. В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н. В. Барановский, Л. М. Коваленко, А. Р. Ястребенецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.
2. Коваленко, Л. М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л. М. Коваленко, А. Ф. Глушков. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 240 с.
3. Теплообменные аппараты из профильных листов / В. М. Антуфьев [и др.]. – Л.: Энергия, 1972. – 128 с.
4. Дударев, В. В. Техно-экономическое обоснование выбора профиля сетчато-поточной пластины теплообменного аппарата / В. В. Дударев, А. Б. Сухоцкий // Труды БГТУ. Сер. III, Химия и технология неорганич. в-в. – 2008. – Вып. XVI. – С. 118–121.