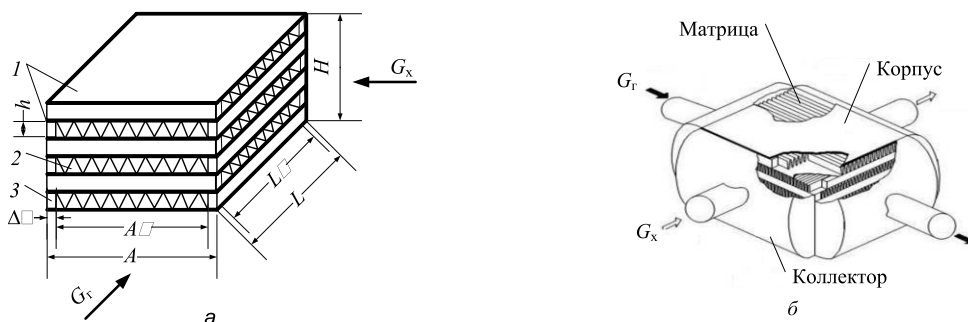


МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЛАСТИНЧАТО-РЕБРИСТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА МИНИМАЛЬНОГО ОБЪЕМА

Пластинчато-ребристые теплообменные аппараты относятся к числу наиболее компактных устройств с малой массой [1]. Они характеризуются высокими коэффициентами теплоотдачи, для чего используются развитые ребристые поверхности теплообмена. Их применение особенно целесообразно, когда осуществляется теплообмен между двумя газовыми потоками, так как при этом развитая поверхность может быть эффективно использована на обеих сторонах аппарата, что позволяет сосредоточить в единице объема большую поверхность теплообмена [2]. В тоже время, отсутствует описание метода расчета данного типа теплообменников, которые обладают минимальным объемом [1-6].

Минимальный объем аппарата характеризуется кубической формой теплообменной матрицы, что соответствует схеме течения теплоносителей с перекрестным током, показанной на рисунке. Рассмотрим методику расчета аппарата газ-газ. В качестве исходных конструктивных параметров задается тип оребрения с численными значениями толщины ребер, шага оребрения, расстояние между разделительными пластинами, толщины их и проставок. Исходными режимными параметрами являются тепловой поток аппарата Q , расходы теплоносителей и их температуры на входе в теплообменник.



Теплообменная матрица (а) и аппарат в сборе (б) с потоками горячего G_r и холодного G_x теплоносителей:

1 – пластины, разделяющие потоки; 2 – профильная насадка; 3 – проставка

Рассмотрим последовательность расчета аппарата. Вначале рассчитываются вспомогательные параметры: гидравлический эквивалентный диаметр, коэффициент сужения, коэффициент оребрения и соотношение между площадью ребер и всей оребренной поверхно-

стью, численные значения которых определяются конкретным типом используемого оребрения: прямоугольного, треугольного, трапециевидного или с другими особенностями. Далее проводится тепловой конструктивный расчет с целью определения габаритов теплообменной матрицы кубической формы. В основе, которого, лежит замкнутая система уравнений теплопередачи и теплового баланса.

На основе заданного теплового потока аппарата, входных температур горячего и холодного теплоносителей, их расходов из уравнений теплового баланса определяются температуры потоков на выходе утилизатора. Затем рассчитывается среднелогарифмический температурный напор $\bar{\Delta}t$ с учетом поправки на перекрестный ток.

Следующим шагом является нахождение конвективных и приведенных коэффициентов теплоотдачи. Для чего задаемся начальным приближением набегающей скорости потока холодного теплоносителя и для кубической формы теплообменной матрицы принимаем, что площади фронтальных сечений для прохода холодного $F_{\text{фх}}$ и горячего $F_{\text{фг}}$ теплоносителя равны, т.е. $F_{\text{ф}} = F_{\text{фх}} + F_{\text{фг}}$. В процессе теплового расчета матрицы аппарата $F_{\text{ф}}$ является переменной величиной.

Для заданной скорости холодного теплоносителя находим текущее значение фронтального сечения $F_{\text{ф,и}}$, для которого определяем скорость горячего теплоносителя с учетом его расхода и плотности. В первом приближении теплообменная матрица имеет размеры

$$A'_i = L'_i = H'_i = (A - 2\Delta') = (L - 2\Delta') = (H - n_i \Delta) = \sqrt{2F_{\text{ф,и}}}. \quad (1)$$

Общее число разделительных пластин n_i с округлением до целого значения и их число $n_{h,i}$, соответствующее гладкой поверхности теплообмена

$$n_i = H'_i / h + 1, \quad (2)$$

$$n_{h,i} = n_i - 2. \quad (3)$$

Расчет конвективных коэффициентов теплоотдачи для горячего и холодного теплоносителей проводится с использованием универсальной зависимости [7]:

$$\text{Nu} = 0,1417 \text{Re}^{0,653} (d_r / L)^{0,247}, \quad (4)$$

где $\text{Nu} = \alpha d_r / \lambda$ - число Нуссельта; Re - число Рейнольдса; L - длина канала для сплошных ребер ($L = l$ - длина рассечения для смещенных рассеченных ребер), м; α - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°C); λ - теплопроводность газа, Вт/(м·°C).

Приведенные коэффициенты теплоотдачи рассчитываются с учетом тепловой эффективности ребер. После чего определяется текущий коэффициент теплопередачи k_i теплообменного аппарата. Далее из уравнения теплопередачи находим приближение площади поверхности теплообмена:

$$F_i = Q / (k_i \bar{\Delta} t). \quad (5)$$

С учетом (1) получаем квадратное уравнение с искомым размером матрицы A'_{i+1} :

$$n_{h,i} (A'_{i+1})^2 + 2\Delta' n_{h,i} (A'_{i+1}) - F_i = 0. \quad (6)$$

Решением уравнения (6) является следующее приближение ширины матрицы A'_{i+1} , а соответственно длины обтекания L_{i+1} и площади фронтального сечения $F_{\phi,i+1}$ для прохода теплоносителей:

$$A'_{i+1} = \frac{-2\Delta' n_{h,i} + \sqrt{(2\Delta' n_{h,i})^2 + 4F_i n_{h,i}}}{2n_{h,i}}, \quad (7)$$

$$L_{i+1} = A'_{i+1} + 2\Delta', \quad (8)$$

$$F_{\phi,i+1} = (A'_{i+1})^2 / 2. \quad (9)$$

Определяем точность, с которой получено новое значение длины обтекания $\varepsilon = |L_i - L_{i+1}| / L_{i+1}$. Если заданная точность достигается, то расчет завершается. В противном случае, уточняются набегающие скорости потоков приточного и вытяжного воздуха для вновь полученного значения фронтального сечения $F_{\phi,i+1}$, и общее количество разделительных пластин.

Затем расчет повторяется с позиции (1) пока не будет выполнено условие сходимости. После чего рассчитывается истинный объем теплообменной матрицы.

После завершения теплового расчета проводится определение сопротивления трения и мощности, затрачиваемой на прокачку горячего и холодного теплоносителя. Сопротивление трения при течении газа через ребристую поверхность рассчитывается по универсальной зависимости работы [6].

Проведено тепловое проектирование аппарата воздух-воздух с тепловым потоком 13,775 кВт для утилизации теплоты при работе приточно-вытяжной вентиляции в холодный период года. Температура и расход вытяжного воздуха соответственно составляют 27°C и 0,64 м³/с, а приточного –9°C и 0,81 м³/с. Конструктивные параметры

имеют следующие значения: расстояние между пластинами 16 мм, толщина и шаг ребер 0,8 и 4 мм, толщина разделительных пластин и проставок 0,4 и 4,0 мм. Матрица выполнена из стали 1Х13 с теплопроводностью 30,8 Вт/(м²·°С).

Расчет проводился с набегающими скоростями потока воздуха 5,0, 7,5 и 10 м/с. Получено, что во всех случаях результат был идентичен. Отличие длины обтекания L от среднего значения 0,533 м не превышало 2%, а величины объема теплообменной матрицы от среднего 0,153 м³ – 5%, что соответствует удовлетворительной точности разработанной методики расчета пластинчато-ребристого теплообменника минимального объема. Мощности на прокачку вытяжного и приточного воздуха составили 77 и 142 Вт.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник по теплообменникам. Т2. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
2. Кэйс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. – М.; Энергия, 1967. – 224 с.
3. Shah R. K., Sekulib D. R. Fundamentals of heat exchanger design. - New Jersey: Wiley, 2003. – 971 p.
4. Чичиндаев А. В. Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2017. – 224 с.
5. Dewatwal J. Design of compact plate fin heat exchanger. – Rourkela: National Institute of Technology, 2009. – 61 p.
6. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.

УДК 66.02.071.7

Д.К. Камалбек, докторант;

А.А. Волненко, проф., д-р техн. наук;

Е.А. Жидебаев, докторант (ЮКУ им. М. Ауэзова, Казахстан);

А.Э. Левданский, зав. кафедрой, д-р техн. наук (БГТУ, Минск)

ТЕПЛОМАССООБМЕН В ГАЗООЧИСТНОМ АППАРАТЕ ПРИ ВНЕШНЕМ ОБТЕКАНИИ ТРУБЧАТОЙ НАСАДКИ С ПРЯМЫМИ ТРУБАМИ

Аппараты с насадкой регулярно размещенной в объеме контактной зоны находят широкое распространение при проведении процесса абсорбции, контактного теплообмена и пылеулавливания [1]. Это связано с тем, что в этих аппаратах используется принцип продольно-поперечного секционирования. При этом удастся полнее ис-