

УДК 621.181.123: 621.18-9: 536.243

С.М. Сафьянц, Ю.А. Боев, А.С. Сафьянц

АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕПЛОТДАЧИ В ЖАРОТРУБНЫХ КОТЛАХ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

В работе рассматриваются особенности теплового расчета жаротрубных котлов. Проведен анализ основных зависимостей для расчета коэффициентов теплоотдачи на рабочих поверхностях котлов и даны рекомендации по их применению. Исследовано влияние изменения температуры дымовых газов на теплоотдачу.

Ключевые слова: жаротрубный котёл, теплообмен, коэффициенты теплоотдачи, конвекция, излучение, дымовые газы, жаровая труба

Введение

До сегодняшнего времени не существует точной методики тепловых расчетов жаротрубных котлов, хотя в последние годы в котельных городских тепловых сетей Донецкой области устанавливаются жаротрубные котлы малой мощности.

Публикации, посвященные проблематике жаротрубных котлов, анализу их эксплуатации, а также особенностям тепловых и гидравлических расчетов, на данный момент немногочисленны [1, 2]. Существующий «Нормативный метод расчета котельных установок» [3] предназначен для расчетов парогенераторов большой мощности и не пригоден для расчетов жаротрубных котлов из-за:

- различия в геометрических и конструктивных характеристиках жаротрубных котлов и других котельных установок, заключающихся в небольших габаритах современных жаротрубных котлов, отсутствии экранных поверхностей, трубных конвективных пучков и сложности выделения в жаротрубных котлах конвективных и лучевоспринимающих поверхностей;
- топка (жаровая труба) и газоходы жаротрубного котла представляют собой фактически цилиндрические поверхности (трубы);
- режим движения дымовых газов в трубах жаротрубного котла ламинарный ($Re < 2300$). В ламинарном потоке жидкость движется несмешиваемыми геометрически подобными струями, при этом в трубах перенос тепла в радиальном направлении, осуществляемый путем теплопроводности и теплоотдачи от дымовых газов к стенке, протекает медленно вследствие малой теплопроводности газов. Так как номограммы в «Нормативном методе» построены для турбулентных режимов омывания конвективных поверхностей нагрева, а в жаротрубных котлах малой мощности осуществляется ламинарное течение, то они не могут быть использованы в расчетах.

Вышеперечисленные проблемы делают актуальной задачу исследования и анализа теплоотдачи в жаротрубных котлах.

Постановка задачи

Целью данной работы является совершенствование методики расчета коэффициентов теплоотдачи от дымовых газов к стенкам жаровых труб и от труб к нагреваемой среде, являющихся основными в определении параметров при проведении тепловых расчетов водяных и паровых жаротрубных котлов.

Известно, что интенсивность теплопередачи в жаротрубных котлах определяется в основном лучистым и конвективным теплообменом в топке, между газом и стенкой жаровой трубы. Для определения коэффициента теплоотдачи от стенки жаровой трубы к теплоносителю в качестве факторов, влияющих на его изменение, использовали теплофизические особенности подвижной среды и теплообменной поверхности [4].

Жаротрубные котлы, вырабатывающие насыщенный пар, имеют, в отличие от водогрейных жаротрубных котлов, реверсивную камеру и дополнительный газоход.

Отличия в тепловом расчете парового и водогрейного жаротрубного котла следующее:

- расчет коэффициентов теплоотдачи от газового потока к стенке трубы и от стенки к нагреваемой среде проводят по разным методикам – в паровом котле теплообмен от стенки к теплоносителю осуществляется посредством пузырькового кипения теплоносителя, а в водогрейных котлах за счет свободной или вынужденной конвекции;
- кроме того, коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к трубе учитывает как теплоотдачу конвекцией, так и излучением;
- из-за наличия дополнительного газохода в паровом котле происходит увеличение пути дымового тракта и снижение давления дымовых газов;
- в водогрейных жаротрубных котлах за счет коротких газоходов повышена температура отходящих дымовых газов, которая приводит к значительным потерям тепла и выходу из строя поверхностей нагрева (прогорание стенок труб), а в паровых за счет установки реверсивной камеры происходит улучшение процесса парообразования и снижение температурных перепадов, увеличение площади контакта с дымовыми газами.

При всех приведенных замечаниях классическая последовательность теплового расчёта котлов сохраняется.

Анализ результатов

Для более детального анализа теплоотдачи в жаротрубных котлах, работающих в водогрейном режиме, были рассмотрены основные критериальные уравнения, рекомендуемые «Нормативным методом» и различными литературными источниками.

Для расчёта коэффициента теплоотдачи от дымовых газов к внутренней поверхности труб в «Нормативном методе» предлагается следующее обобщающее уравнение [3, 4]:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (1)$$

где Nu – критерий Нуссельта; Re – критерий Рейнольдса; Pr , Pr_w – критерий Прандтля при определяющей температуре t_m и температуре стенки трубы t_w соответственно; ε_l – поправка, учитывающая изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы.

При этом, в качестве определяющей температуры принята средняя температура газов в трубе t_m , а определяющий размер – внутренний диаметр трубы d_m .

В то же время, в работах [5-9] для условий теплоотдачи при ламинарном режиме предлагаются следующие формулы:

1. При $Gr \cdot Pr \leq 5 \cdot 10^5$ влиянием свободной конвекции можно пренебречь и коэффициент теплоотдачи можно определить так [5]:

$$\text{– при } Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{d}{L} \right) > 12: \quad Nu = 1,61 \cdot \left[Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{d}{L} \right) \right]^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2)$$

или, как дает Уонг Х. [6],

$$Nu = 1,86 \cdot \left[Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{d}{L} \right) \right]^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3)$$

Михеев М.А. [7, 8] предлагает следующую зависимость:

$$Nu = 1,4 \cdot \left[Re \cdot \frac{d}{L} \right]^{0,4} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (4)$$

$$\text{– при } Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{d}{L} \right) \leq 12 \quad Nu = 3,66 \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (5)$$

2. При $Gr \cdot Pr > 5 \cdot 10^5$ наступает вязкостно-гравитационный режим, при котором влиянием свободной конвекции нельзя пренебрегать. Поэтому коэффициент теплоотдачи определяют из уравнения [5, 9]:

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (6)$$

где при $(L/d) < 50$ необходимо вводить поправку ε_1 на длину труб.

Таким образом, во всех приведенных уравнениях определяющий размер – внутренний диаметр трубы, а определяющая температура – средняя температура дымовых газов.

Поэтому, для определения коэффициента теплоотдачи в качестве расчетных параметров в формулах (1) – (6) принимались следующие значения: $t_m = 600$ °С; $d_m = 0,033$ м; $w_m = 2$ м/с; $L_m = 0,5$ м; $t_w = 150$ °С.

Получена зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от режимных и конструктивных параметров, представленная на рисунке 1.

Так как в жаротрубных котлах, в большинстве случаев, осуществляется ламинарный режим течения, то рассчитанные по критериальным уравнениям (1), (6) значения средних коэффициентов теплоотдачи будут существенно ниже, чем рассчитанные по формулам (2), (4) во всем интервале изменения режимных и конструктивных параметров. Поэтому для расчета среднего коэффициента теплоотдачи конвекцией от дымовых к стенке жаровой трубы можно рекомендовать уравнения (2), (4).

Далее был проведен анализ основных критериальных уравнений, применяемых для расчета коэффициента теплоотдачи от дымогарных труб к нагреваемой воде.

Для теплоотдачи от трубных пучков в режиме естественной конвекции предлагаются следующие формулы [6]:

– в ламинарном режиме:

$$Nu = 0,47 \cdot (\text{Pr} \cdot Gr)^{0,25} \quad (7)$$

– в турбулентном режиме:

$$Nu = 0,1 \cdot (\text{Pr} \cdot Gr)^{0,33} \quad (8)$$

В данных уравнениях определяющий размер – длина трубы, а определяющая температура – средняя температура нагреваемой воды.

Известно, что в работе [9] предлагается критериальное уравнение для поперечного обтекания шахматных пучков труб:

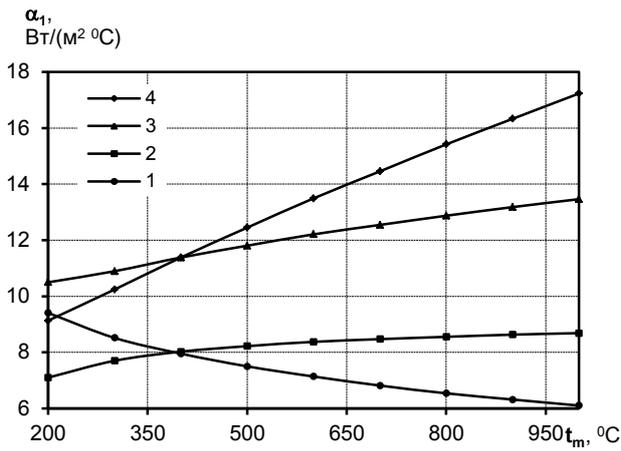
$$Nu = 0,41 \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_i \cdot \varepsilon_s, \quad (9)$$

где ε_i и ε_s – поправки, учитывающие номер ряда и влияние относительно расстояния S_1/d и S_2/d .

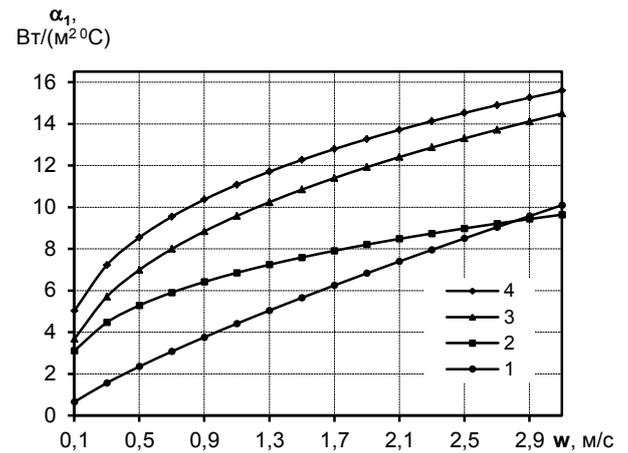
А «Нормативный метод» [3] предлагает следующую зависимость для обтекания шахматных пучков в турбулентном режиме:

$$Nu = \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,3} \cdot C_s \cdot C_z, \quad (10)$$

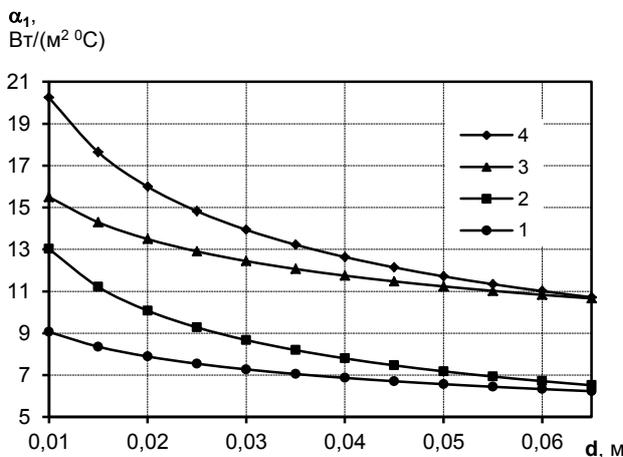
где C_s и C_z – поправки на шаг труб и их количество в пучке.



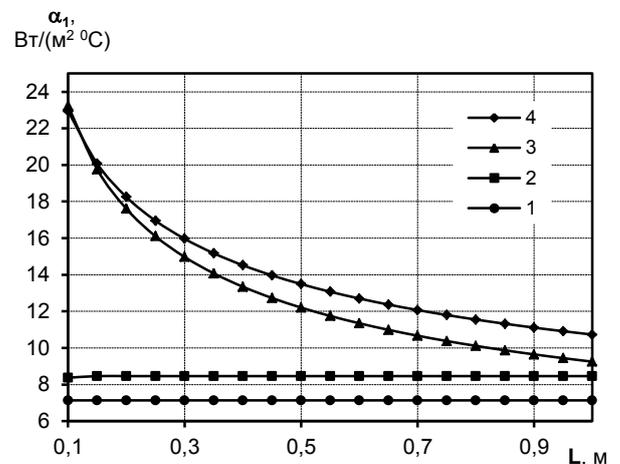
а)



б)



в)



г)

1 – формула (1); 2 – формула (6); 3 – формула (4); 4 – формула (2).

Рисунок 1 – Зависимость внутреннего коэффициента теплоотдачи (от газов к стенке) от: а) температуры дымовых газов; б) скорости движения газов; в) диаметра трубы; г) длины трубы.

При продольном обтекании поверхностей нагрева турбулентным потоком:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \quad (11)$$

где C_t , C_d , C_l – поправки, вводимые на температуру стенки, диаметр и длину труб.

В уравнениях (9) – (11) определяющий размер – наружный диаметр труб, определяющая температура – средняя температура нагреваемой воды.

В формулах (7) – (11) принимались следующие значения определяющих параметров: $t_m = 80$ °C; $d_m = 0,038$ м; $w_m = 0,1$ м/с; $L_m = 0,5$ м; $t_w = 100$ °C.

На рисунке 2 приведены зависимости коэффициента теплоотдачи α_2 от различных параметров, рассчитанных по приведенным выше формулам.

Из анализа приведенных зависимостей можно заключить, что расчет по формуле (10), приведенной в «Нормативном методе» дает очень завышенные значения, а по формуле (11) заниженные значения α_2 . В режиме естественной конвекции, рассчитанные по формулам (7), (8) значения α_2 , отличаются на 200 Вт/(м²·°С) друг от друга. Расчет по формуле (9) дает более высокие значения коэффициента теплоотдачи по сравнению с режимом свободной конвекции, что объясняется турбулизацией потока.

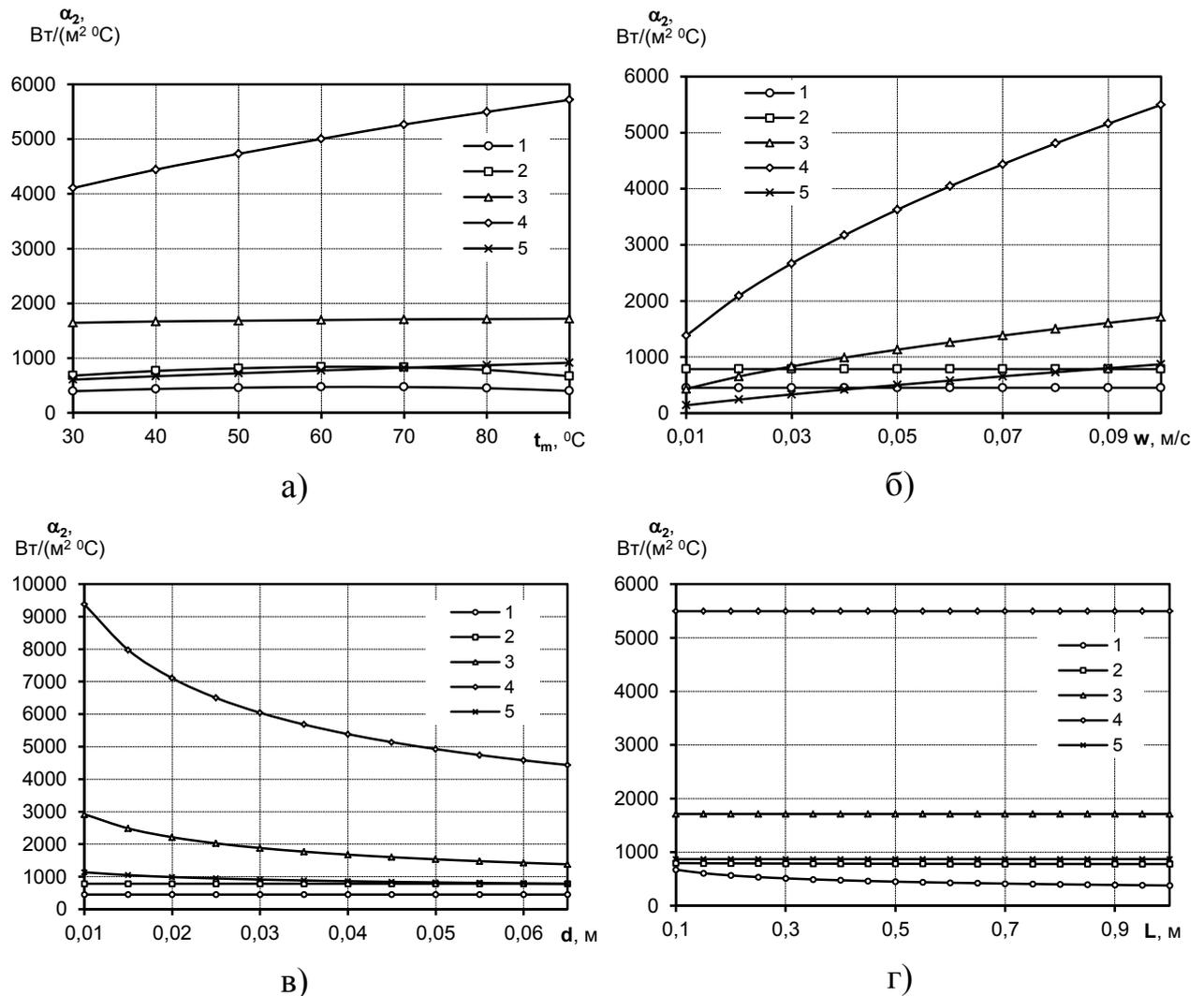
В целом же, для расчета коэффициента теплоотдачи от дымогарных труб к воде (для водогрейных котлов), можно рекомендовать формулы (7), (8), если водяной контур котла работает в режиме естественной циркуляции, и формулу (9), если в режиме принудительной циркуляции.

На сегодняшний день нет данных о влиянии изменения температуры дымовых газов на коэффициент теплоотдачи от стенки жаровой трубы к рабочему телу. Отсутствует также и информация об эксплуатационных характеристиках дымогарных труб.

В связи с малыми габаритами жаротрубных котлов на поверхности стенки жаровой трубы, поворотной камеры и труб первого газотрубного пучка, который входит в нее, начинается кипение. В этом случае коэффициент теплоотдачи от стенки к воде α_2 существенно увеличивается и составляет 12000 – 15000 Вт/(м²·°С), тогда как при свободной конвекции $\alpha_2 = 600 – 700$ Вт/(м²·°С) (рисунок 2). Вследствие этого температура стенки со стороны воды на 8 – 10 °С выше температуры насыщения t_n , а со стороны газов – на 25 – 30 °С больше t_n и равна приблизительно 200 °С при давлении воды в котле 0,6 – 0,7 МПа.

Поэтому для каждого жаротрубного котла необходимо строить номограммы определяющих зависимостей. В данном случае определялся коэффициент теплоотдачи в зависимости от температуры газов за топкой (рис.3) котла КСВ-Г. Зависимость температуры уходящих газов от температуры газов за топкой котла представлена на рисунке 4.

Расчеты показали, что для обеспечения температуры уходящих газов не выше $t_{yx} = 160$ °С коэффициент теплоотдачи должен быть в пределах $\alpha_2 = 82,5 – 84,7$ кДж/(м²·°С) при скорости $w = 0,021$ м/с. Последующее повышение температуры уходящих газов до $t_{yx} = 205$ °С приводит к обгоранию поверхностей нагрева и требует разработки дополнительных мероприятий по снижению температуры отходящих газов.



1 – формула (7); 2 – формула (8); 3 – формула (9); 4 – формула (10); 5 – формула (11).

Рисунок 2 – Зависимость внешнего коэффициента теплоотдачи (от стенки к нагреваемой воде) от: а) средней температуры воды; б) скорости движения воды; в) диаметра трубы; г) длины трубы.

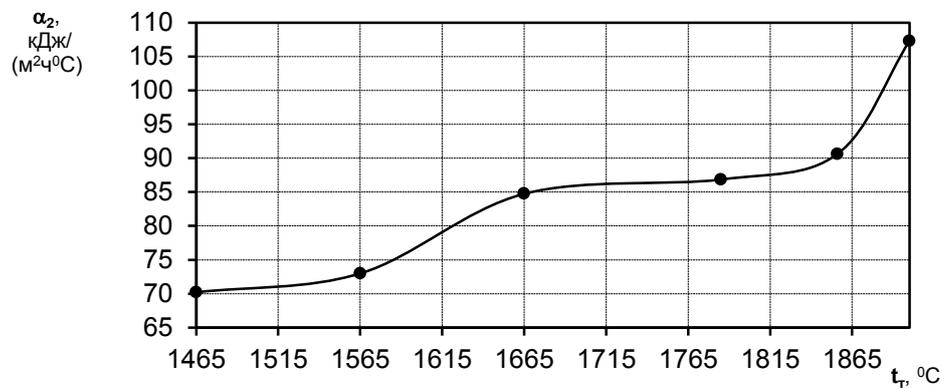


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента теплоотдачи α_2 от температуры газов за топкой котла.

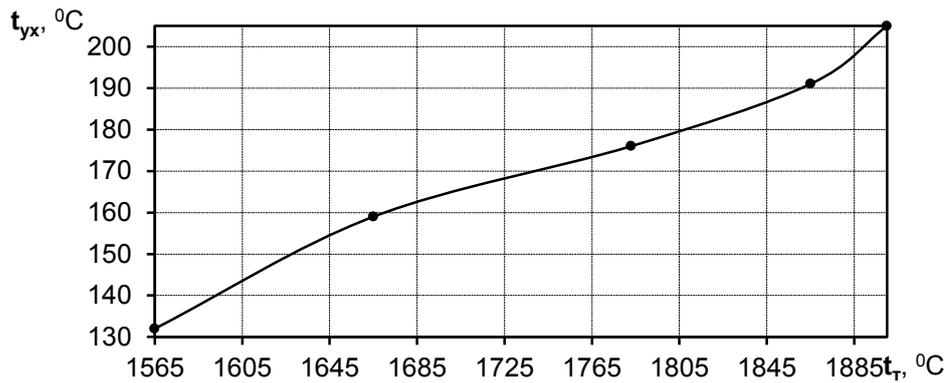


Рисунок 4 – Залежність температури уходящих газів від температури газів за топкой котла.

В случае резкого увеличения температуры на выходе из топки (более 1300 – 1700 $^\circ\text{C}$) скорость изменения коэффициента теплоотдачи резко возрастает, и в расчетах необходимо учитывать возрастающую роль свободной конвекции.

Выводы

Таким образом, появляется возможность прогнозировать ситуации при сжигании топлива различной калорийности, и определить соответствие для заданных условий коэффициента теплоотдачи α_2 и температуры дымовых газов.

Данное предложение может быть использовано, как энергосберегающее, при условии контроля сжигания топлива по составу отходящих газов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зависимости для тепловых расчетов жаротрубных пучков котлов малой мощности / Д.В.Степанов, С.И.Ткаченко, Л.А.Боднар и др. // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2006. – №2. – С.31 – 40.
2. Синицын А.А. Исследование термогидродинамических характеристик котла пульсирующего горения типа резонатора Гельмгольца / А.А. Синицын // Наука и образование (электронное научно-техническое издание). – 2006. – №12 (<http://technomag.edu.ru/doc/62616.html>).
3. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова и др. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
4. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П.Исаченко, В. А.Осипова, А.С.Сукомел. – М. – Л.: Энергия, 1965. – 424 с.
5. Виноградов С.Н. Выбор и расчет теплообменников: учебное пособие / С.Н.Виноградов, К.В.Таранцев, О.С.Виноградов. – Пенза, 2001. – 100 с.
6. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров / Х.Уонг. – М.: Атомиздат, 1979. – 216 с.
7. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А.Михеев, И.М.Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

8. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / Под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 560 с. – (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 2).
9. Юдаев Б.Н. Теплопередача / Б.Н. Юдаев. – М.: Высшая школа, 1973. – 360 с.

Поступила в редакцию 11.10.2010

Рецензент д-р техн. наук, проф. С.Л. Ярошевский

© Сафьянц С.М., Боев Ю.А., Сафьянц А.С., 2010

УДК 669.046.46

Д.С. Григорьев

ВЛИЯНИЕ СООТНОШЕНИЯ КИСЛОРОДА И УГЛЕРОДА В ШИХТЕ НА СОДЕРЖАНИЕ НЕКОТОРЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В МЕТАЛЛИЗОВАННОМ ВОЛЬФРАМСОДЕРЖАЩЕМ ЛЕГИРУЮЩЕМ МАТЕРИАЛЕ

В настоящей работе приведены результаты исследований влияния соотношения кислорода и углерода в шихте на состав металлизированного легирующего материала на основе вольфрама. Предложен состав шихты с оптимальным соотношением кислорода и углерода, который при заданном режиме тепловой обработки, обеспечивает высокое содержание тугоплавких легирующих элементов при высокой степени восстановления и допустимом остаточном содержании углерода. Рекомендованы некоторые виды связующего для брикетирования шихты, обеспечивающие технологичность получения и требуемое качество целевого продукта.

Ключевые слова: вольфрамсодержащий легирующий материал, кислород, углерод, режим обработки, связующее, брикеты

Введение

Разработанные и внедренные технологии производства легирующих материалов на основе молибдена, вольфрама, хрома и других элементов методами порошковой металлургии и получаемые материалы для легирования сталей выгодно отличаются от технологии производства плавящихся ферросплавов на основе тугоплавких и редких металлов ресурсо- и энергосбережения, гибкостью и, что наиболее важно, высокой сквозной эффективностью получения их и использования [1-6]. Целесообразность развития данного направления в металлургии редких и тугоплавких легирующих материалов подтверждается результатами последних работ [7-9].

Постановка задачи

Целью работы было повышение эффективности производства и использования тугоплавких легирующих материалов, а настоящих исследований – разработка состава шихты для восстановления смеси окислов быстрорежущей стали с добавлением шеелитового концентрата с опти-