



УДК 621.745

Поступила 09.09.2014

Л. Е. РОВИН, Л. Н. РУСАЯ, УО ГГТУ им. П. О. Сухого

ТЕПЛОБМЕН В ЩЕЛЕВЫХ РЕКУПЕРАТОРАХ

При расчете щелевых теплообменников необходимо учитывать дополнительный поток тепла, передаваемый излучением от внутренней стенки к наружной и далее распределяемый между нагреваемым воздухом и окружающей средой.

At calculation of slot heat exchangers it is necessary to take into account the additional stream of heat transferred by emission from internal wall to an external one and further distributed between heated air and environment.

Щелевые конвективные теплообменники являются широко распространенными устройствами благодаря простоте конструкции и высокой эффективности. В качестве основного или дополнительного к трубчатому нагревателю они используются в рекуператорах топливных печей [1], в бадьях-«термосах» [2], в двухходовых радиационных воздухоподогревателях, рекуперативных горелках и т. п.

Задача расчета этих устройств, как и других аппаратов для передачи тепла, заключается в определении теплового баланса и в случае необходимости расчете плотности теплового потока и теплового сопротивления элементов. Дополнительно при проектировании рассчитываются температуры внутренней и внешней стен.

Принято считать, что работа по передаче тепла проходит в них по схеме: конвективный или лучистый поток от теплоносителя (дымовых газов) к внутренней обечайке – металлической тонкой стенке, затем передача тепла теплопроводностью через стенку, далее конвекцией к нагреваемому воздуху и конвекцией к внешнему корпусу и, наконец, к окружающей среде, что является потерями тепла. Последняя стадия, как правило, максимально ослабляется за счет теплоизоляции. Сопротивление металлической стенки незначительно, что позволяет второй этап при расчете игнорировать.

Практика расчета щелевых теплообменников, основанная на совместном решении передачи тепла в стационарном режиме на стороне теплоносителя (дыма) α_d и воздуха α_v через металлическую стенку, заключается в решении простого уравнения [3]:

$$Q = K \Delta t F \tau, \text{ кДж},$$

где $K = \frac{\alpha_d \alpha_v}{\alpha_d + \alpha_v}$ – суммарный коэффициент передачи тепла; $\Delta t = \frac{\Delta t_k - \Delta t_n}{\ln(\Delta t_k / \Delta t_n)}$ – средняя логарифмическая разность температур дымовых газов и воздуха; $\Delta t_k, \Delta t_n$ – разность температур на стороне дымовых газов и воздуха на входе и выходе из теплообменника; F – площадь теплообменной поверхности, практически – площадь его корпуса; τ – время.

Температуру внутреннего металлического корпуса в любой точке можно определить со стороны дымовых газов:

$$t_{дст} = t_l - (t_d - t_v) K / \alpha_d,$$

или, считая, что $t_{дст} = t_{вст}$:

$$t_{ст} = t_v + (t_d - t_v) / (1 + \alpha_v / \alpha_d).$$

Аналогичным образом, заменяя t_v на t_o – температуру окружающей среды, а t_d на t_v , легко рассчитать и температуру наружного корпуса.

В этой схеме расчета принято, что в кольцевом зазоре (щели), по которому движется нагреваемый воздух, тепло передается от поверхности, отделяющей его от теплоносителя конвекцией, что соответствует характеру процесса. Воздух в слое толщиной в десятки миллиметров не может сколь угодно заметно получить тепло путем излучения.

Однако на практике имеет место дополнительный и достаточно существенный тепловой поток от внешней стенки к нагреваемому воздуху в кольцевом зазоре (обратный поток) вследствие того, что внешняя стенка нагревается путем прямого излучения от внутренней стенки. Для серых тел

при большой площади параллельных поверхностей, стоящих на расстоянии 30–100 мм, прозрачной разделяющей среде и равенстве угловых коэффициентов количество тепла составляет:

$$\sigma_{12}(T_1^4 - T_2^4)F\tau, \text{ кДж},$$

где τ_{12} – приведенный коэффициент излучения; T_1 , T_2 – температуры внутренней и наружной стенок.

Это приводит к тому, что тепловой поток на этапе воздух – наружная стенка меняет направление, т. е. передача тепла идет от наружной стенки к нагреваемому воздуху. При эффективной теплоизоляции, не допускающей нагрева наружной поверхности > 100 °С, что предусмотрено нормативами во избежание тепловых потерь, перепад температур между внутренней стенкой и наружной может быть определен из соотношения:

$$Q_{\text{л}} = Q_{\text{к}},$$

где $Q_{\text{к}}$ – тепловой поток от наружной стенки к нагреваемому воздуху, который рассчитывается по формуле:

$$Q_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}} \Delta t F \tau, \text{ кДж}.$$

Здесь $\alpha_{\text{к}}$ – коэффициент передачи тепла от стенки воздуху.

Из теплового баланса следует, что без учета обратного потока $Q_{\text{к}}$:

$$Q_{\text{д}} = Q_{\text{отх}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{о}},$$

а с учетом $Q_{\text{к}}$:

$$Q_{\text{д}} = Q_{\text{отх}} + (Q_{\text{в}} + Q_{\text{к}}) + (Q_{\text{о}} - Q_{\text{к}}).$$

В бадьях-термосах при условии нулевой скорости воздушного потока ($Q_{\text{к}} = 0$):

$$Q_{\text{д}} = Q_{\text{отх}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{о}}.$$

При этом перепад температур минимальный и равен практически:

$$\Delta t = \frac{(Q_{\text{д}} - Q_{\text{о}})SF\tau}{\lambda_{\text{в}}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Если величина нагрева корпуса ограничена, например, требованиями безопасности, условиями механической прочности и т. п., то в расчет вносится предел по $t_{\text{вст}}: t_{\text{вст}} < t_{\text{доп}}$. Подобное условие должно соблюдаться при проектировании и расчете бадей-термосов, встроенных рекуператоров и др.

Дополнительный поток тепла к нагреваемому воздуху естественно повышает эффективность работы щелевых теплообменников и заметно влияет на температуру наружной стенки. Температура последней должна рассчитываться с учетом передачи тепла излучением от внутренней обечайки. Передача конвекцией от нагреваемого воздуха может иметь место только на выходе из теплообменников, работающих по схеме «противоток» и интенсивном охлаждении корпуса и, следовательно, рассматриваться при проверочных расчетах.

Так как теплообменники, в частности рекуператоры плавильных печей, работают на высокотемпературных дымовых газах до 1000–1100 °С, температура внутреннего корпуса может достигать $t_1 = 750$ –800 °С. В качестве материала для него используется, как правило, жаростойкая аустенитная сталь.

Для наружного корпуса применяется обычно конструкционная углеродистая сталь.

Исходя из представленных данных, необходимо при проектировании и эксплуатации учитывать возможность перегрева корпуса выше допустимого уровня и предпринимать меры по его дополнительному охлаждению за счет повышения интенсивности конвективного теплообмена в кольцевом зазоре (например, увеличению скорости потока воздуха) или наружного охлаждения (например, снятия теплоизоляции). Последнее мероприятие увеличит тепловые потери. Эффективным здесь может явиться применение двухходовых щелевых теплообменников, оправдавших себя на практике [4].

Литература

1. Тебенков Б. П. Рекуператоры для промышленных печей. М.: Металлургия, 1975. С. 296
2. Ровин Л. И., Жаранов В. А. и др. Интенсивные режимы нагрева шихты // Литье и металлургия. 2008. № 3. С. 162–163.
3. Ровин С. Л., Ровин Л. Е., Емельянов Р. В. Рекуператор для высокотемпературного нагрева дутья // Литье и металлургия. 2011. № 3 (спецвыпуск). С. 171–175.
4. Ровин С. Л., Ровин Л. Е., Ткаченко А. В. Рекуперация тепла // Литье и металлургия. 2011. № 2. С. 32–39.