

ГАЗОМАЗУТНАЯ ГОРЕЛКА ШИРОКОГО ДИАПАЗОНА РЕГУЛИРОВАНИЯ НАГРУЗКИ*

Существующая тенденция к разуплотнению графиков нагрузки тепловых электрических станций вызывает необходимость увеличения регулируемого диапазона ТЭС. Однако допустимый предел изменения нагрузки ТЭС ограничивается в основном условиями эксплуатации парогенераторов, что связано с необходимостью поддержания требуемой температуры перегрева пара, устойчивости и качества процессов горения и т.д.

Рост переменной части графика нагрузки характерен и для Березовской ГРЭС, эксплуатирующей парогенераторы ПК-38 с параметрами $D_K = 75$ кг/с, $P_{пе} = 13,7$ МПа, $t_{пе}/t_{пе} = 545/545^\circ\text{C}$.

Белорусский филиал ЭНИН совместно с Березовской ГРЭС на базе горелки ХФ ЦКБ-ВТИ разработал конструкцию горелочного устройства (рис. 1) с подачей газов рециркуляции по кольцевому каналу между периферийным и центральным потоками воздуха. Выходное сечение центрального воздушного канала $F_{ц}$ составляет 30% от площади воздушных каналов на выходе из горелки, $F_{ц}/F_{\Sigma} \approx 0,3$. (Для горелки ХФ ЦКБ-ВТИ — $F_{ц}/F_{\Sigma} \approx 0,1$). Такое конструктивное исполнение горелочного устройства позволило без снижения устойчивости горения при приемлемой величине расхода газов рециркуляции ($\tau_{рц.ном} \approx 17\%$, $t_{рц} \approx 230^\circ\text{C}$) обеспечить:

- снижение локальных тепловых напряжений экранных поверхностей нагрева при $D_{ном}$ за счет балластирования факела инертными газами, снижающими пирометрический уровень горения [1, 2];

- эксплуатационный уровень температуры перегрева в диапазоне изменения нагрузки $D_{ном} - 0,37D_{ном}$ путем перераспределения воздуха между воздушными каналами и поступлением его в зоны факела, разделенные потоком инертной газовой среды;

- снижение выбросов токсичных окислов азота за счет интенсивного массообмена приосевого активного факела с близко расположенным кольцевым закрученным потоком инертных газов, что способствует снижению скорости генерации NO_x на начальном участке горения.

Горелочные устройства мощностью 58,5 МВт, изготовленные Белэнергоремналадкой, установлены по два на боковых стенах котлоагрегата (№6) Березовской ГРЭС. Компоновка горелок встречная с незначительным смещением осей по высоте противоположных горелок и разворотом к центру топки на 15° .

*В работе принимали участие В.Д.Дунский, В.И.Барышев, В.Я.Березин, В.В.Ашейчик, Л.И.Тыльчевская, И.Н. Жилинский.

Разработке конструкции горелки предшествовали аэродинамические исследования модели ее на гидродинамическом стенде в изотермических условиях. Подобие течения потоков газов в каналах горелки обеспечивалось равенством для модели и образца комплексов ρ_y/W_y^2 в выходном сечении горелки (устьев) и равенством комплексов ρ_b/W_b^2 для выходных

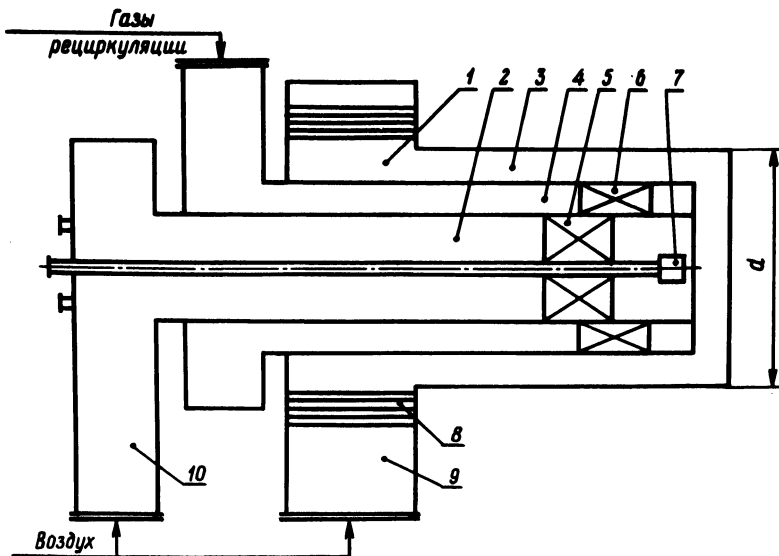


Рис. 1. Схема газомазутной горелки:

1 – улитка для подвода периферийного воздуха; 2 – центральный воздушный канал; 3 – периферийный воздушный канал; 4 – канал газов рециркуляции; 5, 6 – аксиальный лопаточный аппарат; 7 – двухконтурная мазутная форсунка; 8 – тангенциальный лопаточный аппарат; 9 – подвод вторичного воздуха; 10 – карман для подвода центрального воздуха.

кольцевых воздушных каналов при номинальной нагрузке, обеспечивающих равенство выходных скоростей для центрального и периферийного потоков. Кроме того, с достаточной точностью выдерживалось равенство для модели и образца отношений ρW^2 потока газов рециркуляции и воздушных потоков. Подобие течения потока в каналах геометрически подобных горелочных устройств можно представить следующими выражениями:

$$\overline{\rho_y \bar{W}_y^2} = \rho_y W_y^2; \quad (1)$$

$$\overline{\rho_b \bar{W}_b^2} = \rho_b W_b^2; \quad (2)$$

$$\frac{\overline{\rho_{rc} \bar{W}_{rc}^2}}{\overline{\rho_b \bar{W}_b^2}} = \frac{\rho_{rc} W_{rc}^2}{\rho_{pb} W_{pb}^2}, \quad (3)$$

где $\rho_y, \rho_b, \rho_{rc}$ — плотность соответственно смеси воздуха и газов рециркуляции в устье горелки, воздуха и газов рециркуляции в каналах; W_y, W_b, W_{rc} — выходные скорости соответственно газовой смеси, воздуха и газов рециркуляции на выходе из устья и каналов. (Здесь и далее черта над символом относится к параметрам модели.)

Для пересчета полученных на модели данных на реальные устройства использовались масштабы, вычисленные на основании отношений размерностей.

Линейный масштаб

$$M_l = \frac{\bar{d}}{d}, \quad (4)$$

где d — калибр горелки.

Масштаб расхода

$$M_Q = \frac{\bar{F} \bar{W}}{F W} = \frac{\bar{Q}}{Q} = M_l^2 M_w, \quad (5)$$

где $M_w = \frac{\bar{W}}{W}$ — масштаб скорости. С учетом (1) и (2)

$$M_Q = \frac{M_l^2}{M_\rho^{1/2}}, \quad (6)$$

где $M_\rho = \frac{\bar{\rho}}{\rho}$ — масштаб плотности.

Масштаб сопротивления

$$M_{\Delta H} = \frac{\Delta \bar{H}}{\Delta H} = \frac{\bar{\xi} \bar{\rho} \bar{W}^2}{\xi \rho W^2}. \quad (7)$$

С учетом равенства ρW^2 для модели и образца и коэффициентов сопротивлений $\bar{\xi} = \xi$ получим

$$M_{\Delta H} = M_l M_w^2. \quad (8)$$

Проверка модели горелки с линейным масштабом $M_l = 0,231$ на автомательность, т.е. $\xi_u = \text{const}$ при $\text{Re} = \text{Var}$, показала широкий диапазон автомательного течения воздуха в каналах относительно числа Re , обеспечивающий изменение нагрузки горелки от $D_{\text{ном}}$ до $0,3D_{\text{ном}}$.

Коэффициенты сопротивления каналов горелочного устройства вычислялись по формуле [3]:

$$\xi = \frac{\Delta P}{0,5 \rho W_{\text{вых}}^2} + \left(\frac{F_{\text{вых}}}{F_{\text{вх}}} \right)^2, \quad (9)$$

где ΔP — статическое давление в подводящем патрубке канала, Па; ρ — плотность потока, кг/м³; $W_{\text{ВЫХ}}$ — средняя по площади скорость потока на выходе из кольцевого канала, м/с; $F_{\text{ВЫХ}}$, $F_{\text{ВХ}}$ — выходное и входное сечение канала, м².

На выходе центрального воздушного канала и канала газов рециркуляции установлены аксиальные лопаточные аппараты (А) соответственно с 10 и 24 лопатками.

Коэффициент гидравлического сопротивления периферийного воздушного канала определялся как при улиточном подводе (У), который характеризуется следующими геометрическими параметрами: $ab/d^2 = 1,32$; $a/b = 0,93$; $b/d = 1,19$, так и совместно с тангенциальным лопаточным аппаратом (УТЛ) (24 лопатки) с различными углами их наклона (β). Значения коэффициентов гидравлического сопротивления каналов горелки в зависимости от конструктивных параметров крутки (n_k), вычисленные по формулам [4], представлены в табл. 1.

Коэффициент гидравлического сопротивления периферийного канала без лопаточного завихрителя составил $\xi_y = 1,2$. При установке завихрителя с углом наклона лопаток $\beta = 55^\circ$ значение ξ снижается и становится равным $\xi = 1,1$. Дальнейшее увеличение угла β приводит к росту ξ и при $\beta = 75^\circ$ становится равным $\xi = 1,33$. Полученные данные качественно хорошо согласуются с данными [3].

Следует отметить, что сопротивление горелочных устройств, установленных на котлоагрегате (№6), оказалось равным $\Delta H = 1570$ Па, что соответствует техническим условиям, но на 15% выше значения, полученного при модельных исследованиях ($\Delta H = 1360$ Па). Это связано с уменьшением сечения устья горелки на ~4% при торкретировании обечайки, что привело к увеличению сопротивления на ~8%, а также с некачественной состыковкой вновь изготовленных частей горелки с улиткой, оставленной от прежней горелки; при этом диафрагмы оказались не полностью вырезанными.

Т а б л и ц а 1. Коэффициенты гидравлических сопротивлений каналов горелочного устройства при различных значениях конструктивных параметров крутки и типов закручивающих устройств

Параметр	Периферийный канал				Центральный канал			Канал рециркуляции
	УТЛ	УТЛ	УТЛ	УТЛ	У	А	А	
Тип закручивающего	УТЛ	УТЛ	УТЛ	УТЛ	У	А	А	А
n_k	0,26	0,31	0,49	0,73	1,62	1,26	1,05	1,024
β	45	55	65	75	—	40	35	20
ξ	1,19	1,1	1,2	1,33	1,2	3,2	2,18	4,3

Кинематика факела модели горелки изучалась для нагрузок 100, 70 и 30%. Распределение аксиальных скоростей, отнесенных к среднерасходной скорости в устье горелки и статических давлений, соответствующее 30%-ной нагрузке, представлено на рис. 2, а. При этой нагрузке в работе находились только центральный воздушный канал и канал газов рециркуляции. Эпюра аксиальных скоростей характеризуется высокой скоростной неравномерностью, наличием зоны обратных токов. Наблюдается некоторое несоответствие оси симметрии факела с осью горелки (в модели 15 мм). При 100%-ной нагрузке, когда в работе находятся все три канала (рис. 2, б), распределение аксиальных скоростей в устье горелки симметрично оси факела. Несоосность осей факела и горелки при совместной работе всех каналов уменьшалась до величины $\Delta y \approx 5$ мм (для модели). Неравномерность аксиальных скоростей составляет $\varepsilon \approx 1,0\%$, в приосевой зоне имеются хорошо выраженные обратные токи. На расстоянии $x/2R \approx 0,15$ (где $R = 126$ мм – радиус амбразуры горелки) от оси горелки наблюдается осесимметричный провал осевых скоростей, обусловленный более низкой выходной скоростью потока из кольцевого канала газов рециркуляции.

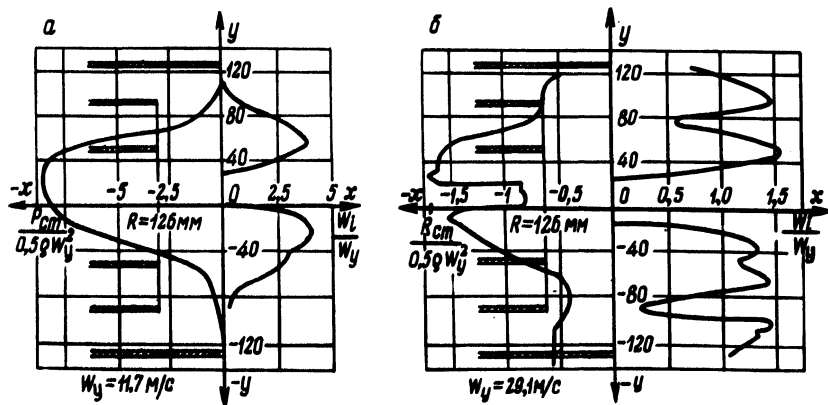


Рис. 2. Распределение аксиальных скоростей и статических давлений в устье горелки:
а, б – соответственно нагрузка 30 и 100%.

Поля относительных аксиальных, тангенциальных и полных скоростей, измеренные шаровым пятиканальным зондом в сечениях факела $x/2R = 0,2; 0,5; 1,0; 2,0; 5,0; 10,0$, представлены на рис. 3, а, б.

При 100- и 30%-ных нагрузках зона обратного тока аксиальных скоростей выявлена вплоть до сечения $x/2R = 0,5$. К сечению $x/2R = 1,0$ обратный ток вырождается, а провал аксиальных скоростей прослеживается до сечения $x/2R = 2,0$; в сечении $x/2R = 5,0$ при 100%-ной нагрузке эпюра скоростей выравнивается. При 30%-ной нагрузке выравнивание скоростей наступает в сечении $x/2R = 2,0$.

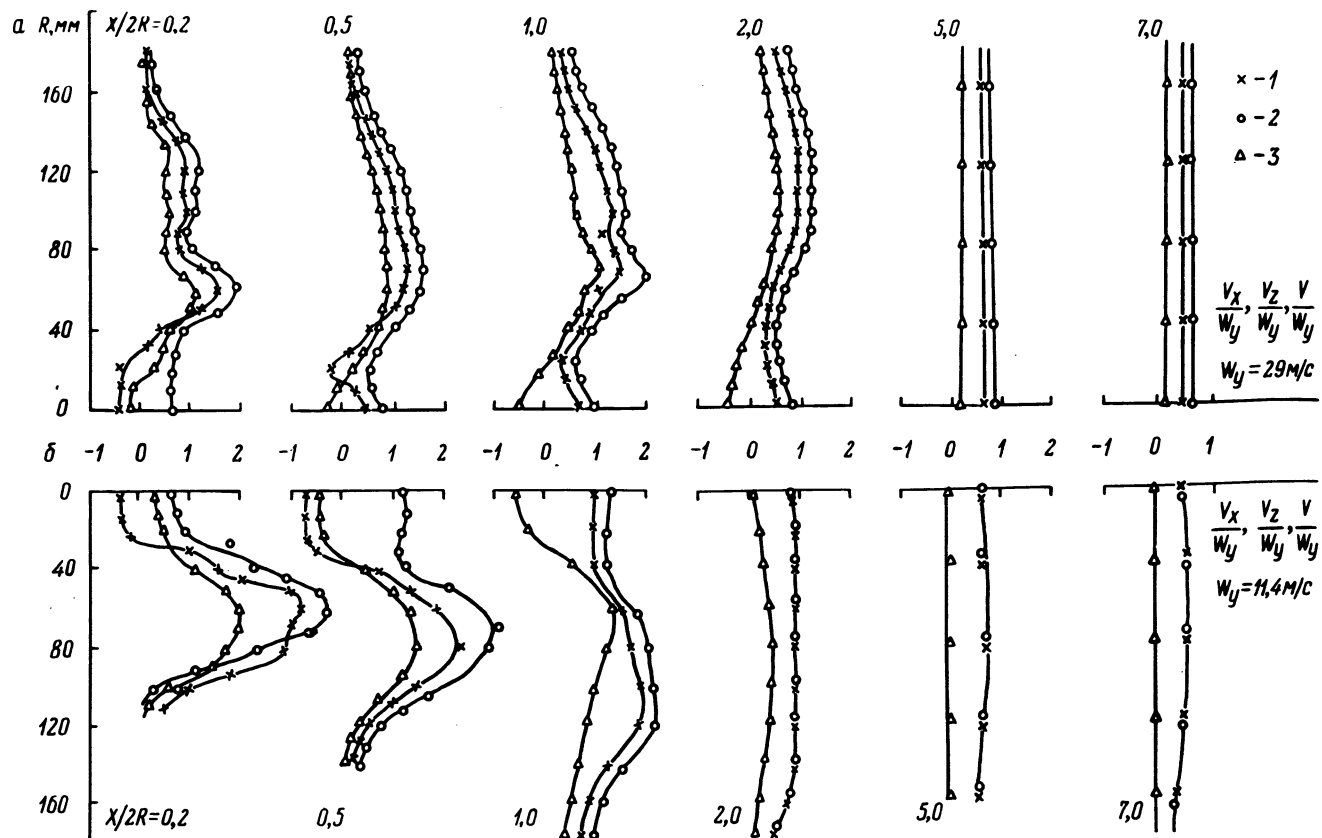


Рис. 3. Поля относительных аксиальных, тангенциальных и полных скоростей по длине факела:

$1 - \frac{V_x}{W_y}$; $2 - \frac{V}{W_y}$; $3 - \frac{V_z}{W_y}$; а, б - соответственно нагрузка 100 и 30%.

Наличие зон рециркуляции при работе горелки в широком диапазоне изменения нагрузок, а также интенсивный турбулентный обмен, обеспечиваемый энергией закрученных кольцевых струй, способствует качественному протеканию смесеобразовательных процессов и стабилизации горения.

Исследование горелочных устройств с двухконтурными мазутными форсунками на парогенераторе (№6) подтвердили качественное протекание смесеобразовательных процессов, о чем свидетельствуют низкие избытки воздуха, которые были достигнуты при изменении производительности котлоагрегата с 75 кг/с до 27/8 кг/с ($0,37 D_{\text{НОМ}}$) без заметного хим- и мехнедожога. При этом критические избытки воздуха во всем диапазоне составили $\alpha_{\text{кр}} = 1,02$ (рис. 4, а, б).

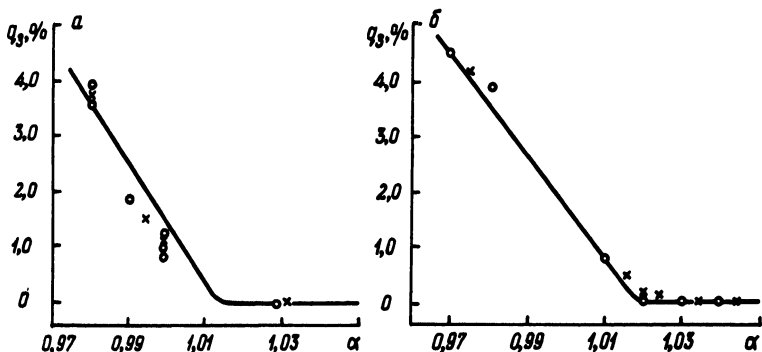


Рис. 4. Зависимость потери тепла с химнедожогом от коэффициента избытка воздуха в топке:
а, б — соответственно нагрузка 100 и 30%.

Подача газов рециркуляции в рассечку между воздушными каналами горелок котла (№6) позволила снизить содержание окислов азота на 20% при $D_{\text{НОМ}}$ и на 27% при $0,7D_{\text{НОМ}}$ по сравнению с горелками конструкции ХФ ЦКБ-ВТИ с периферийной подачей рециркулирующих газов (котлоагрегат № 5), и достигнуто это было при меньшей на $5 \div 6\%$ доле рециркуляции газов.

Внедрение таких горелок на котлоагрегате ПК-38 Березовской ГРЭС позволило обеспечить глубокую разгрузку котлоагрегата до $D = 0,37D_{\text{НОМ}}$ при поддержании допустимого уровня температуры промперегрева пара и низкого уровня избытка воздуха, а также снизить содержание окислов азота до 380 мг/м^3 при номинальной нагрузке.

Л и т е р а т у р а

1. А х м е д о в Р.Б. Основы регулирования топочных процессов. — М., 1977, с. 278.
2. Повышение надежности НРЧ при сжигании мазута / А.Ф.Б о -

ев, Ю.К. Диденко, В.С. Карачевцев и др. — Теплоэнергетика, 1976, № 6, с. 23—26. 3. Ахмедов Р.Б. Дутьевые газогорелочные устройства. — М., 1970, с. 263. 4. Шагалова С.Л., Шницер И.Н. Сжигание твердого топлива в топках парогенераторов. — Л., 1976, с. 172.

УДК 621.187.3

Г.И.Жихар, Н.Б.Карницкий

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ ЗАГРЯЗНЕННОЙ РАДИАЦИОННОЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

В работе [1] предложен метод расчета температуры по наружному периметру трубы, покрытой равномерным слоем золы, с учетом ряда отраженных потоков. Используя этот метод, при помощи ЭВМ можно определить среднюю температуру поверхности загрязненной трубы, а по ней — собственное излучение. Однако этот метод сложен.

В работе [2] сделана попытка упростить метод расчета, но это резко уменьшает точность полученных результатов.

В настоящей работе предлагается достаточно простой и точный способ определения температуры экранных труб, загрязненных равномерным слоем золы.

Температура загрязненной стенки в произвольной точке окружности трубы определяется по формуле [2]

$$T_3 = T_0 + (q_{\text{пад}} \varphi_{\Sigma} a - 5,67 \cdot 10^{-11} \cdot a \cdot T_3^4 \varphi_{\Sigma}) \epsilon, \text{ К}, \quad (1)$$

где T_0 — температура жидкости в экранных трубах, К; $q_{\text{пад}}$ — тепловой поток, падающий на плоскую поверхность, параллельную осям труб, кВт/м²; ϵ — коэффициент загрязнения, м² К/Вт.

Выражение в скобках представляет собой удельное тепловосприятие трубы на участке ds , определяемое угловым коэффициентом φ_{Σ} , который рассчитывается по методу, изложенному в [2]. Первый член этого выражения — собственное излучение трубы.

Выражение (1) записано в предположении, что тепловое сопротивление считается равномерным по периметру трубы, поверхность загрязняющего слоя принимается серой, растечка тепла по окружности не принимается во внимание. При вычислении собственного излучения от экранных труб учитывается только один отраженный поток тепла — от обмуровки. При этом принимается одинаковый угловой коэффициент от всех участков обмуровки на факел. Последнее условие обычно соблюдается в котлах с обмуровкой, опирающейся на каркас. В современных парогенераторах обмуровка ближе прилегает к трубам, но при этом шаги экранных труб настолько ма-