

Л. А. Боднар, к. т. н.; Д. В. Степанов, к. т. н., доц.; Р. Э. Бойчук

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В ГАЗОТРУБНОМ ВОДОГРЕЙНОМ КОТЛЕ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Проанализированы современные направления развития котельной техники малой мощности. Рассмотрены современные способы интенсификации теплообмена в водогрейных котлах малой мощности. Проанализированы результаты экспериментов. Обоснованы методы теплового расчета водогрейных котлов малой мощности.

Ключевые слова: интенсификация теплообмена, котел, коэффициент теплоотдачи.

Введение. Постановка задачи

Анализ последних публикаций и информации, размещенной на интернет-сайтах производителей водогрейных котлов малой мощности (ВКММ), позволил сделать вывод, что современная котельная техника малой и средней тепловой мощности развивается в следующих направлениях: повышение энергетической эффективности путем снижения тепловых потерь и наиболее полного использования энергетического потенциала топлива; уменьшение габаритов котельного агрегата за счет интенсификации процесса сжигания топлива; интенсификации теплообмена в топочной камере и на поверхностях нагрева; снижение загрязняющих атмосферу газообразных выбросов (CO , NO_x , SO_x); повышение надежности работы котла.

Интенсификацию теплообмена в элементах котла можно проводить двумя путями: установлением интенсификаторов теплообмена в топке или в жаротрубном элементе. Как отмечено в работах [1, 2], первый способ ощутимо влияет как на теплотехнические, так и на экологические результаты (КПД возрастает на 1 – 3%, выбросы CO уменьшаются в 5 раз, NO_x в 2 раза). Как правило, в цилиндрическую топку устанавливают вторичные излучатели, что способствует лучшему теплообмену в топке, а также приводит к улучшению экологических показателей. Для ВКММ такой способ интенсификации практически не используют. Поскольку размеры топки достаточно малы, единственным способом интенсификации теплообмена является установление турбулизирующих вставок в газотрубном пучке.

На сегодняшний день известны различные способы интенсификации теплообмена в конвективных элементах водогрейных котлов: применение перфорированных поверхностей, многослойных конвективных поверхностей, оребрения, а также вставок различной конфигурации.

В водогрейных котлах фирм Viessman (Германия), Baltur (Италия) конвективные поверхности выполнены в виде двух стальных труб, вставленных одна в другую и спрессованных таким образом, чтобы оболочка внешней трубы имела гофрированную форму и образовывала ряд замкнутых воздушных каналов [3].

В работе [4] отмечают, что установление профилированных поверхностей теплообмена в виде кольцевой накатки и скрученных лент позволяет снизить температуру отходящих газов до 150 – 170 °С и повысить КПД котла до 92 – 93% при незначительном увеличении металлоемкости.

Применение винтовых скрученных лент в утилизационных газотрубных ВК [5] позволило снизить температуру отходящих газов на 12% при увеличении сопротивления системы на 16%. Следует отметить, что данные исследования проводили при турбулентном движении теплоносителя. Установка интенсификаторов в виде пустотелого усеченного конуса (рис. 1)

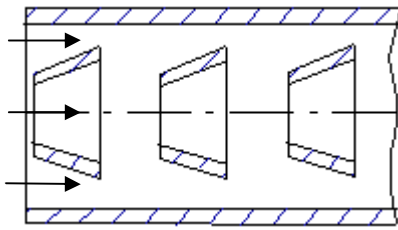


Рис. 1. Вставки в виде пустотелого усеченного конуса

[6] повысила КПД котла с 85% до 89 – 93% (в зависимости от параметров интенсификатора). Температура отходящих газов снизилась в 1,33 – 2,32 раза, а давление повысилось в 1,1 – 3,96 раза. Следует отметить, что данные исследования проводили в котлах с вынужденной тягой при турбулентном движении дымовых газов.

Авторы [7 – 9] проводили исследования эффективности комбинированных интенсификаторов (скрученная лента с согнутой вокруг нее проволоочной вставкой) в котлах мощностью 20 и 200 кВт. Авторы указывают на значительный эффект от использования таких интенсификаторов за счет лучевого теплообмена. Соотношение между тепловым потоком за счет излучения к суммарному тепловому потоку в газотрубном элементе в диапазоне Re , равном 1600 – 2100, составляет 15 – 24%.

Анализ работ показал, что основная часть исследований интенсификации теплообмена проведена для турбулентного и частично переходного режима. Несмотря на то, что на сегодняшний день исследованиям эффективности работы котлов с интенсификацией теплообмена в литературе уделено значительное внимание, но теоретически и экспериментально обоснованных методов расчета ВКММ с интенсифицированным теплообменом в литературе нет.

Целью данной работы является исследование интенсивности теплообмена в газотурбинном пучке водогрейного котла с интенсификацией теплообмена.

Исследование интенсификации теплообмена в газотурбинном пучке котла

Для исследования интенсификации теплообмена в жаротрубном элементе ВК мощностью 32 кВт создан экспериментальный стенд согласно ДСТУ 3948-2000 [10]. Предложен оригинальный способ интенсификации теплообмена [11]. Оборудование стенда, методика проведения исследований и показатели газоанализатора во время испытаний описаны в работе [12]. Перед проведением основной серии экспериментов по интенсификации теплообмена в жаротрубном пучке котла были проведены числовые расчеты теплообмена в гладкотрубном канале. В первом приближении нами было принято, что тепловой расчет топки проводят согласно нормативному методу (НМ), а коэффициент теплоотдачи по формуле Михеева для ламинарного режима.

$$Nu = 1,4 \cdot \left(Re \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{L} \right)^{0,4} Pr_z^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_z}{Pr_{\text{см}}} \right)^{0,25} \quad (1)$$

Сравнение результатов данного опыта с расчетами показали недостаточное соответствие нормативного метода (НМ) тепловых расчетов котлоагрегатов условиям работы котла. Результаты расчета показали, что расчетная температура на выходе из котла для эксперимента без интенсификации теплообмена на 100 °С выше, чем полученная экспериментальным путем. Таким образом, реальная интенсивность теплообмена выше рассчитанной по НМ, поэтому в первом приближении нами было предложено вводить поправку на определение температуры дымовых газов на выходе из топки. А соответствующие результаты исследований опубликованы в работе [12].

Следует отметить, что НМ теплового расчета котлов [13] содержит рекомендации по методике расчета котлов большой мощности с хвостовыми поверхностями, краткие указания по проектированию топочных устройств и поверхностей нагрева стационарных котлов и необходимую для этого справочную информацию. Однако методика теплового расчета котлоагрегатов, приведённая в методе для теплообмена в топке котла, не учитывает особенностей работы конструкции ВКММ.

Анализ работ зарубежных авторов [14, 15] по исследованию теплотехнических показателей котлов мощностью 50 кВт и 1 МВт показал, что расхождение между рассчитанной температурой на выходе из котла и экспериментальной составляет до 25%. Такое расхождение авторы связывают с тем, что известные зависимости для расчета конвективного теплообмена недостаточно учитывают теплообмен в коротких трубах, а именно начальный участок гидродинамической стабилизации потока.

Авторами [8, 16] получены похожие результаты. Исследования показали, что различия между измеренными и рассчитанными по известным зависимостям значения критерия Нуссельта в гладкой трубе составляют 20 – 40%. В указанных работах обоснована необходимость учета начального участка для коротких труб.

Величина поправки на начальный участок, предложенная различными исследователями, существенно отличается.

Поправочный коэффициент на начальный участок имеет вид

$$\varepsilon_l = 1 + C/(L/d)^m. \quad (2)$$

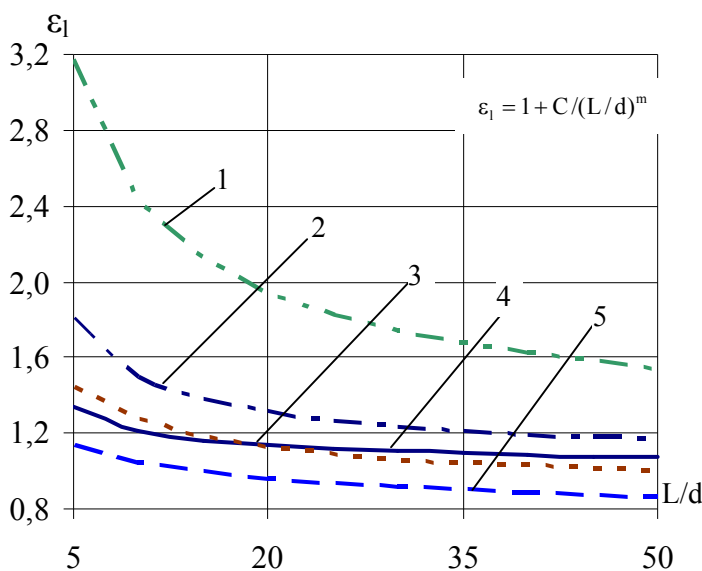


Рис. 2. Зависимость поправочного коэффициента от соотношения L/d . 1 – $C=5,7$, $m=0,6$; 2 – $C=2,4$, $m=0,68$; 3 – $C=1$, $m=2/3$; 4 – табличные данные для вязкостно-гравитационного режима [17]; 5 – табличные данные для турбулентного режима [17]

Для определения среднего значения критерия Нуссельта необходимо расчетное значение Nu_p умножить на поправку (2). Так, согласно данным [14], Хаузен предложил коэффициенты $c=1$, $m=2/3$, Грасс – $c=2,3$, $m=1$; Миллс – $c=2,4$, $m=0,68$. Авторы [15] путем экспериментальных исследований котла на биомассе мощностью 50 кВт с $L/d=19,1$ получили коэффициенты $c=5,7$, $m=0,6$. В отечественной литературе Сукомелом А. С. для $L/d < 15$ поправка предложена в виде $\varepsilon_l = 1,38 \cdot (L/d)^{-0,12}$. Согласно [17], если сведений о протекании процесса недостаточно для оценки ε_l поправку

можно записать в виде $\varepsilon_l \approx 1 + \frac{2}{L/d}$.

Там же приведены соответствующие таблицы для определения

поправочного коэффициента для вязкостно-гравитационного режима при $L/d < 50$.

Авторами проведено численное исследование влияния параметра L/d на значение ε_l , предлагаемое разными исследователями (рис. 2).

Следует отметить, что в отечественной литературе значение поправочных коэффициентов значительно ниже, чем предлагают зарубежные авторы.

В результате эксперимента (рис. 3) температура дымовых газов на выходе из котла без интенсификации теплообмена составила 366 °С, другие данные на рис. 3 – расчетные. Ближайшее расчётное значение температуры отходящих газов 392 °С, что на 7 % больше экспериментальных значений.

Анализ полученных результатов показал (рис. 3), что использование поправок зарубежных авторов даёт незначительные расхождения в рассчитанных и измеренных величинах температуры отходящих газов. Это можно объяснить тем, что поправочные коэффициенты были выведены в условиях, близких к работе котла.

$$Nu = 0,062 \cdot Re^{0,693} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(1 + \frac{2,4}{(L/d)^{0,68}} \right). \quad (3)$$

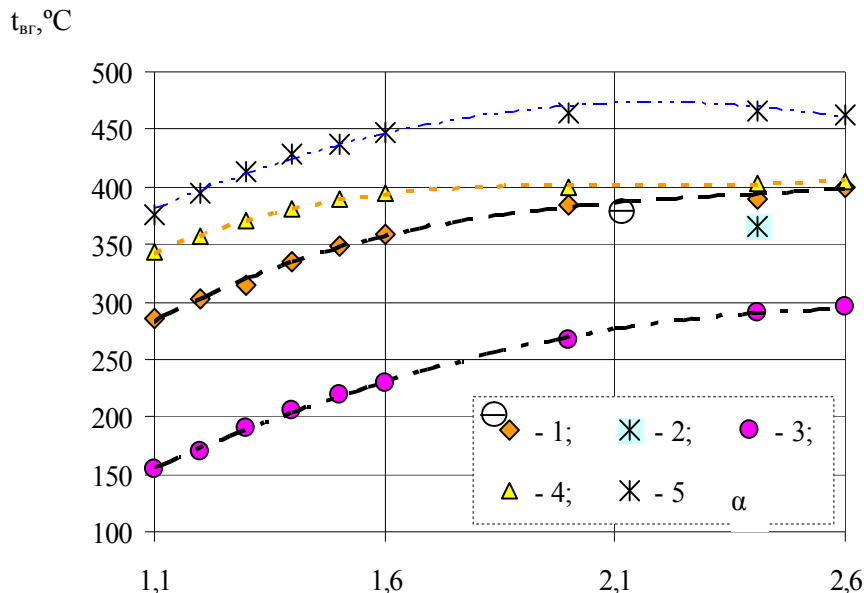


Рис. 3. Сопоставление экспериментальных и рассчитанных значений температуры отходящих газов: 1 – по формуле (1) с коэффициентами в поправке (2) $c = 2,4$, $m = 0,68$; 2 – экспериментальные данные; 3 – по (1) с $c = 5,7$, $m = 0,6$; 4 – по формуле предложенной авторами на основе эксперимента (3); 5 – по формуле (1) без учета поправки

Как показали результаты, учет поправки, учитывающей интенсивность теплообмена на начальном участке гидродинамической стабилизации потока, позволяет более точно определять температуру газов на выходе из котла. Это весьма важно на этапе проектирования теплогенерирующего оборудования малой мощности, поскольку неверный выбор зависимости для расчета теплообмена приведет к увеличению металлоемкости котла или котел будет спроектирован на меньшую, чем необходимо, мощность.

С целью выявления влияния интенсификации теплообмена на основные теплотехнические показатели котла нами проведены численные исследования. В качестве интенсификаторов приняты во внимание пластина, скрученная лента и согнутая пластина, установленные на всю длину жаротрубного пучка (рис. 4).

Размеры котла, теплота сгорания топлива приняты такие же, как и в экспериментальных исследованиях [12]. Переменным параметром является коэффициент избытка воздуха. Расход топлива в расчетах остается постоянным $B_p = 3,8 \text{ м}^3/\text{час}$. Результаты численных экспериментов представлены на рис. 5. Пластина снижает температуру отходящих газов на 25 – 43 %, увеличивая при этом КПД котла на 6,52 – 15,7 %, а это, в свою очередь, приводит к росту мощности котла. Наилучшие показатели эффективности наблюдают для изогнутой пластины. При снижении температуры на выходе из котла на 43,75 – 53,68 % КПД возрастает на 7,9 – 24,5 %. Такой эффект достигается за счет излучения от вставок к стенке трубы.

Улучшение теплотехнических показателей котла происходит на фоне роста потерь давления в газотрубном пучке. Но за счет самотяги дымовой трубы аэродинамические процессы в котле не ухудшатся. В котлах с наддувом возрастет мощность дымососа.

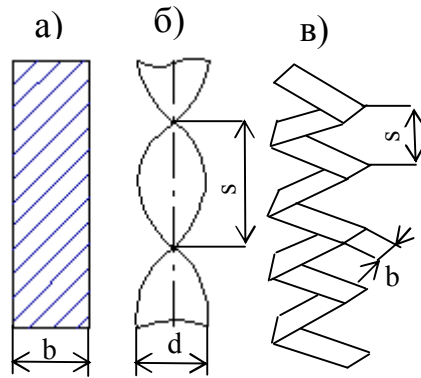


Рис. 4. Интенсификаторы теплообмена: а) пластина $b = 42$ мм; б) скрученная лента $s / d = 4,2$; в) согнутая пластина $b = 20$ мм; $s = 30$ мм

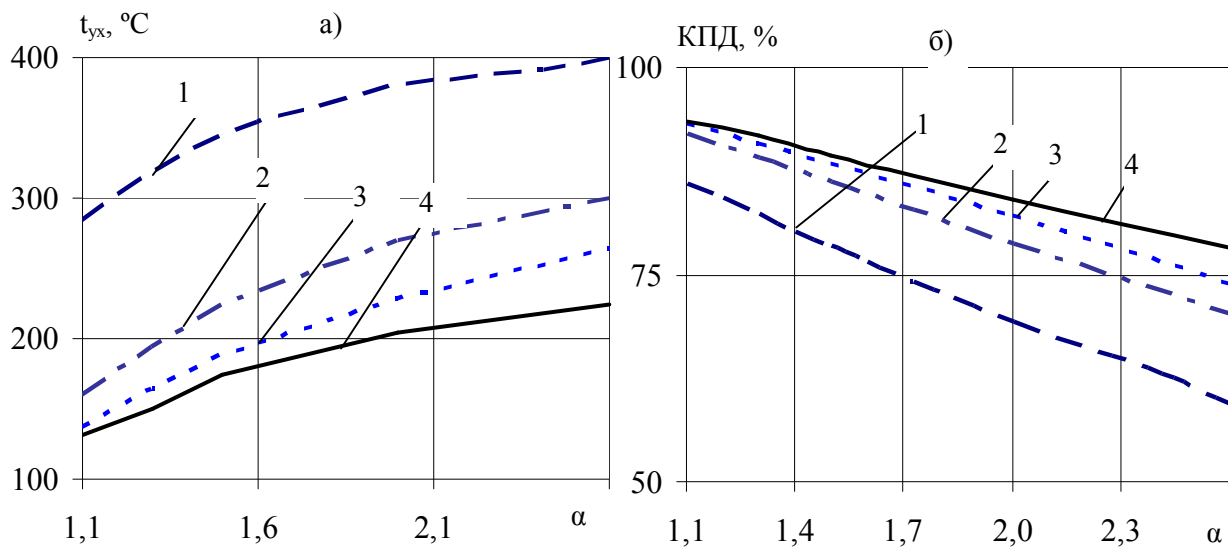


Рис. 5. Зависимость температуры отходящих газов (а) и КПД котла (б) от коэффициента избытка воздуха. 1 – гладкотрубный котел, 2 – котел с пластиной, 3 – котел со скрученной лентой, 4 – котел с изогнутой пластиной

Выводы

Проанализированы современные направления развития котельной техники малой мощности. Рассмотрены современные способы интенсификации теплообмена в водогрейных котлах малой мощности. На основе собственных исследований и анализа работ авторов предложено рассчитывать теплообмен в гладкотрубных каналах водогрейных котлов с учетом поправки на интенсивность теплообмена на начальном участке гидродинамической стабилизации потока. Наиболее адекватным поправочным коэффициентом, по нашему мнению, является коэффициент, предложенный Миллсом. Показано, что использование пластин различной конфигурации существенно улучшает теплотехнические показатели котла. Пластина снижает температуру отходящих газов на 25 – 43 %, увеличивая при этом КПД котла на 6,52 – 15,7%, а это, в свою очередь, приводит к росту мощности котла. Наилучшие показатели эффективности наблюдаются для изогнутой пластины. При понижении температуры на выходе из котла на 43,75 – 53,68 % КПД возрастает на 7,9 – 24,5%. Такого эффекта достигают за счет излучения от вставок к стенке трубы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Басок Б. И. Численное моделирование процессов аэродинамики в топке водогрейного котла со вторичным излучателем / Б. И. Басок., В. Г. Демченко, М. П. Мартыненко // Промышленная теплотехника. – 2006. – № 1. – С. 17 – 22.
2. Гришкова А. В. Уменьшение выбросов оксидов азота от водогрейных котлов путем внесения в топку промежуточного излучателя с оптимальными параметрами / А. В. Гришкова, Б. М. Красовский, А. Ю. Ракитин // Промышленная энергетика. – 2004. – № 5. – С. 32 – 33.
3. Петриков С. А. Прогрессивные способы интенсификации теплообмена в отопительных котлах / С. А. Петриков, Н. Н. Хованов // Промышленная энергетика. – 2003. – № 12. – С. 18 – 22.
4. Шахлина Н. А. Интенсификация теплообмена в газотрубных котлах с использованием профилированных поверхностей теплообмена : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.14.04 “Промышленная теплоэнергетика” / Н. А. Шахлина. – Екатеринбург, 2007. – 20 с.
5. Колядин Е. А. Исследование и научное обоснование интенсификации теплообмена в судовых газотрубных утилизационных котлах : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.08.05 “Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)” / Е. А. Колядин. – Астрахань, 2007. – 20 с.
6. Investigation of turbulators for fire tube boilers using exergy analysis [Электронный ресурс] / Betul Ayhan // Turkey Journal engineering environmental science. – 2001. – №5. – P. 249 – 258. – Режим доступа до журн. : <http://mistug.tubitak.gov.tr/bdyim/toc.php?dergi=muh&yilsayi=2001/4>.
7. Neshumayev D. Experimental investigation of various turbulator inserts in gas-heated channels / D. Neshumayev, A. Laid, T. Tiikma // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2004. – vol. 28(8). – P. – 877 – 886.
8. Experimental and numerical investigation of combined heat transfer augmentation technique in gas-heated channels. In: Proceedings of the 4th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 18 – 23 Sept. [Электронный ресурс] / D. Neshumayev, T. Tiikma // Cairo, Egypt. – 2005. – Режим доступа: <https://www.etis.ee/portaal/publicationInfo.aspx?PubVID=17&LanguageVID=2&FullTranslate=false>.
9. Neshumayev D. Radiation Heat Transfer of Turbulator Inserts in Gas Heated Channels / D. Neshumayev, T. Tiikma, // Heat Transfer Research. – 2008. – vol. 39 (5). – P. 403 – 412.
10. Котли опалювальні водогрійні теплопродуктивністю до 100 кВт: Методи випробування і контролю теплотехнічних показників : ДСТУ 3948–2000. – [Чинний від 2001-01-01]. – К. : Держстандарт України, 2000. – 33 с.
11. Пат. 19637 Україна, МПК⁷ F 28 F 1/00. Вставка для теплообмінної труби / Ткаченко С. Й., Степанов Д. В., Боднар Л. А. заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200607988; – заявл. 17.07.06.; опубл. 15.12.06.; Бюл. № 12.
12. Степанов Д. В. Експериментальні дослідження інтенсифікованого теплообміну в жаротрубному водогрійному котлі / Д. В. Степанов, С. Й. Ткаченко, Л. А. Боднар // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2008. – № 2. – С. 44 – 47.
13. Тепловой расчет котлоагрегатов (нормативный метод). – СПб: НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
14. Yrjola J. Modelling and experimental studies on heat transfer in the convection section of a biomass boiler / J. Yrjola., J. Paavilainen // Int. J. Energy Research. – 2006. – vol 30 (12) – P. 939 – 953.
15. Modelling and experimental study on wood chips boiler system with fuel drying and with different heat exchangers. Doctoral Dissertation [Электронный ресурс] / J. Yrjola // Helsinki University of Technology. Department of Mechanical Engineering. Laboratory of Applied Thermodynamics. Режим доступа до дисертації <http://lib.tkk.fi/Diss/2006/isbn9512284391/isbn9512284391.pdf>.
16. Neshumayev D., Tiikma T. Radiation heat transfer of turbulator inserts in gas heated channels / D. Neshumayev, T. Tiikma // Heat Transfer Research. – 2008. – vol. 39(5). – P. 403 – 412.
17. Исаченко В. П. Теплопередача / Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. – Энергоиздат, 1981. – 412 с.

Боднар Лилия Анатольевна – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры теплоэнергетики, тел. 598339, Bodnar06@ukr.net.

Степанов Дмитрий Викторович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теплоэнергетики, тел. 598339, StepanovDV@mail.ru.

Бойчук Роман Эдуардович – студент института строительства, теплоэнергетики и теплогазоснабжения.

Винницкий национальный технический университет.