

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ГАЗОМАЗУТНОЙ ГОРЕЛКИ ДЛЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖИГАНИЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Инж. ЖИХАР И. Г.

ОАО «Мотовело»

Тепловой расчет газомазутной горелки для двухступенчатого сжигания мазута проводился на котле ДКВР-10-13. Топливо – мазут М100.

Элементарный состав топлива:

$$C^p = 83,0\%; H^p = 10,4\%; N^p + O^p = 0,7\%;$$

$$S_{ор+к}^p = 2,8\%; A^p = 0,1\%;$$

$$W^p = 3\%; Q_n^p = 38,77 \text{ МДж/кг.}$$

Теоретический объем воздуха $V^0 = 10,2 \text{ м}^3/\text{кг.}$

Принимаем долю первичного воздуха $\alpha_1 = 0,8$.

Объем газов в газификационной камере горелки при $\alpha_1 = 0,8$ [2] равен $V_r = V_{с.г} + V_{в.п.}$, где

$$V_{с.г} = 1,86 \frac{C^p + 0,375 S_{ор+к}^p}{RO_2 + CO + CH_4 + 2C_nH_m} Z =$$

$$= 1,86 \frac{83 + 0,375 \cdot 2,8}{8,05 + 9,73} \cdot 1 = 8,793 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

По формулам (1)...(3) при $\alpha_1 = 0,8$ [1] находим содержание CO , H_2 и RO_2 в продуктах неполного сгорания в газификационной камере горелки, которые соответственно равны: $CO = 9,73\%$; $H_2 = 5,07\%$; $RO_2 = 8,05\%$; $Z = 1$.

Объем водяных паров определяем по формуле:

$$V_{в.п.} = 0,0124 \left[9H^p Z - \frac{9K^p(0,09H_2 + 0,18CH_4)}{0,54 \cdot (RO_2 + CO + CH_4)} Z + \right.$$

$$\left. + W^p + 100 \cdot (W_v + W_\phi) \right], \text{ м}^3/\text{кг.},$$

где

$$K^p = C^p + 0,375 S_{ор+к}^p = 83 + 0,375 \cdot 2,8 =$$

$$= 84,05\%; W_\phi = 0.$$

Тогда

$$V_{в.п.} = 0,0124 \left[9 \cdot 10,4 \cdot 1 - \frac{9 \cdot 84,05(0,09 \cdot 5,073)}{0,54(8,05 + 9,73)} \cdot 1 + \right.$$

$$\left. + 3 + 100(0,001 \cdot 0,8 \cdot 1,293 \cdot 10,2 \cdot 10) \right] = 0,883 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Объем газов в газификационной камере горелки равен

$$V_r = V_{с.г} + V_{в.п.} = 8,793 + 0,883 = 9,676 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Количество первичного воздуха

$$V_{пер}^в = 1,05 \cdot V^0 \alpha_1 = 1,05 \cdot 10,2 \cdot 0,8 = 8,568 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Определяем теплоту от химического недожога в газификационной камере горелки

$$Q_3 = V_{с.г} (126,44 CO + 108 H_2 + 358,2 CH_4) Z =$$

$$= 8,793 (126,44 \cdot 9,73 + 108 \cdot 5,07) \cdot 1 =$$

$$= 15632,4 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_p^p} \cdot 100, \%,$$

где

$$Q_p^p = Q_n^p + I_v = Q_n^p + V_{пер}^в c_v t_v = 38770 +$$

$$+ 8,568 \cdot 1,3 \cdot 30 = 38770 + 334,15 =$$

$$= 39104,15 \text{ кДж/кг.}$$

Определяем

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{15632,4}{39104,15} \cdot 100 = 40\%.$$

Степень полноты тепловыделения в газификационной камере горелки

$$\phi = 100 - q_3 = 100 - 40 = 60\%.$$

Определяем теоретическую температуру горения в газификационной камере горелки

$$T_{\text{теор}} = \frac{\varphi Q_{\text{н}}^{\text{p}} + I_{\text{в}}}{c_{\text{r}} V_{\text{r}}} = \frac{0,60 \cdot 38770 + 334,15}{1,662 \cdot 9,676} = 1467^{\circ}\text{C} = 1740 \text{ K}.$$

Принимаем температуру газов на выходе из газификационной камеры горелки в первом приближении $T_{\text{к}}'' = 1750 \text{ K}$.

Определяем эффективную температуру факела в газификационной камере горелки

$$T_{\text{ф}} \approx \frac{T_{\text{теор}} + T_{\text{к}}''}{2} = \frac{1740 + 1705}{2} = 1723 \text{ K}.$$

Объемные доли трехатомных газов и водяных паров:

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_{\text{r}}} = \frac{0,779}{9,676} = 0,0805;$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{r}}} = \frac{0,883}{9,676} = 0,0912.$$

Суммарная объемная доля трехатомных газов и водяных паров

$$r_{\text{n}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0805 + 0,0912 = 0,1717.$$

Расчетная схема горелки представлена на рис. 1.

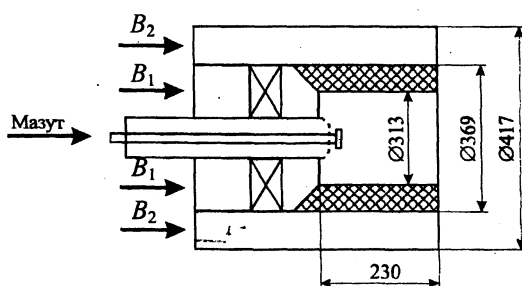


Рис. 1

Эффективная толщина излучающего слоя газов в газификационной камере горелки вычисляется по формуле

$$s = 3,6 \frac{V_{\text{к}}}{F_{\text{ст}}}, \text{ м},$$

где

$$V_{\text{к}} = \frac{\pi d_1^2}{4} L = 0,785 \cdot 0,313^2 \cdot 0,23 = 0,0177 \text{ м}^3.$$

Поверхность стен газификационной камеры горелки

$$F_{\text{ст}} = \pi d_1 l = 3,14 \cdot 0,313 \cdot 0,23 = 0,226 \text{ м}^2.$$

Тогда

$$s = 3,6 \frac{V_{\text{к}}}{F_{\text{ст}}} = 3,6 \frac{0,0177}{0,226} = 0,282 \text{ м}.$$

Коэффициент ослабления лучей для трехатомных газов определяется по формуле [3]

$$k = k_{\text{r}} r_{\text{n}} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_{\text{n}} s}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{\text{к}}''}{1000} \right) r_{\text{n}} =$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0912}{\sqrt{0,1717 \cdot 0,282}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{1705}{1000} \right) \cdot 0,1717 =$$

$$= 2,604 \frac{1}{\text{МПа} \cdot \text{м}}.$$

Степень черноты несветящейся части факела (трехатомных газов)

$$a_{\text{r}} = 1 - e^{-k_{\text{r}} r_{\text{n}} P S} = 1 - 2,72^{-2,604 \cdot 0,103 \cdot 0,282} = 0,073.$$

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами

$$k_{\text{с}} = 0,3(2 - \alpha_1) \left(1,6 \frac{T_{\text{к}}''}{1000} - 0,5 \right) \frac{C^{\text{p}}}{H^{\text{p}}} =$$

$$= 0,3(2 - 0,8) \left(1,6 \frac{1705}{1000} - 0,5 \right) \frac{83}{10,4} = 6,4012.$$

Степень черноты светящейся части факела

$$a_{\text{св}} = 1 - e^{-(k_{\text{r}} r_{\text{n}} + k_{\text{с}}) P S} =$$

$$= 1 - e^{-(2,604 + 6,4012) \cdot 0,103 \cdot 0,282} = 0,230.$$

Эффективная степень черноты факела определяется по формуле

$$a_{\text{ф}} = m a_{\text{св}} + (1 - m) a_{\text{r}},$$

где $m = 1$ для мазута при $q_{\text{v}} \geq 1000 \text{ кВт/м}^3$.

Тогда

$$a_{\text{ф}} = m a_{\text{св}} = 1 \cdot 0,230 = 0,230.$$

Степень черноты газификационной камеры горелки определяется по выражению

$$a_{\text{к}} = \frac{a_{\text{ф}}}{a_{\text{ф}} + (1 - a_{\text{ф}}) \psi_{\text{ср}}},$$

где $\psi_{\text{ср}} = 0,2$ для ошипованной стенки, покрытой футеровкой.

Тогда

$$a_k = \frac{0,23}{0,23 + (1 - 0,23)0,2} = 0,60.$$

Расход топлива на котел

$$B = \frac{D(i_{\text{п}} - i_{\text{п.в}})}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{ка}}} = \frac{10 \cdot 10^3 (2787,57 - 439,61)}{38769,77 \cdot 0,93} = 651,2 \text{ кг/ч.}$$

Расход топлива на одну горелку

$$B_{\text{г}} = \frac{B}{2} = \frac{651,2}{2} = 325,6 \text{ кг/ч.}$$

Расход первичного воздуха

$$V'_{\text{пер}} = V_{\text{пер}}^{\text{в}} B_{\text{г}} = 8,568 \cdot 325,6 = 2789,74 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

То же при $t_{\text{в}} = 30^\circ \text{C}$

$$V_{\text{пер}} = V'_{\text{пер}} \frac{273 + t_{\text{в}}}{273} = 2789,74 \frac{273 + 30}{273} = 3096,3 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Сечение газификационной камеры

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = 0,785 \cdot 0,313^2 = 0,0769 \text{ м}^2.$$

Скорость первичного воздуха на входе в газификационную камеру

$$w_{\text{вх}} = \frac{V_{\text{пер}}}{F_1 \cdot 3600} = \frac{3096,3}{0,0769 \cdot 3600} = 11,18 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией в газификационной камере горелки определяется по формуле [4]

$$\alpha_k = 0,0065 \frac{\lambda_{\text{г}} w_{\text{вх}}}{\nu_{\text{г}}}.$$

Определяем $\lambda_{\text{г}}$ и $\nu_{\text{г}}$ для продуктов сгорания при $T_{\text{ф}} = 1723 \text{ K}$:

$$\lambda_{\text{г}} = 14,885 \cdot 10^{-5} \text{ кВт/(м} \cdot \text{K)}; \nu_{\text{г}} = 270 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Тогда

$$\alpha_k = 0,0065 \frac{14,885 \cdot 10^{-5} \cdot 11,18}{270 \cdot 10^{-6}} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{K)}$$

Температуру внутренней стенки газификационной камеры горелки рассчитаем по формуле [4]

$$T_{\text{ст}} = -0,5\sqrt{2x} + \sqrt{\frac{b}{2\sqrt{2x}}} - 0,5x,$$

где

$$x = \sqrt[3]{\frac{b^2}{16} + \sqrt{\frac{b^4}{256} + \frac{c^3}{27}}} + \sqrt[3]{\frac{b^2}{16} - \sqrt{\frac{b^4}{256} + \frac{c^3}{27}}}.$$

Величины b и c находим по выражениям:

$$b = \frac{R_{\text{ш.с}}^{\text{нп}} \alpha_k + 1}{R_{\text{ш.с}}^{\text{нп}} 5,67 \cdot 10^{-11} \alpha_k};$$

$$c = T_{\text{ф}}^4 + \frac{T_{\text{ср}} + R_{\text{ш.с}}^{\text{нп}} \alpha_k T_{\text{ф}}}{5,67 \cdot 10^{-11} \alpha_k R_{\text{ш.с}}^{\text{нп}}}.$$

Приведенное термическое сопротивление ошипованной стенки газификационной камеры горелки равно

$$R_{\text{ш.с}}^{\text{нп}} = \frac{R_1 R_2}{f_{\text{ш}} R_2 + (1 - f_{\text{ш}}) R_1} = \frac{2,0395 \cdot 5,718}{0,21 \cdot 5,718 + (1 - 0,21) 2,0395} = 4,147 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{K}}{\text{кВт}}.$$

Определяем значение величин b и c :

$$b = \frac{R_{\text{ш.с}}^{\text{нп}} \alpha_k + 1}{R_{\text{ш.с}}^{\text{нп}} 5,67 \cdot 10^{-11} \alpha_k} = \frac{4,147 \cdot 40 \cdot 10^{-3} + 1}{4,147 \cdot 5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,60} = 8,26390 \cdot 10^9;$$

$$c = T_{\text{ф}}^4 + \frac{T_{\text{ср}} + R_{\text{ш.с}}^{\text{нп}} \alpha_k T_{\text{ф}}}{5,67 \cdot 10^{-11} \alpha_k R_{\text{ш.с}}^{\text{нп}}} = 1723^4 + \frac{303 + 4,147 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 1723}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,60 \cdot 4,147} = 12,98692 \cdot 10^{12}.$$

Решив уравнение для $T_{\text{ст}}$ с полученными значениями величин b и c , определяем температуру внутренней стенки газификационной камеры горелки $T_{\text{ст}} = 1263 \text{ K}$, т. е. $t_{\text{ст}} = 990^\circ \text{C}$.

Удельное тепловосприятие стен газификационной камеры находим из выражения

$$q = \alpha_k (T_{\phi} - T_{\text{ст}}) + 5,67 \cdot 10^{-11} \alpha_k (T_{\phi}^4 - T_{\text{ст}}^4) = \\ = 40 \cdot 10^{-3} (1723 - 1263) + \\ + 5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,60 (1723^4 - 1263^4) = 231,664 \text{ кВт/м}^2.$$

Количество теплоты, воспринятой стенками газификационной камеры горелки:

$$Q_{\text{к}}^{\text{ст}} = \frac{q F_{\text{ст}}}{B_{\text{г}}} = \frac{231,664 \cdot 0,226}{325,6} =$$

$$= 0,16079 \text{ кВт} \cdot \text{ч/кг} \cdot 3600 = 578,875 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия газов на выходе из газификационной камеры

$$I_{\text{к}}'' = \Sigma(Vc)T_{\text{к}}'' = Q_{\text{к}} - Q_{\text{к}}^{\text{ст}} = \varphi Q_{\text{н}}^{\text{р}} + I_{\text{в}} - Q_{\text{к}}^{\text{ст}} = \\ = 0,60 \cdot 38769,77 + 334,15 - 578,875 = \\ = 23017,14 \text{ кДж/кг}.$$

Температура газов на выходе из газификационной камеры горелки

$$T_{\text{к}}'' = \frac{I_{\text{к}}''}{c_{\text{г}} V_{\text{г}}} = \frac{23017,14}{1,662 \cdot 9,676} = \\ = 1431 \text{ }^{\circ}\text{C} + 273 = 1704 \text{ K}.$$

Полученная расчетная температура $T_{\text{к}}'' = 1704 \text{ K}$ практически совпадает с ранее принятой $T_{\text{к}}'' = 1705 \text{ K}$.

Температура наружной стенки газификационной камеры определяется по формуле

$$t_{\text{ст}}^{\text{н}} = t_{\text{ст}}^{\text{вн}} - \frac{q}{2\lambda_{\text{ст}}^{\text{пр}}} d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}.$$

Приведенный коэффициент теплопроводности ошипованной стенки газификационной камеры равен

$$\bar{\lambda}_{\text{ст}}^{\text{пр}} = \frac{l_{\text{ш}} + \delta'_{\text{ш}}}{R_{\text{ш.с}}^{\text{пр}}} = \frac{20 + 6}{4,147} = 6,28 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м} \cdot \text{K)}$$

Тогда температура наружной стенки газификационной камеры горелки

$$t_{\text{ст}}^{\text{н}} = t_{\text{ст}}^{\text{вн}} - \frac{q}{2\lambda_{\text{ст}}^{\text{пр}}} d_1 \ln \frac{d_2}{d_1} = \\ = 990 - \frac{231,664 \cdot 0,313}{2 \cdot 6,28 \cdot 10^{-3}} \ln \frac{0,369}{0,313} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Определяем сечение для прохода вторичного воздуха

$$F_{\text{в.в.}} = \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_2^2) = 0,785 (0,417^2 - 0,369^2) = \\ = 0,0296 \text{ м}^2.$$

Количество вторичного воздуха в расчете на 1 кг топлива

$$V_{\text{в.в.}} = (\alpha_0 - \alpha_1) V_{\text{в}}^0 = (1,05 - 0,8) 10,2 = 2,55 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Количество вторичного воздуха в расчете на часовой расход топлива на горелку

$$V'_{\text{в.в.}} = V_{\text{в.в.}} B_{\text{г}} = 2,55 \cdot 325,6 = 830,3 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

То же при температуре вторичного воздуха $t_{\text{в.в.}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$V''_{\text{в.в.}} = V'_{\text{в.в.}} \frac{273 + 30}{273} = 830,3 \frac{273 + 30}{273} = 921,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Скорость вторичного воздуха в воздушной рубашке газификационной камеры

$$w_{\text{в.в.}} = \frac{V''_{\text{в.в.}}}{F_{\text{в.в.}} \cdot 3600} = \frac{921,5}{0,0296 \cdot 3600} = 8,64 \text{ м/с}.$$

Количество теплоты, переданной конвекцией от наружной стенки газификационной камеры к вторичному воздуху, определяем по формуле

$$Q = \alpha_k (t_{\text{ст}}^{\text{н}} - t_{\text{об}}) H_{\text{ст}}.$$

Поверхность наружной стенки газификационной камеры

$$H_{\text{ст}} = \pi d l = 3,14 \cdot 0,369 \cdot 0,230 = 0,266 \text{ м}^2.$$

Коэффициент теплоотдачи от наружной стенки газификационной камеры к вторичному воздуху рассчитываем по выражению [6]

$$\text{Nu} = 0,043 \text{ Re}^{0,8}.$$

Откуда

$$\alpha_k = 0,043 \left(\frac{\lambda_{\text{в}} w_{\text{в.}}}{\nu_{\text{в}}} \right)^{0,8}.$$

Теплофизические свойства воздуха при $t_{\text{в.}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ равны:

$$\lambda_{\text{в}} = 2,67 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}, \quad \nu_{\text{в.}} = 16,00 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Тогда

$$\alpha_k = 0,043 \left(\frac{\lambda_{\text{в}} w_{\text{в}}}{v_{\text{в}}} \right)^{0,8} = 0,043 \left(\frac{2,67 \cdot 10^{-2} \cdot 8,64}{16,00 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} = 91,32 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Количество теплоты, переданной вторичному воздуху:

$$Q = \alpha_k (t_{\text{ст}}^{\text{н}} - t_{\text{об}}) H_{\text{ст}} = 91,32(40 - 30)0,266 = 243 \text{ Вт} = 0,243 \text{ кВт} \cdot 3600 = 874,8 \text{ кДж/ч}.$$

Температура вторичного воздуха на выходе из воздушной рубашки газификационной камеры горелки

$$t_{\text{г.в}} = t_{\text{в}} + \frac{Q}{c_{\text{в}} V_{\text{в}}''} = 30 + \frac{874,8}{1,3 \cdot 921,5} = 31 \text{ }^{\circ}\text{С}.$$

УДК 621.311

МЕТОДИКА ОПТИМАЛЬНОГО РАЗМЕЩЕНИЯ КОМПЕНСИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ В СЕТИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Инженеры БАРО БАНДИЯ, ЗГАЕВСКАЯ Г. В., ГОРЯЧКО Д. Г.

Белорусский национальный технический университет

При проектировании электрических сетей приходится решать задачу оптимального размещения источников реактивной мощности (ИРМ). Для решения задачи выбора мощности и целесообразного размещения ИРМ в электрической сети предложено несколько методов и алгоритмов, отличающихся степенью точности формулировки и способами решения [1, 2]. В известных методах задача, как правило, ставилась в упрощенной форме без учета ряда ограничений. Некоторые ограничения, например по напряжению, предлагалось учитывать путем уточнения полученного решения итерационным методом. В общем случае оптимальность искомого результата решения не всегда гарантировалась.

По предложенному методу приведен численный пример теплового расчета газомазутной горелки для двухступенчатого сжигания мазута применительно к котлу ДКВР-10-13.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жихар И. Г. Особенности теплового расчета газомазутной горелки для двухступенчатого сжигания жидкого топлива // Вестник БНТУ. – 2003. – № 4. – С. 56–59.
2. Трембовля В. И., Фингер Е. Д., Авдеева А. А. Теплотехнические испытания котельных установок – М.: Энергия, 1977. – 297 с.
3. Липов Ю. М., Самойлов Ю. Ф., Виленский Т. В. Компонировка и тепловой расчет парового котла. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 208 с.
4. Жихар Г. И. Физико-химические процессы в газомазутных котлах. – Мн.: Техналогія, 2002. – 325 с.
5. Маршак Ю. Л., Рыжаков А. В. Шиповые экраны топок паровых котлов. – М.: Энергия, 1969. – 240 с.
6. Шатиль А. А. Сжигание природного газа в камерах газотурбинных установок. – Л.: Недра, 1972. – 232 с.

ИРМ и компенсирующие устройства (КУ) следует рассматривать в качестве обязательных элементов энергосистемы, и поэтому задачу выбора их мощности и размещения необходимо решать в рамках общей задачи оптимального планирования развития энергосистемы. При таком подходе облегчается решение вопроса выделения капиталовложений на установку КУ, так как они могут быть учтены при разработке перспективных планов.

Рассматриваемая задача формулируется следующим образом. Заданы конфигурация и параметры электрической сети, месторасположение и нагрузки существующих источников питания и потребительских трансформаторных подстанций, требуется определить оптимальный вариант размещения и мощности КУ (рис. 1).