

УДК 629.01

Демирский А.В., Бабич Н.И.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ
ГОФРИРОВАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПЛАСТИНЧАТОГО
ТЕПЛООБМЕННИКА**

Процесс переноса теплоты в пластинчатых теплообменных аппаратах (ПТА) относится к сложным. В конструкциях ПТА применяются сложные формы теплопередающих поверхностей и образуемых ими каналов, в которых поток теплоносителя подвергается искусственной турбулизации за счет криволинейной формы каналов и отрыва потока при обтекании вершин гофр пластин. Применение рационального сочетания формы и размеров каналов для различных сред при рациональной компоновке позволяют достичь интенсивности теплоотдачи в 2...3 раза большей, чем в трубчатых теплообменниках при тех же значениях числа Re . Причем в ПТА режим развитой турбулентности наблюдается уже при $Re = 50...200$, что обеспечивается геометрической формой теплопередающей поверхности пластин [1].

Процесс теплоотдачи при вынужденной конвекции в ПТА определяется рядом факторов, к основным из которых следует отнести характер течения теплоносителей, диапазон технологических температур, теплофизические свойства теплоносителей. Поэтому, не смотря на имеющиеся обширные публикации [2,4] в настоящее время остается актуальной задача определения теплоотдачи ПТА с пластинами различной формы и учетом перечисленных факторов. Эта задача представляет практический интерес при усовершенствовании метода расчета теплообменной поверхности и вариантного проектирования ПТА, что требует в свою очередь, получения критериальных уравнений с наперед заданной структурой, включающей параметры отражающие влияние наиболее существенных факторов, определяющих интенсивность теплоотдачи теплопередающей поверхности.

Задача расчета потребной поверхности теплообменного аппарата не потеряла своей актуальности, что связано с недостаточной изученностью закономерностей теплопереноса и течения потока, особенно при турбулентном режиме течения, в каналах неканонического сечения и сложной геометрической формы. Кроме того, учитывая разнообразие применяемых теплоносителей особое место в этой проблеме занимает вопрос учета влияния теплофизических характеристик теплоносителя на интенсивность конвективного теплопереноса [3].

Практически эта проблема преодолевается в основном двумя путями: непрекращающимися экспериментальными исследованиями теплоотдачи, что ведет к всё увеличивающемуся числу расчетных соотношений имеющих узкий диапазон применимости, обусловленный условиями проведения эксперимента, и завышением значения полученной каким-либо расчетным методом площади теплообменной поверхности на некоторую величину, что должно компенсировать неточность полученного расчетного значения. Эта величина, в некоторых пакетах прикладных расчетных программ называемая *margin* – запас, может достигать 20 и более, до 60 %, что естественно ведет к часто не вполне обоснованному увеличению площади теплообменной поверхности. Здесь особо следует подчеркнуть, что такое завышение потребной поверхности теплообмена в известной степени отвечает интересам производителей теплообменной поверхности, обеспечивая её сбыт. Однако, с точки зрения эксплуатации теплообменного аппарата ведет к повышению капитальных затрат, а следовательно и сроков окупаемости; экс-

платационных затрат, связанных с увеличением потребной мощности на прокачивание теплоносителя, повышением потерь теплоты в окружающую среду и другими. Таким образом, обоснованное повышение достоверности применяемых расчетных соотношений позволит снизить назначаемый запас поверхности или минимизировать его, что естественно приведет и к снятию перечисленных негативных факторов, связанных с этим.

Представляется понятным, что радикальное решение упомянутой проблемы связано с качественным скачком в научном познании в области турбулентного теплопереноса. Однако пока такого прорыва не предвидится, представляется возможным и целесообразным на основе результатов экспериментальных исследований выявить закономерности влияния различных факторов на интенсивность теплоотдачи, после чего внести коррекцию в имеющиеся критериальные уравнения, которые являются ключевыми расчетными соотношениями при определении площади теплообменной поверхности аппарата.

На рис.1 представлена схема экспериментальной установки [1], работающей на воде, основными элементами которой являются: два пластинчатых теплообменника 9, 10 емкость 1 с циркуляционной водой подогреваемой тэнами 12 и блоками управления 3, расходомер 4 для горячей воды и ротаметр 8 для холодной, дифманометр 13. Кроме того, для измерения температуры теплоносителей трубопроводы препарированы термомпарами, места заделки которых обозначены на схеме точками 11. Емкость 1 снабжена мерным стеклом 2. Оба пластинчатых теплообменника, характеристики которых представлены в таблице 1, имеют одинаковую теплопередающую поверхность $0,5 \text{ м}^2$.

Питание установки горячей водой осуществляется по закрытому циркуляционному контуру забором воды нагретой тэнами из бака и возвратом ее в этот же бак после прохождения теплообменников. Расход горячей воды измеряется крыльчатый расходомером 4. Циркуляционная вода обеспечивается электроприводным питательным насосом 5, который позволяет подавать воду с тремя фиксированными расходами.

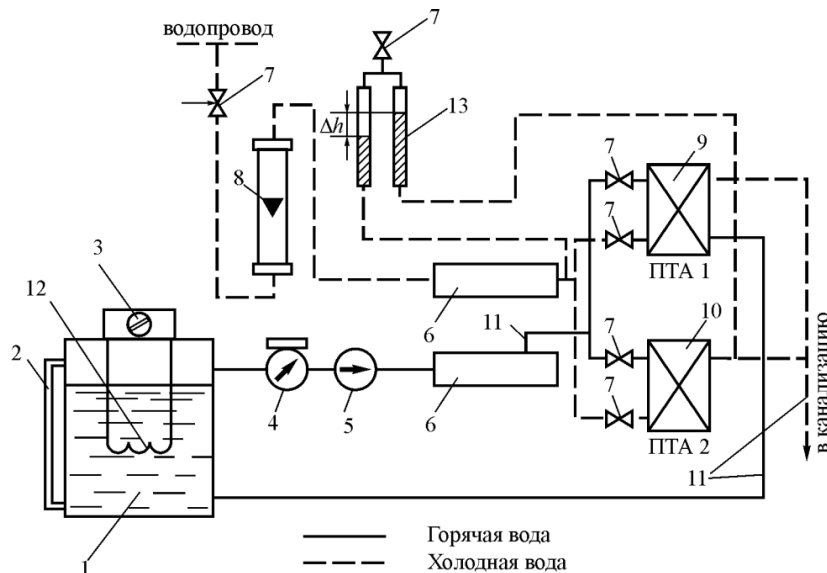


Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки

Холодная вода подается из водопроводной сети по открытому циркуляционному циклу, со сбросом в канализацию.

Расход холодной воды регулируется задвижкой 14 и контролируется ротаметром 8.

Потеря напора на преодоление гидравлического сопротивления в теплообменниках измеряется дифференциальным манометром 13.

Рабочие параметры установки выбраны таким образом, что обеспечивают точность измерения потери напора не превышающую 1,5 %.

Поскольку работа насоса не некоторых режимах может быть неустойчивой, а также во избежание влияния возможных пульсаций в водопроводной сети, перед вводом воды в теплообменники установлены выравнивающие коллекторы 6.

Температура теплоносителей на входе и выходе из теплообменников контролируется хромель-копелевыми термомпарами. Предусмотрено также дублирование показаний термопар с помощью лабораторных термометров. Конструктивные характеристики пластинчатого теплообменника представлены в таблице 1

Для расчета теплопередачи в ПТА экспериментально определяются следующие параметры:

Расход нагреваемого теплоносителя (холодная вода) G_x , кг/с.

Температуры нагреваемого теплоносителя на входе и выходе из ПТА $t_{нар1}$ и $t_{нар2}$.

Температуры греющего теплоносителя на входе и выходе из ПТА $t_{гр1}$ и $t_{гр2}$.

Таблица 1 – Конструктивные характеристики ПТА

Наименование	Теплообменник
	МЗ–FG, Альфа-Лаваль
1. Площадь теплопередающей поверхности, м ²	0,5
2. Тип аппарата	разборный
3. Количество пластин, шт.	16
4. Эквивалентный диаметр, $d_э$, м	0,0038
5. Площадь поперечного сечения канала, $f_{кон}$, м ²	0.0002
6. Материал прокладки	ЕРДМ
7. Тип гофр	синусоидальные
8. Масса теплообменника, кг	28
9. Приведенная длина пластины, $L_{пр}$, м	0,35

Обработка экспериментальных данных осуществлялась по методу описанному в [4].

При отыскании коэффициента теплоотдачи практический интерес представляет оценка погрешности вносимой измерениями температур и расчета теплового потока Q . При этом площадь теплопередающей поверхности $F_{m.o.}$ известна точно.

При проведении экспериментов непосредственно проводились измерения температуры теплоносителей на входе и выходе из теплообменников, а также расход нагреваемой воды. Греющий теплоноситель подавался насосом, обеспечивающим три фиксированных режима, погрешность которых определялась паспортными данными насоса.

Измерение температур осуществляли термопарами путем последовательного опроса термопар с передачей сигнала на цифровой милливольтметр. Показания термопар дублировались лабораторными ртутными термометрами (ГОСТ 9177–74) с диапазоном шкалы 0–50 и 50–100 °С и ценой деления 0,1 °С. Поэтому при обработке результатов случайной погрешностью пренебрегаем. Допускаемую погрешность измерения температуры оцениваем величиной $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$.

Измерения осуществлялись после выхода теплообменника на установившийся режим работы, который определяли по температурам на выходе из теплообменника. Тепловой поток Q рассчитывается по уравнению теплового баланса, и, таким образом, также определяется точностью измерения температур теплоносителя на входе и выходе из теплообменника. Потери теплового потока можно оценить величиной 2...4 %.

Следует считать, что погрешность измерения температуры определяется инструментальной погрешностью, т.е.

$$\xi = \xi_{\text{и}}$$

При этом методической и личной погрешностью пренебрегаем, поскольку измерения температуры проводились двумя средствами измерений. С учетом цены деления предел допускаемой погрешности термометров составляет $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$. Дублирующее средство измерения – хромелькопелевые термопары диаметром 0,3 мм и пределом измерения 400 °С имеют предел допускаемых отклонений температуры, определяемой по термо-ЭДС, $\pm 2,5^{\circ}\text{C}$ [1], что как видно, грубее термометров, однако позволяет автоматизировать измерения.

С учетом изложенного, максимальную абсолютную погрешность определения температуры можно оценить величиной $0,2^{\circ}\text{C}$ при измерении температуры термометрами и величиной $2,5^{\circ}\text{C}$ при измерении температуры термопарами.

Максимальная погрешность, вносимая разностью температур при определении теплового потока Q , оценивается для измерений термометрами величиной $0,4^{\circ}\text{C}$ и термопарами 5°C , что выражается соответственно погрешностью Q , оцениваемой в 0,5 % и 6 %. Таким образом, оценка погрешности при определении теплового потока Q с учетом рассеяния теплоты в окружающую среду определяется диапазоном $\pm (3,5...5,5)$ % при измерении температуры термометрами, и $\pm (9...11)$ % – термопарами.

На основе разработанного критериально-структурного метода [4] выполнялась обработка экспериментальных данных, полученных в ходе тепловых испытаний пластинчатых теплообменников. При этом, на основе полученных первичных данных рассчитывали значения чисел Рейнольдса и Прандтля для соответствующих определяющих температур. После чего определяли значения показателей степени m , n и константы C . Имея набор критериальных уравнений, полученных в одних условиях, но с разными значениями ТФХ, далее определяли показатель степени при числе Прандтля как функцию числа Прандтля, поскольку именно оно и является безразмерным числом, характеризующим теплофизические свойства теплоносителя.

В результате осуществления этой процедуры получили критериальное уравнение в виде

$$\text{Nu} = 0,143 \text{Re}^{0,73} \text{Pr}^{0,33 + \exp\left(\frac{3,4}{\text{Pr} + 30}\right)}$$

Как видно, показатель степени числа Прандтля носит экспоненциальный характер, что согласуется с выводами теоретического анализа, выполненного во втором разделе настоящего исследования. В то же время видно, что коэффициент $C = 0,143$ больше, чем эти значения для критериальных уравнений подобных пластин [2], где он изменяется при турбулентном режиме движения для пластин различной геометрической формы в диапазоне от 0,065 до 0,1, и больше чем для плоской пластины ($C = 0,033$).

Литература

1. Анипко О.Б., Арсеньева О.П., Капустенко П.А. Экспериментальная установка для тепловых и гидравлических испытаний пластинчатых теплообменных аппаратов./ Труды Одесской национальной академии пищевых технологий. Одесса, ОНАПТ, 2003, № 25., С. 74–79.
2. Кулиниченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам. Киев. Техника. 1990.– 165 с.
3. Кошкин В.К., Калинин Э.К. Теплообменные аппараты и теплоносители. М., Машиностроение, 1971. – 200 с.
4. Анипко О.Б., Бабич Н.И. Критериально-структурный метод и особенности экспериментального исследования теплообмена для критериального уравнения интенсивности теплоотдачи. // Интегрированные технологии и энергосбережение. 2013, № 3, С. 3–7.

УДК 629.01

Демірський А.В., Бабич М.І.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДАЧІ ГОФРОВАНОЇ ПОВЕРХНІ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛОБМІННИКА

Отримано критеріальне рівняння, що дозволяє оцінити інтенсивність тепловіддачі теплопередаючої поверхні.

Demirskyu A., Babich M.

EXPERIMENTAL STUDY HEAT CORRUGATED SURFACE PLATE HEAT EXCHANGER

Obtained criterion equations to evaluate the intensity of heat transfer heat-transfer surface.