

А. В. ЕФИМОВ, А. Л. ГОНЧАРЕНКО

ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННАЯ СИСТЕМА С ТЕРМОСИФОННЫМ ТЕПЛООБМЕННЫМ АППАРАТОМ В ЕЕ СОСТАВЕ

АННОТАЦИЯ В системе для глубокой утилизации теплоты уходящих газов котельного агрегата небольшой паропроизводительности предложено использовать теплообменный аппарат, поверхность которого сформирована из двухфазных термосифонов и разделена на две ступени: бесконденсационную, в термосифонах которой рабочим телом является вода, и конденсационную, где применяется водоаммиачная смесь. Усовершенствован метод теплового расчета и разработана конструктивная схема теплообменного аппарата. Выполнено сравнение теплоутилизаторов термосифонного и змеевикового типов.

Ключевые слова: система глубокой утилизации теплоты, котел, уходящие дымовые газы, конденсация водяного пара, термосифонный теплообменный аппарат, метод теплового расчета, коэффициент полезного действия, расход воды, коэффициент теплопередачи, площадь поверхности теплообмена.

A. V. YEFIMOV, A. L. GONCHARENKO

HEAT RECOVERY SYSTEM WITH THE EMBEDDED THERMOSIPHON-TYPE HEAT-EXCHANGE APPARATUS

ABSTRACT It is proposed to use the heat-exchange apparatus whose surface was formed by two-phase siphons of a closed type for the system of deep recovery of the heat of escaping gases of the boiler with the steam capacity of 0.278 kg/s. To protect the gas escape channel from the damage the by-pass was arranged for the portion of combustion gases passing by the heat-exchange apparatus that allows us to raise the temperature of escaping gases above the dew-point temperature. Due to the fact that the heat-exchange apparatus uses the physical heat of gases and also the heat released during the condensation of water steam from the combustion products of natural gas its surface is subdivided in two stages that use different liquids as an intermediate heat carrier for the thermosiphons, in particular the stage without the steam condensation uses water and the stage with the steam condensation uses the water-ammonia mixture. This required some improvement of the known methods of heat calculation for the thermosiphon-type heat exchange apparatus. Computing studies were carried out using the software developed by the authors. The investigation allowed us to establish that in the case of maintenance of the fuel rate at a fixed level the heat recovery system allows us to provide the steam production at a capacity of 0.278 kg/s and also additionally heat 0,5049 kg/s of the heating system water in the hot water supply system in the range of 10 °C to 65 °C and also to generate the condensate at a capacity of 0.0247 kg/s. The comparison of heat-exchange apparatuses of a thermosiphon type and coil type showed that their structures are comparable with regard to heat engineering and overall indicators.

Key words: deep heat recovery system, boiler, escaping combustion gases, water steam condensation, thermosiphon-type heat exchange apparatus, heat computation method, efficiency factor, water rate, heat transfer coefficient, and the heat exchange surface area.

Постановка проблемы в общем виде

Кризисная ситуация в топливно-энергетическом комплексе Украины, морально и физически устаревший производственный потенциал, и высокая энергоёмкость производства теплоты требуют коренной реабилитации коммунальной энергетики, основной целью которой является экономия топливно-энергетических ресурсов, главным образом, природного газа. В соответствии с Энергетической стратегией Украины на период до 2030 года [1] предусмотрено снижение потребления природного газа в сфере теплообеспечения почти на 30 %.

В системе теплоснабжения Украины по состоянию на 2010 год общее количество отопительных котельных составляет более 33 тыс., мощность 86 % которых не превышает 3 Гкал/ч. По данным [2] техническое состояние оборудования более 26 тыс. котельных является критическим, более 22 % всех установленных котлов эксплуатируется свыше 20 лет. Коэффициент полезного дей-

ствия (КПД) этих котлов ниже 82 %. Температура уходящих газов из котельных агрегатов при номинальной нагрузке составляет около 120–130 °C и более, котлы мощностью менее 0,7 кВт выбрасывают дымовые газы с температурой свыше 200 °C. Потери теплоты с уходящими газами при расчете по нижней теплоте сгорания топлива с температурой газов 150 °C составляют 4–6 %, а при более высокой температуре – 8–10 %.

В соответствии с этим одним из основных путей экономии топлива в промышленной и коммунальной теплоэнергетике является повышение эффективности его использования за счет утилизации теплоты уходящих из котлов газов. По данным [1] выполнение стратегии модернизации коммунальной теплоэнергетики позволит обеспечить ежегодную экономию природного газа в количестве 5 млрд. м³.

Состояние и актуальность проблемы

В настоящее время с целью повышения эффективности использования природного газа в котельных установках малой и средней теплопроизводительности у нас в стране и за рубежом успешно используются конденсационные технологии глубокой утилизации теплоты уходящих газов [3–8]. Такие технологии дают возможность при умеренных капитальных и эксплуатационных затратах существенно уменьшить потребление газообразного топлива, снизить загрязнение окружающей среды и использовать конденсат для подпитки котлов или систем теплоснабжения.

В работе [7] предложена замкнутая теплоутилизационная система, в состав которой входят: паровой котёл, конденсационный воздухоподогреватель (КВП) и конденсационный теплообменный аппарат (КТА) для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения.

В коммунальной теплоэнергетике обычно применяется более простая утилизационная система, состоящая из котла и КТА (без КВП) [3, 5, 6]. При этом, для защиты газоотводящего тракта и дымовой трубы от коррозии и их разрушения требуется повышение температуры газов на выходе из системы до величины, превышающей температуру точки росы. Для этого используется часть покидающих котел дымовых газов, байпасируемых мимо КТА. В связи с этим уменьшается количество утилизируемых газов и, соответственно, снижается экономия природного газа. Однако и в этом случае, как будет показано далее, она достаточно высока. Конструкция КТА змеевикового типа при этом остаётся такой же, как и приведённая в работе [7], но с увеличенной площадью поверхности теплообмена (рис. 1).

Особенностью КТА является наличие двух ступеней: так называемая «сухая», в которой используется физическая теплота продуктов сгорания топлива, выделяющаяся при их охлаждении до температуры точки росы, и конденсационная, в которой осуществляется охлаждение продуктов сгорания топлива ниже температуры точки росы с конденсацией водяного пара из них.

Кроме того, теплообменная поверхность КТА сформирована из змеевикового пакета труб с невысокими рёбрами, изготовленных из нержавеющей стали (внутренний диаметр трубы, $d_{\text{вн}} = 0,014$ м; наружный диаметр оребрённой трубы, $D_{\text{рб}} = 0,018$ м; диаметр трубы у основания ребра, $d = 0,016$ м; высота ребра, $h_{\text{рб}} = 0,0013$ м; толщина ребра, $\delta_{\text{рб}} = 0,0006$ м; шаг расположения рёбер, $S_{\text{рб}} = 0,0015$ м; поперечный шаг расположения труб, $\sigma_1 = 1,59$; продольный шаг расположения труб, $\sigma_2 = 1,38$; коэффициент оребрения,

$\Psi_{\text{рб}} = 2,94$; эквивалентный диаметр оребрённой трубы, $d_{\text{э}} = 0,01696$ м).

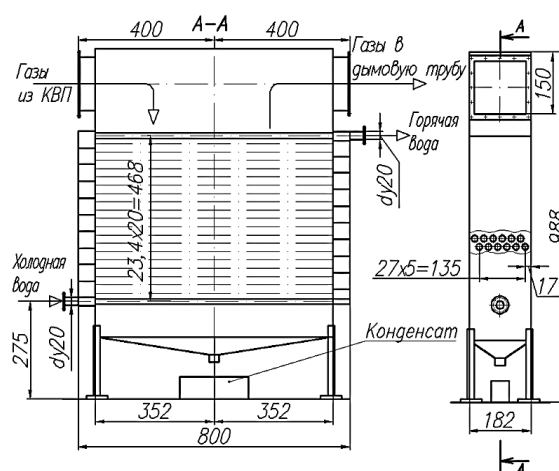


Рис. 1 – Конструктивная схема КТА:

1 – вход газов; 2 – выход газов; 3 – вход воды;
4 – выход воды; 5 – выход конденсата

Постановка задачи

Объектом исследования является вариант теплоутилизационной системы, в состав которой входят паровой котел Е-1,0-09 ГЗ и конденсационный теплообменный аппарат, поверхность которого сформирована из двухфазных термосифонов.

Целью исследования является поиск новых решений по разработке систем глубокой утилизации теплоты уходящих газов котлов небольшой и средней мощности, использующих в качестве топлива природный газ. Для достижения этой цели предлагается разработать термосифонный теплообменный аппарат (ТТА), усовершенствовать метод его теплового расчета с учетом эффекта конденсации водяного пара из продуктов сгорания природного газа и создать его конструктивную схему. Оценку эффективности разработки ТТА следует осуществить путем сравнения ее с конструкцией КТА.

Изложение основного материала

Наиболее рациональным решением поставленной задачи является применение в теплоутилизационной системе теплообменника конденсационного типа, созданного на базе гравитационных двухфазных термосифонов закрытого типа.

Исследованиям теплофизических процессов, протекающих в таких теплообменных аппаратах, разработкам и практическому внедрению их посвящено большое количество работ, например, [9–14]. Основными достоинствами термосифонных теплообменных аппаратов по сравнению с традиционными змеевиковыми конструкциями, как известно, являются: эксплуатационная надёж-

ность в случае возникновения аварийных ситуаций благодаря автономности работы каждого термосифона; отсутствие изгибов труб; отсутствие термических напряжений в связи с консольным креплением термосифонов; более высокие коэффициенты теплопередачи в связи с заменой продольного обтекания поверхности теплообмена теплоносителем на поперечное; более низкие аэродинамические сопротивления.

По аналогии с КТА при разработке ТТА целесообразным представляется разделение его на две ступени: бесконденсационную и конденсационную. В связи с различным уровнем температур дымовых газов, проходящих через эти ступени, это разделение удобно с точки зрения выбора типа промежуточного теплоносителя, находящегося внутри термосифонов, а также его рабочей температуры и давления насыщения. С целью обеспечения возможности сравнения теплотехнических и конструктивных характеристик змеевикового трубчатого КТА и термосифонного теплообменника ТТА материал и параметры пучка труб, а также скорости движения газов принимались одинаковыми. К сожалению, из-за различия в конструкциях теплообменных аппаратов (ТА) сохранить скорости движения воды одинаковыми не удалось. При сопоставлении конструкций КТА и ТТА это было учтено.

В процессе настоящего исследования выполнялись тепловые расчеты утилизационной системы, бесконденсационной и конденсационной ступеней ТА, а также конструктивные проработки ТТА и КТА. Тепловые расчеты системы и теплоутилизаторов осуществлялись с помощью разработанной нами компьютерной программы.

Тепловой расчёт системы. В результате этого расчета были определены количества теплоты, выделяющиеся в процессах охлаждения дымовых газов до температуры точки росы и конденсации водяного пара из них при более глубоком охлаждении, КПД системы и расход топлива, расходы и температуры теплоносителей и другие теплотехнические параметры. Следует отметить, что количество теплоты, выделяющееся в конденсационной ступени, определялось следующим образом:

$$Q_K = \varphi(Q_1 + Q_2 + Q_3), \quad (1)$$

где φ – коэффициент сохранения теплоты; Q_1 – количество теплоты, выделяющееся при конденсации водяного пара; Q_2 – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении неконденсирующихся газов; Q_3 – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении несконденсировавшегося водяного пара. Составляющие уравнения (1) определялись по формулам, приведенным в работе [8].

Тепловой расчёт бесконденсационной ступени ТТА. Расчет осуществлялся в соответствии с известными методами расчета теплооб-

менных аппаратов, разрабатываемых на основе термосифонов и тепловых труб [9–12, 14]. Исходными данными являлись: расход дымовых газов, скорость движения дымовых газов и геометрические параметры оребренной трубы (такие же, как в КТА). Задаваясь количеством труб, расположенных в одном ряду шахматного пучка, находилась длина испарительной зоны $\ell_{И}$ термосифона. С целью обеспечения минимальной металлоемкости теплообменного аппарата для определения длины конденсационной зоны термосифона ℓ_K в работе [10] рекомендуется использовать оптимальное соотношение $f_{ОПТ} = H_{3,К} / H_{3,И} = \sqrt{\bar{K}_{3,И} / \bar{K}_{3,К}}$, где $H_{3,К}$ и $H_{3,И}$ – соответственно площади поверхностей зон конденсации и испарения термосифона; $\bar{K}_{3,И}$ и $\bar{K}_{3,К}$ – средние коэффициенты теплопередачи в зонах испарения и конденсации. Так как коэффициенты теплопередачи неизвестны, то в первом приближении принималось $f_{ОПТ} = 4-5$ и тогда $\ell_K = \ell_{И} f_{ОПТ}$. В дальнейшем, после определения $\bar{K}_{3,И}$ и $\bar{K}_{3,К}$, соотношение $f_{ОПТ}$ уточнялось. Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к поверхности испарительной части пучка термосифонов находился с помощью компьютерной программы по известной из работы [15] зависимости, применяемой при поперечном обтекании шахматного пучка оребренных труб.

Следующим этапом расчёта ТТА являлся выбор рабочей жидкости промежуточного теплоносителя. В работе [10] предлагается использовать для этой цели уравнение

$$t_{S,ПР} = \frac{\sqrt{\bar{K}_{3,К}} k_{3,И} \vartheta_{Г} + \sqrt{\bar{K}_{3,И}} k_{3,К} t_{ВОД}}{\sqrt{\bar{K}_{3,К}} k_{3,И} + \sqrt{\bar{K}_{3,И}} k_{3,К}}, \quad (2)$$

где $t_{S,ПР}$ – температура насыщения промежуточного теплоносителя; $k_{3,К}$ и $k_{3,И}$ – локальные коэффициенты теплопередачи в конденсационной и испарительной зонах в крайних рядах термосифонов каждой ступени; $\vartheta_{Г}$ и $t_{ВОД}$ – температуры газов и воды в тех же рядах.

Необходимо отметить, что этот вариант расчета довольно громоздок, так как он выполняется методом последовательных приближений с предварительным определением локальных и средних коэффициентов теплопередачи, выбора рабочей температуры промежуточного теплоносителя и последующего нахождения средних коэффициентов теплопередачи и корректировки $t_{S,ПР}$. В работе [12] используется более простой способ выбора рабочей температуры промежуточного теплоносителя, основанный на определении термических сопротивлений стенок термосифона и слоев жидкости с фазовым переходом в зонах кон-

денсации и испарения. Однако он разработан для гладкостенных труб и может быть применен при замене наружного диаметра на эквивалентный диаметр оребренной трубы. Кроме того, этот способ также требует использования метода последовательных приближений при нахождении коэффициентов теплоотдачи в зонах конденсации и испарения термосифона. Поэтому в настоящем исследовании был принят вариант расчета, предложенный в работе [10].

Коэффициент теплопередачи в зоне испарения термосифонов определялся по формуле

$$\bar{K}_{3,И} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ГАЗ}} + \frac{1}{\alpha_{3,И}} \frac{H_{3,И}}{H_{3,И,ВН}}}, \quad (3)$$

где $\alpha_{ГАЗ}$ – коэффициент теплоотдачи от газов к оребренной поверхности, расчёт которого осуществлялся с использованием известной зависимости для поперечного обтекания шахматного

$$\alpha_{КИП.Б.О} = 0,082 \frac{\lambda_{Ж}}{\ell_{Ж}} \left(\frac{\mu_{Ж} c_p}{\lambda_{Ж}} \right)^{-0,45} \left(\frac{r \rho_{П} q_{И}}{t_{S,ПР} \lambda_{Ж} (\rho_{Ж} - \rho_{П}) g} \right)^{0,7} \left(\frac{t_{S,ПР} c_p \sigma_{Ж} \rho_{Ж}}{r^2 \rho_{П}^2 \ell_{Ж}} \right)^{0,33}, \quad (5)$$

где $\ell_{Ж} = \left(\frac{\sigma_{Ж}}{g(\rho_{Ж} - \rho_{П})} \right)^{0,5}$; $\lambda_{Ж}$ – коэффициент теплопроводности; $\mu_{Ж}$ – коэффициент динамической вязкости; c_p – изобарная теплоёмкость; r – теплота фазового перехода; $\rho_{Ж}$ и $\rho_{П}$ – плотности жидкости и пара; $q_{И}$ – плотность теплового потока в зоне подвода теплоты, отнесённая в внутренней поверхности термосифона; g – ускорение свободного падения; $\sigma_{Ж}$ – поверхностное натяжение.

В уравнении (5) теплофизические свойства промежуточного теплоносителя выбирались при его температуре $t_{S,ПР}$.

Коэффициент теплопередачи в зоне конденсации термосифонов определялся по формуле

$$\bar{K}_{3,К} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ВОД}} + \frac{1}{\alpha_{3,К}} \frac{H_{3,К}}{H_{3,К,ВН}}}, \quad (6)$$

где $\alpha_{ВОД}$ – коэффициент теплоотдачи от оребренной поверхности к воде, расчёт которого осуществлялся с использованием известной зависимости для поперечного обтекания шахматного пучка оребренных труб [15]; $\alpha_{3,К}$ – коэффициент теплоотдачи в зоне конденсации термосифона; $H_{3,К}/H_{3,К,ВН}$ – отношение наружной площади

$$\bar{K} = \frac{\psi}{\left(\frac{1}{\alpha_{ГАЗ}} + \frac{1}{\alpha_{3,И}} \frac{H_{3,И}}{H_{3,И,ВН}} \right) + \left(\frac{1}{\alpha_{ВОД}} + \frac{1}{\alpha_{3,К}} \frac{H_{3,К}}{H_{3,К,ВН}} \right)}, \quad (8)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности поверхности теплообмена.

При расчёте площади поверхности тепло-

пучка оребренных труб [15]; $\alpha_{3,И}$ – коэффициент теплоотдачи в зоне испарения термосифона (при кипении промежуточного теплоносителя); $H_{3,И}/H_{3,И,ВН}$ – отношение наружной площади поверхности теплообмена в зоне испарения термосифона к внутренней.

Коэффициент теплоотдачи в зоне испарения термосифона находился как [9]

$$\alpha_{3,И} = 2,35 \alpha_{КИП.Б.О} (p_S / p_{КР})^{0,14}, \quad (4)$$

где $\alpha_{КИП.Б.О}$ – коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объёме; p_S – давление насыщения промежуточного теплоносителя, определяемое при температуре $t_{S,ПР}$; $p_{КР}$ – критическое давление теплоносителя;

Коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объёме, Вт/(м²·К), определялся по формуле

поверхности теплообмена в зоне конденсации термосифона к внутренней.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара промежуточного теплоносителя находился по известной зависимости

$$\alpha_{3,К} = 1,116 \cdot 0,943 \cdot 4 \sqrt{\frac{g \rho_{Ж}^2 \lambda_{Ж}^3 r}{\mu_{Ж} \ell_{К} (t_{S,ПР} - t_{СТ,К})}}, \quad (7)$$

где $t_{СТ,К}$ – температура стенки термосифона в зоне конденсации, которая находилась как $t_{СТ,К} = (\bar{t}_{ВОД} + t_{S,ПР})/2$, где $\bar{t}_{ВОД}$ – средняя температура воды в ступени ТТА.

После определения $\bar{K}_{3,И}$ и $\bar{K}_{3,К}$ находилась величина температуры промежуточного теплоносителя с помощью зависимости

$$t'_{S,ПР} = \frac{\sqrt{\bar{K}_{3,И} / \bar{K}_{3,К}} \bar{\vartheta}_{Г} + \bar{t}_{ВОД}}{\sqrt{\bar{K}_{3,И} / \bar{K}_{3,К}} + 1} \quad [10], \quad \text{где } \bar{\vartheta}_{Г} - \text{сред-$$

няя температура газов в ступени ТТА, и расчёт повторялся до достижения заданной невязки в значениях $t_{S,ПР}$ и $t'_{S,ПР}$. В результате расчёта в качестве промежуточного теплоносителя была выбрана вода.

Коэффициент теплопередачи от газов к воде определялся по формуле

обмена учтено снижение температурного напора $\Delta \bar{t}$ вследствие наличия процессов кипения и конденсации промежуточного теплоносителя, а также

гидростатического эффекта с использованием данных работы [14].

Тепловой расчёт конденсационной ступени ТТА. Он выполнялся по приведенному выше алгоритму за исключением определения коэффициента теплоотдачи от газов к оребренной поверхности, учитывающего совместно протекающие процессы теплообмена и массообмена при конденсации водяного пара из продуктов сгорания топлива, который находился как

$$\alpha_{Г,КОН} = \left\{ \frac{1}{\beta_p r \frac{p_{П} - p_{ГР}}{\vartheta_{Г} - t_{ГР}} + \alpha_{ГАЗ}} + \frac{1}{\alpha_{3,К}} \right\}^{-1}, \quad (9)$$

где β_p – коэффициент массоотдачи водяного пара в газовой фазе, отнесённый к градиенту парциальных давлений; $p_{П}$ – парциальное давление водяного пара при температуре газов; $p_{ГР}$ и $t_{ГР}$ – парциальное давление и температура водяного пара на границе раздела фаз.

Метод определения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{Г,КОН}$ и параметров водяного пара путем последовательных приближений приведён в работе [8].

В уравнение (3) вместо $\alpha_{ГАЗ}$ подставлялся коэффициент теплоотдачи $\alpha_{Г,КОН}$.

В качестве промежуточного теплоносителя была выбрана аммиачная вода с массовой концентрацией аммиака, равной 50 %.

Тепловой расчёт конденсационных ступеней ТТА и КТА выполнялся позонно, при этом поверхность теплообмена разделялась на отдельные небольшие участки, в пределах которых параметры тепло- и массообмена принимались постоянными. Конструкция термосифонного теплообменного аппарата приведена на рис. 2. Как видно из рисунка, он является компактным и технологичным.

Результаты расчёта системы: расход пара, $D = 0,278$ кг/с (1 т/ч); КПД котла, рассчитанный по высшей теплоте сгорания топлива, $\eta_K^B = 79,96$ %; КПД системы $\eta_{СИСТ}^B = 92,7$ %; расход газов на входе ТА, $G_{Г,ВХ} = 0,3296$ кг/с; расход газов на выходе ТА, $G_{Г,ВЫХ} = 0,3049$ кг/с; выход конденсата, $G_K = 0,0247$ кг/с; расход нагреваемой воды, $G_{ВОД} = 0,5049$ кг/с (1,82 т/ч). Условная экономия топлива составляет 13,8 %, что примерно на 5 % ниже, чем в варианте системы без байпаса [7] (14,4 %).

В **бесконденсационных ступенях** ТТА и КТА при выполнении тепловых расчётов принимались одинаковыми: температура газов на входе,

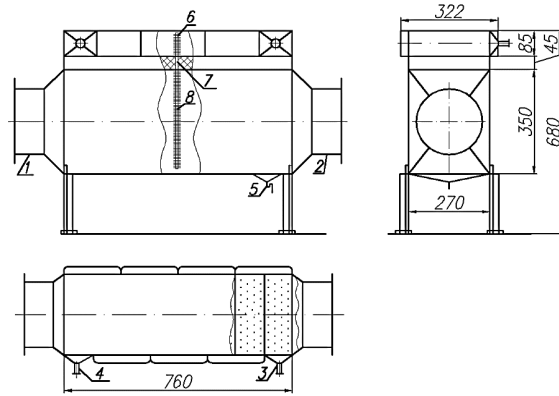


Рис. 2 – Конструктивная схема ТТА:

- 1 – вход газов; 2 – выход газов; 3 – вход воды;
- 4 – выход воды; 5 – выход конденсата;
- 6 – испарительная зона термосифона;
- 7 – конденсационная зона термосифона;
- 8 – адиабатная зона термосифона

$\vartheta_{Г1} = 200$ °С; температура газов на выходе (температура точки росы), $\vartheta_p = 56$ °С; температура воды на входе, $t_{Х,ВОД} = 10$ °С; температура воды на выходе, $t_{ВОД} = 40,46$ °С; средняя скорость движения газов, $w_{Г} = 12,53$ м/с. Аналогично в **конденсационных ступенях** ТТА и КТА одинаковыми являлись: температура газов на входе, $\vartheta_p = 56$ °С; температура газов на выходе, $\vartheta_{Г2} = 35$ °С; температура воды на входе, $t_{ВОД} = 40,46$ °С; температура воды на выходе, $t_{Г,ВОД} = 65$ °С; скорость движения газов, $w_{Г} = 9,56$ м/с.

В результате расчёта ТТА было установлено, что длина зоны испарения $\ell_{И}$ составляет 0,334 м, длина зоны конденсации $\ell_{К} = 0,08$ м, $f_{ОПТ} = 4,1$.

Результаты сравнения основных характеристик ТТА и КТА приведены в табл. 1.

Как следует из данных табл. 1, площадь поверхности в **бесконденсационной ступени** ТТА превышает аналогичный параметр КТА на 12,2 %. Однако при этом скорость движения воды в ней почти в два раза меньше, чем в КТА. Если учесть это в расчёте в ТТА, то, несмотря на увеличение коэффициента теплоотдачи на 35 %, количество рядов термосифонов и, соответственно, площадь поверхности теплообмена остаются без изменений. Более существенное влияние оказывает температурный напор, если его принять таким же как в КТА, то количество рядов уменьшается с 18 до 16 и площадь поверхности в этом случае становится равной 9,77 м², то есть она практически соизмерима с площадью поверхности КТА.

Таблица 1 – Результаты расчёта ТТА и КТА

Конструкция теплообменного аппарата			ТТА	КТА
Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Величина	
Количество труб в одном ряду	z_1	шт.	10	6
Число ходов по газам	$z_{\text{ХОД}}$	шт.	1	2
Бесконденсационная ступень				
Скорость движения воды	$w_{\text{ВОД}}$	м/с	0,282	0,554
Площадь поверхности теплообмена	H	м ²	10,99	9,65
Количество рядов труб	z_2	шт.	18	11
Температурный напор	$\Delta \bar{t}$	°С	48,8	55,24
Конденсационная ступень				
Скорость движения воды	$w_{\text{ВОД}}$	м/с	0,28	0,549
Площадь поверхности теплообмена	H	м ²	8,55	8,78
Количество рядов труб	z_2	шт.	14	10
Температурный напор	$\Delta \bar{t}$	°С	16,3	18,9

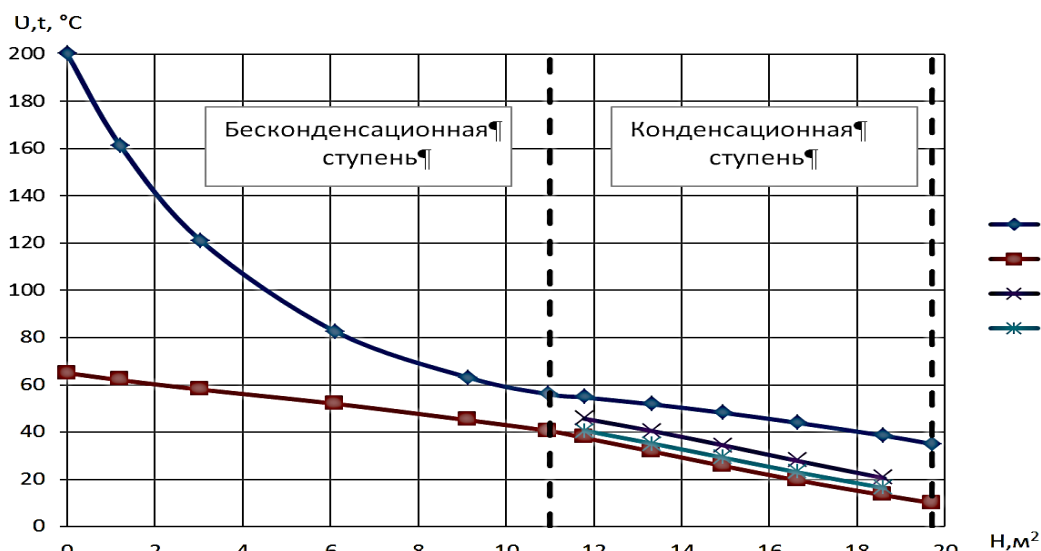


Рис. 3 – Изменение температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена:
 1 – температура газов; 2 – температура воды; 3 – температура на границе раздела фаз;
 4 – температура стенки

В конденсационной ступени ТТА площадь поверхности на 2,6 % меньше, чем в КТА. Учёт повышения скорости движения воды также не приводит к ее изменению. При сохранении температурного напора на уровне $\Delta \bar{t} = 18,9$ °С площадь поверхности ТТА уменьшается до 7,33 м² (меньше аналогичной площади поверхности КТА на 16,5 %).

Несомненный интерес представлял характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена (рис. 3), особенно в конденсационной ступени ТА, так как в этом случае имеет место не только конвективный теплообмен, но и массообмен.

В процессе разработки ТТА выполнялась проверка термосифонов на критическую тепловую нагрузку для первых по ходу газов рядов каждой

ступени с помощью уравнения, приведённого в работе [11]

$$q_F^{\text{ПР}} = 0,16r\rho_{\text{П}}^{0,5}(\sigma_{\text{Ж}}g(\rho_{\text{Ж}} - \rho_{\text{П}}))^{0,25} \times (1 - \exp(-(d_{\text{ВН}} / \ell_{\text{И}})(\rho_{\text{Ж}} / \rho_{\text{П}})^{0,13})). \quad (10)$$

Проверка показала, что плотность теплового потока в зоне нагрева термосифонов $q_{\text{И}}$ существенно меньше $q_F^{\text{ПР}}$.

Выводы

Анализ результатов выполненного расчётного исследования подтвердил высокую эффективность предложенной теплоутилизационной системы, ее внедрение в коммунальную теплоэнергетику даёт возможность при проектном расходе топлива обеспечить производство пара на

неизменном уровне (1 т/ч), дополнительно нагреть от 10 °С до 65 °С 1,82 т/ч воды, используемой в системе горячего водоснабжения, а также получить 0,089 т/ч конденсата, вполне пригодного для использования в качестве подпиточной воды.

Предложенный метод теплового расчёта термосифонного теплообменного аппарата позволяет учитывать эффект конденсации водяного пара из дымовых газов, а также разделять поверхность термосифонного теплообменного аппарата на отдельные участки с различными рабочими жидкостями, выбираемыми в зависимости от температурного уровня газов.

Конструкции ТТА и КТА обладают высокими теплотехническими показателями и небольшими габаритными размерами.

Отсутствие эмпирических зависимостей для определения теплофизических свойств аммиачной воды (и других низкотемпературных промежуточных теплоносителей), как для воды, затрудняет создание компьютерной программы расчёта ТТА, что требует проведения дальнейших исследований.

Список литературы

- 1 Энергетична стратегія України на період до 2030 року [Електронний ресурс]: Розпорядження КМ України від 24.07.2013, №1071. – 158 с. – Режим доступа: <http://npgu.net/Strategiya.doc>. – Название с экрана. – 25.12.2015.
- 2 **Долінський, А. А.** Основні положення концепції Національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України [Текст] / **А. А. Долінський, Б. І. Басок, Є. Т. Базеев, Г. П. Кучин** // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 68–77. – ISSN 0204-3602.
- 3 **Аронов, И. З.** Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / **И. З. Аронов**. – Ленинград Недр (Ленинградское отделение). – 1990. – 280 с.
- 4 **Sullivan, R. E.** The Timken Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water [Текст] / **R. E. Sullivan** // II ASHRAE J. – 1985. – V. 27, № 3. – P. 73–75.
- 5 **Фиалко, Н. М.** Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа [Текст] / **Н. М. Фиалко, Ю. В. Шеренковский, А. И. Степанова, Р. А. Навродская, П. К. Голубинский, М. А. Новаковский** // Промышленная теплотехника. – 2008. – № 3. – С. 68–76.
- 6 **Гаряев, А. Б.** Совершенствование методов расчета аппаратов и установок для глубокой утилизации теплоты влажных газов, и разработка мер по повышению эффективности ее использования [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.14.04 / **Гаряев Андрей Борисович**. – М. : 2010. – 40 с.
- 7 **Ефимов, А. В.** Система глубокой утилизации теплоты газов, уходящих из котельных агрегатов [Текст] / **А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко, Л. В. Гончаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 73–80. – Бібліогр. : 12 назв. – ISSN 2078-774X.
- 8 **Ефимов, А. В.** Совершенствование метода теплового расчёта конденсационного теплоутилизационного аппарата поверхностного типа, устанавливаемого за котельной установкой [Текст] / **А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко, Л. В. Гончаренко** // Энергетика. – Київ : НТУУ «КПІ», 2009. – № 1. – С. 64–73. – ISSN
- 9 **Безродный, М. К.** Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах [Текст] / **М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк**. – Киев : Факт, 2003. – 480 с.
- 10 **Безродный, М. К.** К оптимизации термосифонных утилизаторов теплоты [Текст] / **М. К. Безродный, С. С. Волков, В. М. Подгорецкий** // Промышленная энергетика. – 1987. – № 4. – С. 46–48.
- 11 **Пиоро, И. Л.** Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами [Текст] / **И. Л. Пиоро**. – Киев : Наукова думка, 1991. – 244 с.
- 12 **Васильев, Л. Л.** Теплообменники на тепловых трубах [Текст] / **Л. Л. Васильев**. – Минск : Наука и техника. – 1981. – 143 с.
- 13 **Jouhara, H.** Experimental investigation of small diameter twophase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283 [Text] / **H. Jouhara, A. J. Robinson** // Applied Thermal Engineering. – 2010. – V. 30. – P. 201–211.
- 14 **Гаврилов, А. Ф.** Расчёт воздухоподогревателя с промежуточным теплоносителем [Текст] / **А. Ф. Гаврилов** // Теплоэнергетика. – 1966. – № 8. – С. 92–93.
- 15 Тепловой расчёт котлов (нормативный метод) [Текст] / Под ред. **С. И. Мочана**. – 3-е изд., перераб. и дополн. – Санкт-Петербург, 1998. – 257 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 (2013), “Energetichna strategija' Ukrainy na period do 2030 roku : Rozporjadzhennja KM Ukrainy vid 24.07.2013, №1071”, available at: <http://npgu.net/Strategiya.doc> (Accessed 25 December 2015).
- 2 **Dolinskiy, A. A., et al.** (2009), “Osnovni polozhennja koncepcii' Nacional'noi' strategii' teplozabezpechennja naselennyhpunktiv Ukrainy [The main provisions of the concept of National strategy of heat supply of settlements of Ukraine]”, *Promyshlennaja teplotehnika*, vol. 31, no. 4, pp. 68–77, ISSN 0204-3602.
- 3 **Aronov, I. Z.** (1990), *Kontaktnyj nagrev vody produktami sgoranija prirodnogo gaza [Contact heating water by products of combustion of natural gas]*, Nedra (Leningradskoe otdelenie), Leningrad, Russia.
- 4 **Sullivan, R. E.** (1985), “The Timken Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water”, *II ASHRAE J*, vol. 27, no. 3, pp. 73–75.
- 5 **Fialko, N. M., et al.** (2008), “Jefferktivnost' sistem utilizacii teploty othodjashhih gazov jenergeticheskikh ustanovok razlichnogo tipa [The efficiency of heat recovery systems flue gases of power plants of various types]”. *Promyshlennaja teplotehnika*, no. 3, pp. 68–76.
- 6 **Garjaev, A. B.** (2010), “Sovershenstvovanie metodov rascheta apparatov i ustanovok dlja glubokoj utilizacii teploty vlaznyh gazov i razrabotka mer po povysheniju jefferktivnosti ee ispol'zovanija [Improving methods of calculating machines and installations for deep wet gas heat recovery and the development of measures to im-

- prove the efficiency of its use]”, Abstract of D. Sc. dissertation, Moscow, Russia.
- 7 **Efimov, A. V. and Goncharenko, A. L.** (2010), “Matematicheskaja model' sistemy “kotel–teploutilizator”. [Mathematical model of the system “boiler-heat exchanger”]”, *Bulletin of NTU “KhPI”*, vol. 21, pp. 76–87.
 - 8 **Efimov, A. V., Goncharenko, A. L. and Goncharenko, L. V.** (2009), “Sovershenstvovanie metoda teplovogo rascheta kondensatsionnogo teploutilizacionnogo apparata poverhnostnogo tipa, ustanavlivajemogo za kotelnoi' ustanovkoj' [Improvement in the method of calculating the heat of condensation heat recovery unit of the surface type of the boiler system installed]”, *Energetika*, no. 1, pp. 64–73.
 - 9 **Bezrodnyj, M. K., Pioro, I. L. and Kostu'k, T. O.** (2003), *Processy perenosa v dvofaznyh termosifonnyh sistemah [Transport processes in two-phase thermosiphon systems]*, Fakt, Kiev.
 - 10 **Bezrodnyj, M. K., Volkov, S. S. and Podgoreckiy, V. M.** (1987), “K optimizacii termosifonnyh utilizatorov teploty [By optimizing the thermosiphon heat recovery boilers]”, *Promyshlennaja energetika*, no. 4, pp. 46–48.
 - 11 **Pioro, I. L.** (1991), *Effektivnye teploobmenniki s dvufaznymi termosifonnami [Efficient heat exchangers with two-phase thermosiphon]*, Naukova dumka, Kiev, Russia.
 - 12 **Vasil'ev, L. L.** (1981), *Teploobmenniki na teplovyh trubah [Heat exchangers in the heat pipes]*, Nauka i tehnika, Minsk, Belarus.
 - 13 **Jouhara, H. and Robinson A. J.** (2010), “Experimental investigation of small diameter twophase closed thermosiphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 201–211.
 - 14 **Gavrilov, A. F.** (1966), Raschet vozduhopodogrevatelja s promezhutochnym teplonositelem [Calculation of the air heater with intermediate heat carrier]. *Teploenergetika*, no.8, pp. 92–93.
 - 15 **Mochan, S. I.** (ed.) (1998), *Teplovoj raschet kotlov (normativnyj metod) [Thermal design of boilers (standard method)]*, St. Petersburg, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Ефимов Александр Вячеславович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры парогенераторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина, e-mail: AVEfimov@Kpi.Kharkov.ua, ORCID 0000-0003-3300-7447.

Yefimov Alexander V. – Doctor of Technical Science, Professor, Head of the Department steam generator buildings, National of Technical University “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Гончаренко Александр Леонидович – кандидат технических наук, доцент кафедры парогенераторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина, e-mail: dalexg@rambler.ru, ORCID 0000-0003-4959-6469.

Goncharenko Alexander L. – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent Department of steam generator buildings, Head of Department National of Technical University “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Ефимов, А. В. Теплоутилизационная система с термосифонным теплообменным аппаратом в ее составе [Текст] / **А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 30–37. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.04.

Please cite this article as:

Yefimov, A. and Goncharenko, A. (2016), “Heat Recovery System with the Embedded Thermosiphon-Type Heat-Exchange Apparatus”, *Bulletin of NTU “KhPI”*. Series: *Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 30–37, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.04.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Єфимов, О. В. Теплоутилізаційна система з термосифонним теплообмінним апаратом у її складі [Текст] / **О. В. Єфимов, О. Л. Гончаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 30–37. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.04

АНОТАЦІЯ В системі для глибокої утилізації теплоти відхідних газів котельних агрегатів невеликої паропроductивності запропоновано використати теплообмінний апарат, поверхня якого сформована з двофазних термосифонів і розділена на два щабля: безконденсаційний, у термосифонах якого робочим тілом є вода, і конденсаційний, де застосовується водоаміачна суміш. Удосконалено метод теплового розрахунку і розроблена конструкція теплообмінного апарата. Виконано порівняння теплоутилізаторів термосифонного і змішувикового типів.

Ключові слова: система глибокої утилізації теплоти, котел, відхідні димові гази, конденсація водяної пари, термосифонний теплообмінний апарат, метод теплового розрахунку, коефіцієнт корисної дії, витрата води, коефіцієнт теплопередачі, площа поверхні теплообміну.

Поступила (received) 15.01.2016