



Р. А. Навродская, А. И. Степанова, С. И. Шевчук, Г. А. Гнедаш, Г. А. Пресич

Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ГЛУБОКОМ ОХЛАЖДЕНИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ГАЗОПОТРЕБЛЯЮЩИХ КОТЛОВ

Изложены результаты экспериментальных исследований закономерностей тепло- и массообмена в пучках поперечно оребренных труб водогрейных теплоутилизаторов отходящих газов котельных установок при охлаждении этих газов ниже температуры точки росы содержащегося в них водяного пара. Приведены схемы экспериментального стенда и исследуемой модели теплоутилизатора, характеристики трубных пучков и применяемых биметаллических труб (со стальной основой и алюминиевым оребрением), описаны условия проведения исследований. Представлены результаты определения экспериментального значения коэффициента теплоотдачи со стороны дымовых газов в следующих диапазонах изменения их основных параметров: начальных температуры $t_{ex} = 140 \div 180$ °С и влагосодержания $X = 0,09 \div 0,15$ кг/кг с.г., конечной температуры $t_{вых} = 50 \div 100$ °С, а также $Re_z = 5000 \div 10000$. Полученные данные обобщены зависимостью для указанного коэффициента теплоотдачи, являющейся функцией Re_z , X и безразмерной температуры нагреваемой воды θ . Для подтверждения достоверности полученных результатов проведено их сопоставление с данными других исследований для режимов работы экспериментальной модели без конденсации влаги из дымовых газов в пучках поперечно оребренных труб и при ее наличии в пучках гладких труб. В результате проведенных сопоставлений получено удовлетворительное совпадение сравниваемых величин.

Ключевые слова: водогрейные теплоутилизаторы отходящих газов; пучки поперечно оребренных труб; конденсация пара; обобщение экспериментальных данных; достоверность.

Введение. Одним из направлений энергосбережения в коммунальной теплоэнергетике является повышение эффективности использования топлива в котельных агрегатах за счет утилизации теплоты отходящих газов. Потери тепла с отходящими газами в современных отечественных котлах составляют 16–18 % при расчете баланса котла по высшей теплоте сгорания топлива и являются основной потерей тепла котельных установок. Данный уровень потерь отвечает температурному диапазону отходящих газов 140–160 °С, который в течение многих лет считался оптимальным.

Однако в связи с тенденцией энергосбережения наблюдается стремление к более глубокому охлаждению этих газов (ниже температуры точки росы содержащегося в них водяного пара) (Fialko et al., 2000a; 2000b). При этом может быть использована не только явная теплота газов ($\approx 7 \div 8$ %), но и скрытая теплота конденсации пара (около 10 %). В связи с этим актуальной является задача исследования процессов тепло- и массопереноса в условиях реализации технологии глубокого охлаждения дымовых газов котельных установок и на

этой основе создания высокоэффективного теплообменного оборудования для этих целей.

Введем такие условные обозначения: b – толщина, м; D – диаметр оребрения, м; d – диаметр, м; h – высота, м; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); L – длина трубы, м; M – количество труб в ряду; N – количество рядов в пучке; Nu – число Нуссельта; P – давление, МПа; q – удельная теплопроизводительность, кВт/м²; Re – число Рейнольдса; s – шаг, м; t – температура, °С; X – влагосодержание, кг/кг с.г.; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); $\theta = t/t_n$ – безразмерная температура воды.

Индексы: v – вода; vn – внутренний; vx – вход; $вых$ – выход; z – газы; d – дополнительный; $экс$ – экспериментальный; $к$ – конденсат; $н$ – насыщение; $общ$ – общий; $п$ – пар; $пл$ – пленка; $поп$ – поперечный; $пр$ – приведенный; $прод$ – продольный; p – ребро; $с.г.$ – сухие газы; $ст$ – стенка; $сух$ – сухой; $т$ – труба.

Отходящие газы котлов являются парогазовыми смесями с влагосодержанием примерно 10–15 %. В условиях глубокого охлаждения парогазовой смеси и об-

Інформація про авторів:

Навродська Раїса Олександрівна, канд. техн. наук, ст. науковий співробітник, провідний науковий співробітник.

Email: navrodska-ittf@ukr.net; <https://orcid.org/0000-0001-7476-2962>

Степанова Алла Ісаївна, канд. техн. наук, провідний науковий співробітник. Email: navrodska-ittf@ukr.net

Шевчук Світлана Іванівна, канд. техн. наук, ст. науковий співробітник. Email: s.i.shevchuk@gmail.com

Гнедаш Георгій Олександрович, канд. техн. наук, ст. науковий співробітник. Email: navrodska-ittf@ukr.net

Пресіч Георгій Олександрович, канд. техн. наук, ст. науковий співробітник. Email: navrodska-ittf@ukr.net

Цитування за ДСТУ: Навродська Р. О., Степанова А. І., Шевчук С. І., Гнедаш Г. О., Пресіч Г. О. Экспериментальное исследование теплообмена при глубоком охлаждении продуктов сгорания газопотребляющих котлов. Науковий вісник НЛТУ України. 2018, т. 28, № 6. С. 103–108.

Citation APA: Navrodska, R. A., Stepanova, A. I., Shevchuk, S. I., Gnedash, G. A., & Presich, G. A. (2018). Experimental investigation of heat-transfer at deep cooling of combustion materials of gas-fired boilers. *Scientific Bulletin of UNFU*, 28(6), 103–108.

<https://doi.org/10.15421/40280620>

разования конденсатной пленки на поверхностях теплообмена тепловой поток Q , а также параметры газовой смеси и конденсата на поверхности их контакта зависят от температуры и парциального давления пара в смеси, от температуры стенки t_{cm} и определяются значениями трёх коэффициентов: теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности конденсатной пленки α_{κ} , массоотдачи от смеси к пленке β и теплоотдачи от наружной поверхности конденсатной пленки к стенке α_{nl} . Первые два из этих коэффициентов определяются внешними условиями теплообмена и массообмена, а третий – условиями переноса теплоты в конденсатной пленке.

При обработке опытных данных часто пользуются, однако, упрощенными зависимостями (Kutateladze, 1952), вводя значение "наружного" коэффициента теплоотдачи α_z , который бы учитывал как конвективный теплообмен между парогазовой смесью и конденсатной пленкой, так и выделение теплоты фазового перехода при конденсации пара (Δl)

$$\alpha_z = \frac{q}{t_{cm} - t_n} = \alpha_z^{cyx} + \Delta l \cdot \beta \frac{p_n - p_n^k}{t_{cm} - t_n} = \alpha_z^{cyx} + \alpha_z^{\partial}. \quad (1)$$

Следует отметить, что соотношения между коэффициентами конвективного, так называемого "сухого" теплообмена α_z^{cyx} , без изменения влагосодержания потока газов, и теплообмена, обусловленного конденсацией пара, α_z^{∂} существенно зависит от его содержания в парогазовой смеси (Kutateladze, 1952; Berman & Fuks, 1958).

Условность коэффициентов α_z^{cyx} и α_z^{∂} , при определении которых не разделяются разные по их физической природе процессы переноса теплоты и вещества, не позволяет представить зависимости для этих коэффициентов в обобщенной форме. В таких случаях ограничиваются получением чисто эмпирических зависимостей, для нахождения которых были проведены экспериментальные исследования.

Цель исследования – изучить закономерности тепло- и массообмена в пучках поперечно оребренных труб при охлаждении парогазовых смесей с параметрами, соответствующими практическим значениям для отходящих газов котлов: начальными влагосодержанием X

$= 0,09 \div 0,15$ кг/кг с.г., температурой $140 \div 180$ °C и $Re_g = 5000 \div 10000$.

Материал и методы исследований. Исследования проводились на экспериментальном стенде, схема которого приведена на рис. 2. Стенд состоит из модели конденсационного теплоутилизатора, подводящих и отводящих газоходов, водяных и паровых трубопроводов, а также средств измерений. Схема модели представлена на рис. 1 и включает экспериментальный участок 1 – кожухотрубчатую конструкцию прямоугольного профиля с пучком оребренных труб 2, каплеотделительную камеру 3 и конденсатосборник 6 с водомерным стеклом 9. Схема оребренной трубы показана на рис. 3. В экспериментальном участке была предусмотрена возможность изменения параметров трубного пучка (M и N) и параметров оребрения труб (h_p и s_p). Наружная поверхность модели, газоходов и трубопроводов была теплоизолирована.

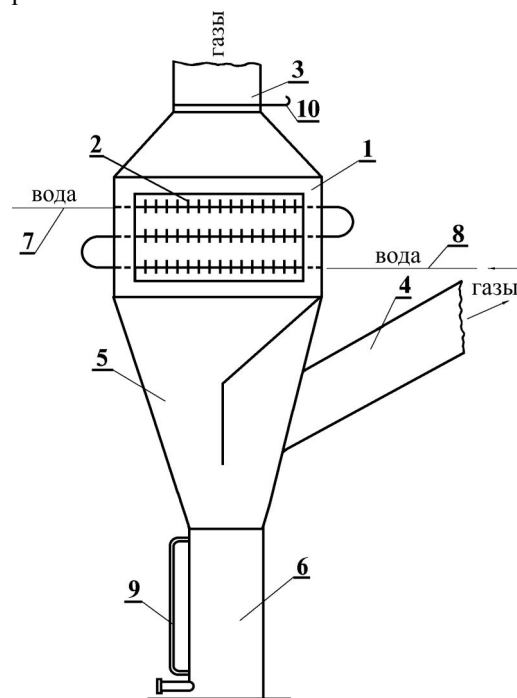


Рис. 1. Модель конденсационного теплоутилизатора

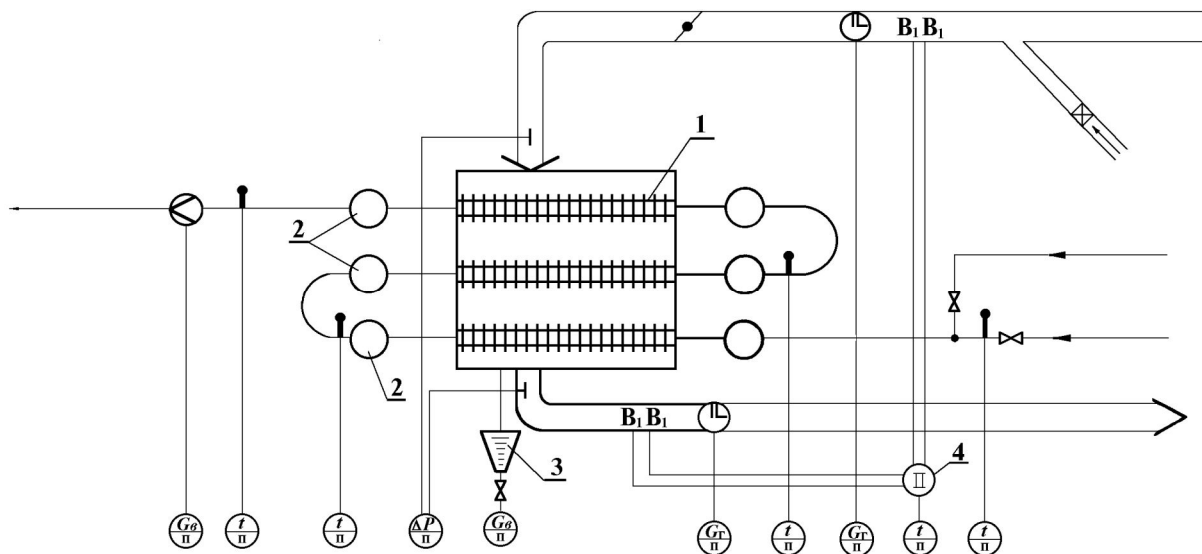


Рис. 2. Схема экспериментального стенда: 1) экспериментальный участок; 2) водяные коллекторы; 3) мерная емкость для конденсата; 4) переключатель термомпар

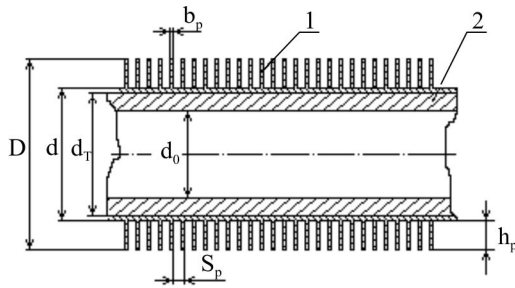


Рис. 3. Схема оребренной биметаллической трубы: 1) оребрение из алюминия; 2) стальная труба

В качестве парогазовых смесей использовались уходящие газы котла, оборудованного горелочным устройством стабилизаторного типа (Fialko et al., 2010a; 2010b; 2011). Уходящие газы котла через входной газоход (см. рис. 1) поступали в межтрубное пространство модели теплоутилизатора, где охлаждались и направлялись через каплеотделительную камеру в отводящий газоход, а затем с помощью вентилятора подавались в

дымовую трубу. Расход газов регулировался шибером, установленным во входящем газоходе. Движение газов и воды имело противоточный характер. Вода из водопроводной сети поступала в нижний ряд труб экспериментальной модели, где нагревалась, проходя последовательно каждый ряд, и отводилась из верхней части трубного пучка. Расход воды регулировался с помощью вентиля на подводящем трубопроводе. Величина начальной температуры воды изменялась за счет смешения водопроводной воды с горячим конденсатом из обратного паропровода котельной, а начальная температура газов – путем их смешения с холодным воздухом через отверстие в подводящем газоходе. Для изменения начального влагосодержания газов к подводящему газоходу был присоединен паровой трубопровод. Параметры исследуемого трубного пучка и оребренной трубы показаны в таблице Размещение труб – в шахматном порядке.

Таблица. Параметры трубного пучка и оребренной трубы

Параметры трубного пучка					Параметры трубы					
M	N	S _{ноп} , м	S _{прод} , м	L, м	d _о , м	d _м , м	d _г , м	D _г , м	s _п , м	b _п , м
9	3	0,055	0,055	0,4	0,02	0,025	0,029	0,049	0,0035	0,0045
							0,031	0,053	0,005	0,0045
6	4	0,055	0,055	0,4	0,02	0,025	0,029	0,049	0,0035	0,0045
							0,031	0,053	0,005	0,0045
9	6	0,055	0,055	0,4	0,02	0,025	0,029	0,049	0,0035	0,0045
							0,031	0,053	0,005	0,0045
12	8	0,055	0,055	0,4	0,02	0,025	0,029	0,049	0,0035	0,0045
							0,031	0,053	0,005	0,0045
15	10	0,055	0,055	0,4	0,02	0,025	0,029	0,049	0,0035	0,0045
							0,031	0,053	0,005	0,0045

При охлаждении дымовых газов ниже точки росы в экспериментальной модели происходила конденсация водяного пара на нижних рядах трубного пучка. Конденсат стекал в конденсатосборник, а затем собирался в стеклянную емкость (для дальнейшего проведения химических исследований) или отводился в канализацию.

Результаты исследований. При проведении исследований определялись экспериментальные значения коэффициента теплопередачи K из уравнения теплового баланса для экспериментального участка теплоутилизатора. Коэффициент K рассчитывался по среднелогарифмическому температурному напору для всей поверхности пучка. По полученным значениям K находился приведенный коэффициент теплоотдачи с газовой стороны α_c^{np} из соотношения

$$K = 1 / [F / (F_{\text{вн}} \cdot \alpha_{\text{в}}) + 1 / \alpha_c^{np}] \quad (2)$$

С помощью α_c^{np} определялась величина коэффициента теплоотдачи с газовой стороны к оребренной поверхности $\alpha_c^{\text{экс}}$ из соотношения (Kuznetsov et al., 1973)

$$\alpha_c^{np} = [F_p / F \cdot E \cdot \mu_p \cdot \psi_E + F_{2л} / F] \alpha_c^{\text{экс}}, \quad (3)$$

где: E – коэффициент эффективности ребра; ψ_E – поправка на влияние неравномерности теплоотдачи по поверхности ребра; μ_p – коэффициент, учитывающий уширение ребра к основанию; $F_p, F_{2л}, F$ – площадь оребренной поверхности, гладких участков труб и общая площадь трубы соответственно.

Значения $\alpha_c^{\text{экс}}$ представлялись в виде двух составляющих: конвективной (или "сухой") $\alpha_c^{\text{сух}}$ и дополнительной $\alpha_c^{\text{д}}$, отличающейся от нуля только при уменьшении начального влагосодержания газов и конденсации из них водяного пара. При этом значение $\alpha_c^{\text{сух}}$ рассчитыва-

лось по известным методикам для сугубо конвективно-го теплообмена (Kuznetsov et al., 1973).

В данном исследовании значения $\alpha_c^{\text{д}}$ и $Nu_c^{\text{д}}$ находились из соотношений:

$$\alpha_c^{\text{д}} = \alpha_c^{\text{экс}} - \alpha_c^{\text{сух}} \quad \text{и} \quad Nu_c^{\text{д}} = Nu_c^{\text{экс}} - Nu_c^{\text{сух}}.$$

Как показал анализ литературных данных и собственные эксперименты, в рассматриваемой ситуации основными факторами, определяющими значения коэффициента $\alpha_c^{\text{д}}$ являются: скорость газового потока, относительное содержание пара в смеси и температура газового потока t_g и стенки t_{cm} . Данная физическая обстановка в целом характеризуется следующими особенностями. Во-первых, температура газов t_g в зоне глубокого охлаждения практически равняется температуре насыщения t_n . Во-вторых, при незначительном содержании влаги в дымовых газах во всем диапазоне изменения других параметров термическое сопротивление R_c от газов к оребренной поверхности водоохлаждаемого трубного пучка существенно больше термических сопротивлений собственно стенки R_{cm} и теплоотдачи со стороны воды R_w . В этом случае при обработке опытных данных может быть допущено использование вместо температуры стенки t_{cm} температуры нагреваемой воды t_w . Поэтому при обобщении результатов экспериментов в данной работе использовались: число Рейнольдса для газов Re_g , начальное влагосодержание газов X и средняя безразмерная температура воды θ , связанная с температурным напором соотношением $\Delta t / t_n = (t_n - t_w) / t_n = 1 - \theta$.

В качестве определяющего размера при нахождении числа Re_g принимался наружный диаметр несущей тру-

бы d , скорость рассчитывалась по сжато му поперечно му сечению пучка, физические параметры определялись по средней температуре дымовых газов. Коэффициент α_c^0 рассчитывался для всей поверхности оребренной трубы. Характерные результаты исследований $Nu_{c, \text{ср}}^0$ и $Nu_{c, \text{ср}}^{\text{ср}}$ в зависимости от изменения Re_c и X представлены на рис. 4–6 в логарифмических координатах.

Достоверность полученных данных подтверждалась их сопоставлением со значениями $Nu_{c, \text{ср}}^{\text{ср}}$, рассчитанными по методическим рекомендациям (Kuznetsov et al., 1973) при чисто конвективном теплообмене, без изменения влагосодержания газов (см. рис. 4).

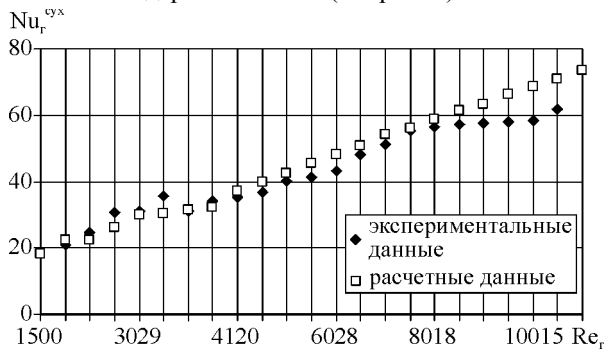


Рис. 4. Зависимость $Nu_{c, \text{ср}}^{\text{ср}}$ от Re_c

Представленные на графиках (рис. 5, 6) данные получены при средних температурах нагреваемой воды 10 и 20 °С и соответствуют диапазону изменения безразмерной температуры $\theta = 0,17 \div 0,19$ и $\theta = 0,34 \div 0,38$ соответственно.

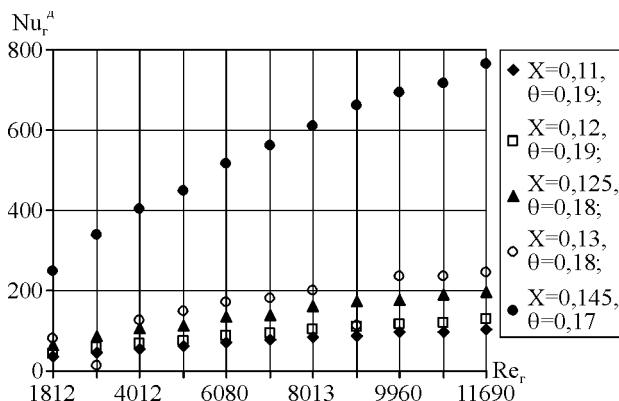


Рис. 5. Зависимость $Nu_{c, \text{ср}}^{\text{ср}}$ от Re_c при $X=0,1 \div 0,145$ кг/кг с.г.; $\theta = 0,17 \div 0,19$

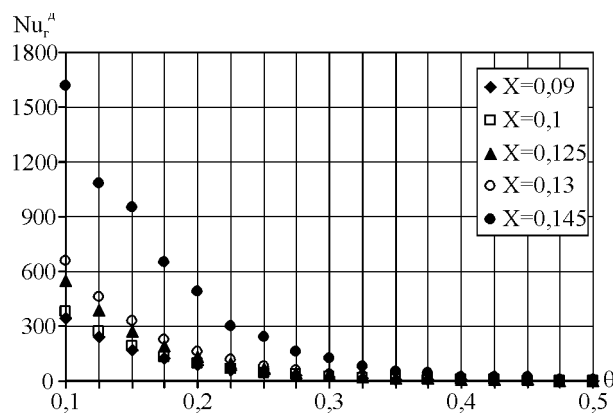


Рис. 6. Зависимость $Nu_{c, \text{ср}}^{\text{ср}}$ от температуры θ при $X = 0,09 \div 0,145$ кг/кг с.г. и $Re_c = 10000$

Результаты исследований $Nu_{c, \text{ср}}^0 = f(Re_c)$ (см. рис. 5) указывают на интенсификацию теплообмена с повышением влагосодержания газов X . Как уже отмечалось, со-

держание неконденсирующихся газов влияет на теплообмен при конденсации (Fialko et al., 2000a; Kutateladze, 1952; Berman & Fuks, 1958; Kuznetsov et al., 1973; Kandelaki, 1987; Buglaev & Kazakov, 1971). Конденсация пара происходит за счет диффузии под действием разницы парциальных давлений пара в газовом потоке и около поверхности охлаждения. Чем выше влажность газов X , тем больше парциальное давление водяного пара в газовом потоке, а следовательно, и указанный перепад давлений. Уменьшение количества водяного пара за счет его перехода в жидкость приводит к образованию воздушного слоя около поверхности пленки и отнительному увеличению парциального давления неконденсирующихся газов в парогазовой смеси, а также к уменьшению парциального давления водяного пара. Наличие воздуха около поверхности охлаждения создает дополнительное сопротивление для поступления пара к этой поверхности. При отсутствии конвекции через некоторое время около поверхности остаться практически лишь воздух. Усиление конвекции с ростом Re_c благоприятствует поступлению новых порций парогазовой смеси к поверхности массообмена и таким способом повышению $Nu_{c, \text{ср}}^0$.

Проведено также изучение влияния на интенсивность теплообмена температуры нагреваемой воды t_e . Как показали исследования, эта температура более существенно воздействует на теплообмен по сравнению с Re_c . Уменьшение температуры воды, а соответственно и температуры оребренной поверхности, ниже точки росы водяного пара приводит к конденсации водяного пара за счет уменьшения парциального давления дымовых газов на границе конденсатной пленки. И этот процесс тем интенсивнее, чем ниже температура воды и выше температура точки росы t_u , которая в свою очередь определяется значением начального влагосодержания газов X . Опытные данные для зависимости интенсивности теплообмена от температуры нагреваемой воды θ в виде графиков $Nu_{c, \text{ср}}^0 = f(\theta)$ для $Re_c = 10000$ и разных значений начального влагосодержания X представлены на рис. 6.

Полученные экспериментальные результаты по теплообмену обобщены зависимостью

$$Nu_{c, \text{ср}}^0 = A \cdot Re_c^n \cdot e^{m \cdot \theta}, \quad (4)$$

где: $m = -14$; $n = 0,6$; A – константа, зависящая от влагосодержания X :

$$A = 0,001 \cdot e^{87 \cdot X} + 0,3/X.$$

Область использования формулы (4) определяется диапазоном изменения параметров парогазовой смеси: начальной $t_{\text{вх}} = 140 \div 180$ °С и конечной $t_{\text{вых}} = 50 \div 100$ °С температурами, $Re_c = 5000 \div 10000$ и $X = 0,1 \div 0,15$ кг/кг с.г. Ошибка определения $Nu_{c, \text{ср}}^0$ в диапазонах указанных параметров не превышает 6%. При меньших значениях входных и выходных температур газов расчеты $Nu_{c, \text{ср}}^0$ по соотношениям (4) дают заниженные значения по сравнению с экспериментом.

Для оценки достоверности полученных данных при теплообмене с конденсацией проведено их сопоставление с результатами других исследований, в частности с результатами исследований Т. Л. Канделаки, полученными на гладких трубах (Kandelaki, 1987). Сопоставление результатов показало, что значения коэффициента $Nu_{\text{общ}}$ значительно ниже для гладкой поверхности по сравнению с оребренной при сведении α_c^0 к полной по-

верхности теплообмена. При определении α_c° для гладкой трубы, полученные автором экспериментальные данные коэффициента $Nu_{обц}$ при одинаковой степени конденсации водяного пара полностью совпадают с данными (Kandelaki, 1987).

Таким образом, можно сделать вывод, что проведенные экспериментальные исследования позволили получить достоверные данные для обобщения закономерностей теплообмена при глубоком охлаждении исследуемых парогазовых смесей.

Результаты исследований положены в основу создания эффективных систем глубокой утилизации теплоты отходящих газов газопотребляющих котлов с использованием поверхностных теплоутилизаторов из поперечно оребренных труб. Широкое внедрение этих систем позволит сократить на 5÷10 % потребление природного газа в коммунальной энергетике и существенно улучшить экологическую обстановку.

Выводы

1. Проведены экспериментальные исследования закономерностей тепло- и массообмена в пучках поперечно оребренных труб при охлаждении парогазовых смесей (дымовых газов котельных установок) ниже температуры точки росы содержащегося в них водяного пара.
2. Результаты исследований обобщены зависимостью для коэффициента теплоотдачи со стороны дымовых газов в диапазоне изменения их начальной температуры $t_{ex} = 180 \div 140^\circ\text{C}$, конечной температуры $t_{вых} = 50 \div 100^\circ\text{C}$, $Re_z = 5000 \div 10000$ и $X = 0,09 \div 0,15$ кг/кг с.г.

Перелік використаних джерел

- Berman, L. D., & Fuks, S. N. (1958). Massoobmen v kondensatorakh s gorizontalnymi trubami pri sodержanii v pare vozdukhа [Mass exchange in condensers with horizontal pipes with air in the vapor]. *Teplotenergetika*, 8, 67–75. [In Russian].
- Buglaev, V. T., & Kazakov, V. S. (1971). Teplootdacha pri poperechnom obtekanii trub насыshchennym vozdukhom [Heat transfer at transverse flow around the pipes with saturated air]. *Izvestiya vuzov. Energetika*, 4, 128–132. [In Russian].
- Fialko, N. M., Butovskii, L. S., Prokopov, V. G., Hranovska, O. O., Sherenkovskii, Ju. V., Alyoshko, S. O., & Kohanenko, P. S., (2010). Osobennosti obtekaniya ploskikh stabilizatorov ogranichennym potokom [Features of flowing around of flat stabilizers with a limited flow]. *Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering]*, 32(5), 26–33. [In Russian].
- Fialko, N. M., Butovskii, L. S., Prokopov, V. G., Sherenkovskii, Ju. V., Meranova, N. O., Alyoshko, S. O., Polozenko, N. P., & Mirgorodskii, A. N. (2011). Komp'yuternoye modelirovaniye protsessа smeseobrazovaniya v gorelochnykh ustroystvakh

stabilizatornogo tipа s podachey gaza vnedreniyem v snosyashchiy potok vozdukhа [Computer simulation of the process of mixture formation in burner devices of the stabilizing type with the introduction of gas into the blowing air flow]. *Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering]*, 33(1), 51–56. [In Russian].

- Fialko, N. M., Gomon, V. I., Navrodskey, R. A., Prokopov, V. G., & Presich, G. A. (2000). Osobennosti metodiki rascheta poverkhnostnykh teploutilizatorov kondensatsionnogo tipа [Specifics of the calculation procedure for surface heat exchangers of condensation type, Industrial heat engineering]. *Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering]*, 22(2), 49–53. [In Russian].
- Fialko, N. M., Prokopov, V. G., Butovskii, L. S., Sherenkovskii, Ju. V., Meranova, N. O., Alyoshko, S. O., Kohanenko, P. S., & Polozenko, N. P. (2010). Modelirovaniye struktury techeniya izotermicheskogo potoka v eshelonirovannoy reshetke ploskikh stabilizatorov plameni [Modeling of the structure of flowing of an isothermal flow in the echeloned lattice of flat stabilizers of flame]. *Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering]*, 32(6), 28–36. [In Russian].
- Fialko, N. M., Sherenkovskii, Ju. V., Mayson N. V., Meranova, N. O., Abdulin, M. Z., Butovskii, L. S., Polozenko, N. P., Klisch, A. V., Strizheus, S. N., & Timoshenko, A. B. (2014). Matematicheskoe modelirovanie processov techeniya i smeseobrazovaniya v cilindricheskom gorelochnom ustroystve [Mathematical modeling of processes of flow and mixture formation in the cylindrical stabilizer burner device]. *Vostochno Evropejskii zhurnal peredovih technologij [Eastern European journal of advanced technologies]*, 3/8(69), 40–44. [In Russian].
- Fialko, N. M., Zimin, L. B., & Dubovskoy, S. V. (2000). Utilizatsiya energii vybrosov sistem mestnoy ventilatsii metropolitenov s pomoshchyu teplovykh nasosov [Utilization of energy emissions of local ventilation systems of subways using heat pumps]. *Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering]*, 22(1), 90–93. [In Russian].
- Kandelaki, T. L. (1987). Povysheniye effektivnosti ispolzovaniya prirodnoy gaza v sochetanii s umensheniyem metalloemkosti ustanovok [Increasing the efficiency of natural gas use in combination with a reduction in the metal consumption of plants Povysheniye effektivnosti ispolzovaniya prirodnoy gaza v sochetanii s umensheniyem metalloemkosti ustanovok]: Abstract of Cand. Sci. (Tech.) dissertation, 05.14.04. Moscow. [In Russian].
- Kutateladze, S. S. (1952). Teploperedacha pri kondensatsii i kipenii [Heat transfer upon condensation and boiling]. Moscow: Mashgiz. [In Russian].
- Kuznetsov, N. V., Mitor, V. V., Dubovskii, I. E., & Karasina, E. S. (Eds.) (1973). Teplovoy raschet kotelnykh agregatov. Normativnyi metod [Thermal calculation of boiler units. Normative method]. Moscow: Energiya. 296 p. [In Russian].

Р. О. Навродська, А. І. Степанова, С. І. Шевчук, Г. О. Гнедаш, Г. О. Пресіч
Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ, Україна

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОБМІНУ ПІД ЧАС ГЛИБОКОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ ГАЗОСПОЖИВАЛЬНИХ КОТЛІВ

Викладено результати експериментальних досліджень закономірностей тепло- і масообміну в пучках поперечно оребрених труб водогрійних теплоутилізаторів відхідних газів котельних установок під час охолодження цих газів нижче від температури точки роси водяної пари. Наведено схеми експериментального стенду і досліджуваної моделі теплоутилізатора, характеристики трубних пучків та застосовуваних біметалевих труб (зі сталеву основою та алюмінієвим оребренням), описано умови проведення досліджень. Подано результати визначення експериментального значення коефіцієнта тепловіддачі з боку димових газів у таких діапазонах зміни їхніх основних параметрів: початкових температурах $t_{ex} = 140 \div 180^\circ\text{C}$ і вологовмісту $X = 0,09 \div 0,15$ кг/кг с.г., кінцевої температури $t_{вых} = 50 \div 100^\circ\text{C}$, а також $Re_z = 5000 \div 10000$. Отримані дані узагальнено залежністю для розрахунку цього коефіцієнта, яка є функцією Re_z , X та безрозмірної температури нагріваної води θ . Для підтвердження достовірності отриманих результатів проведено їх зіставлення з даними інших досліджень для режимів роботи експериментальної моделі без конденсації вологи з димових газів у пучках поперечно оребрених труб та за її наявності в пучках гладких труб. Унаслідок проведених зіставлень отримано задовільний збіг порівнюваних величин.

Ключові слова: водогрійні теплоутилізатори відхідних газів; пучки поперечно оребрених труб; конденсація пари; узагальнення експериментальних даних; достовірність.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT-TRANSFER AT DEEP COOLING OF COMBUSTION MATERIALS OF GAS-FIRED BOILERS

The work is devoted to the studies of heat-transfer in the case of moisture condensation in water-heating exchangers of exhaust-gases from boiler plants operating on natural gas. The authors analysed the experimental data available in the literature and methods for their generalization with respect to heat-transfer during the flow of steam-gas mixtures under conditions of condensation of moisture from them. It is pointed out that these data are inadequate for the calculation of condensing heat-recovery exchangers of boilers. The conditions for conducting new experimental studies of the laws of heat and mass transfer in bundles of transverse-finned pipes of these heat-recovery exchangers are described when the exhaust-gases are cooled below the dew point temperature of the water vapour contained in them. The schemes of the experimental stand and the investigated model of the heat-recovery exchanger are described; its geometrical parameters and characteristics of bimetallic pipes are used in the bundles (steel base and aluminium fins). The technique for determining the heat-transfer coefficient from the exhaust-gas side in the investigated bundles of pipes is described. The results of determining the experimental value of this coefficient in the following ranges of variation of the main parameters of exhaust-gases: initial temperature $t_{in} = 140...180$ °C and moisture content $X = 0.09...0.15$ kg/kg (dry gases), final temperature $t_{out} = 50...100$ °C, and also $Re_g = 5000...10000$. The results of the investigations are summarized by the dependence for calculation of the heat-transfer coefficient being studied, which is a function of Re_g , X and the dimensionless temperature of the heated water, which is the ratio of the mean temperature of this water and the value of the dew point of the exhaust-gases. To confirm the reliability of the experimental results obtained, they are compared with the data of other studies for different operating modes of the experimental model, namely: without condensation of moisture from exhaust-gases in bundles of transverse-finned bimetallic pipes and in its presence in bundles of smooth steel pipes. As the result of comparisons satisfactory coincidence of the compared values was obtained.

Keywords: water-heating exchangers of heat-recovery system of exhaust-gases; bundles of transverse-finned pipes; steam condensation; experimental data generalization; reliability.