

УДК 621.036.7

А. В. ЕФИМОВ, доктор технических наук, профессор, e-mail: LabSGB@kpi.kharkov.ua

А. Л. ГОНЧАРЕНКО, кандидат технических наук, e-mail: dalex.g@rambler.ru

О. В. КАСИЛОВ, кандидат технических наук, доцент, e-mail: o.kasilov@hotmail.com

Л. В. ГОНЧАРЕНКО, кандидат технических наук, доцент,

e-mail: leonid.goncharenko@rambler.ru

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ ПРИ РАЗРАБОТКЕ СИСТЕМЫ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ИЗ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ ГАЗОВ

Рассмотрен один из вариантов энергосбережения в промышленной и коммунальной теплоэнергетике путем глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов продуктов сгорания газообразного топлива. С помощью разработанной компьютерной программы выполнено расчетное исследование с целью оценки влияния основных параметров на теплотехнические, аэродинамические и конструктивные характеристики теплоутилизационной системы и выбора их оптимальных значений.

Ключевые слова: теплоутилизационная система, глубокая утилизация теплоты, конденсация водяного пара, эффективность утилизационной технологии, температура уходящих дымовых газов, температура холодной воды, температура холодного воздуха, диаметр шарообразного теплоносителя, скорость движения газов.

Розглянутий один з варіантів енергозбереження у промисловій і комунальній теплоенергетиці шляхом глибокої утилізації теплоти продуктів спалювання природного газоподібного палива, що йдуть з котлів. За допомогою розробленої комп'ютерної програми виконане розрахункове дослідження з метою оцінки впливу основних параметрів на теплотехнічні, аеродинамічні та конструктивні характеристики теплоутилізаційної системи і вибору їх оптимальних значень.

Ключові слова: теплоутилізаційна система, глибока утилізація теплоти, конденсація водяної пари, ефективність утилізаційної технології, температура відхідних димових газів, температура холодної води, температура холодного повітря, діаметр кулеподібного теплоносія, швидкість руху газів.

Постановка проблемы в общем виде

В настоящее время характерной чертой теплоэнергетики Украины являются значительные масштабы топливоиспользования при низком уровне его эффективности. Это обусловлено напряженной ситуацией с обеспечением теплоэнергетики дефицитным и дорогостоящим природным газом, а также низкой эффективностью производства теплоты с помощью большого количества морально и физически устаревших котлов. По данным Госкомстата Украины техническое состояние оборудования 26430 котельных является критическим, 14330 котлов (22,2 % всех установленных) эксплуатируется свыше 20 лет. Коэффициент полезного действия (КПД) этих котлов при расчете по нижней теплоте сгорания топлива не превышает 70–80 % [1, 2]. Поэтому максимально возможное энергосбережение при производстве теплоты в сфере промышленной и коммунальной теплоэнергетики является одним из важных стратегических направлений энергетической политики Украины.

Низкие значения КПД котлов обусловлены большими потерями теплоты с уходящими газами, которые при их температуре 120–200 °С составляют 6–12 %. Как известно, одним из перспективных и эффективных способов снижения этой потери является глубокая утилизация теплоты уходящих газов с конденсацией водяных паров из них [3, 4]. Такая теплоутилизационная технология позволяет при относительно невысоких капитальных и эксплуатационных затратах на 12–15 % снизить расход

газообразного топлива, уменьшить выбросы вредных веществ в окружающую среду и использовать конденсат для подпитки котлов и систем теплоснабжения.

Состояние и актуальность проблемы

В работе [5] предложена утилизационная система замкнутого типа, в состав которой входят: котел, конденсационный воздухоподогреватель (КВП) и конденсационный теплообменный аппарат (КТА) для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения. Принципиальная схема этой системы приведена на рис. 1. Теплоутилизационная система разработана на базе парового или водогрейного котлов, не имеющих в своем составе воздухоподогревателя. В качестве КВП используется регенеративный теплообменный аппарат с промежуточным шарообразным теплоносителем дробепоточного типа. КТА представляет собой рекуперативный аппарат поверхностного типа, сформированный из пакета труб с невысокими ребрами, изготовленных из нержавеющей стали. Методы теплового расчета и конструктивные схемы КВП и КТА приведены в работе [6].

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 из них, в КТА осуществляется охлаждение ниже температуры точки росы оставшейся части продуктов сгорания топлива с конденсацией водяного пара из них.

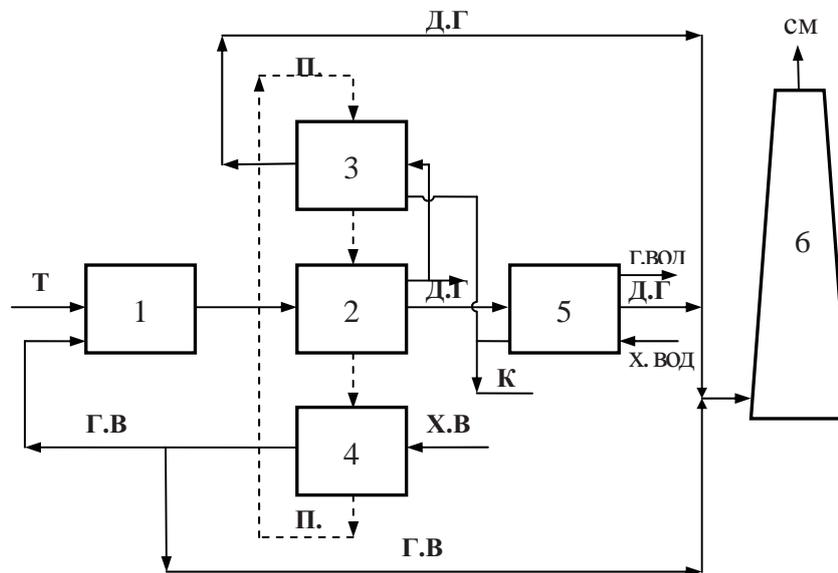


Рис. 1 Принципиальная схема системы «котел–КВП–КТА»:

- 1 – котел; 2 – «сухая» зона КВП; 3 – конденсационная зона КВП; 4 – воздушная зона КВП; 5 – КТА; 6 – дымовая труба. Т – топливо; Д.Г – дымовые газы; П.Т – промежуточный теплоноситель; Х.В – холодный воздух; Г.В – горячий воздух; Х.ВОД – холодная вода; Г.ВОД – горячая вода; К – конденсат; СМ – газовоздушная смесь

На основе предложенных в [5, 6] математических моделей и методов расчетов утилизационных систем и их основных элементов разработана компьютерная программа тепловых расчетов последних. Она позволяет рассчитывать различные схемные и конструктивные варианты систем: созданных на основе паровых и водогрейных котлов; без байпаса дымовых газов или с байпасом их части мимо теплоутилизаторов; с использованием конструкций КВП дробепоточного или вращающегося типов; с поверхностью КТА, сформированной с помощью гладких или оребренных труб, расположенных горизонтально или вертикально. Программа содержит в своем составе подпрограммы: GAZ, Vozd, TEMP, pRosa, tRosa, Lamg, Lamv, Nug, Nuv, LamVoda, MuVoda, RoVoda, Arxim, Aero, Alfa. Подпрограммы GAZ и Vozd используются для определения удельных энтальпий углекислого газа, водяного пара и влажного воздуха, которое осуществляется с помощью полиномов пятой степени, приведенных

в [7]. Подпрограмма TEMP предназначена для определения температур горячего воздуха и шарообразного теплоносителя на выходе из КВП, которые определяются по методу, приведенному в работе [8], в основу которого положены коэффициенты эффективности нагрева и охлаждения теплоносителей в зависимости от отношения их водяных эквивалентов и числа единиц переноса теплоты. Подпрограммы pRosa, tRosa используются для расчета температуры точки росы. С достаточной для практики точностью определение температуры насыщения в зависимости от парциального давления водяного пара осуществляется с помощью формулы Фильни. Подпрограммы Lamg, Lamv, Nug, Nuv, LamVoda, MuVoda, RoVoda используются для нахождения теплофизических параметров теплоносителей. Для расчета аэродинамических сопротивлений шарообразного слоя в различных зонах КВП предложена подпрограмма Aero. Подпрограмма Alfa используется для определения коэффициентов теплоотдачи в «сухой» и воздушной зонах КВП.

Выполненный расчет теплоутилизационной системы, созданной на основе парового котла Е-1,0-09 ГЗ, предназначенного для производства 1 т/ч насыщенного пара давлением 0,9 Мпа, свидетельствует о ее высокой теплотехнической эффективности. В качестве исходных данных приняты такие параметры: температура уходящих из котла газов составляет 200 °С, температура газов на выходе из теплоутилизаторов равна 35 °С, температуры холодной воды и холодного воздуха равны 10 °С, температура газов на выходе из системы равна 58 °С. КПД системы (при расчете по высшей теплоте сгорания топлива) составляет 93,33 %. Увеличение КПД системы по сравнению с КПД котла на 13,37 % дает возможность получить условную экономию природного газа на 14,37 %.

При сохранении расхода топлива на неизменном уровне в системе осуществляется нагрев 0,4192 кг/с (1509,2 кг/ч) воды от 10 °С до 49 °С и 0,3696 кг/с (1330,6 кг/ч) воздуха от 10 °С до 173,2 °С. Воздух используется для подачи в горелочные устройства котла и в газоотводящий тракт для повышения температуры уходящих из теплоутилизаторов газов с целью защиты его от коррозии и разрушения. Также система позволяет получить дополнительную продукцию в виде 0,02938 кг/с (105,8 кг/ч) конденсата, который после дегазации может быть использован в качестве подпитки котла или системы теплоснабжения, снижая, тем самым, затраты на водоподготовку.

Постановка задачи

В процессе разработки теплоутилизационной системы возникает необходимость в решении ряда сложных задач, касающихся выбора оптимальных параметров теплоносителей с целью обеспечения ее высокой теплотехнической эффективности, а также компактности теплообменных аппаратов и низких капитальных затрат. К ним относятся: температура уходящих из теплоутилизаторов газов, температура холодного воздуха, температура холодной воды, диаметр шарообразного теплоносителя, скорости движения газов через функциональные зоны КВП. В соответствии с этим необходимо выполнить расчетное исследование по оценке влияния вышеприведенных параметров на теплотехнические, аэродинамические и конструктивные характеристики теплоутилизационной системы и ее элементов с помощью разработанной компьютерной программы.

Основная часть

Влияние температуры уходящих из теплоутилизаторов газов. Температура уходящих из теплоутилизаторов газов является важным параметром, так как ее величина определяет количество теплоты, выделяемой в процессе конденсации водяного пара из дымовых газов, и КПД системы. Чем ниже эта температура, тем большее количество теплоты используется для нагрева воздуха и воды в системе, а также выше КПД системы. Однако температура уходящих из теплоутилизаторов газов существенным

образом зависит от наличия необходимого количества холодной воды, подаваемой в КТА (так как в КТА конденсируется 90–95 % водяного пара, содержащегося в дымовых газах).

В процессе исследования в качестве нижнего предела $\vartheta_{Г2}$ принималась температура, равная 20 °С. Верхним пределом исследуемого параметра является температура точки росы, которая при сжигании природного газа составляет 56–57 °С. При выполнении расчетного исследования температуры холодных воздуха и воды не изменялись и были приняты равными 10 °С. В результате исследования установлено, что с повышением температуры уходящих из теплоутилизаторов газов происходит интенсивное снижение количества теплоты Q_k , которая выделяется в процессе конденсации водяного пара из дымовых газов в системе, аналогичным образом снижается количество теплоты $Q_{КВП}^K$, выделяющейся в конденсационной зоне КВП (рис. 2). При достижении $\vartheta_{Г2} = 43$ °С $Q_{КВП}^K$ становится равным нулю, что свидетельствует о прекращении процесса конденсации водяного пара из дымовых газов в КВП, несмотря на то, что эта температура находится ниже значения температуры точки росы. В этом случае воздух нагревается только за счет охлаждения дымовых газов. Уменьшение $Q_{КВП}^K$ при одновременном увеличении температурного напора и относительно небольшом изменении коэффициентов теплопередачи влечет за собой достаточно интенсивное уменьшение поверхности теплообмена КВП (рис. 3). Количество теплоты, выделяющейся в КТА, при повышении $\vartheta_{Г2}$ тоже уменьшается (см. рис. 2), что, естественно,

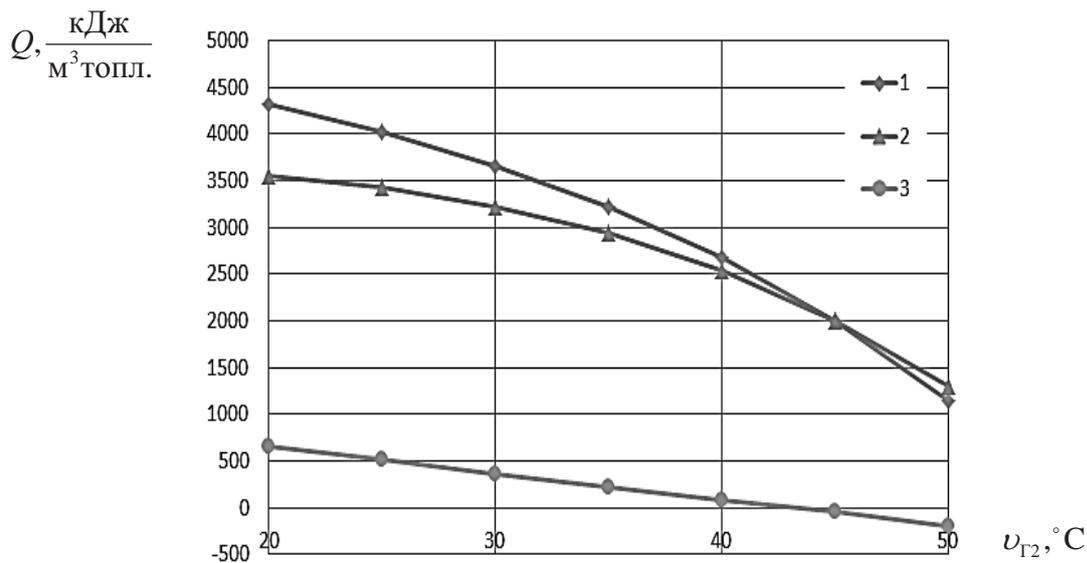


Рис. 2. Изменение количества теплоты в зависимости от температуры уходящих из теплоутилизаторов газов: 1 – Q_k ; 2 – $Q_{КТА}$; 3 – $Q_{КВП}^K$

приводит к снижению поверхности теплообмена (см. рис.3) и расхода нагреваемой воды (рис. 4). Повышение температуры уходящих из утилизаторов газов существенным образом сказывается на экономичности утилизационной системы. При ее изменении от 20 °С до 50 °С КПД системы снижается с 96,17 % до 88,25 % (рис. 5) за счет роста потери теплоты с уходящими из системы газами с 1,25 % до 9,25 %.

Анализ результатов данного исследования свидетельствует о том, что при наличии реальных источников холодной воды с точки зрения теплотехнической эффективности и материалоемкости теплоутилизаторов приемлемыми температурами уходящих из утилизаторов газов являются их значения, равные 30–40 °С. При более низких значениях $\vartheta_{Г2}$ происходит резкое увеличение площадей теплообменной поверхности КВП и КТА, что снижает их компактность и материалоемкость. При повышении $\vartheta_{Г2}$ уменьшается КПД системы (см. рис. 5).

Влияние температуры холодного воздуха. Температура холодного воздуха может существенно колебаться в зависимости от района расположения котельной и времени года. Поэтому в процессе расчетного исследования был принят диапазон ее изменения от (-25) °С до (+25) °С. При этом Значения температур газов на выходе из теплоутилизаторов $\vartheta_{Г2} = 35$ °С и холодной воды $t_{Х.ВОД} = 10$ °С сохранялись на неизменном уровне.

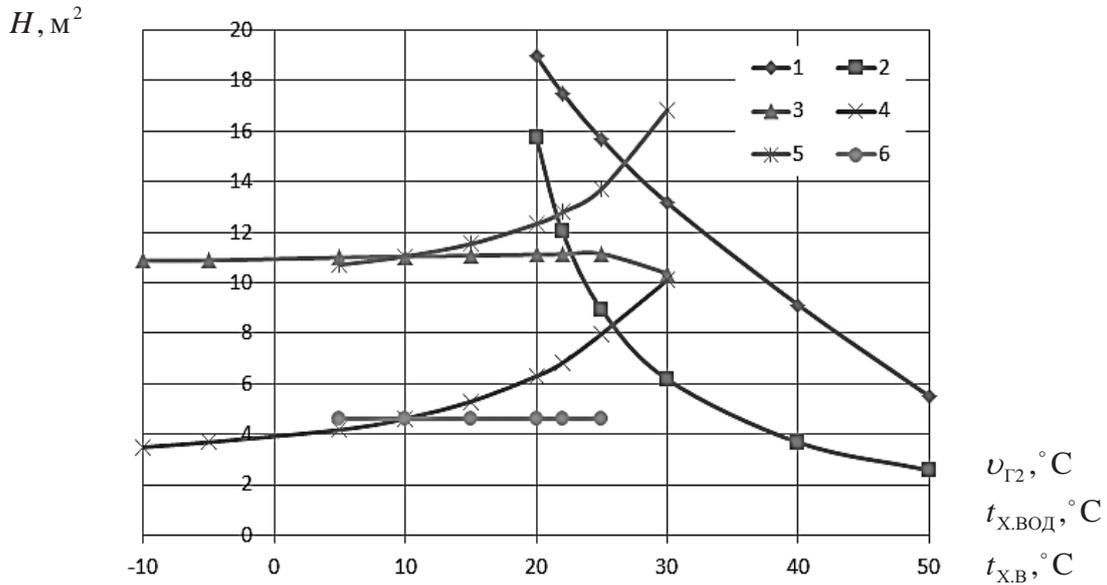


Рис. 3. Изменение поверхности теплообмена КВП и КТА в зависимости от температур уходящих из утилизаторов газов, холодного воздуха и холодной воды:

$$1 - H_{КТА} = f(\vartheta_{Г2}); 2 - H_{КВП} = f(\vartheta_{Г2}) \times 10^{-1}; 3 - H_{КТА} = f(t_{Х.В});$$

$$4 - H_{КВП} = f(t_{Х.В}) \times 10^{-1}; 5 - H_{КТА} = f(t_{Х.ВОД}); 6 - H_{КВП} = f(t_{Х.ВОД}) \times 10^{-1}$$

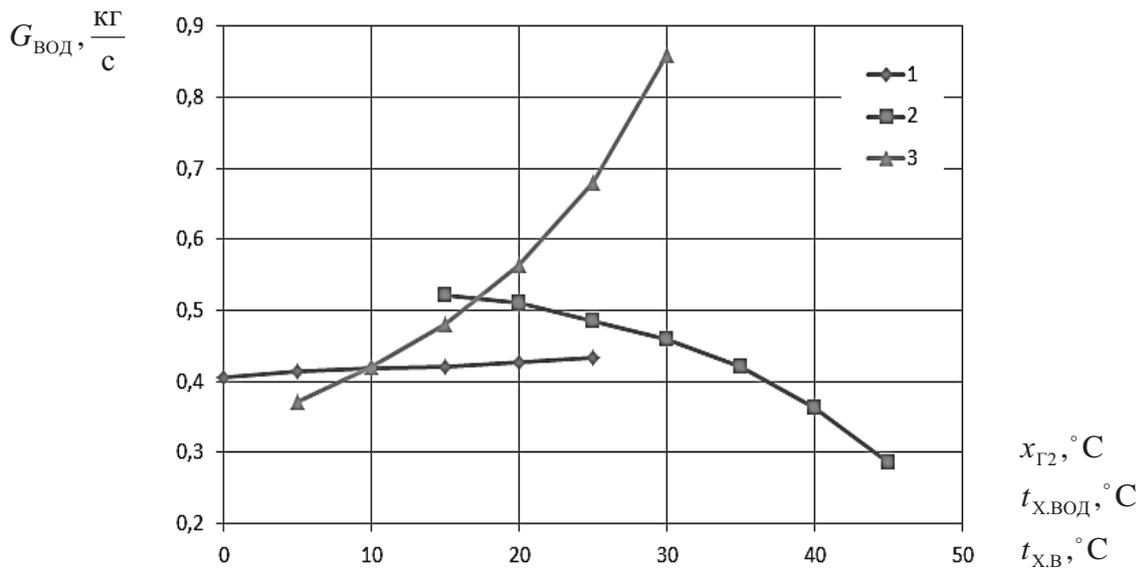


Рис. 4. Изменение расхода нагреваемой воды в зависимости от температур уходящих из утилизаторов газов, холодного воздуха и холодной воды:

$$1 - G_{ВОД} = f(t_{Х.В}); 2 - G_{ВОД} = f(\vartheta_{Г2}); 3 - G_{ВОД} = f(t_{Х.ВОД})$$

Результаты этого исследования свидетельствуют о том, что изменение температуры холодного воздуха $t_{х.в}$ оказывает большое влияние на эффективность утилизационной системы. Как следует из рис. 5, зависимость КПД от температуры холодного воздуха носит линейный характер.

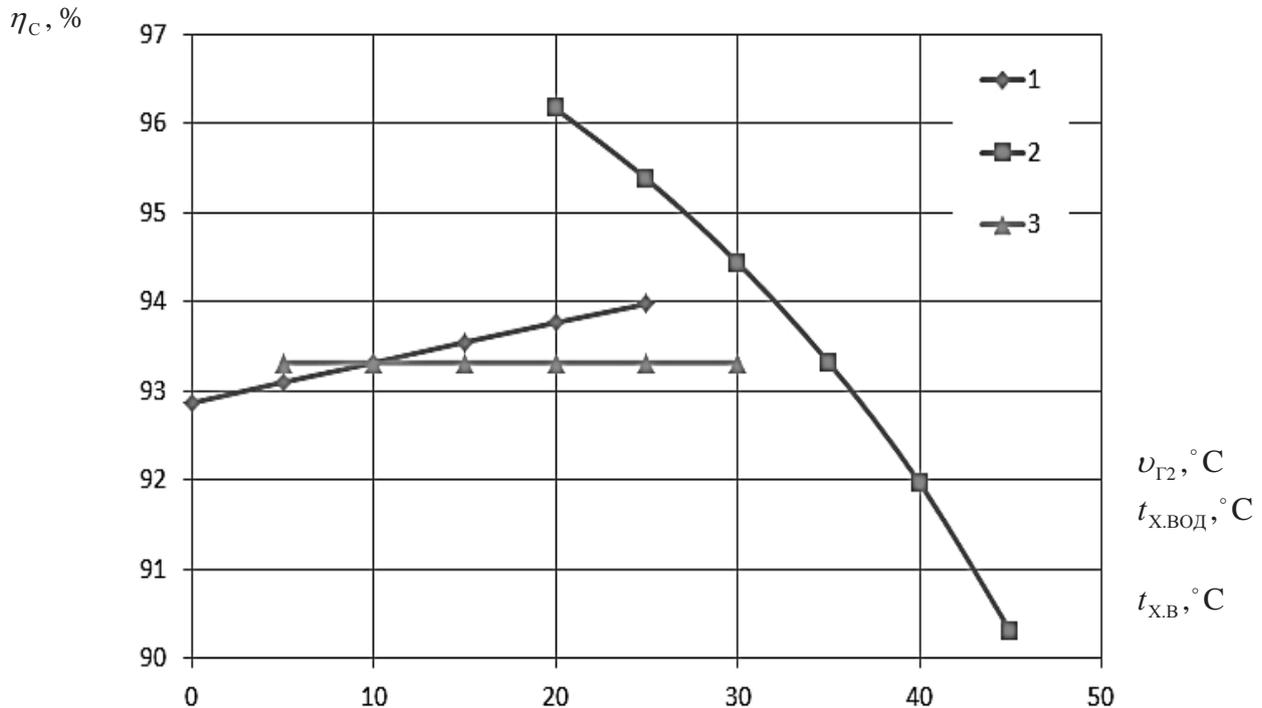


Рис. 5. Изменение КПД системы в зависимости от температур уходящих из теплоутилизаторов газов, холодного воздуха и холодной воды:

$$1 - \eta_c = f(t_{х.в}); 2 - \eta_c = f(v_{Г2}) f(t_{Г2}); 3 - \eta_c = f(t_{х.вод})$$

Ее повышение от -25 °C до 25 °C приводит к росту КПД системы с $91,74$ % до $93,98$ %. Это обусловлено снижением потери теплоты с уходящими газами с $5,56$ % до $3,32$ %. Изменение температуры холодного воздуха оказывает более значительное влияние на теплотехнические и конструктивные параметры КВП и в меньшей мере на аналогичные параметры КТА.

Так, например, площадь поверхности теплообмена КВП при увеличении температуры холодного воздуха в зоне ее низких значений изменяется мало. При ее дальнейшем повышении, начиная с 15 °C, наблюдается существенный рост $N_{КВП}$. Происходит это в основном за счет уменьшения температурного напора и количества теплоты, выделяющейся в конденсационной части КВП, при относительно небольших изменениях коэффициентов теплопередачи.

Поверхность теплообмена КТА $N_{КТА}$ и расход нагреваемой воды во всем диапазоне изменения $t_{х.в}$ меняются незначительно (см. рис. 3, 4). На основании анализа результатов расчетного исследования можно сделать вывод о том, что с теплотехнической и конструктивной точек зрения оптимальными следует считать температуры холодного воздуха $t_{х.в}$, находящиеся в пределах (-15) C – $(+15)$ °C.

Влияние температуры холодной воды. Диапазон изменения температуры холодной воды был принят в пределах 5 – 30 °C. В процессе исследования температура газов на выходе из теплоутилизаторов принималась $\vartheta_{Г2} = 35$ °C и температура холодного воздуха $t_{х.в} = 10$ °C. Поэтому КПД системы и теплотехнические показатели КВП не изменяются. С повышением температуры воды от 5 °C до 25 °C наблюдается относительно умеренное увеличение поверхности теплообмена КТА. Однако при дальнейшем ее повышении происходит резкий

рост $H_{\text{КТА}}$ (см. рис. 3), что является нежелательным с точки зрения увеличения массогабаритных показателей КТА.

Влияние диаметра шаров промежуточного теплоносителя и скоростей движения газов. При разработке КВП выбор размера промежуточного теплоносителя имеет большое значение с точки зрения одновременного обеспечения высокой компактности теплообменного аппарата и небольшого аэродинамического сопротивления шарообразного слоя. Компактность регенеративного теплообменника с промежуточным твердотельным теплоносителем существенным образом зависит от удельной поверхности теплообмена, которая определяется как $a = 6 \cdot (1 - \varepsilon_k) / d_{\text{ш}}$, где ε_k – порозность слоя, которая зависит от критерия Архимеда $\varepsilon_k = 0,566 \cdot \text{Ar}^{-0,019}$; $d_{\text{ш}}$ – диаметр шара. В результате расчетного исследования установлено, что увеличение диаметра шара от 3 мм до 15 мм приводит к снижению удельной поверхности теплообмена от $1134 \text{ м}^2/\text{м}^3$ до $242 \text{ м}^2/\text{м}^3$, что влечет за собой при относительно небольшом снижении коэффициентов теплопередачи и соответствующим повышении поверхности теплообмена (на 24 %) к резкому снижению компактности КВП. Это происходит потому, что при сохранении скоростей фильтрации газов и воздуха на неизменном уровне существенно увеличиваются толщины шарообразного слоя в газовой и воздушной зонах КВП (рис. 6).

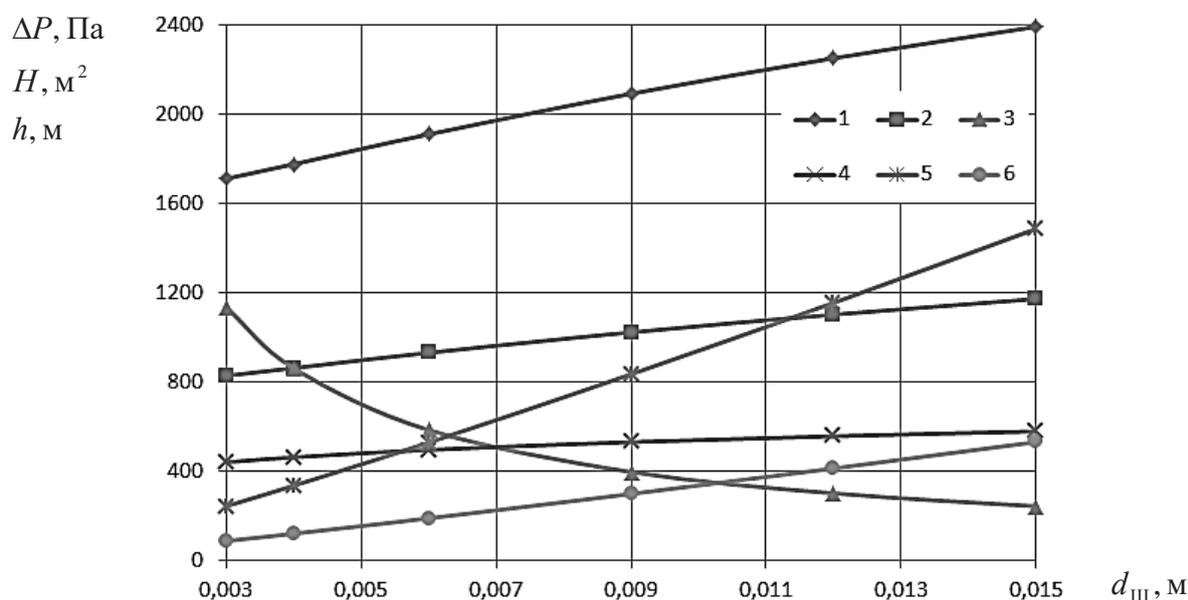


Рис. 6. Изменение параметров КВП в зависимости от диаметра шара $d_{\text{ш}}$:

1 – $\Delta P_{\text{ГАЗ}}$; 2 – $\Delta P_{\text{В}}$; 3 – a ; 4 – $H_{\text{КВП}} \times 10^3$; 5 – $h_{\text{ГАЗ}} \times 10^3$; 6 – $h_{\text{В}} \times 10^3$; ΔP – аэродинамическое сопротивление слоя; h – толщина слоя; H – площадь поверхности

С целью обеспечения минимальных аэродинамических сопротивлений слоев шарообразного теплоносителя в зонах КВП различного функционального назначения: «сухой», конденсационной и воздушной (см. рис. 1) скорости фильтрации дымовых газов и воздуха (через живые сечения зон, не заполненных шарообразным теплоносителем) выбирались из условия, чтобы они не превышали скорости начала псевдооживления слоя. Выполненные с помощью подпрограммы Arhim расчеты показали, что скорость начала псевдооживления $w_{\text{ОЖ}}$ существенно зависит от плотности материала и диаметра шарообразного теплоносителя. Например, в воздухоподогревателе, приведенном в работе [9], в качестве промежуточного теплоносителя использовались чугунные шары диаметром 4 мм и плотностью $7800 \text{ кг}/\text{м}^3$ и поэтому при $w_{\text{ОЖ}} = 3,12 \text{ м}/\text{с}$ была принята скорость фильтрации 3,1 м/с. В воздухоподогревателе, представленном в работе [10], использовалась

галька диаметром 15 мм и плотностью 1700 кг/м^3 и при $w_{\text{ож}} = 1,8 \text{ м/с}$ скорость фильтрации принималась в газовой зоне равной $1,6 \text{ м/с}$, в воздушной – $1,74 \text{ м/с}$. В исследуемом КВП предусматривается применение стеклянных шаров диаметром 4 мм и плотностью 2500 кг/м^3 . В этом случае значения $w_{\text{ож}}$ составляют: в «сухой» зоне $2,0 \text{ м/с}$; в конденсационной $1,9 \text{ м/с}$; в воздушной $1,93 \text{ м/с}$. Учитывая это, при разработке КВП были приняты равными скорости фильтрации газов в «сухой» зоне $1,7 \text{ м/с}$; в конденсационной $0,42 \text{ м/с}$; скорость фильтрации воздуха $1,85 \text{ м/с}$. В условиях, когда при выполнении расчетного исследования скорости фильтрации не менялись, аэродинамическое сопротивление слоя при увеличении диаметра от 3 мм до 15 мм изменяется относительно незначительно (см. рис. 6).

В газовой зоне («сухой» и конденсационной) наблюдается его повышение с 1066 Па до 1453 Па , в воздушной – с 728 Па до 1025 Па .

Результаты расчетного исследования по влиянию диаметра шаров на теплотехнические, аэродинамические и конструктивные характеристики КВП свидетельствуют о целесообразности выбора размера частиц промежуточного теплоносителя в диапазоне 4–8 мм.

Выводы

Выполненное расчетное исследование и анализ его результатов дали возможность осуществить оценку влияния основных параметров на теплотехнические, аэродинамические и конструктивные характеристики теплоутилизационной системы и ее элементов и определить их оптимальные значения, что позволяет более эффективно разрабатывать и внедрять технологии утилизации теплоты уходящих из котлов газов.

В связи с высокой эффективностью предлагаемой теплоутилизационной технологии необходимо продолжить проведение исследований в данном направлении.

Список использованной литературы

1. 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.
2. Покровский Л. Л. Стратегия коммунальной электротеплоэнергетики Украины на период до 2030 года [Текст] / Л. Л. Покровский, Г. М. Семчук, П. Ю. Зембицкий // Новости теплоснабжения. – 2010. – № 9. – С. 5–19.
3. Аронов И. З., Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / И.З. Аронов, // Л.: Недра. Ленинградское отделение. – 1990. – 280 с.
4. 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.
5. Ефимов А. В. Математическая модель системы «котел–теплоутилизатор» [Текст] / А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко. // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Тематический выпуск: Информатика и моделирование. – Харьков: НТУ «ХПИ» – 2010. – № 21. – С. 76–87.
6. Гончаренко А. Л. Совершенствование методов расчета, моделей и конструкций поверхностных конденсационных аппаратов котельных установок малой и средней мощности [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 . защищена 01.03.12: утв. 17.05.12 / Гончаренко Александр Леонидович. – Харьков: – 2012. – 204 с.
7. Тепловой расчёт котельных агрегатов /нормативный метод / [Текст]. Под редакцией Кузнецова Н. В., Митора В. В. и др. // М.: Энергия. – 1973. – 296 с.
8. Ефимов А. В. Определение конечных температур теплоносителей в теплообменных аппаратах котельных установок с движущейся шарообразной насадкой [Текст] / А. В. Ефимов, Л. В. Гончаренко, К. Э. Цымбал, Адель-Аль-Тувайни. // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2003. – № 4. – С. 28 – 31.
9. Нинуа Н. Е. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель [Текст] / Н. Е. Нинуа. // М.: Высшая школа. – 1965. – 108 с.

10. Федоров И. И. Исследование регенеративного воздухоподогревателя с плотным движущимся слоем твердого теплоносителя [Текст] / И. И. Федоров, В. С. Назаренко, Е. И. Кашунин. // Электрические станции. – 1974. – № 9. – С. 19–22.

CHOISE OF OPTIMAL PARAMETERS OF HEAT-TRANSFER AGENTS WHILE DEVELOPING DEEP UTILIZATION SYSTEM OF FLUE GASES HEAT FROM BOILER UNITS

A. V. YEFIMOV, Doctor of Technical Science (s), Professor
 A. L. GONCHARENKO, Candidate of Technical Science (s)
 O. V. KASILOV, Candidate of Technical Science (s), Senior Lecturer
 L. V. GONCHARENKO, Candidate of Technical Science (s), Senior Lecturer

One embodiment of saving industrial and municipal thermal power by deep heat recovery boiler flue of combustion of gaseous fuels with condensation of water vapor from them is viewed. 1 ton per hour heat recovery system on the boiler vapor production is built and consists of: boiler, condensing air heater and condensing heat exchanger for heating water; hot water system makes it possible to provide savings of about 12-14 % of the natural gas. While developing a heat recovery system and its elements became clear that efficiency of the system as well as compactness and low cost heat exchangers requires careful approach to select parameters such as the temperature of flue gases, cold water and cold air, spherical diameter of the intermediate coolant, the velocity of gases in the air preheater. To this purpose, the computer program, which is developed for calculation study for evaluating the impact of these parameters on thermal engineering, aerodynamic and structural characteristics of heat recovery systems and heat exchangers, its constituent is fulfilled, and their optimal values has been chosen. The solving of this problem can significantly reduce the cost of developing a heat recovery technology.

Keywords: *heat recovery system, deep heat recovery, condensation of water vapor, the efficiency of the utilization of technology, flue gas temperature, the temperature of cold water, cold air temperature, diameter of spherical coolant velocity of the gases.*

1. Dolinskiy, A.A, Basok, B.I, Bazeev. E.T, Kuchin, G.P. (2009). Basic concept of the National Strategy heating settlements of Ukraine. [Osnovni polozhennya kontseptsiyi Natsionalnoyi strategiyi teplozabezpechennya naselenih punktiv Ukrayini]. Promyishlennaya teplotehnika, T. 31, No 4, p.p. 68–77.

2. Pokrovskiy, L.L., Semchuk, G.M., Zembitskiy, P.Yu. (2010). Electrical power engineering communal strategy of Ukraine for the period until 2030. [Strategiya kommunalnoy elektroteploenergetiki Ukrainyi na period do 2030 goda]. Novosti teplosnabzheniya, No 9, p.p.5–19.

3. Aronov, I. (1990). Contact water heating by products of natural gas combustion.. [Kontaktnyiy nagrev vodyi produktami sgoraniya prirodno go gaza]. L.: Nedra. Leningradskoe otdelenie, 280 p.

4. Fialko, N.M, Sherenkovskiy, Yu.V., Stepanova, A.I., Navrodsкая, R.A., Golubinskiy, P.K, Novakovskiy, M.F. (2008). The efficiency of heat recovery systems of flue gases of power plants various types. [Effektivnost sistem utilizatsii teplotyi othodyaschih gazov energeticheskikh ustanovok razlichnogo tipa]. Promyishlennaya teplotehnika, No 3, pp. 68–76.

5. Efimov, A.V, Goncharenko, L.A. (2010). Mathematical model of the system «boiler-heat exchanger». [Matematicheskaya model sistemyi «kotel–teploutilizator»]. Vestnik Natsionalnogo tehnikeskogo universiteta «KhPI». Tematicheskii vyipusk: Informatika i modeli rovanie, Kharkov, NTU «KhPI», No 21, p.p.76–87.

6. Goncharenko A.L., (2012). Improvement of calculation methods, models and structures of surface condensation devices boiler units of small and average capacity. [Sovershen-

stvovanie metodov rascheta, modeley i konstruktsiy poverhnostnykh kondensatsionnykh apparatov kotelnykh ustanovok maloy i sredney moschnosti: dis. ... kand. tehn. Nauk], Kharkov, 204 p.

7. Kuznetsov N.V., Mitora V.V. (1973) Heating calculation of boiler units /normative method/. [Teplovoy raschyot kotelnykh agregatov /normativnyiy metod/], Moscow, Energiya, 296 p.

8. Efimov A.V., Goncharenko, L.V., Tsyimbal, K.E., Adel-Al-Tuvayni. (2003). Determination of final temperature of heat carrier in heat exchangers boiler plants with moving spherical nozzle. [Opredelenie konechnykh temperatur teplonositeley v teploobmennyykh apparatah kotelnykh ustanovok s dvizhuscheysya sharoobraznoy nasadkoy], Integrirovannyye tehnologii i energosberezhenie., No 4, pp. 28 – 31.

9. Ninua, N.E. (1965). Regenerative rotating air heater. [Regenerativnyiy vraschayuschiysya vozduhopodogrevatel]. Moscow, Vyisshaya shkola, 108 p.

10. Fedorov, I.I., Nazarenko, V.S., Kashunin, E.I. (1974). Research of regenerative air heater with a dense layer of moving solid heat carrier [Issledovanie regenerativnogo vozduhopodogrevatelya s plotnyim dvizhuschimsya sloem tverdogo teplonositelya], Elektricheskie stantsii, No 9, pp. 19–22.

Поступила в редакцию 10.02 2014 г.