

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА КОНДЕНСАЦИОННОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННОГО АППАРАТА ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА, УСТАНОВЛИВАЕМОГО ЗА КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ

Для повышения энергоэффективности котельных установок малой и средней мощности, работающих на газообразном топливе, широко применяются конденсационные теплоутилизационные системы.

При разработке таких систем с охлаждением продуктов сгорания топлива ниже точки росы становится актуальным создание надежного и достоверного метода теплового расчета аппарата поверхностного типа, в котором осуществляется конденсация водяного пара из парогазовой смеси. Традиционный метод теплового расчета на основе уравнений теплового баланса и теплообмена с использованием различных уточненных зависимостей для определения коэффициентов теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке поверхности, учитывающих эффект конденсации [1, 2], а также упрощенных опытных зависимостей для массообмена [3] не отражает действительных условий протекания процессов конденсации водяного пара при наличии в нем неконденсирующихся газов. Неправомерным является также определение среднего

температурного напора по конечным значениям температур на входе и выходе конденсационного теплообменного аппарата (КТА). Связано это с тем, что в процессе конденсации пара при наличии в нем неконденсирующихся газов с повышением тепловой нагрузки концентрация пара уменьшается, а концентрация неконденсирующегося газа возрастает. Это приводит к снижению парциального давления водяного пара на границе раздела фаз системы «пар – газ» и к соответствующему уменьшению температуры его насыщения. При этом в процессе конденсации пара вдоль поверхности теплообменного аппарата происходят изменения состава, состояния, скорости движения парогазовой смеси, температур на границе раздела фаз и стенки, температурного напора и условий теплообмена и массообмена.

Для учета этих изменений поверхность теплообмена необходимо разделить на отдельные небольшие участки (зоны) и выполнить для каждого из них тепловой расчет. Такой позонный тепловой расчет теплообменного аппарата, несмотря на повышенную трудоемкость, позволяет получить более достоверные данные об основных параметрах процесса тепломассообмена при конденсации водяных паров из парогазовых смесей. Идея позонного расчета конденсационного теплообменного аппарата рассматривалась во многих работах [1, 2, 4-9].

Наиболее подробно метод позонного теплового расчета гладкотрубного конденсационного аппарата описан в работе Л.Д. Бермана и С.Н. Фукса [4]. Рассматриваемый в этой работе теплообменный аппарат предназначен для конденсации пара из паровоздушной смеси с небольшим содержанием инертного газа ($\varepsilon_T = 0,01 \dots 0,2$). На основании вывода авторов о невозможности распространения аналогии между теплообменом и массообменом на условия конденсации пара из смеси с невысоким содержанием в ней воздуха в основу этого метода были положены опытные данные по тепломассообмену, полученные в ВТИ для конкретного теплообменного аппарата [10]. При этом авторами был введен ряд упрощений, основными из которых являются пренебрежение конвективным теплообменом между паровоздушной смесью и пленкой конденсата и переохлаждением конденсата ввиду их незначительности по сравнению с теплотой фазового перехода. В уравнениях теплового баланса и теплообмена была учтена только теплота, выделившаяся за счет фазовых превращений.

Выполненный авторами работы [4] тепловой расчет теплообменного аппарата позволил им установить, что изменение локальных значений коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи и температурных напоров по площади поверхности теплообменного аппарата имеют явно нелинейный характер. На основании этого они сделали вывод о том, что опытные данные по средним коэффициентам теплоотдачи, полученные на основании балансовых испытаний теплообменных аппаратов, являются «условными и малоопределяемыми» и только позонный тепловой расчет конденсатора отражает действительные условия тепломассообмена в аппаратах такого типа. Здесь же указывается, что выполнение расчетов ограничивается недостаточностью экспериментальных данных по массообмену для различных вариантов теплообменных аппаратов как по конструктивным характеристикам, так и по составу парогазовых смесей.

В [5] рассмотрены теоретические положения метода позонного теплового расчета конденсаторов на основе уравнения теплового баланса и упрощенного уравнения теплопередачи, а также приведен пример расчета аппарата для конденсации пара бензола из его смеси с азотом. Коэффициент массообмена предлагается определять из условия приближенной аналогии между теплообменом и массообменом. При определении коэффициента теплоотдачи от пленки конденсата к стенке не учитывается динамическое воздействие движущейся парогазовой смеси. Позонный расчет ведется не по средним, а по конечным параметрам парогазовой смеси.

В работе [6] излагается метод расчета конденсационного аппарата, в основу которого положены уравнения элементарных тепловых балансов и уравнения тепломассообмена. Конденсация пара происходит внутри труб. Расчет поверхности теплообмена осуществляется путем деления диапазона изменения температуры парогазовой смеси на так называемые дифференциальные участки, в пределах которых теплотехнические свойства смеси и коэффициенты тепломассообмена принимаются постоянными. Задача сводится к решению системы дифференциальных уравнений численным методом. В этой работе отмечается также, что в соответствии с предложенным методом разработана программа расчета аппаратов с конденсацией пара в присутствии инертных газов. При определении коэффициента массоотдачи использовалась аналогия между теплообменом и массообменом. Следует отметить, что в уравнение для расчета коэффициента массоотдачи в качестве определяющего параметра входит массовый расход парогазовой смеси без указания ее состава. Однако из ряда публикаций известно, что коэффициент массоотдачи существенно зависит от содержания инертных газов в смеси.

Об аналогичной компьютерной программе расчета теплообменного аппарата для конденсации водяных паров из продуктов сгорания природного газа сообщается в работе [7]. Однако алгоритм решения этой задачи не приводится.

В.П. Исаченко в работе [8] предложил метод, в котором расчет теплообмена при конденсации пара из парогазовой смеси рассматривается как сопряженная задача. Математическая формулировка такой задачи выражена в виде системы дифференциальных уравнений в частных производных. Как отмечает автор, такая система не сводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений и может быть решена только численными методами.

Авторами работы [9] разработан метод позонного теплового расчета КТА, в котором для определения текущего значения поверхности теплообмена, отсчитываемого от входной части аппарата, находятся условный коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$ и степень конденсации пара K_M . Задаваясь рядом последовательно возрастающих значений поверхности теплообмена, отнесенных к некоторой масштабной поверхности \bar{F} , авторы с помощью экспериментально полученной критериальной зависимости для теплообмена в пучке труб находят два уравнения $\bar{\alpha} = f_1(\bar{F})$ и $K_M = f_2(\bar{F})$. По заданной степени конденсации K_M путем совместного решения этих уравнений графическим способом определяется величина поверхности теплообмена. Одним из недостатков этого метода является постоянство температуры парогазовой смеси на входе в каждую зону аппарата, т.е. отсутствует учет ее снижения за счет конденсации водяного пара из парогазовой смеси. Это приводит к ошибкам в определении температурных напоров и коэффициентов теплообмена.

Анализ вышеприведенных методов позволил сделать следующие выводы. Практически во всех работах [2, 4-6, 8, 9] рассматриваются парогазовые смеси с небольшим содержанием инертных примесей, в качестве которых выступают воздух и другие газы ($\varepsilon_r = 0,01...0,2$).

При конденсации пара из таких смесей плотность поперечного потока массы достаточно высока. Это позволяет авторам методов пренебрегать конвективной составляющей как в балансовых уравнениях, так и в уравнениях теплообмена и приводит к невозможности использовать в расчетах аналогию между теплообменом и массообменом. В то же время продукты сгорания природного газа отличаются от вышеуказанных парогазовых смесей как по составу (CO_2 , N_2 , H_2O , воздух), так и по содержанию инертных примесей ($\varepsilon_r = 0,83...0,95$). Поэтому в этом случае можно пренебрегать переохлаждением конденсата, но нельзя не учитывать конвективный теплообмен между парогазовой смесью и пленкой конденсата. При наличии в парогазовой смеси большого количества инертных газов, как указывается во многих публикациях [5, 8, 10-13], определение коэффициентов теплоотдачи можно осуществлять на основе приближенной аналогии между теплообменом и массообменом. Выполненные нами расчеты по конденсации водяного пара из продуктов сгорания топлива котельных установок позволили установить, что плотность поперечного потока массы при реальных значениях скоростей движения смеси имеет небольшое значение ($g_p < 0,1$ кг/м²°С). Это еще раз подтверждает, что процессы теплообмена и массообмена можно рассматривать как аналогичные.

Необходимо отметить, что в последнее время появился ряд относительно новых публикаций, посвященных экспериментальному и теоретическому исследованиям процессов конденсации водяных паров из парогазовых смесей [7, 14-16]. В связи с этим становится актуальным обобщение этих и других опытных данных, а также результатов аналитических исследований с целью разработки достоверного инженерного метода теплового расчета конденсационного теплообменного аппарата поверхностного типа, предназначенного для применения в теплоутилизационных системах котельных установок.

В настоящей статье предлагается такой метод, разработанный нами с учетом реальных представлений об особенностях и закономерностях совместно протекающих процессов теплообмена и массообмена при конденсации водяного пара из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов.

Последовательность позонного теплового расчета КТА в этом методе следующая.

Блок 1. Формирование исходных данных.

Блок 2. Выбор типа теплообменного аппарата, предварительная оценка площади поверхности теплообмена и конструктивных характеристик; деление площади поверхности на отдельные зоны (участки) и расчет тепловых потоков и температур парогазовой смеси на границах и в средней

части каждой зоны.

Блок 3. Определение расхода нагреваемой воды и температур ее нагрева на границах и в средней части каждой зоны.

Блок 4. Расчет методом последовательных приближений удельных тепловых потоков, температур на границе раздела фаз и стенки и поперечных потоков массы для каждой зоны.

Блок 5. Определение условных коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, локальных значений температурного напора и площадей поверхности теплообмена для каждой зоны; определение суммарной площади поверхности КТА и усредненных по ней значений коэффициентов теплопередачи и температурных напоров.

Блок 6. Сравнение расчетных характеристик КТА с предварительно принятыми.

Рассмотрим кратко особенности каждого из вышеприведенных блоков.

Блок 1. Формирование исходных данных осуществляется на основе результатов теплового расчета системы «котел – КТА».

Блок 2. Так как выбор скоростей движения теплоносителей и критериальных уравнений для определения коэффициентов теплоотдачи зависит от конструкции теплообменного аппарата, то, прежде всего, необходимо рассчитать в соответствии с уравнением теплообмена его площадь поверхности по формуле:

$$H = \frac{Q}{K \Delta t}, \quad (1)$$

где K – коэффициент теплопередачи, который может быть предварительно принят равным (400 ... 450) Вт/м²°С;

Δt – средний температурный напор, который рассчитывается по входным и выходным значениям температур парогазовой смеси и нагреваемой воды в КТА по методике, приведенной в [20]. При этом конечная температура нагрева воды в случае противотока принимается ниже температуры смеси на входе в КТА на величину ее недогрева, которую можно ориентировочно оценить в (6...8)°С. Q – суммарное количество теплоты, передаваемое от парогазовой смеси к поверхности теплообмена, которое может быть определено на основании уравнения теплового баланса КТА, составленного с учетом условий конденсации водяных паров из парогазовой смеси. Однако более точным является позонный расчет тепловых потоков с последующим их суммированием. При этом поверхность теплообмена разбивается на отдельные участки.

Суммарное количество теплоты определяется по формуле:

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i, \quad (2)$$

где i – номер участка,

$i = 1, 2, 3, \dots, n$;

n – количество расчетных участков; – количество теплоты, передаваемое поверхности теплообмена на каждом (i -том) участке КТА, которое определяется из уравнения теплового баланса:

$$Q_i = \varphi(Q_{1i} + Q_{2i} + Q_{3i}), \quad (3)$$

где φ – коэффициент сохранения теплоты в КТА;

Q_{1i} – количество теплоты, передаваемое поверхности теплообмена при конденсации водяного пара и охлаждении конденсата;

Q_{2i} – количество теплоты, передаваемое поверхности теплообмена при охлаждении неконденсирующихся газов;

Q_{3i} – количество теплоты, передаваемое поверхности теплообмена при охлаждении несконденсировавшегося пара.

Величины Q_{1i} , Q_{2i} , Q_{3i} определяются по формулам:

$$\begin{aligned} Q_{1i} &= \Delta G_K \left[r_i + c_{Ki} \left(g_{CMj}^{BX} - g_{CMj}^{VX} \right) \right], \\ Q_{2i} &= G_{CT} \cdot c_{pCTi} \left(g_{CMj}^{BX} - g_{CMj}^{VX} \right), \end{aligned} \quad (4)$$

$$Q_{3i} = G_{Пj}^{vX} \cdot c_{p\Pi i} \left(\vartheta_{CMj}^{BX} - \vartheta_{CMj}^{vX} \right),$$

где r_i – удельная теплота парообразования;

c_{Ki} – удельная массовая теплоемкость конденсата;

ϑ_{CMj}^{BX} , ϑ_{CMj}^{vX} – температуры парогазовой смеси на входе и выходе

i -того участка;

G_{CT} – массовый расход сухих (неконденсирующихся) газов;

c_{pCT} – удельная массовая теплоемкость сухих газов при температуре ϑ_{CMi} ;

$G_{Пj}^{vX}$ – массовый расход пара в конце каждого участка КТА;

$c_{p\Pi i}$ – удельная массовая теплоемкость пара при температуре ϑ_{CMi} ;

ΔG_K – массовый расход конденсирующегося водяного пара на участке КТА, который определяется как:

$$\Delta G_K = \frac{G_K}{n}, \quad (5)$$

где G_K – массовый расход конденсирующегося водяного пара в КТА, рассчитываемый по формуле:

$$G_K = G_{CT} \frac{M_{\Pi}}{M_{CT}} \left(\frac{p_{\Pi}^{BX}}{p - p_{\Pi}^{BX}} - \frac{p_{\Pi}^{vX}}{p - p_{\Pi}^{vX}} \right), \quad (6)$$

где M_{Π} , M_{CT} – соответственно кажущиеся молекулярные массы пара и сухих газов (компонентов смеси);

p – общее давление парогазовой смеси (продуктов сгорания топлива);

p_{Π}^{BX} , p_{Π}^{vX} – парциальные давления водяного пара на входе и выходе КТА при соответствующих температурах парогазовой смеси ϑ_{CM}^{BX} и ϑ_{CM}^{vX} .

Массовый расход конденсирующегося пара на входе в КТА определяется по формуле:

$$G_K^{BX} = G_{CT} \frac{M_{\Pi}}{M_{CT}} \frac{p_{\Pi}^{BX}}{p - p_{\Pi}^{BX}}. \quad (7)$$

Массовые расходы конденсирующегося пара в средней части и на границах участков рассчитываются по формулам:

$$G_{Ki} = G_K^{BX} - (i - 0,5) \Delta G_K; \\ G_{Kj} = G_K^{BX} - j \Delta G_K, \quad (8)$$

где j – номер конечной границы участка, $j = 1, 2, 3, \dots, n - 1$;

Массовые содержания неконденсирующихся газов $\varepsilon_{Гi}$, $\varepsilon_{Гj}$ в парогазовой смеси в средней части и на границах участков определяются по формулам:

$$\varepsilon_{Гi} = 1 / \left(1 + \frac{R_{\Pi}}{R_{CT}} \frac{G_{Ki}}{G_{CT}} \right); \\ \varepsilon_{Гj} = 1 / \left(1 + \frac{R_{\Pi}}{R_{CT}} \frac{G_{Kj}}{G_{CT}} \right), \quad (9)$$

где R_{Π} , R_{CT} – удельные газовые постоянные водяного пара и сухих газов.

По парциальным давлениям, определяемым с помощью уравнений $p_{\Pi} = p(1 - \varepsilon_{Гi})$ и $p_{Гj} = p(1 - \varepsilon_{Гj})$, находятся температуры насыщения, которые в дальнейшем принимаются равными температурам парогазовой смеси на участке ϑ_{CMi} и ϑ_{CMj} .

Блок 3. Расход нагреваемой воды определяется по формуле:

$$G_B = \frac{Q}{c_{pB}(t_{B2} - t_{B1})}, \quad (10)$$

где c_{pB} – удельная массовая теплоемкость воды.

Как правило, в качестве исходных данных задается температура воды на входе в КТА t_{B1} . Поэтому расчет температур по зонам КТА выполняется в такой последовательности. Вначале определяется температура нагрева воды на границах участков:

$$t_{Bj} = t_{B1} + \frac{Q - \sum_{i=1}^n Q_i}{G_B \cdot c_{pB}}, \quad (11)$$

а затем находится температура нагрева воды в средней части каждого участка по формуле $t_{Bi} = (t_{Bj}^{BX} + t_{Bj}^{YX})/2$.

Блок 4. Так как плотность теплового потока q , коэффициент массоотдачи β_p и коэффициент теплоотдачи от конденсата к стенке $\alpha_{пл}$ зависят от неизвестных температур на границе раздела фаз $t_{ГР}$ и стенки $t_{СТ}$, то их значения могут быть найдены лишь методом последовательных приближений. При этом используются следующие уравнения:

$$q_i = \frac{Q_i}{H_i} = \beta_{pi} \left[r_i + c_{ki} (\mathcal{G}_{CMi}^{BX} - \mathcal{G}_{CMi}^{YX}) \right] (p_{пi} - p_{ГРi}) + \alpha_{Гi} (\mathcal{G}_{CMi} - t_{ГРi}) = K'_i (t_{ГРi} - t_{Bi}); \quad (12)$$

$$p_{Hi} = f(t_{Hi}). \quad (13)$$

Уравнение (13) представляет собой зависимость давления насыщения p_H от температуры насыщения t_H при условии установления термодинамического равновесия на границе раздела фаз [20].

В уравнении (12) приняты следующие обозначения: H_i – площадь поверхности теплообмена i – го участка; β_{pi} – коэффициент массоотдачи водяного пара в газовой фазе, отнесенный к градиенту парциальных давлений; $p_{ГРi}$, $t_{ГРi}$ – соответственно парциальное давление и температура водяного пара на границе раздела фаз, которые определяются методом последовательных приближений; $\alpha_{Гi}$ – коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности пленки конденсата; K'_i – коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к охлаждающей воде, который определяется по формуле:

$$K'_i = \left(\frac{1}{\alpha_{Bi}} + R_{СТ} + R_3 + \frac{1}{\alpha_{плi}} \right)^{-1}, \quad (14)$$

где α_{Bi} – коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой воде;

$R_{СТ}$ – термическое сопротивление стенки труб;

R_3 – термическое сопротивление загрязнений, которое можно определить по данным, приведенным в [4, 7];

$\alpha_{плi}$ – коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к наружной поверхности теплообмена.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{Г}$ определяется по известным из литературных источников зависимостям, например, [5, 19, 20]. При этом коэффициент теплопроводности λ_{CM} , коэффициент кинематической вязкости ν_{CM} , плотность ρ_{CM} и удельная массовая теплоемкость c_{pCM} парогазовой смеси вычисляются при средних температурах на участках КТА \mathcal{G}_{CMi} .

Коэффициент теплоотдачи α_B в зависимости от режима движения воды также определяется по известным из литературы [5, 19, 20] формулам. Скорость движения воды может быть принята в

соответствии с рекомендациями [19] в пределах (0,5 – 0,8) м/с, либо определена из условия обеспечения заданного значения гидравлического сопротивления водяного тракта.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пл}$ для горизонтально расположенных пучков труб определяется по формуле:

$$\alpha_{пл} = C_w \alpha_H, \tag{15}$$

где C_w – коэффициент, учитывающий скорость движения парогазовой смеси, который может быть найден с помощью рекомендаций, изложенных в [4, 8];

α_H – коэффициент теплоотдачи при конденсации медленно движущегося пара, который определяется по формуле:

$$\alpha_H = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot \rho_K^2 \cdot \lambda_K^3 \cdot r}{\mu_K \cdot d \cdot \Delta t_{ПС}}}, \tag{16}$$

где g – ускорение свободного падения;

ρ_K – плотность конденсата при $\vartheta_{СМ}$;

λ_K – коэффициент теплопроводности конденсата при $\vartheta_{СМ}$;

μ_K – коэффициент динамической вязкости конденсата при $\vartheta_{СМ}$;

$\Delta t_{ПС} = t_{ГР} - t_{СТ}$ – температурный напор «пар – стенка».

Так как значения температур пара на границе раздела фаз $t_{ГР}$ и стенки $t_{СТ}$ неизвестны, то следует принять в первом приближении для продуктов сгорания газообразного топлива $\Delta t_{ПС} = 2^\circ\text{C}$.

Коэффициент массоотдачи β_p , входящий в уравнение (12), в связи с небольшой величиной плотности поперечного потока массы может быть определен на основе аналогии между теплообменом и массообменом двумя способами: с использованием зависимостей вида $\beta_p = f(\alpha_\Gamma)$ или с помощью критериальных уравнений, полученных в результате обобщения экспериментальных данных, приведенных, как указывалось ранее, в [2, 7, 12, 13, 14, 16].

В соответствии с первым способом можно использовать уравнение, приведенное в [5]:

$$\beta_p = \frac{\alpha_\Gamma}{c_{pСМ} \cdot p_{СР}} \frac{M_{II}}{\bar{M}_{СМ}} \left(\frac{Pr}{Pr_D} \right)^{2/3}, \tag{17}$$

где $\bar{M}_{СМ}$ – средняя молекулярная масса парогазовой смеси, которая определяется по формуле $\bar{M}_{СМ} = M_{СТ} \cdot \varepsilon_\Gamma + M_{II} (1 - \varepsilon_\Gamma)$;

Pr – тепловой критерий Прандтля, $Pr = \nu_{СМ} \cdot c_{pСМ} \cdot \rho_{СМ} / \lambda_{СМ}$; Pr_D – диффузионный критерий

Прандтля, $Pr_D = \nu_{СМ} / D$,

где D – коэффициент диффузии водяного пара в сухие газы;

$p_{СР}$ – движущая сила массообмена, которая определяется следующим образом:

$$p_{СР} = \frac{p_{II} - p_{ГР}}{\ln \frac{p - p_{ГР}}{p - p_{II}}}.$$

В соответствии со вторым способом, используя известную формулу для определения коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании шахматного пучка труб [20], а также экспериментальные данные и рекомендации [2, 7, 10-12, 13], можно получить следующую зависимость:

$$Nu_D = 0,29 Re_{СМ}^{0,6} Pr_D^{0,33} \varepsilon_\Gamma^{-0,9} \Pi_g^{-0,1} \left(\frac{R_{II}}{R_{СТ}} \right)^{-0,1} \varepsilon_S, \tag{18}$$

где Nu_D – диффузионный критерий Нуссельта, $Nu_D = \beta_p \cdot d / D_p$,

здесь d – диаметр трубы;

D_p – коэффициент диффузии, отнесенный к градиенту парциальных давлений водяного пара,

$D_p = D/R_{II} \cdot T_{CM}$; Re_{CM} – критерий Рейнольдса, который определяется по скорости движения парогазовой смеси в самом узком сечении пучка труб;

ε_s – поправка на влияние относительных шагов расположения труб в пучке;

Π_g – параметр, учитывающий влияние поперечного потока массы на поле парциальных давлений, $\Pi_g = (p_{II} - p_{ГР})/p$.

Формула (18) справедлива при $\varepsilon_s/\Pi_g > 1$.

Результаты расчетов, выполненных по формулам (17) и (18), достаточно хорошо совпадают.

Определение коэффициента диффузии D может осуществляться с помощью различных зависимостей, приведенных в [5, 15, 17, 18]. Достаточно достоверные результаты можно получить, например, при использовании формулы, заимствованной из [17]:

$$D = 0,0435 \frac{T_{CM}^{3/2} \cdot 10^{-5}}{p(v_{II}^{1/3} + v_{CT}^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_{II}} + \frac{1}{M_{CT}}}, \quad (19)$$

где v_{II} , v_{CT} – диффузионные мольные объемы водяного пара и сухих газов, которые определяются по справочным данным и рекомендациям [5, 18].

При расчетах по формуле (19) возникают трудности в определении диффузионных мольных объемов водяного пара и сухих газов в связи с разноречивостью вышеприведенных литературных данных. Отсутствуют также экспериментальные данные по коэффициентам диффузии водяного пара в сухие продукты сгорания топлива (в многокомпонентные среды). В связи с этим наиболее приемлемым вариантом расчета является определение коэффициентов диффузии водяного пара в каждый из компонентов сухих газов (CO_2 , N_2 , воздух) и последующее усреднение их с учетом массовой доли каждого компонента в смеси сухих газов.

Система уравнений (12) и (13) является замкнутой. Совместное их решение дает возможность определить $t_{ГР}$ и плотность теплового потока q . После этого по уравнению

$$t_{CT} = t_B + \psi q \left(\frac{1}{\alpha_B} + R_{CT} + R_3 \right) \quad (20)$$

находится t_{CT} и проверяется значение $\Delta t_{ПС} = t_{ГР} - t_{CT}$. Как правило, оно не очень отличается от ранее принятой величины $\Delta t_{ПС} = 2^\circ C$. Если же отличие существенное, необходимо провести корректировку расчета $\alpha_{Пл}$.

Плотность поперечного потока массы определяется по уравнению:

$$g_p = \beta_p (p_{II} - p_{ГР}). \quad (21)$$

Блок 5. После расчета β_p , $t_{ГР}$, $p_{ГР}$ для каждого участка КТА определяются условные коэффициенты теплоотдачи α_{vi} и теплопередачи K_i , а также средние температурные напоры $\overline{\Delta t}_i$.

Условный коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке поверхности теплообмена определяется по формуле:

$$\alpha_{vi} = \left\{ \frac{1}{\beta_{Pi} \left[r_i + c_{Ki} (g_{CMj}^{BX} - g_{CMj}^{VX}) \right] \frac{p_{II} - p_{ГРi}}{g_{CMi} - t_{ГРi}} + \alpha_{Г}} + \frac{1}{\alpha_{Пл}} \right\}^{-1}. \quad (22)$$

Общий условный коэффициент теплопередачи от парогазовой смеси к нагреваемому теплоносителю рассчитывается так:

$$K_i = \frac{\psi}{\left(\frac{1}{\alpha_{vi}} + R_{CT} + R_3 + \frac{1}{\alpha_{Bi}} \right)}. \quad (23)$$

Площадь поверхности теплообмена в каждой зоне определяется по формуле:

$$H_i = Q_i / K_i \Delta t_i. \quad (24)$$

После этого находят: суммарная площадь поверхности теплообмена

$$H = \sum_{i=1}^n H_i ; \quad (25)$$

средний по площади поверхности КТА коэффициент теплопередачи

$$K_{CP} = \left(\sum_{i=1}^n K_i H_i \right) / H ; \quad (26)$$

средний температурный напор

$$\Delta t_{CP} = \left(\sum_{i=1}^n \Delta t_i H_i \right) / H ; \quad (27)$$

и средняя плотность поперечного потока массы

$$g_{PCP} = \left(\sum_{i=1}^n g_{Pi} H_i \right) / H . \quad (28)$$

Блок 6. По результатам расчетов, выполненных по настоящему методу, осуществляется корректировка конструкции КТА и, если есть необходимость, проведение его поверочного теплового расчета.

Выводы

1. Анализ существующих методов теплового расчета конденсационных теплоутилизационных аппаратов показал, что, в основном, они разработаны для условий теплообмена с небольшим содержанием неконденсирующихся газов в парогазовой смеси. Продукты сгорания топлива котельных установок отличаются от вышеуказанных смесей как по составу, так и по содержанию инертных газов. Это определило актуальность совершенствования метода позонного теплового расчета теплоутилизационных аппаратов конденсационного типа для котельных установок малой и средней мощности.
2. В связи с тем, что при конденсации пара из парогазовой смеси с большим содержанием инертных газов плотность поперечного потока массы имеет небольшую величину, коэффициенты массоотдачи можно определять на основе приближенной аналогии между теплообменом и массообменом. Это позволяет существенно упростить метод теплового расчета конденсационного теплообменного аппарата.
3. На основе анализа и обобщения имеющихся в литературе опытных данных предложено критериальное уравнение массообмена и уточнен метод расчета коэффициента диффузии водяного пара в многокомпонентную инертную газовую среду.
4. При разработке теплообменных аппаратов, в которых осуществляется конденсация пара из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов, предлагаемый метод позонного теплового расчета позволяет получать достаточно достоверные данные о тепловой нагрузке и площади поверхности теплообмена путем учета особенностей совместно протекающих процессов теплообмена и массообмена.

Литература

1. Бухаркин Е.Н. Тепловой расчет конденсационных теплоутилизаторов, установленных за котлами // Промышленная энергетика. – 1991. – №10. – С. 35-37.
2. Штангеев К.О. Исследование конденсации пара из парогазовых смесей с целью разработки поверхностного конденсатора для сахарного производства. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – К.: 1980. – 21с.
3. Берман Л.Д. Об упрощенных эмпирических зависимостях для массообмена при конденсации пара из парогазовых смесей. // Теплоэнергетика. – 1960. – №8. – С. 74-78.
4. Берман Л.Д., Фукс С.Н. Расчет поверхностных теплообменных аппаратов для конденсации пара из паровоздушной смеси // Теплоэнергетика. – 1959. – №7. – С. 74-84.
5. Флореа О., Смигельский О. Расчеты по процессам и аппаратам химической технологии. – М.: Химия. – 1971. – 448с.
6. Справочник азотчика. – М.: Химия. – 1986. – 512с.
7. Бухонов Д.Ю. Исследование и оптимизация метода получения конденсата из уходящих продуктов сгорания природного газа. Автореф. дис. ... канд. техн. наук, М.: – 2007. – 17с.
8. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации. – М.: Энергия. – 1974. – 239с.
9. Буглаев В.Т., Андреев М.М. Метод расчета теплообмена при конденсации пара из потока паровоздушной смеси на трубных пучках теплообменных аппаратов // Теплоэнергетика. –

1975. – №8. – С. 69-73.
10. Берман Л.Д. Фукс С.Н. Массообмен в конденсаторах с горизонтальными трубами при содержании в паре воздуха// Теплоэнергетика. – 1958. – №8. – С. 66-74.
 11. Берман Л.Д. К определению коэффициента массоотдачи при расчете конденсации пара, содержащего примесь воздуха// Теплоэнергетика. – 1969. – №10. – С. 68-71.
 12. Бобе Л.С., Малышев Д.М. К расчету конденсации пара при поперечном обтекании труб парогазовой смесью// Теплоэнергетика. – 1971. – №12. – С. 84-86.
 13. Навродская Р.А. Утилизация теплоты уходящих газов газопотребляющих котлов в поверхностных теплоутилизаторах конденсационного типа. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – К.: 2001г. – 20с.
 14. Reid R.C., Pransnitz J.M., and Poling B.E. Properties of gases and liquids. Mc Graw – Hille book Company, New York, 4th edition, – 1987.
 15. John H. Lienhard IV, John H. Lienhard V. A heat transfer textbook third edition, Phlogiston press Cambridge, Massachusetts. USA, – 2004.
 16. Буглаев В.Т., Андреев М.М., Клещевников В.П. Теплообмен при конденсации пара на трубных пучках переменного наклона и различных направлениях подвода потока// Энергетика. – 1976. – №11. – С. 140-144.
 17. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия. – 1973. – 470с.
 18. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т. 2/С74. Пер. с англ., – М.: Энергоиздат. 1987. – 352с.
 19. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). Издание третье, переработанное и дополненное. Под ред. С.И. Мочана. Санкт – Петербург, 1998. – 257с.
 20. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергия. – 1975. – 488с.