

$$E_{np\ max} = \frac{0,72q_{np}}{2\pi\epsilon_0 r_p} \left(1 - \frac{0,6}{n}\right) \quad (9)$$

Отже, максимальна напруженість поля від заряду на проводі зменшується обернено пропорційно радіусу розщеплення проводів. З урахуванням заряду на елементах опори ПЛ і заряду траверси максимальна напруженість поля:

$$E_{max} = \frac{0,72q_{np}}{2\pi\epsilon_0 r_p} \left(1 - \frac{0,6}{n}\right) + \frac{q_a}{2\pi\epsilon_0(x_e - x_a)} - \frac{q_m}{2\pi\epsilon_0(H_T - H_{np} - x_e)}, \quad (10)$$

де x_a – координата центра підтримуючого затискача.

Найбільше падіння напруги на ізоляторі може бути знайдено як добуток максимальної напруженості поля та будівельної висоти ізолятора:

$$\Delta U_{max} = E_{max} H_i \quad (11)$$

Висновки. За результатами наведених розрахунків можна уточнювати фактичні рівні напруженості поля вздовж осі гірлянди ізоляторів ПЛ різних класів напруги, що, в свою чергу, дозволить забезпечити перебування персоналу під час обслуговування та ремонту ПЛ під робочою напругою.

Література:

1. ПБЕЕ (ДНАОП 1.1.10-1.01-2000). Правила безпечної експлуатації електроустановок. Затверджені наказом Комітету з нагляду за охороною праці України від 21.01.2000 р. № 20, зареєстровані Міністерством юстиції України 06.04.2000 р. за № 213/4434.
2. Правила улаштування електроустановок. Розділ 2. Передавання електроенергії. Глава 2.5. Повітряні лінії електропередачі напругою вище 1 кВ до 750 кВ. – К.: ОЕП «ГРІФРЕ», 2006.
3. Инструкция для работ под напряжением на ВЛ 750 кВ // Е.И. Удод, О.И. Кульматицкий, В.Л. Таловерья – Киев, 1984.
4. Удод Е.И. Пути повышения эффективности работы электрических сетей // Тез. докл. республ. научно-техн. конф. «Современные проблемы энергетики» – К.: Ин-т электродинамики АН УССР, 1985.
5. Скляр В.Ф., Удод Е.И., Молчанов В.Н. и др. Ремонт электроустановок под напряжением // Электрические станции, 1987, № 6.
6. Г.П. Крижов, Т.С. Удод, В.Л. Таловерья. Обслуговування електричних мереж під робочою напругою // Електропанорама, № 1-2 – 10, 2012 р.

УДК 621.036.7

А.В. ЕФИМОВ, А.Л. ГОНЧАРЕНКО, Л.В. ГОНЧАРЕНКО

РАЗРАБОТКА ПЛАСТИНЧАТОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ КОНДЕНСАЦИОННОГО ТИПА ДЛЯ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

ALEXANDER V. YEFIMOV, ALEXANDER L. GONCHARENKO, LEONID V. GONCHARENKO

DEVELOPMENT OF PLATE AIR HEATERS CONDENSING HEAT RECOVERY SYSTEM FOR

Анотація. Продемонстрована принципова можливість використання в системі для утилізації теплоти відхідних газів котельних агрегатів повітропідігрівача пластинчатого типу, яка дозволяє виключити малонадійні в експлуатації рухомі елементи і присмоктки повітря в продукти спалювання палива. Запропоновано метод розрахунку повітропідігрівача і розроблена його конструкція.

Аннотация. Продемонстрирована принципиальная возможность использования в системе для утилизации теплоты уходящих газов котельных агрегатов конденсационного воздухоподогревателя пластинчатого типа, которая позволяет исключить малонадежные в эксплуатации движущиеся элементы

и присосы воздуха в продукты сгорания топлива. Предложен метод расчета воздухоподогревателя и разработана его конструкция.

Annotation. Demonstrated the possibility of using the system for heat recovery boilers flue gas condensation air heater plate type, which eliminates unreliable to use moving parts and air suction into the products of combustion. A method for calculating the air heater and developed its design.

Введение. Одним из важных стратегических направлений энергетической политики Украины является максимально возможное энергосбережение при производстве теплоты в сфере промышленной и коммунальной теплоэнергетики. Это обусловлено, с одной стороны, напряженной ситуацией с обеспечением теплоэнергетики Украины дефицитным и постоянно возрастающим в цене природным газом. С другой стороны, теплоэнергетика Украины обладает огромным энергосберегающим потенциалом в связи с низкой эффективностью использования природного газа при эксплуатации большого количества физически устаревших котлов. В соответствии с данными Госкомстата Украины [1] техническое состояние оборудования более 26 тысяч котельных является критическим, более 14 тысяч котлов (22,2 % всех установленных) эксплуатируется свыше 20 лет. Коэффициент полезного действия (КПД) этих котлов не превышает 70...80 %.

Состояние и актуальность проблемы. Как известно, одним из достаточно эффективных решений проблемы энергосбережения является экономия топливно-энергетических ресурсов путем глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов небольшой и средней мощности газов с конденсацией водяных паров из них. Разработка теплоутилизационных технологий вызывает необходимость решения довольно сложных задач как в направлении совершенствования методов их расчета, так и в направлении создания высокоэффективных конструкций теплоутилизаторов.

Совершенствование методов расчета обусловлено недостаточной полнотой разработки и надежностью известных методов расчета тепломассообменных процессов в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей (дымовых газов) с большим содержанием неконденсирующихся газов. Существующие методы [2-6] разработаны применительно к паровоздушным смесям с небольшим количеством воздуха, массовая концентрация которого составляет $\varepsilon_T = 0,01 \div 0,2$, и базируются на уточненных и упрощенных теоретических или экспериментальных зависимостях, не отражающих действительные условия протекания процессов тепломассообмена. Продукты сгорания природного газа отличаются от паровоздушных смесей как по составу (CO_2 , N_2 , H_2O , воздух), так и по содержанию инертных примесей, массовая концентрация которых достигает $\varepsilon_T = 0,83 \div 0,95$, что и определяет актуальность совершенствования методов теплового расчета теплоутилизационных аппаратов конденсационного типа.

При создании теплоутилизационных систем важным этапом является разработка высокоэффективного теплоутилизационного оборудования, так как требования к нему существенно отличаются от требований, предъявляемых к котельному оборудованию традиционного исполнения, что обусловлено необходимостью обеспечения его высокой компактности, низкой материалоемкости, высокой надежности, антикоррозийной стойкости, низких капитальных и эксплуатационных затрат и т.п. В последнее время за рубежом и в Украине нашли широкое применение конденсационные теплоутилизаторы поверхностного типа, в которых в качестве поверхности теплообмена используются оребренные трубы, термосифоны, пластинчатые элементы, шарообразные теплоносители и др. Поэтому при создании теплоутилизационных систем таким теплообменным аппаратам следует отдавать предпочтение.

В работах [7,8] предложена теплоутилизационная технология в виде системы «котел – теплоутилизаторы», созданная на базе котельного агрегата, сжигающего природный газ и не имеющего в своем составе воздухоподогревателя. Эффективность утилизации теплоты в системе оценивается по повышению ее КПД (а не по коэффициенту использования топлива) и дополнительной выработке продукции (горячего воздуха, горячей воды, конденсата). В качестве теплоутилизаторов используются конденсационный воздухоподогреватель с промежуточным шарообразным теплоносителем (КВП) и конденсационный теплообменный аппарат (КТА) для нагрева воды системы горячего водоснабжения, площадь поверхности которого сформирована из оребренных труб. В КВП происходит охлаждение всех продуктов сгорания топлива до температуры точки росы (без конденсации водяного пара) и небольшой их части ниже температуры точки росы (с конденсацией водяного пара), в КТА осуществляется охлаждение оставшейся части продуктов сгорания топлива ниже температуры точки росы (с конденсацией водяного пара).

Основными недостатками воздухоподогревателя дробепоточного типа являются необходимость организации подъема шарообразного теплоносителя в его верхнюю часть и существенный переток

воздуха из воздушной зоны в газовую. Устранение этих недостатков требует разработки более эффективного теплообменного аппарата конденсационного типа.

Анализ публикаций. Для нагрева воздуха в котельных агрегатах и в газотурбинных установках довольно успешно используются пластинчатые воздухоподогреватели различных конструкций. Это обусловлено стремлением осуществить замену дорогостоящих труб листовым материалом, а также создать компактный теплообменный аппарат. Например, в работе [9] сообщается о воздухоподогревателях, составленных из плоских и профилированных пластин, которые по массовым и габаритным характеристикам превосходят трубчатые аппараты. Подтверждением этого являются данные работы [10], демонстрирующие технические характеристики пластинчатых воздухоподогревателей с открытыми каналами для блоков электростанций мощностью 80 и 18 МВт. По компактности, технологичности, интенсивности теплопередачи пластинчатые теплообменные аппараты имеют неоспоримые преимущества перед трубчатыми теплообменниками. Удельные поверхности нагрева пластинчатых аппаратов составляют $200 \dots 400 \text{ м}^2/\text{м}^3$ [11,12].

В воздухоподогревателях котельных агрегатов охлаждение дымовых газов ниже температуры точки росы не предусматривается. Однако в работах [12,13] сообщается о применении пластинчатых теплообменных аппаратов для осуществления процессов конденсации паров из парогазовых смесей. Компоновочная схема расположения пластин в конденсаторе такого типа приведена в [12], а метод его теплового расчета изложен в работе [13].

Авторами статьи [14] предложена оригинальная конструкция теплообменного аппарата, поверхность которого образована спиралеобразными гофрированными пластинами. Этот аппарат позволяет осуществлять нагрев газообразных и жидких теплоносителей в широком диапазоне изменения температур и давлений, обладает большой удельной поверхностью теплообмена и, соответственно, высокой компактностью. Он может быть использован в качестве нагревателя, конденсатора, испарителя и т. п.

Постановка задачи. Настоящая статья посвящена разработке метода теплового расчета и конструкции конденсационного воздухоподогревателя пластинчатого типа, входящего в состав теплоутилизационной системы «котел – теплоутилизаторы».

В качестве такого воздухоподогревателя предлагается использовать пластинчатый теплообменный аппарат со спиралеобразными гофрированными элементами, описанный в работе [14]. При выборе типа теплообменного аппарата мы руководствовались следующими соображениями. Основными достоинствами пластинчатых воздухоподогревателей по сравнению с дробепоточными и вращающимися являются: отсутствие относительно малонадежных в эксплуатации транспортных средств для перемещения промежуточного шарообразного теплоносителя, возможность практически полного исключения перетока воздуха в газовую среду, возможность формирования теплообменной поверхности элементами, изготовленными из листовой стали, сравнительно невысокое аэродинамическое сопротивление. Дополнительным преимуществом предлагаемой конструкции теплообменника со спиралеобразными элементами по сравнению с пластинчатым аппаратом традиционного исполнения является также отсутствие стандартных массивных вспомогательных узлов: рамы и зажимных механизмов (нажимной плиты, верхней и нижней штанг, концевой стойки и винта), а также уплотнительных резиновых прокладок.

Изложение основного материала. Разработка воздухоподогревателя конденсационного типа включает в себя такие этапы: предварительную оценку конструктивных характеристик теплообменного аппарата, которая необходима для выбора оптимальных значений скоростей движения газов и воздуха, а также вида критериальных уравнений для определения коэффициентов теплоотдачи и массоотдачи; составление теплового баланса; расчет тепломассообменных характеристик и поверхностей нагрева в конденсационном и бесконденсационном режимах теплообмена; определение аэродинамических сопротивлений.

Первый этап представляет собой достаточно трудоемкую операцию, основной задачей которой является создание семейства спиралей Архимеда с различным отношением линейной и угловой скоростей движения точки вдоль луча $a = v/\omega$ в соответствии с уравнением $\rho = a\varphi_1$, где φ_1 – угол поворота луча. После конструктивного выбора длины участка кривой, выполненного на основе предварительных тепловых расчетов, спираль можно заменить дугой окружности определенного радиуса, что позволяет повысить технологичность изготовления пластин. Так как условия теплообмена в конденсационном и бесконденсационном его режимах неодинаковы, то поверхность КВП необходимо разделить на конденсационную и «сухую» зоны.

В соответствии с рекомендациями работы [15] тепловой баланс КВП составляется на 1 м^3 газообразного топлива при 0°C и $101,3 \text{ кПа}$. На этом этапе определяются: количество теплоты, выделяющееся в «сухой» зоне $Q_{\text{сух}}$; количество теплоты, необходимое для нагрева воздуха, $Q_{\text{в}}$ с учетом дополнительного его расхода на величину, необходимую для подачи в газоотводящий тракт с

целью повышения температуры уходящих из теплоутилизаторов газов (для защиты газоотводящего тракта от разрушения); количество теплоты, выделяющееся в конденсационной зоне $Q_{\text{КВП}}^{\text{K}}$. Метод расчета подробно изложен в работе [7].

Тепловой расчет конденсационной зоны. В связи с относительно небольшой долей теплоты, выделяющейся в конденсационной зоне КВП, по сравнению со всем количеством теплоты, выделяющейся в системе, расчет теплообмена можно выполнять без деления на участки, как это осуществляется при позонном методе расчета КТА [8].

Основу расчета теплообмена составляют уравнения

$$q = \beta_{\text{P}} \cdot [r + c_{\text{PK}} (\mathcal{G}_{\text{T}}^{\text{BX}} - \mathcal{G}_{\text{T}}^{\text{YX}})] (p_{\text{II}} - p_{\text{TP}}) + \bar{\alpha}_{\text{T}} (\mathcal{G}_{\text{T}}^{\text{CP}} - t_{\text{TP}}) = K' (t_{\text{TP}} - t_{\text{T.K}}^{\text{CP}}); \quad (1)$$

$$p_{\text{S}} = f(t_{\text{S}}), \quad (2)$$

где q – плотность теплового потока; β_{P} – коэффициент массоотдачи водяного пара в газовой фазе, отнесенный к градиенту парциальных давлений; $\mathcal{G}_{\text{T}}^{\text{BX}}, \mathcal{G}_{\text{T}}^{\text{YX}}, \mathcal{G}_{\text{T}}^{\text{CP}}$ – температуры газов на входе, выходе и в средней части конденсационной зоны КВП, где $\mathcal{G}_{\text{T}}^{\text{CP}} = (\mathcal{G}_{\text{T}}^{\text{BX}} + \mathcal{G}_{\text{T}}^{\text{YX}}) / 2$; p_{II} – парциальное давление водяного пара при температуре газов; $p_{\text{TP}}, t_{\text{TP}}$ – соответственно парциальное давление и температура водяного пара на границе раздела фаз; $\bar{\alpha}_{\text{T}}$ – коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности пленки конденсата; $t_{\text{T.K}}^{\text{CP}}$ – средняя температура воздуха, которая находится как $t_{\text{T.K}}^{\text{CP}} = (t_{\text{X.B}} + t_{\text{T.B}}^{\text{K}}) / 2$, где $t_{\text{X.B}}$ – температура холодного воздуха; $t_{\text{T.B}}^{\text{K}}$ – температура воздуха на выходе из конденсационной зоны, которую можно определить как $t_{\text{T.B}}^{\text{K}} = t_{\text{X.B}} + B \cdot Q_{\text{КВП}}^{\text{K}} / c_{\text{PB}} \cdot G_{\text{B}}$, где B – расход газообразного топлива, c_{PB} – удельная теплоемкость воздуха, G_{B} – расход воздуха; K' – коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к воздуху; $p_{\text{S}}, t_{\text{S}}$ – соответственно парциальное давление и температура водяного пара на кривой насыщения.

Теплотехнические параметры определяются при средней температуре парогазовой смеси $\mathcal{G}_{\text{T}}^{\text{CP}}$ и воздуха $t_{\text{T.K}}^{\text{CP}}$.

Коэффициент массоотдачи находится в предположении справедливости аналогии между теплообменом и массообменом по формуле

$$\beta_{\text{P}} = \frac{\bar{\alpha}_{\text{T}}}{c_{\text{PT}} \cdot p_{\text{CP}}} \frac{\mathbf{M}_{\text{II}}}{\bar{\mathbf{M}}_{\text{CM}}} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_D} \right)^{2/3}, \quad (3)$$

где c_{PT} – удельная теплоемкость продуктов сгорания топлива; \mathbf{M}_{II} – молекулярная масса водяного пара; $\bar{\mathbf{M}}_{\text{CM}}$ – средняя молекулярная масса парогазовой смеси, которая определяется как $\bar{\mathbf{M}}_{\text{CM}} = \mathbf{M}_{\text{C.T}} \cdot \varepsilon_{\text{T}} + \mathbf{M}_{\text{II}} (1 - \varepsilon_{\text{T}})$, где $\mathbf{M}_{\text{C.T}}$ – молекулярная масса сухих продуктов сгорания топлива, ε_{T} – массовое содержание неконденсирующихся газов в парогазовой смеси в средней части конденсационной зоны; Pr – тепловое число Прандтля, которое равно $\text{Pr} = \nu_{\text{T}} c_{\text{PT}} \rho_{\text{T}} / \lambda_{\text{T}}$, где ν_{T} – кинематический коэффициент вязкости парогазовой смеси,

ρ_{T} – плотность парогазовой смеси, λ_{T} – коэффициент теплопроводности парогазовой смеси; Pr_D – диффузионное число Прандтля, $\text{Pr}_D = \nu_{\text{T}} / D$, где D – коэффициент диффузии водяного пара в сухие газы; p_{CP} – движущая сила массообмена, которая определяется по формуле

$$p_{\text{CP}} = (p_{\text{II}} - p_{\text{TP}}) / \ln \frac{p - p_{\text{TP}}}{p - p_{\text{II}}}, \quad (4)$$

где p – общее давление продуктов сгорания топлива.

Коэффициент диффузии D определяется с помощью уравнения

$$D = 0,0435 \frac{T_{\Gamma}^{3/2} \cdot 10^{-5}}{p(\nu_{\Pi}^{1/3} + \nu_{\text{С.Г}}^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_{\Pi}} + \frac{1}{M_{\text{С.Г}}}},$$

где ν_{Π} , $\nu_{\text{С.Г}}$ – диффузионные мольные объемы водяного пара и сухих продуктов сгорания топлива, которые находятся по справочным данным [16].

Используя формулы (3) и (4), уравнение (1) можно преобразовать к виду:

$$q = \frac{\bar{\alpha}_{\Gamma} M_{\Pi}}{c_{p\text{СМ}} M_{\text{СМ}}} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_D} \right)^{2/3} \ln \frac{p - p_{\Gamma\text{P}}}{p - p_{\Pi}} \cdot r = \bar{\alpha}_{\Gamma} (\vartheta_{\Gamma}^{\text{CP}} - t_{\Gamma\text{P}}) = K'(t_{\Gamma\text{P}} - t_{\text{В.К}}^{\text{CP}}). \quad (5)$$

Связь между парциальным давлением и температурой водяного пара на кривой насыщения (уравнение (2)) с достаточной для практических расчетов точностью в интересующем нас диапазоне температур можно осуществить с помощью формулы Фильни $p_s = 0,13332 \cdot 10^N$, где $N = (8,12 \cdot t_s + 156)/(t_s + 236)$, которую можно представить как

$$t_{\Gamma\text{P}} = \frac{\ell q(7500 \cdot p_{\Gamma\text{P}}) \cdot 236 - 156}{8,12 - \ell q(7500 \cdot p_{\Gamma\text{P}})}. \quad (6)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от газов к поверхности пленки конденсата $\bar{\alpha}_{\Gamma}$ используется критериальное уравнение [13]

$$\bar{\text{Nu}}_{\Gamma} = 0,032 \cdot (1 + 0,011 \cdot \Pi_{\text{W}}) \cdot \text{Re}_{\Gamma}^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,43},$$

где Π_{W} – параметр, учитывающий влияние поперечного потока массы на теплоотдачу в канале, который находится как $\Pi_{\text{W}} = Q_{\text{КВП}}^{\text{K}} \cdot d_{\text{Э}} / H_{\text{K}} \cdot r \cdot \mu_{\Gamma}$, где $d_{\text{Э}}$ – эквивалентный диаметр канала; H_{K} – предварительно принятая площадь поверхности теплообмена в конденсационной зоне; μ_{Γ} – динамический коэффициент вязкости парогазовой смеси.

Коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к воздуху находится в соответствии с формулой

$$K' = \left(\frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{В}}} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + R_3 + \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{ПЛ}}} \right)^{-1},$$

где $\bar{\alpha}_{\text{В}}$ – коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху; $\delta_{\text{СТ}}$ – толщина стенки; $\lambda_{\text{СТ}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки; R_3 – термическое сопротивление загрязнений; $\bar{\alpha}_{\text{ПЛ}}$ – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности конденсатной пленки к стенке.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху $\bar{\alpha}_{\hat{\Lambda}}$ находится с помощью такого уравнения [12]:

$$\bar{\text{Nu}}_{\text{Ж}} = 0,086 \cdot \text{Re}_{\text{Ж}}^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \varepsilon_R, \quad (7)$$

где ε_R – коэффициент, учитывающий кривизну канала, который определяется как $\varepsilon_R = 1 + 1,8 \cdot d_{\text{Э}} / R$, где R – радиус кривизны канала.

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности конденсатной пленки к стенке $\bar{\alpha}_{\text{ПЛ}}$ определяется по формуле $\bar{\alpha}_{\text{ПЛ}} = C_{\text{W}} \bar{\alpha}_{\text{Н}}$, где C_{W} – коэффициент, учитывающий эффект движения парогазовой смеси, который может быть найден с помощью рекомендаций, изложенных в работе [2]; $\bar{\alpha}_{\text{Н}}$

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

$$\bar{\alpha}_H = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot \rho_K^2 \cdot \lambda_K^3 \cdot r}{\mu_K \cdot L_{TP} \cdot \Delta t_{П.С}}},$$

где ρ_K – плотность конденсата; λ_K – коэффициент теплопроводности конденсата;

μ_K – коэффициент динамической вязкости конденсата; L_{TP} – приведенная длина канала; $\Delta t_{П.С}$ – температурный напор «пар – стенка», который при конденсации водяного пара из парогазовой смеси определяется как $\Delta t_{П.С} = t_{ГР} - t_{СТ}$. Так как значения температур пара на границе раздела фаз $t_{ГР}$ и стенки $t_{СТ}$ неизвестны, то в первом приближении можно принять $\Delta t_{П.С} = 2$ °С.

Учет эффекта движения парогазовой смеси осуществляется в соответствии с уравнением $C_w = 28,3 \cdot \Pi_d^{0,08} (\bar{\alpha}_H d_{\text{Э}} / \lambda_K)^{-0,5}$, где Π_d – параметр, учитывающий воздействие потока смеси на коэффициент теплоотдачи, который определяется по формуле $\Pi_d = w_{\text{СМ.ВХ}}^2 \cdot \rho_{Г} / g \cdot d_{\text{Э}} \cdot \rho_K$, где $w_{\text{СМ.ВХ}}$ – скорость движения газов на входе в конденсационную зону.

Так как система уравнений (5) и (6) содержит две неизвестные величины: парциальное давление $p_{ГР}$ и температуру на границе раздела фаз $t_{ГР}$, от которых зависят такие параметры как q , β_P и $\bar{\alpha}_{Пл}$, то задача решается методом последовательных приближений. После определения $p_{ГР}$ и $t_{ГР}$ находится температура стенки по уравнению $t_{СТ} = t_{В} + \psi \cdot q / \alpha_{В}$, где

ψ – коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева. Далее проверяется значение $\Delta t_{П.С} = t_{ГР} - t_{СТ}$. Как правило, оно не очень отличается от ранее принятой величины $\Delta t_{П.С} = 2$ °С. Если же отличие существенное, проводится корректировка расчета $\bar{\alpha}_{Пл}$.

После расчета β_P , $t_{ГР}$, $p_{ГР}$ находятся: условный коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке поверхности теплообмена $\bar{\alpha}_{УСЛ}$, коэффициент теплопередачи от парогазовой смеси к воздуху K , средний температурный напор $\bar{\Delta}t_K$ и площадь поверхности теплообмена $H_{\text{КОНД}}$.

Условный коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$\bar{\alpha}_{УСЛ} = \left\{ \frac{1}{\beta_P \left[r + c_{pK} (g_{Г}^{\text{ВХ}} - g_{Г}^{\text{УХ}}) \right] \cdot \frac{p_{П} - p_{ГР}}{g_{Г}^{\text{СР}} - t_{ГР}} + \bar{\alpha}_{Г}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{Пл}} \right\}^{-1}.$$

Коэффициент теплопередачи находится как $K_{\text{КОНД}} = \psi \cdot \bar{\alpha}_{УСЛ} / (1 + \bar{\alpha}_{УСЛ} / \bar{\alpha}_{В})$.

Температурный напор определяется по формуле $\bar{\Delta}t_K = (\Delta t_{В} - \Delta t_{М}) / \ln(\Delta t_{В} / \Delta t_{М})$,

где $\Delta t_{В} = t_{р} - t_{Г.В}^K$, $\Delta t_{М} = g_{Г}^{\text{УХ}} - t_{Х.В}$.

Площадь поверхности теплообмена находится как $H_{\text{КОНД}} = B \cdot Q_{\text{КВП}}^K / K_{\text{КОНД}} \cdot \bar{\Delta}t_K$.

Тепловой расчет бесконденсационной («сухой») зоны. Расчет этой части воздухоподогревателя осуществляется в соответствии с известными методами расчета пластинчатых аппаратов [11,12]. Для расчета коэффициента теплоотдачи от газов к стенке используется зависимость $\bar{Nu}_{Г} = 0,1 \cdot Re_{Г}^{0,73} \cdot Pr^{0,43}$. Определение коэффициента теплоотдачи от воздуха к стенке осуществляется по формуле (7).

В процессе расчета выяснилось, что для уменьшения количества ходов со стороны воздуха его скорость движения необходимо было снизить до 2,5 м/с, что привело к уменьшению коэффициентов теплопередачи до уровня их значений, имеющих место в трубчатых теплообменных аппаратах.

Аэродинамический расчет. Аэродинамический расчет в конденсационной и «сухой» зонах КВП осуществлялся в соответствии с методами расчета, изложенными в работах [12,13].

Конструкция воздухоподогревателя. В качестве примера выполнен расчет пластинчатого воздухоподогревателя конденсационного типа для теплоутилизационной системы, созданной на основе котла Е-1,0-0,9 ГЗ. В результате расчета получены такие результаты: площадь поверхности теплообмена в конденсационной зоне составляет 1,54 м², при этом воздух массовым расходом 0,3696 кг/с нагревается от 10 °С до 21,1 °С; площадь поверхности теплообмена в «сухой» зоне составляет 61,74 м², воздух нагревается от 21,1 °С до 173,2 °С; суммарная площадь поверхности теплообмена составляет 63,28 м²; аэродинамическое сопротивление со стороны газов равно 3937 Па, со стороны воздуха – 904 Па.

Принципиальная конструктивная схема КВП приведена на рисунке.

Теплообменный аппарат состоит из цилиндрического корпуса диаметром 0,62 м и поверхности теплообмена, сформированной из попарно сваренных спиралеобразных гофрированных элементов. Поперечное сечение этой поверхности представляет собой каналы, расположенные с определенным шагом по спирали Архимеда. Элементы поверхности теплообмена (пластины) гофрированы. Гофры, имеющие форму елки с углом наклона к вертикали 60°, расположены с шагом 0,018 м по нормали к ним.

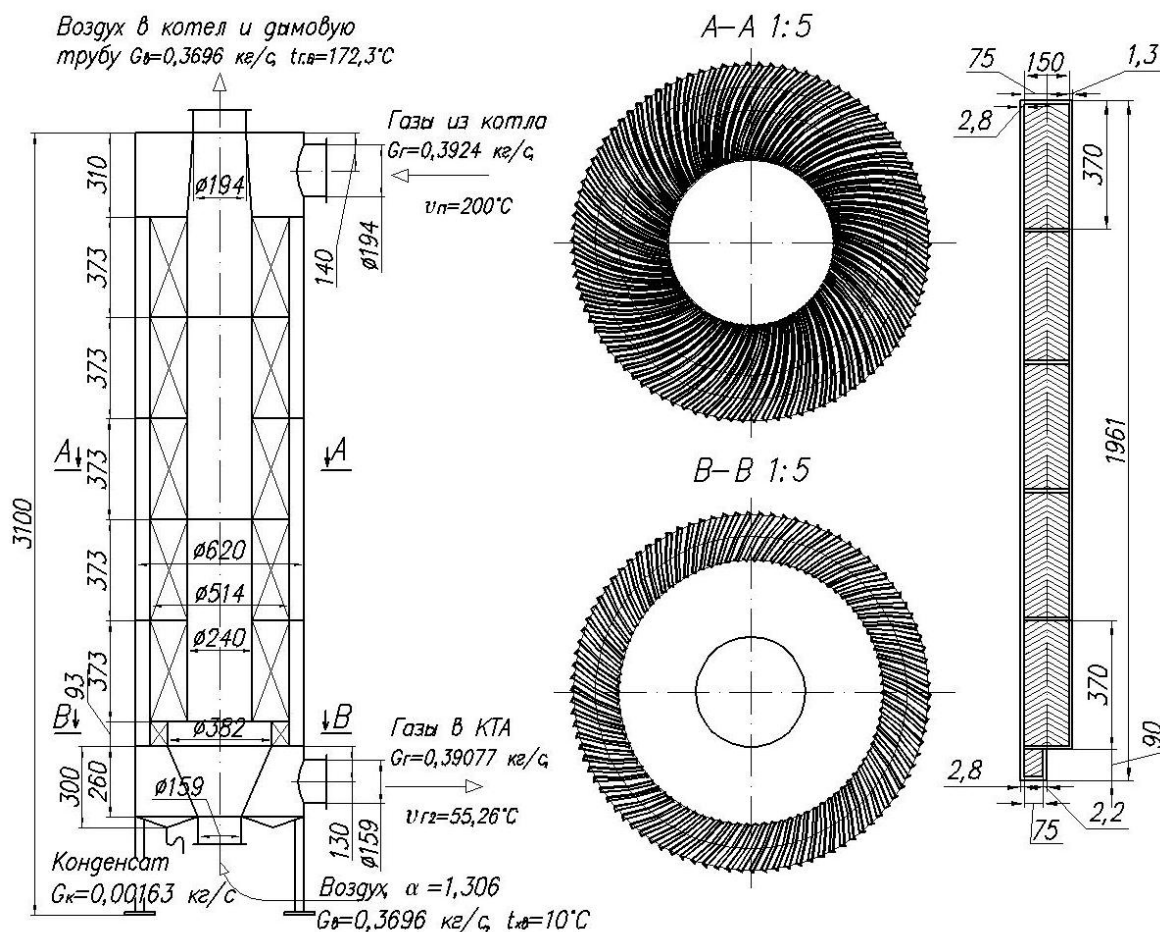


Рисунок. Конструктивная схема КВП

Жесткость конструкции теплообменной поверхности обеспечивается поворотом относительно друг друга на 180° смежных стенок пластин. Ширина пластины аппарата в «сухой» зоне составляет 0,15 м, в конденсационной – 0,075 м. По внутренним каналам сверху вниз движутся продукты сгорания топлива, подвод и отвод которых осуществляется через соответствующие патрубки. Движение воздуха – перекрестно-противоточное, шестиходовое. Подвод воздуха осуществляется через нижний патрубок диаметром 0,159 м, отвод – через верхний патрубок диаметром 0,194 м.

В нижней части воздухоподогревателя расположен конденсатосборник. Образующийся конденсат через штуцер с гидрозатвором отводится из аппарата для дальнейшей нейтрализации.

Пластины и корпус КВП могут быть изготовлены из углеродистой стали с антикоррозионным покрытием их нижней части, либо из нержавеющей стали.

Выводы и перспективы дальнейшего развития данного направления.

Разработанный метод теплового расчета КВП пластинчатого типа позволяет получать достаточно достоверные данные о коэффициентах теплоотдачи, массоотдачи, теплопередачи и температурных напорах с учетом особенностей совместно протекающих процессов тепло- и массообмена.

Несмотря на большую расчетную величину площади поверхности теплообмена в «сухой» зоне в связи с низким значением коэффициента теплопередачи, габаритные размеры КВП относительно невелики, что обусловлено большой удельной поверхностью теплообмена. В процессе доработки конструкции за счет увеличения скоростей движения воздуха можно повысить интенсивность теплообмена и, тем самым, уменьшить его габариты.

Высокое аэродинамическое сопротивление по газовой стороне (3937 Па) требует установки тягодутьевых устройств.

Необходимо продолжить дальнейший поиск высокоэффективных конструкций теплообменных аппаратов, используемых в качестве конденсаторов водяного пара из продуктов сгорания природного газа.

Литература

1. Долінський А.А. Основні положення концепції національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України / А.А. Долінський, Б.І. Басок, Є.Т. Базеев, Г.П. Кучин // Пром. теплотехніка. – 2009. – т.31. – №4 – С.68 – 77.
2. Берман Л.Д. Расчет поверхностных теплообменных аппаратов для конденсации пара из паровоздушной смеси / Л.Д. Берман, С.Н. Фукс. // Теплоэнергетика. – 1959. – №7. – С.74 – 84.
3. Бобе Л.С. К расчету конденсации пара при поперечном обтекании труб парогазовой смесью / Л.С. Бобе, Д.Д. Мальшев. // Теплоэнергетика. – 1971. – №12. – С. 84 – 86.
4. Буглаев В.Т. Метод расчета теплообмена при конденсации пара из потока паровоздушной смеси на трубных пучках теплообменных аппаратов / В.Т. Буглаев, М.М. Андреев. // Теплоэнергетика. – 1975. – №8. – С. 69 – 73.
5. Бухонов Д.Ю. Исследование и оптимизация метода получения конденсата из уходящих продуктов сгорания природного газа / Д.Ю. Бухонов. // Автореф. дис. ... канд. техн. наук, М.: – 2007. – 17 с.
6. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации / В.П. Исаченко. // М.: Энергия. – 1974. – 239 с.
7. Ефимов А.В. Математическая модель системы «котел–теплоутилизатор» / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко. // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Тематический выпуск: Информатика и моделирование. – Харьков: НТУ «ХПИ» – 2010. – №21. – С.76–87.
8. Гончаренко О.Л. Удосконалення методів розрахунку, моделей і конструкцій поверхневих конденсаційних апаратів котельних установок малої і середньої потужності / О.Л. Гончаренко // Автореф. дис. ... канд. техн. наук, Харків: – 2012. – 20 с.
9. Добряков Т.С. Воздухоподогреватели котельных установок. / Т.С. Добряков, В.К. Мигай, В.С. Назаренко, И.И. Надьров, И.И. Федоров. // Энергия. – Ленинград. – 1977. – 184 с.
10. Уотсон Брюс. Модульные пластинчатые воздухоподогреватели с надежной герметизацией. / Брюс Уотсон // Мировая электроэнергетика. – 1994. – №4. – С.34 – 35.
11. Барановский Н.В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. // М.: Машиностроение. – 1973 – 286 с.
12. Коваленко Л.М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л.М. Коваленко, А.Ф. Глушков. // М.: Энергоатомиздат. – 1986. – 240 с.
13. РТМ 26-01-84-76. Конденсаторы пластинчатые для парогазовых смесей // Харьков, Укрнихиммаш. – 1976. – 64 с.
14. Астановский Д.Л. Использование теплообменных аппаратов новой конструкции в теплоэнергетике / Д.Л. Астановский, Л.З. Астановский. // Теплоэнергетика. – 2007. – №7 – С.46 – 51.
15. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). Под ред. С.И. Мочана. Санкт – Петербург, 1998. – 257 с.
16. Викторов М.М. Методы вычисления физико-химических величин и прикладные расчеты / М.М. Викторов. // Л.: Химия. – 1977. – 360 с.