

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

## КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЖАРОТРУБНОГО ПУЧКА С ИНТЕНСИФИКАЦИЕЙ ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ КОТЛА МАЛОЙ МОЩНОСТИ

*Проанализированы известные критерии оценки интенсификации теплообмена. Предложены новые подходы для оценки эффективности жаротрубного пучка водогрейного котла малой мощности. Проанализированы результаты численных исследований.*

**Ключевые слова:** жаротрубный пучок, водогрейный котел, интенсификация теплообмена, теплообменники, интенсификатор, критерий, потери давления.

Работы по интенсификации теплообмена ведутся на протяжении многих лет в различных организациях. Предложено множество различных способов интенсификации теплообмена при течении однофазных и многофазных сред. В условиях работы жаротрубных котлов интенсификацию теплоотдачи необходимо выполнять внутри трубы, где движутся дымовые газы. Наиболее эффективными являются турбулизирующие вставки, которые, помимо уменьшения сечения для прохода газов, а отсюда увеличения скорости потока и конвективной составляющей теплоотдачи, обеспечивают дополнительный тепловой поток излучением от нагретой вставки к стенке жаротрубного элемента.

Несмотря на значительное количество методов сравнения теплогидравлической эффективности интенсификаторов теплообмена [1 – 8], на сегодняшний день нет единого подхода к оценке эффективности того или иного метода интенсификации, что затрудняет выбор рациональных параметров теплообменных аппаратов с интенсификацией теплообмена.

**Цель данной работы** – анализ известных критериев для оценки интенсификации теплообмена, выбор и разработка новых критериев для оценки эффективности жаротрубного пучка.

Как правило, в публикациях по интенсификации теплообмена сравнивают полученные результаты в виде зависимостей между отношениями значений критериев Нуссельта в трубе с интенсификацией теплообмена и в гладкой трубе  $Nu/Nu_{г\text{л}}$ , и коэффициентов сопротивления  $\xi/\xi_{г\text{л}}$  или оценивают эффективность исследуемого метода интенсификации теплообмена параметром  $(Nu/Nu_{г\text{л}})/(\xi/\xi_{г\text{л}})$ , или с помощью энергетического коэффициента Кирпичева,  $E=Q/N$  ( $Q$  – тепловая мощность,  $N$  – мощность на прокачивание теплоносителя). В более поздней литературе предлагается метод эффективных параметров Г.А. Дрейцера. Метод основан на использовании в качестве условия равенства эффективных чисел Рейнольдса. Для сравниваемых поверхностей более эффективной будет та, которая имеет большее значение эффективного числа Нуссельта. Известны работы по использованию термодинамических методов для оценки эффективности интенсификации теплообмена [9]. Недостатками этих методов является то, что они не учитывают массу поверхности, объем, который занимает поверхность, ее стоимость. Следует отметить, что работы имеют теоретический характер и при выводе некоторых зависимостей авторы, как правило, применяют типические теплогидравлические граничные условия [6, 7, 8]: равенство тепловых мощностей  $Q$ , расходов теплоносителей  $G$ , суммарных потерь давления на трение  $\Delta P$ , температурных напоров  $\Delta t$ . При этом возможны три варианта сравнения поверхностей:

1. Сравнение мощностей теплообменной поверхности при равных объемах аппаратов, расходах теплоносителя, потерях давления на прокачивание теплоносителей ( $V_i=V_o$ ,  $G_i=G_o$ ,  $\Delta P_i = \Delta P_o$ ).

2. Сравнение площади поверхности теплообмена при одинаковой тепловой мощности, расходах теплоносителей, потерях давления на прокачивание теплоносителей ( $Q_i=Q_o$ ,  $G_i=G_o$ ,  $\Delta P_i = \Delta P_o$ ).

3. Сравнение потерь давления при одинаковой тепловой мощности, расходах теплоносителей, при равных объемах аппаратов ( $Q_i=Q_o$ ,  $G_i=G_o$ ,  $V_i=V_o$ ) (тут и далее индекс  $i$  относится к интенсифицированной поверхности, а  $o$  – к гладкотрубной).

Методика сравнения теплообменных элементов включает в себя [10]: правильную постановку условий сравнения, выбор критериев сравнения, рациональный способ расчета критериев, сравнение численных значений полученных критериев.

В связи с высокими требованиями к современным водогрейным жаротрубным котлам малой мощности, в конструировании и изготовлении необходимо обеспечить небольшие габариты и массу котлов. Известно, что путем интенсификации теплообмена достигают увеличения коэффициента теплопередачи при одновременном увеличении потерь давления.

Интенсификаторы для жаротрубных каналов водогрейных котлов предлагается разделить на две условные группы: интенсификаторы, которые при незначительном увеличении коэффициента теплопередачи (в 1,05 – 1,4 раза) приводят к незначительному увеличению потерь давления, и интенсификаторы, которые при значительном увеличении теплообмена (в 1,4 – 2,1 раза) приводят к высоким потерям давления. При этом первую группу интенсификаторов можно применять в котлах с естественной тягой, а вторую – в котлах с принудительной тягой. Для эффективной работы котлов с естественной тягой необходимым условием применения интенсификатора, при достижении нужной мощности котла, является условие:

$$\Delta P_k = \Delta P_{c.k}, \quad (1)$$

де  $\Delta P_k$  – потери давления в элементах котла (поддувале, топке, жаротрубном пучке) и дымовой трубе,  $\Delta P_{c.k}$  – самотяга в элементах котла и дымовой трубе.

При этом использование интенсификаторов со значительным аэродинамическим сопротивлением требует увеличения длины дымовой трубы.

При условии неизменного объема топки ( $V_T = \text{const}$ ), неизменных геометрических размерах трубной доски, равных расходах теплоносителя ( $G_i = G_o$ ) и температурных напоров ( $\Delta t_i = \Delta t_o$ ), а также при  $\Delta P_i \neq \Delta P_o$ , можно выделить такие варианты оптимизации конструкции жаротрубного пучка:

1) при неизменной длине, диаметре, количестве труб сравнивается тепловая мощность пучков гладкотрубной поверхности и с интенсификацией теплообмена (задача увеличения мощности котла);

2) при одинаковой мощности котла сравниваются геометрические размеры жаротрубного пучка (задача уменьшения габаритов и массы котла).

Для последнего случая возможны такие варианты оптимизации конструкции жаротрубного пучка:

а) при одинаковом количестве труб  $n = \text{const}$  и их диаметре  $d = \text{const}$  интенсифицированная поверхность и гладкотрубная имеют различную длину труб  $l = \text{var}$ ;

б) сравниваемые поверхности набраны из различного количества труб одинакового диаметра и длины ( $l = \text{const}$ ,  $d = \text{const}$ ,  $n = \text{var}$ );

в) сравниваемые поверхности набраны из различного количества труб различного диаметра и одинаковой длины ( $l = \text{const}$ ,  $d = \text{var}$ ,  $n = \text{var}$ );

г) сравниваемые поверхности набраны из труб различного диаметра одинакового количества и длины ( $l = \text{const}$ ,  $d = \text{var}$ ,  $n = \text{const}$ ).

В рамках данного исследования рассматривается вариант (а).

### Выбор критерия для сравнения поверхностей жаротрубных пучков

Известные критерии оценки эффективности интенсификации теплообмена [1 – 10] неудобны для инженерных расчетов и не соответствуют условиям работы жаротрубных котлов малой мощности (небольшие скорости дымовых газов, переходные режимы работы  $2300 < Re < 10000$ , необходимость учитывать самотягу котла, тепловой поток излучением от интенсификаторов к стенке трубы жаротрубного пучка). Кроме того, поверхности, как правило, сравнивают при одинаковых числах Рейнольдса, что для реальных условий работы котлов невозможно достичь, так как после установки турбулизатора скорость потока увеличивается. На наш взгляд, основными показателями жаротрубного пучка, которые учитывают его габариты, массу и площадь поверхности теплообмена являются: удельная

площадь –  $K_f = \frac{F}{Q}$ ,  $\frac{m^2}{кВт}$ ; удельные габариты –  $K_v = \frac{V}{Q}$ ,  $\frac{m^3}{кВт}$ ; удельная масса –

$K_m = \frac{M}{Q}$ ,  $\frac{кг}{кВт}$ ; удельные потери давления –  $K_{\Delta P} = \frac{\Delta P}{Q}$ ,  $\frac{Па}{кВт}$ .

На основании вышеуказанных показателей, при условии равенства тепловой мощности предложены следующие безразмерные критерии:

$$K_1 = \left( \frac{K_{vi}}{K_{vo}} \right)^c \cdot \left( \frac{K_{mi}}{K_{mo}} \right)^n \cdot \left( \frac{K_{\Delta Pi}}{K_{\Delta Po}} \right)^m, \quad (2)$$

$$K_2 = \left( \frac{K_{fi}}{K_{fo}} \right)^p \cdot \left( \frac{K_{\Delta Pi}}{K_{\Delta Po}} \right)^m, \quad (3)$$

где  $K_1$  – критерий, который можно применять для сравнения жаротрубных пучков котлов с точки зрения технологии изготовления, монтажа, стоимости в проектно-конструкторской практике;  $K_2$  – критерий для оценки эффективности жаротрубных пучков с теплотехнической точки зрения.

При этом более эффективной среди ряда интенсифицированных поверхностей котла равной тепловой мощности будет та, значение критерия которой будет наименьшим ( $K \rightarrow K_{min}$ ). В критериях с, n, m, p – показатели степени, которые указывают на значимость того или иного множителя в критериях. Следует отметить, что степени выбираются в зависимости от условий конструирования, от назначения котла, от материалов, из которых изготавливается котел. В работе принято, что  $s=n=m=p=1$ . Для котлов с естественной тягой

множитель  $\left( \frac{K_{\Delta Pi}}{K_{\Delta Po}} \right)^m$  отсутствует, учитывается только условие (1).

Обобщенный критерий для задачи увеличения мощности котла имеет вид:

$$\bar{K} = \left( \frac{Q_o}{Q_i} \right)^{n+m} \cdot \left( \frac{K_{mi}}{K_{mo}} \right)^n \cdot \left( \frac{K_{\Delta Pi}}{K_{\Delta Po}} \right)^m. \quad (4)$$

В рамках данной работы рассматривается задача уменьшения габаритов и массы котла.

С целью получения численных значений критериев  $K_1$  и  $K_2$  и их сравнения на основании разработанной математической модели [11] проведены численные исследования интенсификации теплообмена в жаротрубном пучке водогрейного котла [12] с применением таких интенсификаторов теплообмена: пластина, цилиндрическая вставка и скрученная

лента. Исследования проведены для таких условий работы котла: мощность котла 32 кВт, мощность топки 15,6 кВт, мощность жаротрубного пучка 16,4 кВт, коэффициент избытка воздуха  $\alpha=1,4$ , температура дымовых газов на входе в жаротрубный пучок  $t_1=905,6$  °С, на выходе –  $t_2=140$  °С, температурный режим воды – 80/60 °С, диаметр труб  $d_T$  пучка – 48/41мм, количество труб –  $n=24$ .

В работе проведено исследование влияния диаметра цилиндрической вставки, размещенной по всей длине трубы, на эффективность теплообмена, а также оценены параметры с помощью разработанных критериев (рис. 1). Переменными величинами в численном эксперименте является диаметр цилиндрической вставки и длина трубы.

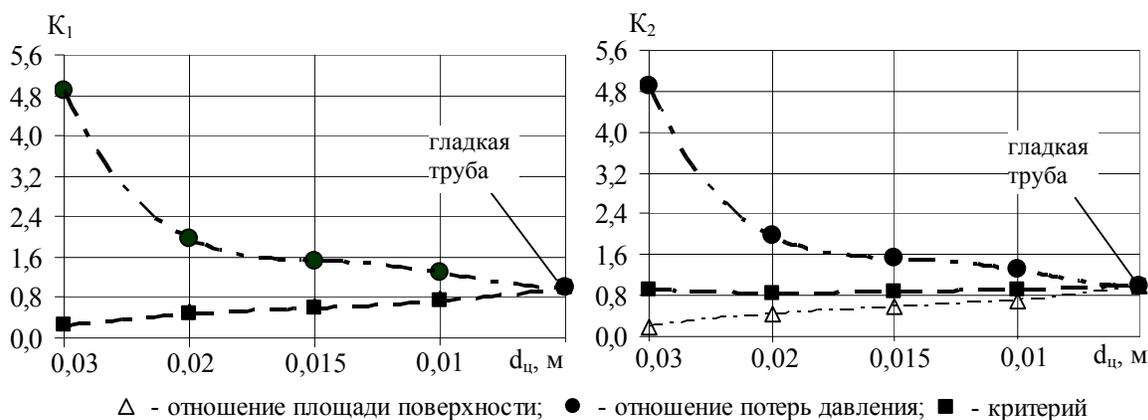
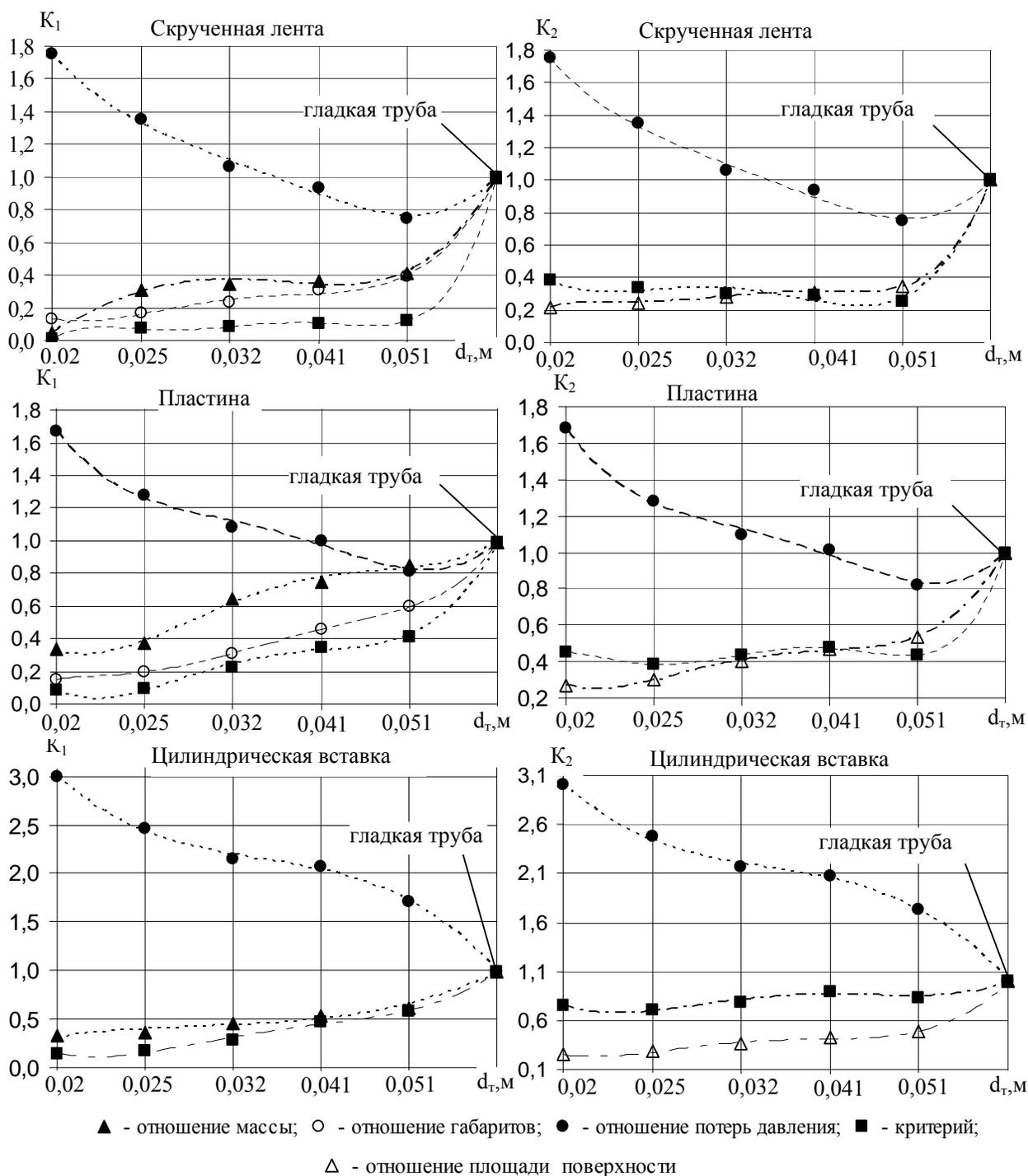


Рис.1. Значения критериев  $K_1$ ,  $K_2$  в зависимости от диаметра цилиндрической вставки

При уменьшении диаметра цилиндрической вставки  $d_{ц}$  значение критериев увеличивается, что объясняется ухудшением теплообмена в следствии уменьшения скорости дымовых газов и излучающей площади поверхности. Упомянутые факторы приводят к увеличению длины трубы, что влечет за собой увеличение массы, габаритов, площади поверхности. Установлено, что рациональным соотношением диаметра цилиндра к диаметру трубы является значение  $d_{ц}/d_T=0,6...0,36$ .

Для трубной доски заданных размеров можно установить только некоторое количество труб диаметром  $d$ , изменяя при этом длину трубы для достижения заданной мощности. При этом, в зависимости от эффективности интенсификатора теплообмена, соотношение габаритов, массы, площади поверхности, потерь давления будут различными. Авторами проведен численный эксперимент с целью исследования влияния диаметра трубы на значение критериев. В исследованиях использованы трубы внутренним диаметром в диапазоне от 20 мм до 51 мм. Принято, что ширина пластины и скрученной ленты равны диаметру трубы, а соотношение  $d_{ц}/d_T$  для цилиндрической вставки имеет значение 0,6. Интенсификаторы теплообмена размещены по всей длине трубы. На рис. 2 представлены результаты численных экспериментов.

Рис. 2. Влияние диаметра трубы жаротрубного пучка на значение критериев  $K_1$  и  $K_2$ 

Как видно из рис. 2, лучшие значения критериев наблюдаются для труб меньшего диаметра. Это объясняется тем, что при одинаковых расходах теплоносителей и температурных напорах скорость дымовых газов будет большей, что положительно влияет на теплообмен, но при этом увеличивается аэродинамическое сопротивление пучка. Для труб среднего диаметра значения критериев несколько больше, но с точки зрения технологии изготовления жаротрубного пучка (уменьшается количество сварных швов, упрощается монтаж) их применение является целесообразным. Среди интенсификаторов во всем

диапазоне изменения диаметра труб наиболее эффективной является скрученная лента.

В таблице 1 приведены результаты численных исследований интенсификации теплообмена при применении упомянутых выше интенсификаторов для таких вариантов их размещения: на всю длину трубы ( $L_i=L_{\text{трубы}}$ ), в верхней части трубы при  $L_i=0,75L_{\text{трубы}}$ ,  $L_i=0,5L_{\text{трубы}}$ ,  $L_i=0,25L_{\text{трубы}}$ , а также в нижней части трубы при  $L_i=0,75L_{\text{трубы}}$ ,  $L_i=0,5L_{\text{трубы}}$ ,  $L_i=0,25L_{\text{трубы}}$ . Установлено, что интенсификация теплообмена в нижней части трубы является более эффективной, потому что необходимая длина труб для достижения необходимой мощности котла является значительно меньшей, чем при размещении интенсификаторов в верхней части, о чем свидетельствуют значения критериев.

Таблица 1

**Значения критериев для различных вариантов размещения интенсификаторов теплообмена**

Интенсификатор теплообмена	Параметры интенсификатора							Критерий
	$L=L_{\text{трубы}}$	$L_i=0,75L_{\text{трубы}}$		$L_i=0,5L_{\text{трубы}}$		$L_i=0,25L_{\text{трубы}}$		
		нижняя часть трубы	верхняя часть трубы	нижняя часть трубы	верхняя часть трубы	нижняя часть трубы	верхняя часть трубы	
Пластина	0,31	0,298	0,634	0,473	0,757	0,724	0,784	$K_1$
Цилиндрическая вставка	0,368	0,476	0,817	0,588	1,165	0,758	1,194	$K_1$
Скрученная лента	0,067	0,27	0,313	0,31	0,481	0,432	0,832	$K_1$
Пластина	0,55	0,52	0,581	0,643	0,683	0,767	0,751	$K_2$
Цилиндрическая вставка	0,869	1,009	1,143	1,076	1,172	1,158	1,183	$K_2$
Скрученная лента	0,205	0,607	0,539	0,641	0,667	0,72	0,904	$K_2$

Как видно из таблицы 1, наиболее эффективным во всем диапазоне изменения параметров среди интенсификаторов является скрученная лента, что объясняется дополнительным закручиванием потока, а рациональными параметрами интенсификатора есть:  $L_i=L_{\text{трубы}}$ ,  $L_i=0,75L_{\text{трубы}}$ .

Выявлено, что при размещении интенсификаторов в нижней части трубы за счет излучения тепловой поток увеличивается на 43 – 72 %, что объясняется более высокой температурой дымовых газов. При размещении интенсификатора в верхней части трубы этот показатель достигает 18 – 35%. Аналогичные результаты получили авторы [13], которые с целью интенсификации теплообмена в высокотемпературных теплообменниках применили скрученные крестообразные ленты. Это привело к увеличению теплового потока на 10 – 80% благодаря излучению. Таким образом, использование разнообразных вставок в жаротрубных водогрейных котлах малой мощности является эффективным способом интенсификации теплообмена.

Для практической реализации разработанных критериев с целью сравнения интенсификаторов необходимо провести детальный тепловой и аэродинамический расчет котла.

Таким образом, предложенные критерии позволяют оценивать эффективность интенсификации теплообмена в жаротрубном пучке водогрейного котла малой мощности при таких условиях сравнения: равенство тепловых мощностей, расходов теплоносителей, температурных напоров. При этом геометрические размеры и потери давления для гладкотрубной поверхности и поверхности с интенсификацией теплообмена могут быть разными.

## Выводы

Анализ литературной информации показывает, что на сегодняшний день нет единого подхода к оценке эффективности того или иного метода интенсификации, что затрудняет выбор оптимальных параметров теплообменных аппаратов в условиях использования интенсификации теплообмена. Кроме того, известные критерии не соответствуют условиям работы жаротрубных котлов малой мощности. Авторами предложен обобщенный критерий для оценки эффективности интенсификации теплообмена. С помощью численного эксперимента авторами получены значения предложенных критериев. Установлено, что оптимальным отношением диаметра цилиндрической вставки к диаметру трубы является значение  $d_{ц}/d_{т}=0,6...0,36$ . Выявлено также, что наиболее эффективным интенсификатором является скрученная лента, рационально размещать интенсификатор в нижней части трубы, а оптимальными параметрами интенсификаторов являются  $L_i=L_{\text{трубы}}$ ,  $L_i=0,75L_{\text{трубы}}$ . Следует отметить, что в изготовлении котлов необходимо использовать трубы среднего диаметра, что упрощает монтаж жаротрубного пучка, а также приводит к уменьшению количества сварных швов, и следовательно к упрощению технологии изготовления котла.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гортышов Ю. Ф. Эффективность промышленно перспективных интенсификаторов теплоотдачи / Гортышов Ю. Ф., Олимпиев В. В. – Известия Академии наук. Энергетика. – 2002. – № 3. – С. 102 – 119.
2. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / Антуфьев В. М. – М.: Энергия, 1966. – 194 с.
3. Коваленко Л. М. Оценка теплоэнергетической эффективности каналов теплообменных аппаратов / Коваленко Л. М. // Промышленная теплотехника. – 2005. – т. 27, № 1. – С. 50 – 55.
4. Дрейцер Г. А. Проблемы создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов / Дрейцер Г. А. // Теплоэнергетика. – 2006. – № 4. – С.31 – 38.
5. Мигай В. К. Методика сравнения интенсифицированных поверхностей теплообмена / Мигай В. К. // Известия ВУЗов. Энергетика. – 1990. – № 9. – С. 101 – 103.
6. Дубровский Е. В. Метод относительного сравнения теплогидравлической эффективности интенсификации процесса теплообмена в каналах теплообменных поверхностей / Дубровский Е. В. // Теплоэнергетика. – 2002. – № 5. – С.47 – 53.
7. Дубровский Е. В. Метод относительного сравнения теплогидравлической эффективности интенсификации процесса теплообмена в каналах теплообменных поверхностей / Дубровский Е. В. // Теплоэнергетика. – 2002. – № 6. – С.60 – 63.
8. Дрейцер Г. А. Методика оценки эффективности интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах / Дрейцер Г. А. // Изв. вузов. Машиностроение. – 1999. – № 5. – 6. – С. 67 – 76.
9. Zimparov V. D. Extended performance evaluation criteria for heat transfer surfaces: Heat transfer through ducts with constant wall temperatures / Zimparov V. D. // Int.J.Heat Mass Transfer. – 2000. – Vol. 43, № 17. – P. 3137 – 3150.
10. Калафати Д. Д. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена / Калафати Д. Д., Попалов В. В. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 152 с.
11. Степанов Д. В. Математичне моделювання теплообмінних процесів у жаротрубному елементі водогрійного котла малої потужності / Степанов Д. В., Ткаченко С. Й., Боднар Л. А. // Вісник ВПІ. – 2007 – № 2. – С. 76 – 79.
12. Степанов Д. В. Експериментальні дослідження теплообміну в жаротрубному водогрійному котлі / Степанов Д. В., Ткаченко С. Й., Боднар Л. А. // Вісник ВПІ. – 2008. – № 1. – С. 43 – 46.
13. Мигай В. К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования / Мигай В. К. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 264 с.

**Степанов Дмитрий Викторович** – кандидат технических наук, доцент кафедры теплоэнергетики, тел.: (0432)-598339, StepanovDV@mail.ru.

**Боднар Лилия Анатольевна** – аспирант кафедры теплоэнергетики, тел.: (0432)-598339, Bodnar06@ukr.net.

Винницкий национальный технический университет.