

Выбор теплообменника при интенсификации теплообмена путем увеличения площади поверхности теплопередачи между теплоносителями

Василенко Ю. Н.

Государственный научно-исследовательский проектно-изыскательский институт “НИИпроектреконструкция”, Черкасский филиал

Приведены необходимые условия схождения температур для “идеального” теплообменника и результаты экспериментов с теплообменником смесительного типа “жидкость – жидкость”. Выполнен анализ экспериментальных данных. Даны рекомендации для расчета теплообменников.

Ключевые слова: “идеальный” теплообменник, площадь теплопередачи, интенсификация теплообмена, эффективность теплообмена.

Общепринятым условием “идеальности” теплообменника считается достижение схождения температур при установившемся теплообмене на одном из его концов при увеличении до бесконечности площади поверхности теплопередачи F между теплоносителями. Известно, что это практически недостижимо. Более того, доказано, что схождение температур теплоносителей на одном из концов теплообменника даже теоретически возможно только при определенных условиях. Схождение температур при установившемся теплообмене без фазовых превращений теплоносителя возможно только при противотоке [1], когда

$$F \rightarrow \infty, \quad (1)$$

причем на “горячем” конце теплообменника, если $N > 1$, а на “холодном” конце, если $N < 1$, где N — соотношение водяных эквивалентов теплоносителей (чисел единиц переноса теплоты) [2]. При прямотоке без фазового превращения теплоносителей схождение температур недостижимо (ограничивается значением N). Для конденсатора и испарителя ограничения по N для схождения температур теплоносителей на одном из концов теплообменника отсутствуют.

Особый интерес представляет противоток однофазных теплоносителей, когда

$$N = 1, \quad (2)$$

т. е. в этом случае для “идеального” теплообменника приросты температур греющего и нагреваемого теплоносителей равны по абсолютному значению. Таким образом, при условиях (1) и (2) температуры однофазных теплоносителей теоретически достигают равенства на обоих концах теплообменника.

Практический интерес представляют исследования в области интенсификации теплообмена за счет увеличения площади поверхности теплопередачи между теплоносителями. Известно, что в теплообменниках смесительного типа за счет диспергирования одного

теплоносителя в другом без превращения фаз достигается значительная площадь теплопередачи в единице объема теплообменника. На теплообменнике такого типа (схема приведена в [3]) были проведены эксперименты [4, 5]. Камерой теплообмена в нем служила стеклянная колонна внутренним диаметром $D = 150$ мм с беспорядочно уложенной в ней кольцевой стеклянной насадкой. Наружный диаметр насадки — 37 мм, толщина стенки — 1,5 мм, при этом геометрические размеры насадки были оптимальными по гидравлическому сопротивлению [4].

В колонне нагретое вазелиновое масло диспергировалось на капли в сплошной среде воды, расходы теплоносителей соответствовали значению N , близкому к единице. Эксперимент проводили при постоянных расходах и начальных температурах теплоносителей, значения которых приведены в [5]. Режим движения теплоносителей соответствовал наиболее интенсивному теплообмену с максимальным приближением к режиму упорядоченной структуры потока капель [6]. Если учесть, что диаметр капель масла d_k , диспергированного в среде воды, был равен в среднем 0,004 м, а свободный объем кольцевой насадки в камере $V_H = 0,9$, то несложно для сравнения вычислить теоретически возможную площадь поверхности теплопередачи между теплоносителями в объеме камеры теплообмена.

Площадь поверхности теплопередачи капель при упорядоченном потоке их движения в камере теплообмена

$$F_{kw} = S_k V_H W / d_k^3 = \pi d_k^2 V_H W / d_k^3, \quad (3)$$

где S_k — площадь поверхности одной капли, принятой в форме шара диаметром d_k для упорядоченного потока [6]; W — геометрический объем камеры теплообмена.

После сокращения получаем

$$F_{kw} = \pi V_H W / d_k. \quad (4)$$

Номер эксперимента	$W, \text{ м}^3$	$F_k, \text{ м}^2$	$K_w, \text{ кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$	$E_{o.g}$	E	$E/F_k, \text{ м}^{-2}$
1	0,0177	12,51	54,5	0,81	0,58	0,046
2	0,0089	6,29	66,2	0,65	0,43	0,068
3	0,0044	3,11	93,9	0,63	0,36	0,116

Таким образом, площадь поверхности теплопередачи F_{kw} в 1 м^3 объема камеры теплообмена при $d_k = 0,004 \text{ м}$ теоретически может достичь значения $3,14 \cdot 0,9 \cdot 1/0,004 = 706,5 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

Экспериментальные данные при установленном теплообмене с изменением объема камеры теплообмена и прочих равных условиях приведены в таблице, где приняты следующие обозначения:

K_w — коэффициент теплопередачи по геометрическому объему камеры теплообмена;

$E_{o.g}$ и $E_{н.в}$ — коэффициенты эффективности охлаждения греющего и нагрева воспринимающего теплоносителей, которые численно определяются по формулам [7]:

$$E_{o.g} = (t'_r - t''_r) / (t'_r - t'_n); \quad (6)$$

$$E_{н.в} = (t''_n - t'_n) / (t'_r - t'_n), \quad (7)$$

где t'_r , t''_r и t'_n , t''_n — температуры греющего и воспринимающего теплоносителей;

$E = E_{o.g} E_{н.в}$ — коэффициент эффективности теплообмена [7];

E/F_k — отношение коэффициента эффективности теплообмена к теоретической возможной максимальной площади теплопередачи в камере теплообмена;

$$F_k = WF_{kw}.$$

Анализ представленных в таблице экспериментальных данных показывает, что при уменьшении площади поверхности теплопередачи и увеличении среднего температурного напора между теплоносителями повышается эффективность теплообмена на единицу площади теплопередачи, т. е. возрастает количество переданной теплоты в единице объема камеры теплообмена. А поскольку площадь поверхности теплопередачи теплообменника фактически определяет капитальные затраты на его изготовление, то очевидно, что можно сопоставить изменение эффективности теплообмена с приведенными затратами на изготовление теплообменника определенного типа и обосновать это технико-экономическим расчетом. Данные таблицы свидетельствуют, что с ростом эффективности теплообмена в теплообменнике увеличивается и площадь поверхности теплопередачи, а значит, растут приведенные затраты на его изготовление. Поэтому критерием подбора теплообменника определенного типа для конкретных условий его работы может быть срок окупаемости затрат.

Из анализа экспериментальных данных следует также то, что существует область значений площади поверхности теплопередачи, увеличение которой (при прочих равных условиях) для интенсификации теплообмена малоэффективно и влечет за собой снижение эффективности теплообмена на единицу площади поверхности теплопередачи, т. е. при определенных условиях увеличение площади поверхности теплопередачи может привести к неоправданным капитальным затратам. Поэтому интенсификацию теплообмена путем ее увеличения и расчет теплообменников необходимо выполнять с технико-экономическим обоснованием принятых решений и учетом эффективности теплообмена, коэффициенты которой определяются по известным зависимостям [1, 2, 7]. Такой метод можно успешно применять при подборе теплообменников для утилизации теплоты вторичных энергоресурсов или при использовании нетрадиционных источников теплоты в системах отопления и теплоснабжения [8].

Список литературы

1. **Василенко Ю. Н.** Определение области эффективного увеличения площади поверхности теплопередачи теплообменников и их коэффициента полезного действия. — Промышленная энергетика, 1993, № 4.
2. **Василенко Ю. Н.** Расчет теплообменных аппаратов в условиях эффективного теплообмена. — Промышленная энергетика, 1991, № 5.
3. **Винник В. И., Василенко Ю. Н.** Способ утилизации тепла высокоминерализованных вод. — Изв. вузов. Строительство и архитектура, 1982, № 7.
4. **Василенко Ю. Н.** Оптимизация кольцевой насадки в теплообменниках смешительного типа. — Промышленная энергетика, 1988, № 8.
5. **Василенко Ю. Н.** Тепловой расчет многоконтурных теплообменных систем. — Промышленная энергетика, 1990, № 1.
6. **Василенко Ю. Н.** Исследование гидродинамики потока дисперсной фазы и теплового потока в смешительных теплообменниках при максимальных расходах жидких теплоносителей. — Промышленная энергетика, 1986, № 7.
7. **Василенко Ю. Н.** Оптимальные условия теплообмена в теплообменных аппаратах и способ их расчета. — Промышленная энергетика, 1987, № 4.
8. **Василенко Ю. Н.** Определение технико-экономической целесообразности применения теплоутилизационной установки для подогрева обратной воды системы теплоснабжения. — Промышленная энергетика, 1987, № 7.