

УДК 621.565

А. А. Андрижиевский, доктор технических наук, профессор (БГТУ);
А. П. Вороницкая, аспирант (БГТУ); **А. Е. Синкевич**, кандидат технических наук,
ведущий научный сотрудник (ГНУ «ОИЭЯИ – Сосны» НАН Беларуси)

МЕТОДОЛОГИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕСТОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МОДУЛЬНЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Приведена методика определения коэффициента теплоотдачи в каналах между гофрированными пластинами. Алгоритм построен на основе совместного рассмотрения теплотехнических характеристик теплообменника по горячей и холодной сторонам. Экспериментальные данные, на основе которых проведен анализ теплотехнических параметров, получены при испытании пластинчатых теплообменников в научно-исследовательской лаборатории Объединенного института энергетических и ядерных исследований – Сосны. Теплотехнические характеристики теплообменника, рассчитанные по предложенной модели, хорошо согласуются с экспериментальными данными.

The procedure of definition of heat convection coefficient in channels between the goffered plates is resulted. The algorithm is constructed on the basis of joint consideration thermo technical characteristics heat exchanger on hot and cold sides. Experimental data, on the basis of which the analysis thermo technical parameters are lead, are received at test of plate-type heat exchanger. Thermo technical characteristics of heat exchanger, calculated on the offered model, well it will be coordinated with experimental data.

Введение. В данной работе в рамках создания общей методологии анализа теплотехнических характеристик промышленных образцов теплообменных поверхностей, представлен метод критерияльного описания тепловых характеристик базовой модели пластинчатых теплообменников.

В последнее время, преимущественно для систем автономного теплоснабжения и тепловых пунктов зданий и сооружений, предлагаются модульные малогабаритные пластинчатые теплообменники, удобные в эксплуатации и монтаже. Теплообменники такого типа легко разбираются для проведения инспекции, чистки или технического обслуживания.

Дополнительным достоинством разборных пластинчатых теплообменников является возможность увеличения или уменьшения количества пластин для максимальной оптимизации параметров теплообменника в случае изменения режима работы.

Условием успешного продвижения пластинчатых теплообменников на рынке энергетического оборудования Республики Беларусь является подтверждение декларированных тепловых и гидродинамических параметров на основе индивидуальных стендовых испытаний (как производственных, так и аттестационных), что, безусловно, сдерживает их модельное обновление и увеличивает рыночную стоимость.

Одним из способов сокращения производственных затрат может быть разработка методов расчетного анализа соответствующих образцов теплообменных поверхностей, скорректированных по результатам экспериментальных исследований.

Подобные базовые экспериментальные исследования тепловых и гидродинамических

параметров пластинчатых теплообменников были выполнены в Объединенном институте энергетических и ядерных исследований – Сосны Национальной академии наук Беларуси [1, 2].

Ранее, в работе [3], составленная по результатам указанных исследований база экспериментальных данных использовалась для получения обобщенной зависимости описания гидродинамических параметров модульного ряда пластинчатых теплообменников.

Основная часть. Ниже приведены результаты испытаний двухходового пластинчатого теплообменника, собранного из 21 гофрированной пластины с поверхностью $0,4 \text{ м}^2$ и толщиной пластины $0,6 \text{ мм}$. Общая поверхность теплообмена составляет $7,2 \text{ м}^2$. Теплоноситель в каналах теплообменного аппарата движется по противоточной схеме.

Подробное описание стенда для испытания теплотехнического оборудования и диапазоны параметров испытаний пластинчатых теплообменников приведены в работах [1–3].

Испытания теплообменника проводились в соответствии с методикой теплогидравлических испытаний теплообменников, прошедшей метрологическую экспертизу в РУП «Белорусский государственный институт метрологии».

Схема разборного пластинчатого теплообменника приведена на рис. 1.

Пакет пластин размещен между опорной и прижимной плитами и закреплен обжимными болтами. Каждая пластина снабжена термостойкой прокладкой, уплотняющей соединение и направляющей различные потоки жидкости в соответствующие каналы.

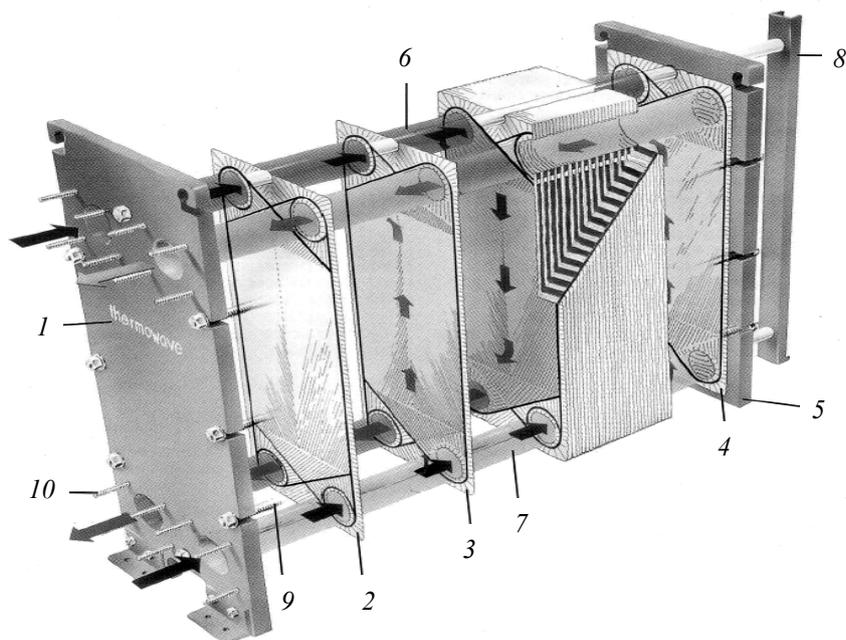


Рис. 1. Схема разборного пластинчатого теплообменника:

- 1 – неподвижная пластина; 2 – начальная пластина;
 3 – теплопередающая пластина с прокладкой; 4 – конечная пластина;
 5 – подвижная плита; 6 – верхняя направляющая; 7 – нижняя направляющая;
 8 – задняя опора; 9 – винтовая стяжка с фиксацией от поворота; 10 – шпилька

Необходимое число пластин, их профиль и размер определяется в соответствии с расходами сред и их физико-химическими свойствами, температурной программой и допустимой потерей напора по горячей и холодной сторонам.

В результате проведения теплотехнических испытаний измерению подлежали следующие параметры пластинчатого теплообменника:

- массовый расход теплоносителя по горячей (G_1) и холодной (G_2) сторонам;
- температуры теплоносителя на входе по горячей (T_{11}) и холодной (T_{21}) сторонам теплообменника;
- температуры теплоносителя на выходе по горячей (T_{12}) и холодной (T_{22}) сторонам из теплообменника;
- разности температур между входом и выходом по горячей (ΔT_1) и холодной (ΔT_2) сторонам теплообменника.

Здесь и далее первый индекс «1» указывает на принадлежность к горячей стороне, «2» – к холодной стороне.

Первичная обработка результатов измерений выполнялась в следующей последовательности.

Первоначально, с использованием справочных данных, в соответствующих температурных точках определялись значения энтальпий теплоносителя:

$$h_{11} = f(T_{11});$$

$$h_{12} = f(T_{12});$$

$$h_{21} = f(T_{21});$$

$$h_{22} = f(T_{22}).$$

Расчет тепловой мощности по горячей и холодной стороне теплообменника выполнялся по соотношениям:

$$Q_1 = G_1 (h_{11} - h_{12}); \quad (1)$$

$$Q_2 = G_2 (h_{22} - h_{21}). \quad (2)$$

Расчет величины небаланса тепловой мощности между горячей и холодной сторонами теплообменника, а также значение тепловой мощности теплообменника определялись как:

$$\varepsilon_p = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \cdot 100\%; \quad (3)$$

$$Q = \frac{Q_1 + Q_2}{2}. \quad (4)$$

Логарифмическая разность температур Δt_{cp} и коэффициент теплопередачи K рассчитывались по известным соотношениям:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)}; \quad (5)$$

$$K = \frac{Q}{\Delta t_{cp} \cdot F}, \quad (6)$$

где $\Delta t_1 = T_{11} - T_{22}$; $\Delta t_2 = T_{12} - T_{21}$.

Полученные в процессе тестовых испытаний значения указанных выше теплогидравлических параметров были использованы для построения на их основе ряда аппроксимирующих расчетных зависимостей, которые позволят в последующем уточнить характеристики модельного ряда данного типа теплообменников без проведения дополнительных стендовых испытаний.

Анализ гидродинамической картины течения в каналах пластинчатого теплообменника показывает, что гофрированные пластины дополнительно осуществляют турбулизацию потока.

Турбулентный режим течения возникает уже при числах Рейнольдса, равных примерно 2000–5000, а не 10 000, как это имеет место в круглых трубах.

Для круглых труб и турбулентного режима течения Михеевым М. А. [4] предложена зависимость

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

где Re – число Рейнольдса; Pr_{ct} – число Прандтля для стенки; Pr – число Прандтля для теплоносителя.

Приняв для обработки экспериментальных данных вид данной зависимости за основу, определим из опытных данных параметры аппроксимационной зависимости:

$$Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}, \quad (7)$$

где A , n – искомые параметры.

При этом делается допущение о геометрическом подобии каналов по холодной и горячей сторонам теплообменника. На основании этого допущения принимается, что зависимость для определения значений числа Нуссельта для горячей и холодной сторон теплообменника имеет один и тот же вид (7).

По определению коэффициенты теплоотдачи связаны с коэффициентом теплопередачи следующим соотношением:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}}, \quad (8)$$

где α_1 , α_2 – коэффициенты теплоотдачи по горячей и холодной сторонам теплообменника соответственно; δ_{ct} – толщина стенки; λ_{ct} – коэффициент теплопроводности стенки.

Для удобства дальнейших преобразований введем термическое сопротивление стенки в эффективный коэффициент теплопередачи, получим выражение следующего вида:

$$\frac{1}{K^*} = \frac{1}{K} - \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}}. \quad (9)$$

Выражение (8) с учетом (9) принимает вид:

$$\frac{1}{K^*} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (10)$$

Значения величин коэффициентов теплоотдачи для горячей и холодной сторон теплообменника рассчитываются следующим образом:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{э}1}}; \quad (11)$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{э}2}}.$$

где Nu_1 , Nu_2 – числа Нуссельта; λ_1 , λ_2 – теплопроводность теплоносителя по горячей и холодной сторонам соответственно; $d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр канала.

В соответствии с принятой выше зависимостью (7), значения чисел Нуссельта для горячей и холодной сторон определяются как

$$\begin{cases} Nu_1 = A \cdot Re_1^n \cdot M(Pr_1), \\ Nu_2 = A \cdot Re_2^n \cdot M(Pr_2), \end{cases} \quad (12)$$

где

$$M(Pr_1) = Pr_1^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{ct}} \right)^{0,25};$$

$$M(Pr_2) = Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}.$$

Путем подстановки (11) и (12) в (10) и выполнения несложных преобразований получим выражение для определения параметров аппроксимирующей функции:

$$A = K^* \cdot \left(\frac{a_1}{Re_1^n} + \frac{a_2}{Re_2^n} \right), \quad (13)$$

где

$$a_1 = \frac{d_{\text{э}1}}{\lambda_1 \cdot M(Pr_1)}; \quad a_2 = \frac{d_{\text{э}2}}{\lambda_2 \cdot M(Pr_2)}.$$

Дальнейшая процедура заключается в расчете по формуле (13) для каждого режима значений параметра A_i ($i = 1, 2, \dots, k$) для различных наперед заданных значений $n_i = n_1, n_2, \dots, n_k$.

Для каждого режима испытаний значения параметра A усредняются по режимам:

$$\bar{A}_n = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k A_i. \quad (14)$$

Расчетное значение коэффициента теплопередачи K_p определяется по формуле (8) с использованием выражений (10), (11), (12).

Затем для каждого режима сравниваются значения расчетного коэффициента теплопередачи K_p и значения коэффициента теплопередачи, полученные в результате испытаний по формуле (6).

При этом рассчитываются значения относительной погрешности экспериментальных данных по формуле

$$\varepsilon_{Ki} = \frac{K_i - K_{pi}}{K_{pi}} \cdot 100\%. \quad (15)$$

Среднее значение относительной погрешности расчетных и опытных значений коэффициента теплопередачи определяется как:

$$\bar{\varepsilon}_{Ki} = \frac{\sum_{i=1}^n |\varepsilon_{Ki}|}{n}. \quad (16)$$

По данной методике были проведены расчеты по обобщению экспериментальных данных, полученных при испытаниях вышеуказанного пластинчатого теплообменника.

На рис. 2 представлены сведения, позволяющие обосновать выбор значений коэффициентов A и n для зависимости (7).

Теплообменник был испытан в диапазоне тепловой мощности 43–396 кВт; среднее значение небаланса тепловой мощности по горячей и холодной сторонам составляло 1,32%; средняя логарифмическая разность температур изменялась в диапазоне 6,9–19°C; значения коэффициентов теплопередачи достигали 3400–3600 Вт/м²·°C.

Относительная погрешность определения тепловой мощности по горячей и холодной сторонам не превосходила в среднем 0,5%.

Среднее значение относительной погрешности косвенного измерения среднелогарифмической разности температур составляла 6,3%.

Относительная погрешность определения коэффициента теплопередачи находилась в пределах 3,7–7,8%.

По всем опытным режимам были проведены расчеты по вышеизложенной методике с целью определения коэффициентов A и n для расчетной зависимости (12) (рис. 2).

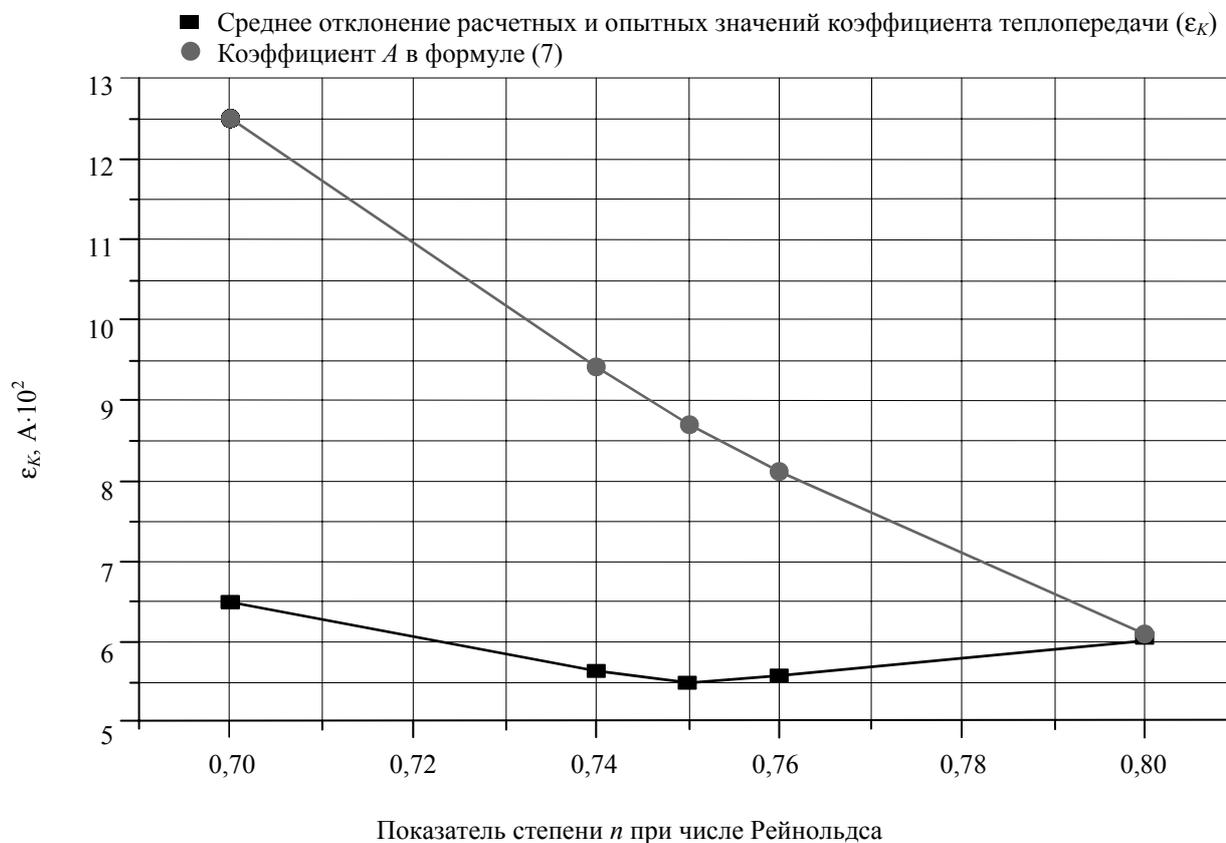


Рис. 2. Влияние показателя степени n на среднее отклонение расчетных и опытных значений коэффициента теплопередачи и на величину коэффициента A в соотношении (7)

Из рис. 2 видно, что наименьшее отклонение результатов расчета от опытных данных по коэффициенту теплопередачи (5,5%) достигается при значении коэффициента $n = 0,75$. При этом значение $A = 0,087$.

При любых других значениях показателя степени (n) отклонение результатов расчета от опытных данных увеличивается.

Таким образом, зависимость для определения коэффициента теплоотдачи в каналах, образованных гофрированными пластинами поверхностью $0,4 \text{ м}^2$ имеет вид

$$\text{Nu} = 0,087 \cdot \text{Re}^{0,75} \cdot \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}. \quad (17)$$

Заключение. 1. Одним из способов сокращения производственных издержек и упрощения процедуры продвижения на рынок модульных пластинчатых теплообменных устройств может быть разработка методов расчетного анализа их тепловых и гидродинамических характеристик с использованием образцов теплообменных поверхностей.

Подобные методы позволят значительно сократить весь производственный цикл от проектирования до внедрения.

2. В рамках данного исследования предложен метод определения параметров расчетной зависимости

$$\text{Nu} = A \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25},$$

позволяющей рассчитывать значения коэффициентов теплоотдачи по холодной и горячей сторонам теплообменника. Для рассматриваемого типа поверхности теплообмена получены значения $A = 0,087$ и $n = 0,75$.

3. Предложенный метод получения параметров расчетной зависимости для определения коэффициента теплоотдачи может быть использован и для других типов пластинчатых теплообменников.

Литература

1. Клименков, Ю. В. Теплогидравлические испытания теплообменных модулей для систем тепло- и водоснабжения / Ю. В. Клименков, В. А. Некрашевич, А. Е. Синкевич // Энергоэффективность. – 2003. – № 12. – С. 15–17.
2. Клименков, Ю. В. Теплогидравлические испытания теплообменных модулей для систем тепло- и водоснабжения / Ю. В. Клименков, В. А. Некрашевич, А. Е. Синкевич // Энергоэффективность. – 2004. – № 1. – С. 12–15.
3. Андрижиевский, А. А. Методология и результаты тестовых испытаний гидродинамических параметров пластинчатых теплообменников / А. А. Андрижиевский, А. П. Вороницкая, А. Е. Синкевич // Труды БГТУ. Сер. III, Химия и технология неорганич. в-в. – 2010. – Вып. XVIII. – С. 192–195.
4. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.

Поступила 02.03.2011