

УДК 536.529

СЖИГАНИЕ ТВЕРДЫХ БИОТОПЛИВ В ЦИКЛОННО-СЛОЕВОЙ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ

¹Пищуха Е.А., ²Теплицкий Ю.С., ²Бородуля В.А., ²Виноградов Л.М.

¹ОАО «Белоозерский энергомеханический завод», г. Белозерск

²Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси

Введение: В настоящее время весьма актуальным является повышение эффективности топочных устройств, предназначенных для сжигания топлив биологического происхождения, таких как древесина и торф. Данные топлива являются низкосортными и имеют, как правило, высокое содержание влаги и сравнительно низкую теплоту сгорания. Изменяющийся в процессе работы полифракционный состав и качественные характеристики такого некондиционного топлива предполагают применение специальных топочных устройств. Для эффективного сжигания указанного топлива является перспективным использование так называемых циклонно-слоевых топочных камер, в которых совмещается слоевое сжигание твердого топлива с вихревым дожиганием мелких фракций и газообразных горючих продуктов в надслоевом пространстве [1, 2]. Это позволяет реализовать топочный процесс с более высоким тепловым напряжением топочного объема, улучшить качество выгорания топлива и, за счет снижения избытка воздуха, повысить КПД установки.

Экспериментальная установка. Экспериментальная установка для изучения сжигания твердого биотоплива представляет собой котел-воздухоподогреватель, оснащенный циклонно-слоевой топкой. Двухкамерная топка (рис. 1), состоит из циклонно-слоевой камеры сгорания и камеры догорания, разделенных пережимом. Ввод первичного воздуха осуществлялся под газораспределительную решетку (донное дутье), вторичный воздух вводился тангенциально (тангенциальное дутье) через два ряда отверстий, диаметрально противоположно размещенных на цилиндрической стенке камеры сгорания (12 отверстий диаметром $d_{in} = 7$ мм). Продукты горения из камеры догорания отводились в газотрубный теплообменник. Поверхности нагрева охлаждались воздухом. Для интенсификации теплопередачи через стенку камеры догорания, вокруг последней была устроена «активная теплоизоляция», одним из основных элементов которой является слой зернистого материала [3].

В качестве топлива использовались куски древесины длиной около 30 мм, щепа размером $5 \times 15 \times 25$ мм, куски фрезерного торфа длиной 7...10 мм и дробленого торфобрикета длиной 15...25 мм), рабочая влажность топлива не превышала 60%. Эксперименты проводились при различных диаметрах пережима: $d_{out}/D = 0.3, 0.5$. Использовались режимы подачи дутьевого воздуха обеспечивающие долю донного дутья $\varphi = 0.3$ и 0.5 . Тепловыделение в топке определялось по расходу топлива, низшая теплота сгорания которого составляла: $Q_n^p = 2467$ ккал / кг для древесного топлива (кусовая древесина, щепа с $W^p = 40\%$), $Q_n^p = 1925$ ккал / кг для фрезерного торфа с $W^p = 45\%$, $Q_n^p = 3392$ ккал / кг для дробленого торфобрикета с $W^p = 11.3\%$. Топлива и смеси другой (большей)

влажности готовились из указанных древесного топлива и фрезерного торфа путем их увлажнения до необходимых значений. При этом низшая теплота сгорания пересчитывалась с поправкой на фактическую влажность в соответствии с [4, 5] и устанавливался расход топлива, соответствующий W^p и тепловыделению в топке N . Были реализованы два режима работы циклонно-слоевой топки с различными тепловыми напряжениями топочного объема.

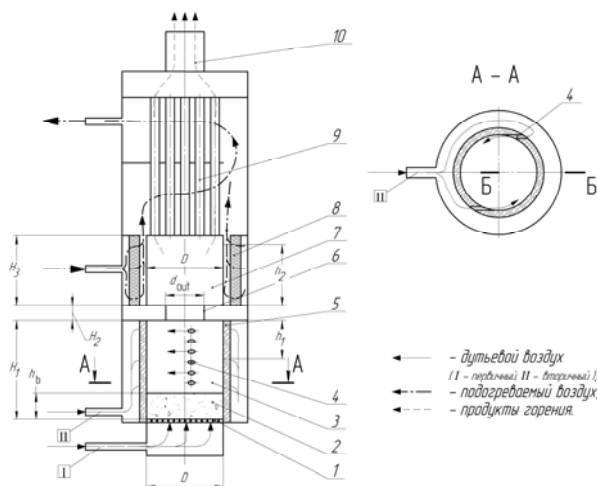


Рис. 1. Схема котла-воздухоподогревателя оснащенного циклонно-слоевой топкой: 1 – газораспределительная решетка, 2 – слой топлива, 3 – камера сгорания (циклонно-слоевая камера), 4 – сопла тангенциального (вторичного) дутья, 5 – футеровка камеры сгорания, 6 – пережим, 7 – камера догорания, 8 – слой зернистого материала, 9 – газотрубный теплообменник, 10 – выходной патрубок.

В качестве топлива использовались куски древесины длиной около 30 мм, щепа размером $5 \times 15 \times 25$ мм, куски фрезерного торфа длиной 7...10 мм и дробленого торфобрикета длиной 15...25 мм), рабочая влажность топлива не превышала 60%. Эксперименты проводились при различных диаметрах пережима: $d_{out}/D = 0.3, 0.5$. Использовались режимы подачи дутьевого воздуха обеспечивающие долю донного дутья $\phi = 0.3$ и 0.5 . Тепловыделение в топке определялось по расходу топлива, низшая теплота сгорания которого составляла: $Q_n^p = 2467$ ккал / кг для древесного топлива (кусовая древесина, щепа с $W^p = 40\%$), $Q_n^p = 1925$ ккал / кг для фрезерного торфа с $W^p = 45\%$, $Q_n^p = 3392$ ккал / кг для дробленого торфобрикета с $W^p = 11.3\%$. Топлива и смеси другой (большей) влажности готовились из указанных древесного топлива и фрезерного торфа путем их увлажнения до необходимых значений. При этом низшая теплота сгорания пересчитывалась с поправкой на фактическую влажность в соответствии с [4, 5] и устанавливался расход топлива, соответствующий W^p и тепловыделению в топке N . Были реализованы два режима работы циклонно-слоевой топки с различными тепловыми напряжениями топочного объема:

1. $q_v = 1085$ кВт/м³, в этом случае тепловыделение в топке с учетом неодинаковых высот горящего слоя для различных видов топлива ($h_b \approx 50 \dots 90$ мм) составляло $N = 16.5 \dots 17.3$ кВт;

2. $q_v = 503$ кВт/м³, в этом режиме $N = 8.5$ кВт и $h_b \approx 30 \dots 55$ мм.

Измерения параметров топочного процесса циклонно-слоевой камеры выполнялись после стабилизации режима работы котла-воздухоподогревателя.

Анализ полученных результатов. Графики радиального распределения температур в камерах сгорания и догорания, измеренные в двух горизонтальных сечениях каждой камеры ($h_1=100$ и 20 мм, $h_2=40$ и 160 мм) и радиальной плоскости Б–Б (рис. 1) при сжигании указанных топлив и их смесей в различных режимах параметров представлены на рис. 2–6. При этом общее количество дутьевого воздуха (донного и тангенциального), подаваемого в топку, определялось в соответствии с известной методикой [4, 5], исходя из элементарного состава топлива, для избытка воздуха $\alpha=1.25$. Скорость истечения воздуха из сопел составляла $V_n=8.6\dots 9.2$ м/с при $q_v=1085$ кВт/м³ и $\varphi=0.3$, $V_n=6.1\dots 6.9$ м/с при $q_v=1085$ кВт/м³ и $\varphi=0.5$, $V_n=4.3$ м/с при $q_v=503$ кВт/м³ и $\varphi=0.3$, $V_n=3.2$ м/с при $q_v=503$ кВт/м³ и $\varphi=0.5$. Видно, что профили радиального распределения температуры в различных сечениях камеры сгорания в качественном отношении идентичны для топлив различного вида, различающихся, рабочей влажностью и фракционным составом.

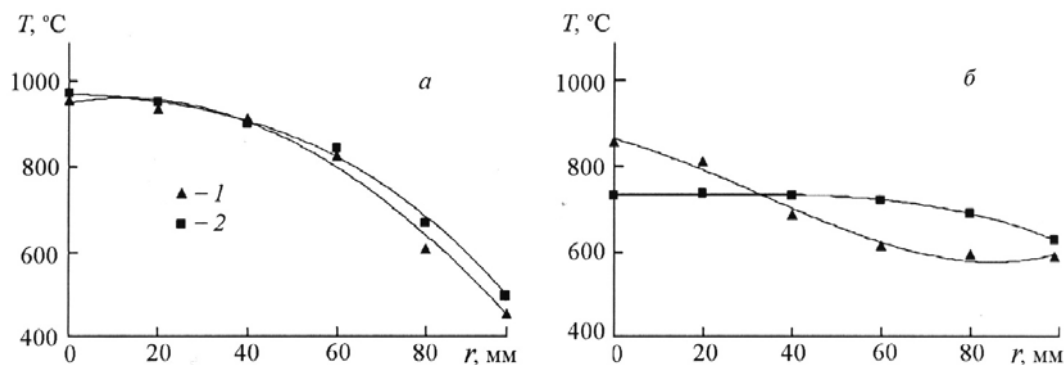


Рис. 2. Распределение температуры в камере сгорания (а) и камере догорания (б) при сжигании кускового древесного топлива рабочей влажностью $W^p=40\%$ при $d_{out}/D=0.5$, $\varphi=0.3$, $q_v=1085$ кВт/м³, $\alpha=1.25$, $V_n=8.9$ м/с: а: $h_1=100$ (1) и 20 (2) мм; б: $h_2=40$ (1) и 160 (2).

При сжигании кускового древесного топлива с $q_v=1085$ кВт/м³ (рис.2) в камере сгорания, в отличие от чисто циклонного способа сжигания дробленого угля и фрезерного торфа [6], более выражена неизотермичность топочного объема в радиальном направлении, температура на периферии камеры существенно ниже, чем на ее оси. Это может объясняться значительно меньшим количеством горящих частиц твердой фазы, движущихся около цилиндрической стенки камеры сгорания. При сжигании топлив, в составе которых содержались мелкие частицы (смеси щепы с фрезерным торфом или дробленным торфобрикетом), температура на периферии камеры была несколько выше, чем в предыдущем случае (рис. 3), при этом визуально наблюдалось увеличение количества вынесенных из слоя мелких частиц, которые двигались около стенки камеры.

При уменьшении тепловыделения в камере ($q_v=503$ кВт/м³) уровень максимальных температур несколько падает (рис. 4), принимая значения в камере сгорания примерно $840\dots 905$ °С, однако профиль температуры становится более равномерным, температура в приосевой области и на периферии отличается не более чем на 280 °С. Это, вероятно, обусловлено уменьшением охлаждения пристенной области камеры сгорания струей холодного воздуха, истекающего из сопел тангенциального дутья при снижении скорости его ввода.

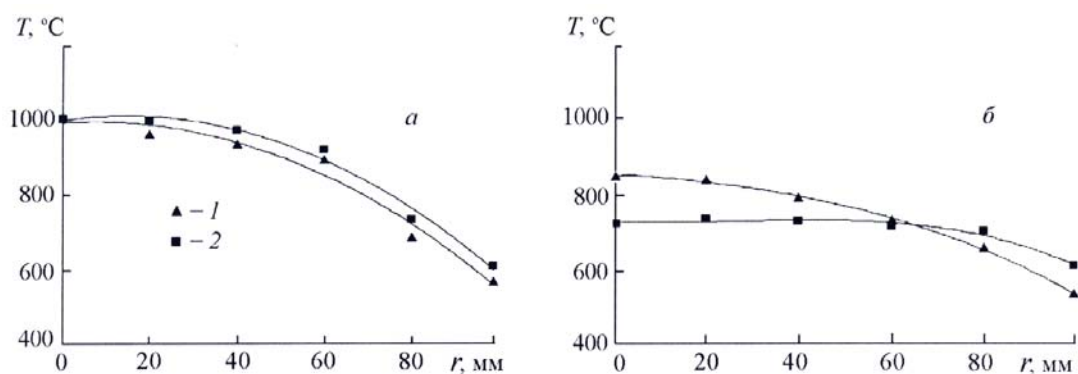


Рис. 3. Распределение температуры в камере сгорания (а) и камере догорания (б) при сжигании дробленого торфобрикета рабочей влажностью $W^p=11.3\%$ при $d_{out}/D=0.5$, $\varphi=0.5$, $q_v=1085$ кВт/м³, $\alpha=1.25$, $V_n=6.3$ м/с: а – $h_1=100$ (1) и 20 мм (2); б – $h_2=40$ (1) и 160 мм (2).

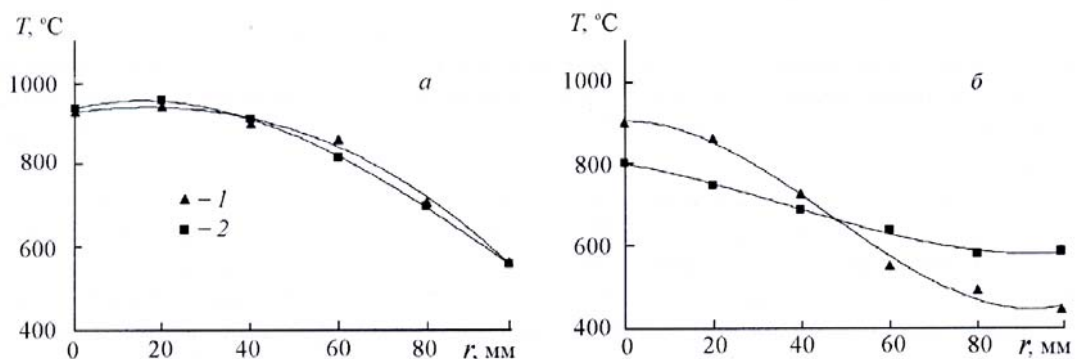


Рис. 4. Распределение температуры в камере сгорания (а) и камере догорания (б) при сжигании кускового древесного топлива рабочей влажностью $W^p=40\%$ при $d_{out}/D=0.5$, $\varphi=0.5$, $q_v=503$ кВт/м³, $\alpha=1.25$, $V_n=3.2$ м/с; а – $h_1=100$ (1) и 20 мм (2); б – $h_2=40$ (1) и 160 мм (2).

Измерение концентраций монооксидов углерода (СО) и азота (NO) в отходящих газах выполнялись с помощью газоанализатора за газотрубным теплообменником при сжигании кусковой древесины и дробленого торфобрикета для следующих геометрических и режимных параметров: 1) $q_v=1085$ кВт/м³, $d_{out}/D=0.5$, $\varphi=0.3$ и 0.5 , топливо – кусковая древесина, дробленый торфобрикет; 2. $q_v=503$ кВт/м³, $d_{out}/D=0.5$, $\varphi=0.5$, топливо – кусковая древесина; 3) $q_v=1085$ кВт/м³, $d_{out}/D=0.3$, $\varphi=0.3$ и 0.5 , топливо – кусковая древесина. Общее количество дутьевого воздуха, подаваемого в топку, устанавливалось для двух значений избытка воздуха $\alpha=1.25$ и 1.5 . Изменения мгновенной мощности котла-воздухоподогревателя, которая оценивалась по изменениям температуры подогреваемого воздуха и отходящих газов за котлом, связанных с периодичностью загрузки были несущественны. В процессе анализа отходящих газов концентрации O₂, СО и NO в них менялись в некоторых пределах, поэтому периодичность загрузки топлива и его количество в порции выбирались таким образом, чтобы избыток воздуха изменялся в двух диапазонах: $\alpha=1.25\pm 0.2$ и $\alpha=1.5\pm 0.2$. При этом для $q_v=1085$ кВт/м³ концентрация СО изменялась от 40...150 до 12000...25000 мг/нм³ в первом диапазоне и от 15 до 500 мг/нм³ во втором. Концентрация NO для двух диапазонов α изменялась от 80 до 160 мг/нм³ при сжигании кусковой древесины и от 350 до 600 мг/нм³ при сжигании дробленого торфобрикета. По-

казания газоанализатора, отражающие концентрации C_{O_2} , C_{CO} и C_{NO} в отходящих газах фиксировались в определенные моменты времени, после чего строились зависимости $C_{CO}(\alpha)$ и $C_{NO}(\alpha)$ (рис. 5, 6).

Как видно из представленных графиков, концентрации CO при $q_v=1085$ кВт/м³ и различных долях донного дутья практически не отличаются при $d_{out}/D=0.5$ от концентраций CO для случаев сжигания кускового древесного топлива и дробленого торфобрикета (рис. 5, 6). Концентрация NO в отходящих газах сильно зависит от вида топлива (рис. 5, 6). При сжигании дробленого торфобрикета средние значения максимальной концентрации NO в 4...5.5 раз выше, чем при сжигании кусковой древесины. Для кусковой древесины при увеличении доли донного дутья, а также при уменьшении диаметра пережима концентрация NO несколько увеличивается. При $\phi=0.5$ профиль концентрации NO имеет максимум в области $\alpha=1.3...1.5$ для обоих видов топлива. Концентрация NO при $\phi=0.3$ имеет ниспадающий профиль независимо от диаметра пережима для кускового древесного топлива и экстремальный характер при сжигании дробленого торфобрикета.

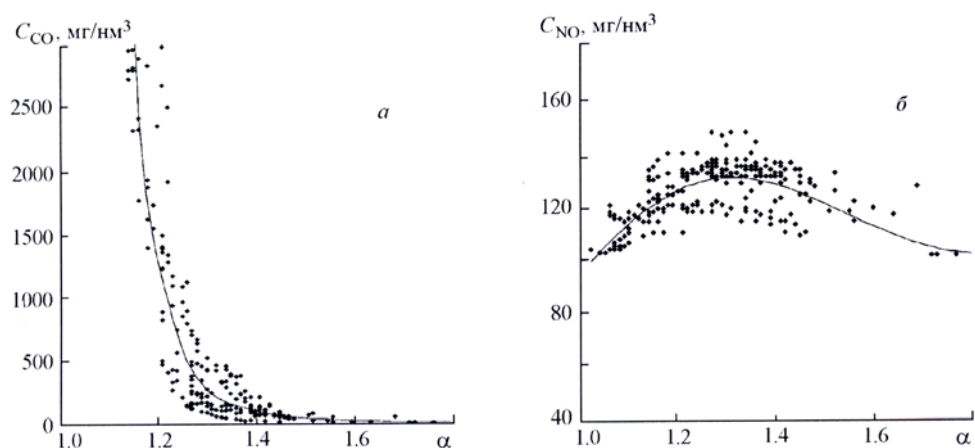


Рис. 5. Концентрация монооксидов углерода (а) и азота (б) в отходящих газах в зависимости от избытка воздуха при сжигании кускового древесного топлива рабочей влажностью $W^p=40\%$ при $d_{out}/D=0.5$, $\phi=0.5$, $q_v=1085$ кВт/м³

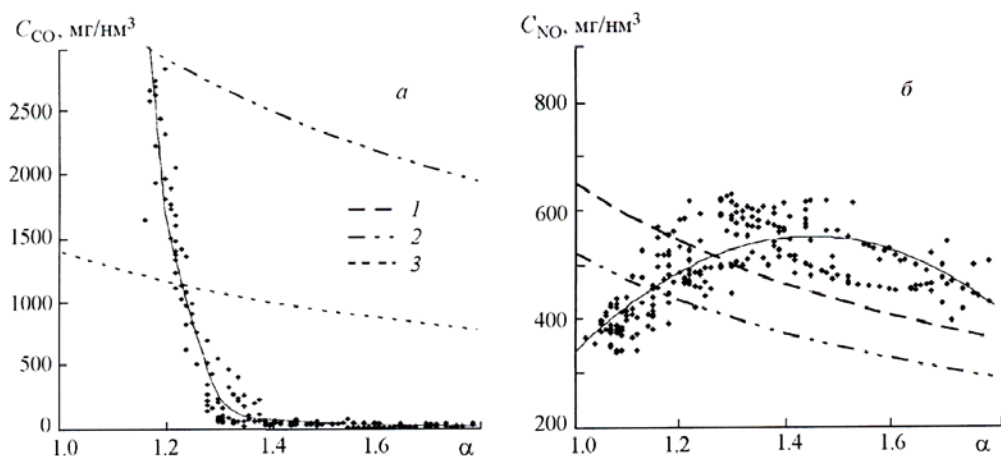


Рис. 6. Концентрация монооксидов углерода (а) и азота (б) в отходящих газах в зависимости от избытка воздуха при сжигании дробленого торфобрикета рабочей влажностью $W^p=11.3\%$ при $d_{out}/D=0.5$, $\phi=0.3$, $q_v=1085$ кВт/м³. Предельные нормы: для котлов мощностью 0.1...0.3 МВт (1), 0.3...2.0 МВт (2) и 2.0...25 МВт (3)

Обеспечение низкой концентрации монооксида углерода CO в отходящих газах при одновременно невысоких значениях α и небольшом объеме топки V , который, кроме непосредственно нормируемого экологического параметра топочного процесса, определяет также величину химического недожога, является одним из качественных показателей работы топочного устройства. Например, в [5] при сжигании углей в слоевых топках котлов паропроизводительностью от 1.0 до 10.0 кг/с рекомендовано принимать коэффициент избытка воздуха $\alpha=1.3\dots1.6$ и $q_V=290\dots470$ кВт/м³ при величине химического недожога 0.1...1.0%, что в пересчете на концентрацию CO в отходящих газах соответствует $C_{CO}\approx 2000\dots25000$ мг/м³. Это значительно выше представленных на рис. 5, 6 концентраций C_{CO} в диапазоне $\alpha=1.3\dots1.6$, определенных для циклонно-слоевой топки при $q_V=1085$ кВт/м³.

Выводы:

1. Радиальное распределение температуры в циклонно-слоевой камере сгорания характеризуется значительной неизотермичностью. Неравномерность температуры несколько уменьшается при увеличении в топливе мелких фракций, а также при уменьшении тепловыделения в топке. В двух измеренных сечениях по высоте камеры температура различается несущественно. При уменьшении доли донного дутья наблюдается небольшое уменьшение температуры лишь непосредственно около цилиндрической стенки камеры. В нижнем сечении камеры догорания также имеет место неизотермичность в радиальном распределении температуры. В верхнем сечении при $d_{out}/D = 0.5$ профиль температуры достаточно близок к равномерному. При $d_{out}/D = 0.3$ профиль температуры неравномерный в обоих сечениях по высоте камеры догорания.

2. Характер зависимости $C_{CO}(\alpha)$ одинаков для кускового древесного топлива и дробленого торфобрикета, а также для различных долей донного дутья. Количественные значения концентрации CO при $d/D_{out} = 0.5$ для различных топлив и значений ϕ примерно одинаковы. Для пережима $d/D_{out} = 0.3$ при уменьшении доли донного дутья концентрация CO в отходящих газах несколько снижается. При тепловом напряжении топочного объема $q_V = 503$ кВт/м³ концентрация CO существенно возрастает.

3. В исследованном интервале α зависимость $C_{NO}(\alpha)$ имеет экстремальный характер при $q_V = 1085$ кВт/м³ и $\phi = 0.5$ как для кусковой древесины, так и для дробленого торфобрикета. Для $\phi=0.3$ данная зависимость приобретает экстремальный характер при сжигании дробленого торфобрикета. Концентрация NO в отходящих газах при сжигании дробленого торфобрикета значительно выше, чем при сжигании кусковой древесины.

4. Сравнение установленных концентраций CO и NO с нормативами свидетельствует о том, что при сжигании древесного топлива и торфобрикета по циклонно-слоевой технологии, в зависимости от мощности котельного агрегата, применяющийся в диапазоне от 0.1 – 25 МВт избыток воздуха на выходе топки можно снизить до значений $\alpha\approx 1.07\dots1.23$, удовлетворяя при этом предельной концентрации, принятой для CO. В свою очередь это позволяет увеличить КПД котла по сравнению с КПД для значений $\alpha=1.3\dots1.6$, рекомендованных в [5] для котлов со слоевой топкой на $\sim 2\dots4\%$.

Обозначения

C_{CO} – концентрация монооксида углерода в отходящих газах, мг/м³; C_{NO} – концентрация монооксида азота в отходящих газах, мг/м³; D – диаметр камеры сгорания (догорания), мм; d_{in} – диаметр отверстий ввода тангенциального воздуха, мм; d_{out} – диаметр пережима, мм; $H_1=350$ мм – высота камеры сгорания; $H_2=200$ мм – высота камеры догорания; $H_3=100$ мм – высота пережима; h_b – высота слоя топлива, мм; h_1 – расстояние от верхней стенки камеры сгорания до плоскости измерения, мм; h_2 – расстояние от нижней стенки камеры догорания до плоскости измерения, мм; q_v – тепловое напряжение топочного объема, кВт/м³; V – объем топочной камеры, м³; V_n – скорость на выходе из сопел, м/с; W^p – рабочая влажность топлива (смеси); α – избыток воздуха в отходящих газах; φ – доля донного дутья (первичного воздуха).

Литература

1. Щуренко В. П., Пузырев Е. М., Сеначин П. К. Моделирование и разработка низкотемпературных вихревых топочных устройств//Ползуновский вестник. 2004. № 1. С. 152–156.
2. Щуренко В. П. Разработка вихревых низкотемпературных топок и технологических схем огневой утилизации растительных отходов: Дис. ... канд. техн. наук. Барнаул, 2004.
3. Теплицкий Ю. С., Пицуха Е. А., Белонович Д. Г. К расчету активной теплоизоляции//ИФЖ. 2012. т. 85, №4. С. 681– 688.
4. Тепловой расчёт котельных агрегатов: Нормативный метод. 2-е изд. перераб./Под ред. Н. В. Кузнецова и др., М.: Энергия, 1973.
5. Тепловой расчёт котельных агрегатов: Нормативный метод. 3-е изд. перераб. и доп. СПб.:Изд-во НПО ЦКТИ, 1998.
6. Циклонные топки/Под общей ред. Г. Ф. Кнорре, М. А. Наджарова. М.-Л.: Гос. Энерг. изд-во, 1958.