

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТОПЛИВНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ ПРИРОДООХРАННЫХ ЗАТРАТ ПРИ СЖИГАНИИ ВОДОТОПЛИВНЫХ СМЕСЕЙ

Ростунцова И. А.¹, Шевченко Н. Ю.², Лебедева Ю. В.²

¹ФГБОУ ВПО Саратовский государственный технический университет им. Ю. А. Гагарина, г. Саратов, Россия (ул. Политехническая, д.66), e-mail: rostunzeva@mail.ru

²ФГБОУ ВПО Камышинский технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «Волгоградский государственный технический университет», г. Камышин, Россия (403874, г. Камышин, ул. Ленина, д. 6а), e-mail: LebedevaJulija1@yandex.ru

Представлена методика определения топливной составляющей затрат при проектировании природоохранного мероприятия. В основу разрабатываемой методики положена зависимость увеличения расхода топлива при вводе влаги в топку энергетического котла от водотопливного отношения. Получены зависимости увеличения тепловых потерь на испарение дополнительно вводимой влаги и расхода топлива на котельную установку от количества вводимой влаги. Величина относительного расхождения между данными рассчитанными по предложенной методике и нормативному методу при водотопливном отношении 0,2 составила менее 2 %. Для котла БКЗ-320-140 проведено аналитическое исследование экономичности работы при сжигании топлива с вводом влаги. Получены следующие результаты: при увеличении водотопливного отношения на 1 условный процент тепловые потери возрастают, а коэффициент полезного действия котла уменьшается на 0,097–0,112 %.

Ключевые слова: теплопроизводительность котла, концентрация оксидов азота, водотопливное отношение, тепловые потери, КПД котельной установки.

CALCULATION FUEL COMPONENT ENVIRONMENT PROTECTION COSTS FOR BURNING WATER FUEL MIXES

Rostuntsova I. A.¹, Shevchenko N. J.², Lebedeva J. V.²

¹Saratov State Technical University

²Kamyshin Institute of Technology (branch) of state educational institution of higher professional Education Volgograd State Technical University, Kamyshin, Russia (403874, Kamyshin, Lenin Street, 6a)

The technique of determining the cost of the fuel component in the design of nature protection in the event. The basis of the developed methodology on the relationship between increase in fuel consumption when entering the water in the boiler furnace of energy from the water-fuel ratio. Obtained the dependence of the increase in heat loss through evaporation of moisture and additionally injected fuel to the heating plant on the amount of injected water. The relative differences between the data calculated by the methodology and policy regulation method under water-fuel relationship for 0.2 rate of less than 2 %. For boiler bkz-320-140 conducted an analytical study on the efficiency of fuel combustion with moisture. The following results were obtained: when increasing the water-fuel relationship for 1 conditional percent heat loss increases and efficiency of the boiler is reduced by 0.097–0.112 %.

Keywords: the boiler output, the concentration of oxides of nitrogen, water-fuel ratio, heat losses, the efficiency of the boiler system.

По суммарным выбросам вредных веществ в атмосферу теплоэнергетика занимает первое место среди отраслей промышленности. В настоящее время наиболее востребованными являются малозатратные и быстро реализуемые воздухоохраные мероприятия на тепловых электрических станциях (ТЭС): рециркуляция дымовых газов через горелки в смеси с воздухом; двухступенчатое и трехступенчатое сжигание топлива; применение специальных горелок; впрыск воды; двухсветные экраны; специальные методы сжигания; снижение температуры горячего воздуха. Все эти методы достаточно хорошо известны и практически все опробованы. Задача заключается в том, чтобы реализовать их на котлах с

минимальными затратами средств, с минимальным снижением экономичности, не ухудшая показателей надежности как на основном, так и на резервном топливах.

Сжигание водотопливных смесей на ТЭС используется как оперативное мероприятие по снижению вредных выбросов в период наступления неблагоприятных метеорологических условий. Одной из модификаций данного мероприятия является ввод влаги в топку котла. Но при этом возникают дополнительные затраты, обусловленные увеличением расхода топлива котлом за счет роста тепловых потерь из-за увеличения температуры и объема уходящих газов, а также увеличения расхода теплоты на испарение дополнительно вводимой в топку котла влаги.

Сотрудниками Саратовского государственного технического университета (СГТУ) проведены опытные исследования влияния подачи воды в горячий воздух на концентрацию оксидов азота в продуктах сгорания природного газа и мазута на котлах Саратовской ГРЭС и Энгельсской ТЭЦ-3 [1]. При этом экспериментально получено снижение концентраций оксида азота при вводе влаги в топку котлов [5].

Исследования увеличения расхода топлива котлом от влажности были проведены в работах [6] и [2] при сжигании водомазутной эмульсии. В настоящей работе изложена методика расчета увеличения расхода топлива конкретно для случая ввода влаги в топку котла при сжигании газомазутного топлива.

Для расчета оптимального ввода влаги в топку котла необходимо определить тепловые потери и увеличение расхода топлива котлом в зависимости от водотопливного отношения.

Водотопливное отношение определяется по выражению:

$$g_{\text{впр}} = \frac{\Delta G_{\text{в}}}{B_{\text{т}}}, \quad (1)$$

где $\Delta G_{\text{в}}$ – количество воды, подаваемой на впрыск в топку котла; $B_{\text{т}}$ – расход натурального топлива, обеспечивающий заданную теплопроизводительность котла $\text{м}^3/\text{с}$ ($\text{кг}/\text{с}$).

Расход топлива определяется по известной зависимости [3]:

$$B_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{ка}}}{Q_{\text{р}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ка}}}, \quad (2)$$

где $Q_{\text{ка}}$ – полезная теплопроизводительность котла, кВт; $Q_{\text{р}}^{\text{п}}$ – располагаемая теплота топлива, $\text{кДж}/\text{м}^3$ ($\text{кДж}/\text{кг}$); $\eta_{\text{ка}}$ – коэффициент полезного действия котла (к.п.д.).

Если к.п.д. котла при сжигании топлива с вводом влаги привести к единице исходного

топлива, то расход последнего определится выражением:

$$V_T^{\text{впр}} = \frac{Q_{\text{ка}}}{Q_p^p \cdot \eta_{\text{ка}}^{\text{впр}}}, \quad (3)$$

где $\eta_{\text{ка}}^{\text{впр}}$ – к.п.д. котла при сжигании топлива с вводом влаги.

При вводе влаги в топку котла его коэффициент полезного действия будет снижаться на величину дополнительных потерь Δq , приведенных к располагаемой теплоте исходного топлива, что можно записать в виде:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{впр}} = \eta_{\text{ка}} - \Delta q. \quad (4)$$

Подставив (4) в (3), получим:

$$V_{\text{ка}}^{\text{впр}} = \frac{Q_{\text{ка}}}{Q_p^p \cdot (\eta_{\text{ка}} - \Delta q)}. \quad (5)$$

Увеличение расхода топлива при вводе влаги в топку котла с учетом (2) и (5) составит:

$$\Delta V_T^{\text{впр}} = V_T^{\text{впр}} - V_T = V_T \cdot \frac{\Delta q}{\eta_{\text{ка}} - \Delta q}. \quad (6)$$

Таким образом, для расчета дополнительного расхода топлива, вызванного вводом влаги, необходимо определить увеличение тепловых потерь.

Сумму тепловых потерь аналогично [3] можно представить в виде:

$$\Delta q = \Delta q_{\text{исп}} + \Delta q_{\text{п}} + \Delta q_2, \quad (7)$$

где $\Delta q_{\text{исп}} = \frac{1,24 \cdot g_{\text{впр}}}{Q_p^p} \cdot (2680 - h_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{впр}})$ – потеря теплоты на испарение дополнительно вво-

димой в топку влаги, определяется как отношение потери теплоты, идущей на испарение до-

бавочной влаги [4] равной: $Q_{\text{впр}}^{\text{доб}} = 1,24 \cdot g_{\text{впр}} \cdot (2680 - h_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{впр}})$, к располагаемой теплоте

натурального топлива, Q_p^p ; $h_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{впр}}$ – энтальпия воды при впрыске в топку; $\Delta q_{\text{п}}$ – потеря

теплоты, обусловленная превышением температуры уходящих газов над температурой кипения:

$\Delta q_{\text{п}} = \frac{1,24 \cdot g_{\text{впр}}}{Q_p^p} \cdot C_{\text{рм}}^{\text{H}_2\text{O}} \cdot (t_{\text{ух}}^{\text{впр}} - 100)$; $C_{\text{рм}}^{\text{H}_2\text{O}}$ – средняя изобарная теплоемкость во-

дяных паров, кДж/кг; $t_{ух}^{впр}$ – температура уходящих газов для случая ввода влаги в топку котла, °С; Δq_2 – потеря теплоты с уходящими газами, вызванная увеличением их темпера-

туры и объема, $\Delta q_2 = \frac{Q_2^{впр} - Q_2}{Q_p^p} = \frac{\Delta Q_2}{Q_p^p}$; $Q_2^{впр}$ – потеря теплоты с уходящими газами

при сжигании топлива с вводом влаги, приведенная к располагаемой теплоте исходного топлива, кДж/м³ (кДж/кг); Q_2 – потеря теплоты с уходящими газами при сжигании исходного топлива, кДж/м³ (кДж/кг); ΔQ_2 – увеличение потерь теплоты с уходящими газами при вводе дополнительной влаги в топку котла, кДж/м³ (кДж/кг).

Примем коэффициент избытка воздуха в уходящих газах $\alpha_{ух}$ постоянным при сжигании исходного топлива и при сжигании топлива с вводом влаги. При этом потери теплоты с механической неполнотой сгорания будут равны нулю. Тогда величину ΔQ_2 можно описать следующей зависимостью:

$$\begin{aligned} \Delta Q_2 = & \vartheta_{RO_2} \cdot \Delta h_{CO_2} + \vartheta_{N_2}^0 \cdot \Delta h_{N_2} + \vartheta_{H_2O}^0 \cdot \Delta h_{H_2O} + (\alpha_{ух} - 1) \cdot \vartheta^0 \cdot \Delta h_B + \\ & + 1,24 \cdot g_{впр} \cdot h_{H_2O}^{впр}, \end{aligned} \quad (8)$$

где ϑ_{RO_2} , $\vartheta_{N_2}^0$, $\vartheta_{H_2O}^0$ – суммарные объемы соответственно трехатомных газов, азота, водяных паров, м³/м³ (м³/кг); ϑ^0 – теоретический объем воздуха, необходимого для сгорания, м³/м³ (м³/кг); $\alpha_{ух}$ – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах;

Δh_{CO_2} ; Δh_{N_2} ; Δh_{H_2O} ; Δh_B – разности энтальпий соответственно углекислого газа, азота, водяных паров и воздуха при температурах уходящих газов при сжигании топлива с вводом влаги и при сжигании исходного топлива кДж/м³; $\Delta h_{H_2O}^{ух}$ – энтальпия водяных паров в уходящих газах при сжигании топлива с вводом влаги, кДж/м³.

Последняя составляющая в формуле (8) учитывает увеличение тепловых потерь за счет водяных паров, образующихся при испарении добавочной влаги при впрыске воды в топку котла.

Разность энтальпий, составляющих формулу (8), в общем случае можно представить в виде:

$$\Delta h = c_{\text{pm}}^{\text{впр}} \cdot t_{\text{ух}}^{\text{впр}} - c_{\text{pm}} \cdot t_{\text{ух}} = \Delta t \cdot (a + 2 \cdot b \cdot t_{\text{ух}} + b \cdot \Delta t) = k_t \cdot g_{\text{впр}} \cdot (a + 2 \cdot b \cdot t_{\text{ух}} + b \cdot \Delta t), \quad (9)$$

где $c_{\text{pm}}^{\text{впр}}$; c_{pm} – средняя теплоемкость уходящих газов при сжигании топлива с вводом влаги и при сжигании исходного топлива, кДж/м³·К; $c_{\text{pm}} = a + v \cdot t$; a, v – постоянные коэффициенты, зависящие от химического состава уходящих газов; $t_{\text{ух}}^{\text{впр}}$, $t_{\text{ух}}$ – температуры уходящих газов при сжигании топлива соответственно с вводом влаги и при сжигании исходного топлива, °С; $t_{\text{ух}}^{\text{впр}} = t_{\text{ух}} + \Delta t$; Δt – увеличение температуры уходящих газов при вводе дополнительной влаги в топку котла, °С.

Величину Δt на основании экспериментальных данных можно определить зависимостью

$$\Delta t = k_t \cdot g_{\text{впр}}, \quad (10)$$

где k_t – коэффициент, показывающий, на сколько градусов повышается температура уходящих газов при увеличении водотопливного отношения, град/(кг_{воды}/м³_{газа}) или град/(кг_{воды}/м³_{мазута}).

Используя (10), представим формулу по определению потерь теплоты с уходящими газами (8) в виде:

$$\begin{aligned} \Delta Q_2 &= k_t \cdot g_{\text{впр}} \cdot (A_{\text{RO}_2} + A_{\text{N}_2} + A_{\text{H}_2\text{O}} + A_{\text{в}}) + g_{\text{впр}} \cdot B_{\text{H}_2\text{O}} = \\ &= k_t \cdot g_{\text{впр}} \cdot \sum A + g_{\text{впр}} \cdot B_{\text{H}_2\text{O}} \end{aligned}, \quad (11)$$

где $\sum A = A_{\text{RO}_2} + A_{\text{N}_2} + A_{\text{H}_2\text{O}} + A_{\text{в}}$ – комплекс, учитывающий увеличение объемом уходящих газов и воздуха при вводе влаги; $B_{\text{H}_2\text{O}}$ – параметр, учитывающий увеличение энтальпии уходящих газов.

Подставив (11) в (8), имеем следующую зависимость

$$\Delta q_2 = \frac{k_t \cdot g_{\text{впр}} \cdot \sum A + g_{\text{впр}} \cdot B_{\text{H}_2\text{O}}}{Q_{\text{p}}^{\text{p}}}. \quad (12)$$

Для определения увеличения тепловых потерь при сжигании топлива с вводом влаги:

$$\Delta q = \frac{g_{\text{впр}}}{Q_p^p} \cdot \left[1,24 \cdot (2680 - h_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{впр}}) + 1,24 \cdot C_{\text{pm}}^{\text{H}_2\text{O}} \cdot (t_{\text{yx}} + k_t \cdot g_{\text{впр}} - 100) + k_t \cdot \Sigma A + B_{\text{H}_2\text{O}} \right]. \quad (13)$$

Если в формулу (13) подставить значение $C_{\text{pm}}^{\text{H}_2\text{O}} = 1,97 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ и сделать небольшое преобразование, то она примет вид:

$$\Delta q = \frac{g_{\text{впр}}}{Q_p^p} \cdot [1,24 \cdot (2483 - h_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{впр}}) + 1,97 \cdot t_{\text{yx}} + 1,97 \cdot k_t \cdot g_{\text{впр}}] + k_t \cdot \Sigma A + B_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (14)$$

Анализируя зависимость (14), можно сделать вывод, что дополнительные тепловые потери при сжигании топлива с вводом влаги в основном определяются водотопливным отношением $g_{\text{впр}}$, энтальпией, подаваемой на впрыск воды $h_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{впр}}$, и значением коэффициента k_t .

Из уравнения (13) и (14) видно, что входящие в комплекс А величины $k_t \cdot b_i \cdot g_{\text{впр}}$ на два порядка меньше членов $2 \cdot b_i \cdot t_{\text{yx}}$ и на три порядка меньше a_i . Величина $k_t \cdot g_{\text{впр}}$ также на два порядка меньше значения t_{yx} . Если пренебречь членами $k_t \cdot b_i \cdot g_{\text{впр}}$ и $k_t \cdot g_{\text{впр}}$, то уравнение для расчета тепловых потерь примет вид:

$$\Delta q = \frac{g_{\text{впр}}}{Q_p^p} \cdot \left[1,24 \cdot (2460 - h_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{впр}}) + 1,24 \cdot C_{\text{pm}}^{\text{H}_2\text{O}} \cdot (t_{\text{yx}} - 100) + k_t \cdot \Sigma A' + B'_{\text{H}_2\text{O}} \right], \quad (15)$$

где: $\Sigma A'$ и $B'_{\text{H}_2\text{O}}$ – преобразованные комплекс ΣA и параметр $B_{\text{H}_2\text{O}}$.

Введем обозначение:

$$E = \frac{1}{Q_p^p} \cdot \left[1,24 \cdot (2680 - h_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{впр}}) + 1,24 \cdot C_{\text{pm}}^{\text{H}_2\text{O}} \cdot (t_{\text{yx}} - 100) + k_t \cdot \Sigma A' + B'_{\text{H}_2\text{O}} \right]. \quad (16)$$

С учетом (15), получим

$$\Delta q = g_{\text{впр}} \cdot E. \quad (17)$$

Используя (6) и (17), выразим увеличение расхода топлива в зависимости от водотопливного отношения

$$\Delta B_T^{\text{впр}} = B_T \cdot \frac{g_{\text{впр}} \cdot E}{\eta_{\text{ка}} - g_{\text{впр}} \cdot E}. \quad (18)$$

Полный расход топлива котлом при сжигании с вводом влаги определится:

$$B_T^{\text{впр}} = B_T + \Delta B_T^{\text{впр}} = \frac{B_T \cdot \eta_{\text{ка}}}{\eta_{\text{ка}} - g_{\text{впр}} \cdot E}. \quad (19)$$

Результаты расчетов по формулам (1) – (19) расхода топлива котлом при вводе влаги сравнивались с величиной, определенной по нормативному методу [6]. Получено совпадение расчетных данных. Величина относительного расхождения между ними при водотопливном отношении, не превышающем $0,2 \text{ кг}_{\text{воды}}/\text{м}^3$ ($\text{кг}_{\text{воды}}/\text{кг}_{\text{мазута}}$), составила менее 2 %.

Алгоритм расчета по формулам (1) и (19) включен в программный комплекс для определения оптимального водотопливного отношения с использованием персонального компьютера.

Для котла БКЗ-320-140 проведено аналитическое исследование экономичности работы при сжигании топлива с вводом влаги. Получены следующие результаты: при увеличении водотопливного отношения на 1 условный процент тепловые потери возрастают, а коэффициент полезного действия котла уменьшается на 0,097 – 0,112 %.

Выводы

1. Предложена методика расчета топливной составляющей затрат при оценке эффективности ввода влаги в топочную камеру котельной установки как оперативного мероприятия по снижению выбросов загрязняющих веществ в атмосферу.
2. Получена зависимость увеличения расхода топлива при вводе влаги в топку котла. Величина относительного расхождения между данными, рассчитанными по данной методике и нормативному методу [6], при водотопливном отношении 0,2 составила менее 2 %.
3. При увеличении водотопливного отношения на 1 условный процент тепловые потери возрастают, а к.п.д. котла уменьшается на 0,097–0,112 %, что является незначительным на фоне общестанционного эколого-экономического эффекта при внедрении рассматриваемого мероприятия.

Список литературы

1. Подавление оксидов азота на ТЭС впрыском воды в воздухопроводы котлов // А. И. Шупарский, Н. В. Голубь, В. И. Ерофеева, И. А. Ростунцева; Саратовский политехн. ин-т. – Саратов.1989. 7 ст.-Деп.в Информэнерго 04.08.89. – №3094. – эн89.
2. Попов А. И., Шупарский А. И., Голубь Н. В. Аналитическая зависимость увеличения рас-

хода топлива котлоагрегатом при сжигании водомазутной эмульсии от ее влажности // Изв. вузов Энергетика. – 1995. – № 10. – С. 65-68.

3. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) /под ред. Н. В. Кузнецова и др. – М., 1973. – 176 с.

4.Трембовля В. И., Фингер Е. Д., Авдеева А. А. Теплотехнические испытания котельных установок. – М., 1991. – 416 с.

5. Шупарский А. И., Голубь Н. В., Ерофеева В. И., Ростунцева И. А. Снижение выбросов оксидов азота при вводе воды в воздухопроводы котлов // Изв. вузов. Энергетика. – 1991. – № 8. – С. 104-107.

6. Шупарский А. И. Оптимизация природоохранных мероприятий в теплоэнергетике. – Саратов, 1992. – 125 с.

Рецензенты:

Глухарев В.А., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Энергообеспечение предприятий АПК», Саратовский государственный аграрный университет им. Вавилова, г.Саратов.

Эфендиев А.М., д.т.н., профессор кафедры «Энергообеспечение предприятий АПК», Саратовский государственный аграрный университет им. Вавилова, г. Саратов.