Расчет эффективности перекрестно-точных пластинчатых теплообменников

Н.В. БЕЛОНОГОВ, д-р. техн. наук В.А. ПРОНИН СПбГУНиПТ

A procedure for the calculation of efficiency of cross-flow plate heat exchangers is presented which allows to take into account the influence of condensation (the process with phase transition). The system of differential equations describing heat exchange is solved by numerical methods. The example of calculation of a particular heat exchanger is given.

В настоящее время пластинчатые рекуперативные теплообменники широко используются для утилизации теплоты конденсации и охлаждения газов в различных отраслях промышленности. Эффективность рекуператоров обычно определяется как отношение количества теплоты, переданной через поверхность теплообмена, к полному количеству теплоты, которое могло бы быть передано в совершенном теплообменнике. Если пренебречь потерями теплоты в окружающую среду, а также потерями, вызванными конечной разностью температур газов, то в совершенном теплообменнике один из газов можно нагреть (охладить) до начальной температуры другого газа. Принимая во внимание вышесказанное, получим выражение, часто используемое для определения эффективности рекуператора,

$$E = \frac{W_1}{W_2} \frac{t_{12} - t_{11}}{t_{21} - t_{11}} \cdot 100 \%, \tag{1}$$

где t₁₁, t₂₁ – температуры нагреваемого и охлаждаемого газа на входе в рекуператор;

*t*₁₂ – температура нагреваемого газа на выходе из рекуператора;

W₁, W₂ – водяные эквиваленты нагреваемого и охлаждаемого газа соответственно.

 $W = G\overline{c}_p$,

где G – массовый расход;

 \overline{c}_p – удельная изобарная теплоемкость газа.

Эффективность рекуператора определяют при известных начальных и конечных температурах газов. Поэтому возникает необходимость расчета распределения температур по длине теплообменника. В случае прямотока и противотока из уравнения теплового баланса получены точные решения для полей температур и разработаны методы расчета на основе укрупненных показателей, например метод чисел единиц переноса – NTU. При этом использование среднелогарифмической разности температур оправдано одномерностью температурного поля по длине рекуператора. Для теплообменников с перекрестным и смешанным движением сред определение среднего температурного напора является сложной задачей. В связи с этим эффективность перекрестно-точных рекуператоров рассчитывают либо по среднелогарифмической разности температур для противотока с введением поправочных коэффициентов, либо с помощью номограмм.

При перекрестном токе движущиеся параллельно элементарные объемы газа отдают различное количество теплоты, вследствие чего поле температур двумерно [11]. Следовательно, понятие среднего температурного напора вообще вряд ли применимо к случаю перекрестного тока, что делает существующий подход неточным.

Расчет теплообменников обычно проводится по следующей схеме [3, 6]:

• вычисление водяных эквивалентов W_1 и W_2 и определение минимального W_{\min} и максимального W_{\max} значений;

- определение числа единиц переноса NTU = kF/W_{min} ;
- расчет эффективности теплообменника

$$E = \frac{1 - \exp\left[-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \text{NTU}\right]}{1 - \frac{W_1}{W_2} \exp\left[-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \text{NTU}\right]};$$
(2)

• определение температур теплоносителей на выходе из рекуператора по соотношению (1).

Различные литературные источники предлагают проводить расчет эффективности как функции NTU по-разному [2, 5, 10, 12, 14]. Поэтому выбор вида зависимости (2) определяется предпочтениями проектанта.

В настоящее время метод чисел единиц переноса довольно широко применяется при расчете теплообменных аппаратов. Укрупненные показатели, такие, как NTU, стали использовать вместо коэффициентов переноса из-за значительных трудностей при определении истинной поверхности контакта сред, воды и воздуха в частности [10]. Удобство данного подхода заключается в том, что критерий NTU и, следовательно, эффективность теплообменника не зависят от температуры. Однако данное предположение справедливо в довольно узком диапазоне изменения температур. Более высокие температурные градиенты приводят к более интенсивному протеканию теплообмена и, следовательно, эффективность теплообменника при неизменном значении NTU в различных режимах эксплуатации неодинакова.

При использовании критерия NTU эффективность является функцией одной безразмерной величины, и зависимость E = f(NTU) легко представить в графической форме.

Как известно, коэффициент теплоотдачи при течении на начальном участке каналов описывается нелинейной зависимостью. Локальное число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи в общем случае зависят от длины канала *x*, чисел Рейнольдса и Прандтля:

 $\operatorname{Nu}_{x} = f(\operatorname{Re}, \operatorname{Pr}, x).$

Поэтому комплекс NTU = kF/W_{min} является, в свою очередь, сложной функцией таких переменных, как расход воздуха, длина, ширина и высота пластины пакета, а также теплофизических свойств влажного воздуха (которые при укрупненном расчете считаются постоянными). Метод NTU сравнительно прост, однако следует учитывать, что он разработан для условий сухого теплообмена. Как известно, при охлаждении удаляемого влажного воздуха ниже точки росы происходит конденсация водяного пара. Выделение скрытой теплоты парообразования существенно изменяет характер теплообмена, чем нельзя пренебрегать при расчете.

Отметим, что используемое понятие «эффективность» не тождественно КПД, так как последний, являясь сравнительной характеристикой теплообменников, должен вычисляться при одинаковых водяных эквивалентах газов. Поэтому формула (1) является некорректной для условий теплообмена с фазовыми переходами.

Авторами разработана методика расчета рекуператоров перекрестного тока, позволяющая учитывать влияние конденсации [1]. Теплообмен при перекрестном токе описывается системой дифференциальных уравнений (3), полученных как результат упрощения уравнения сохранения энергии

$$\begin{cases} \frac{G_1}{2B} \frac{\partial i_1}{\partial x} = k(t_2 - t_1); \\ \frac{G_2}{2B} \frac{\partial i_2}{\partial y} = k(t_1 - t_2), \end{cases}$$
(3)

где G₁, G₂ – соответственно массовые расходы нагреваемого и охлаждаемого газов через одну пластину;

В – ширина пластины;

k – коэффициент теплопередачи;

*t*₁, *t*₂ – текущие температуры газов;

*i*₁, *i*₂ – удельные энтальпии газов.

Как показывают экспериментальные исследования, при конденсации паровоздушной смеси в большинстве случаев имеет место капельная конденсация пара [7, 8, 9]. Суммарный тепловой поток на стенке при конденсации на поверхности определяется как сумма конвективной составляющей, теплоты фазового перехода:

$$q_{\Sigma} = \alpha \Delta t + jr, \tag{4}$$

где α – коэффициент теплоотдачи;

 Δt – разность температур потока и стенки;

j – плотность массового потока конденсирующегося пара;

r – теплота парообразования.

С учетом (4) систему (3) перепишем в виде

$$\begin{cases} G_1 \frac{dx}{B} \frac{\partial i_1}{\partial y} dy = 2k(t_2 - t_1) dx dy + G_2 \frac{dy}{B} \frac{\partial \gamma_2}{\partial x} r dx; \\ G_2 \frac{dy}{B} \frac{\partial i_2}{\partial x} dx = 2k(t_1 - t_2) dx dy; \\ G_2 \frac{dy}{B} \frac{\partial \gamma_2}{\partial x} dx = 2\beta (\gamma_2 - \gamma_{cr}) dx dy, \end{cases}$$
(5)

где β – коэффициент массоотдачи;

 γ_2 – текущее местное влагосодержание удаляемого воздуха;

γ_{ст} – влагосодержание, соответствующее состоянию насыщения при данной температуре стенки.

Упрощенная математическая модель теплообмена представляет собой систему дифференциальных уравнений в частных производных. Существует достаточно много приемов их решения через элементарные или специальные функции. Следует, однако, иметь в виду, что очень часто в практических задачах такие методы либо неприменимы вообще, либо приводят к решениям такой сложности, что затраты труда на их получение не оправданы. Последнее может быть обусловлено, к примеру, нелинейностью коэффициентов или функций, содержащихся в дифференциальном уравнении, или дискретностью их задания. Таким образом, для задач, которые не могут быть разрешены классическими методами, обращение к численным методам решения является единственным оправданным шагом. Аналитическое решение системы (3) найдено не было, поэтому проведено численное исследование теплопередачи с использованием метода Рунге-Кутта четвертого порядка точности в пакете MatLab.

Локальный коэффициент теплоотдачи может быть определен из соотношения для числа Нуссельта

$$Nu_{x} = Nu_{\infty} + \frac{3 \cdot 10^{-5} \text{ Gz}^{0.33}}{(3 \cdot 10^{-3} + \text{Gz}^{-0.98})^{2}};$$
 (6)

 $Gz = \text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot d_{_{\mathsf{ЭКВ}}} / x -$ число Гретца;

Nu_∞ – значение числа Нуссельта при гидродинамически стабилизировавшемся течении в щели. При изотермической стенке Nu_∞ = 7,54 [4].

Теоретические исследования тепломассообмена в пограничном слое на пластине, приведенные в [1] и [8], дают основание предположить, что процессы переноса в канале при низких концентрациях конденсирующегося пара будут подобны. Поскольку $Nu_x = f(Re, Pr)$, а локальное число Шервуда $Sh_x = f(Re, Sc)$, то формулу для расчета локального массообмена можно получить из (4) путем замены числа Прандтля Pr на его диффузионный аналог – число Шмидта Sc [13]. Диффузионное число Гретца в этом случае запишется

$$Gz_d = \operatorname{Re} \cdot \operatorname{Sc} \cdot d_{\mathfrak{SKB}} / x_d$$

и Sh_x в соответствии с аналогией Чилтона-Колберна имеет вид

$$Sh_{x} = Sh_{\infty} + \frac{3 \cdot 10^{-5} \, Gz_{d}^{0.3}}{(3 \cdot 10^{-3} + Gz_{d}^{-0.98})^{2}} \,. \tag{7}$$

 $Sh_{\infty} = Nu_{\infty}$ – число Шервуда, соответствующее установившемуся течению.

Расчетное поле приточного воздуха представлено на рис.1.

Начальные условия: $t_{11} = 0$ °C; $t_{21} = 25$ °C; $\phi_{11} = 80$ %; $\phi_{21} = 70$ %; $V_1 = V_2 = 500$ м³/ч; B = 0.45 м,

где ϕ_{11} , ϕ_{21} – относительные влажности приточного и удаляемого воздуха;

 V_1, V_2 – объемные расходы потоков воздуха.

Решим конкретную задачу о проектировании перекрестно-точного рекуператора. Пусть один из размеров теплообменного пакета не может превышать 0,4 м. При этом ограничение может быть наложено как на высоту пакета H, так и на диагональ C, а следовательно, на длину пластины теплообменного пакета B (рис.2). Используя описанную методику, выясним, как изменится эффективность рекуператора при изменении размеров пакета.



Рис. 1. Поле температур приточного воздуха



Рис. 2. Перекрестно-точный рекуператор



Рис.3. Зависимость эффективности и общей площади пластин рекуператора от размера В (H=0,4 м)

Увеличение В приводит к росту площади теплообмена. С другой стороны, при увеличении высоты пакета Н (при неизменном общем расходе) уменьшаются скорость движения теплоносителя и, следовательно, расход через каждую щель. Оба данных фактора приводят к возрастанию эффективности теплообменника, что показано на рис.3 и 4. Здесь же приведены графики, демонстрирующие возрастание совокупной площади пластин S.

Анализируя данные зависимости, приходим к выводу, что для выбранных условий рекуператор с фиксированным размером *В* является более эффективным, но вместе с тем имеет гораздо бо́льшую площадь (см. рис.3). Теплообменник, включающий пакет пластин большой высоты при неизменном размере *B*, будет иметь при той же эффективности почти вдвое меньшую материалоемкость (см. рис.4).

Аналогичные расчеты могут быть проведены для любых комбинаций расходов, геометрических параметров теплообменника и начальных температур теплоносителей. На базе полученных зависимостей можно проводить многокритериальную оптимизацию перекрестно-точных пластинчатых рекуператоров.

Список литературы

1. Белоногов Н.В., Пронин В.А. Математическое моделирование процессов теплообмена в перекрестно-точном пластинчатом рекуператоре // Вестник МАХ. 2003. № 4.

2. Богословский В.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.– М.: Стройиздат, 1983.



Рис.4. Зависимость эффективности и общей площади пластин рекуператора от размера H (C=0,4м, B=0,283м)

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

4. *Кутателадзе С.С.* Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие.– М.: Энергоатомиздат, 1990.

5. *Кэйс В.М., Лондон А.Л.* Компактные теплообменники. – М.: Энергия, 1967.

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

7. Пчелкин Ю.Н. Тепло- и массоотдача влажного воздуха // Теплоэнергетика. 1961. № 6.

8. Семеин В.М. Теплоотдача влажного воздуха при конденсации пара // Теплоэнергетика. 1956. № 4.

9. Смольский Б.М., Новиков П.А., Щербаков Л.А. Тепло- и массообмен при конденсации водяного пара из влажного воздуха в узких каналах // ИФЖ. 1971. Т.21. № 1.

 Стефанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Общая часть. – Л.: ВВИТКУ, 1970.

 Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. – М.: Энергоиздат, 1981.

12. Эккерт Э.Р., Дрейк Р.М. Теория тепло- и массообмена: Пер. с англ.– М.; Л.: Госэнергоиздат, 1961.

13. *Lienhard J.H. IV, Lienhard J.H. V.* A heat transfer textbook. – Cambridge, MA, 2001.

14. Zhang L. Z., Niu J.L. Effectiveness correlations for heat and moisture transfer processes in an enthalpy exchanger with membrane cores//Journal of heat transfer. ASME trans. 2002, vol. 124., $N_{0.5}$.