

Что касается неполноты сгорания и уровня оксидов углерода, установленные концентрации СО минимальны в системах сжигания топлива в обеих печах и легко укладываются в отечественные и зарубежные нормы.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Энергоэкологические испытания печей с шагающими балками / Б. С. Сорока, Л. И. Валь, И. А. Трусова и др. // Сталь. – 1991. – № 7. – С. 52–56.
2. Тимошпольский В. И. Теплотехнологические основы металлургических агрегатов и процессов высшего технического уровня. – Мн.: Навука і тэхніка, 1995. – 256 с.
3. Энергоэкологический анализ сжигания горючих газов в нагревательных печах металлургических и машиностроительных заводов / Б. С. Сорока, В. И. Тимошпольский, А. П. Несенчук и др. // ИФЖ. – 2001. – Т. 74. – № 4. – С. 84–88.
4. Томесзек Ж. Spalanie i płomienie gazowe // Wydanie II. – Gliwice: Politechnika Śląska, 1982. – 220 s.
5. Сорока Б. С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах. – Киев: Наукова думка, 1993. – 413 с.
6. Workbook Approach Bloom Eng Co. Inc.: Проспект // Sect.1. General Index; Sect. 2; Large Capacity Burners. – 1990, July. – 44 p.
7. Flamm M., Haep J. Möglichkeiten zur Minderung der NO<sub>x</sub>-Bildung im Bereich der Glasindustrie // Gaswarme Int. 1994/ J/43, N. 9. – S. 419–426.
8. Burners / Tecnint Technologies: Проспект Italimpianti, 2000. – 7 p.
9. ГОСТ Р 50591–93. Горелки газовые промышленные. Предельные нормы концентраций NO<sub>x</sub> в продуктах сгорания. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – С. 1–6.
10. Высокотемпературные (HTR) сводовые излучающие горелки Bloom-low-NO<sub>x</sub> серии 2080, 2180, 2010, 2110. Горелки Ultra low-NO<sub>x</sub> серии 1100: Проспект Bloom Engineering: Информационные материалы. – Дюссельдорф – Фрейберг – Генуя – Париж, 2000. – 11 p.
11. Flamm M., Burne M. et al. Optimization of Energy Efficiency of Industrial Furnaces (ETA)/GWI. – Essen, 2002 (Poster).

УДК 621.311.22

### К РАСЧЕТУ ИЗМЕНЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО ЭНЕРГОБЛОКА ПРИ ВПРЫСКЕ ВОДЫ В ПРОМПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ

Канд. техн. наук, доц. НАЗАРОВ В. И., инж. ВАКУЛИЧ Е. В.

*Белорусский национальный технический университет*

Известно, что регулирование температуры промежуточного перегрева пара впрыском воды из промступени питательного насоса связано с существенными энергетическими потерями [1, 2]. До настоящего времени влияние впрыска воды в тракт промежуточного перегревателя на экономичность работы теплофикационного энергоблока не рассматривалось, в отличие от конденсационного. Это заставляет дополнительно обратиться к расчету энергопотерь, связанных с впрыском воды в тракт перегревателя, и к тому же в настоящее время наблюдается применение постоянных впрысков для регулирования температуры промежуточного перегрева пара на газомазутных котлах типов ТГМП-344 с турбинами Т-250/300-240 и ТГМЕ-206 с турбинами Т-180/210-130.

Указанное выше влияние впрыска на экономичность работы конденсационного энергоблока рассматривалось на основе относительного измене-

ния КПД по производству электроэнергии  $\eta_{33}^k$ . Для ТЭЦ такой подход неприемлем, так как  $\eta_{33}^T$  в ряде случаев не дает достаточно полной характеристики термического совершенства процесса производства электрической энергии. В данном случае используем другой критерий энергетической эффективности и тепловой экономичности ТЭЦ – удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении, которая определяется по формулам:

$$W = N_{i,тп} \eta_m \eta_r; \quad (1)$$

$$W = \frac{N_{i,тп}}{Q_T} \eta_{тп} \eta_m \eta_r, \quad (2)$$

где  $Q_T$  – количество теплоты, отведенной тепловому потребителю с обработавшим в ТУ паром, кДж/с;  $N_{i,тп}$  – внутренняя мощность ТУ при данной величине отпуска теплоты потребителю, кВт;  $\eta_m$ ,  $\eta_r$  – КПД механический и генератора,  $\eta_{тп}$  – КПД теплового потока.

При определении удельной выработки электроэнергии на базе теплового потребления  $W$  следует учитывать влияние регенерации. В нашем случае будет рассчитываться относительное изменение  $\delta W$ , поэтому для упрощения расчетной формулы влияние регенерации не будем учитывать, так как оно не повлияет на  $\delta W$ .

Выражения (1) и (2) приведем к виду

$$W = \frac{\eta_i}{1 - \eta_i} \eta_m \eta_r = \frac{\eta_3}{1 - \eta_i} = \frac{N_i}{Q_0 - N_i} \eta_m \eta_r, \quad (3)$$

где

$$\eta_i = \frac{N_{i,тп}}{Q_0}; \quad \eta_3 = \frac{N_{3,тп}}{Q_0}.$$

Решение поставленной задачи будем рассматривать на основе приращений основных энергетических потоков турбоустановки. Запишем выражения  $W$  для схемы I (без впрыска) и для схемы II (с впрыском питательной воды в промперегреватель из промступени ПЭН):

$$W = \frac{N_i}{Q_0 - N_i} \eta_m \eta_r; \quad (4)$$

$$W^* = \frac{N_i^*}{Q_0^* - N_i^*} \eta_m \eta_r.$$

Значения с  $\langle * \rangle$  здесь и далее относятся к схеме II. Для расчета относительного изменения  $\delta W$  зададимся условием равенства отопительных нагрузок в обоих вариантах ( $Q_n = \text{const}$ ) и используем выражения (4), в которых учитывается изменение подвода теплоты в цикле со впрыском. При переходе от схемы I к схеме II относительное изменение  $\delta W$  составит

$$\delta W = 1 - \frac{N_i^* Q_0 - N_i}{N_i Q_0^* - N_i^*},$$

или в удельных единицах

$$\delta W = 1 - \frac{\sum \alpha_i h_i^* q_0 - \sum \alpha_i h_i}{\sum \alpha_i h_i q_0^* - \sum \alpha_i h_i^*}, \quad (5)$$

где  $q_0, q_0^*$  – количество подведенной теплоты в цикле по схемам I и II, кДж/кг,

$$q_0 = i_0 - i_{пв} + \alpha_{пп} \Delta i_{пп}, \quad (6)$$

$i_0$  – энтальпия свежего пара, кДж/кг;  $i_{пв}$  – то же питательной воды за котлом, кДж/кг;  $\Delta i_{пп}$  – повышение энтальпии пара в промперегревателе, кДж/кг;  $\Delta \alpha_{пп}$  – доля расхода пара, направленного в промперегреватель,

$$q_0^B = (1 - \Delta \alpha)(i_0 - i_{пв}) + \alpha_{пп}(\Delta i_{пп} + \Delta i_{пп}') + \delta q_{пп} + \alpha_b(i'' - i_b'), \quad (7)$$

$\alpha_b$  – доля впрыскиваемой воды относительно расхода перегретого пара;  $\Delta \alpha$  – изменение доли расхода свежего пара, вызванное впрыском в промперегреватель, при условии  $Q_T = \text{const}$ ;  $i_b$  – энтальпия впрыскиваемой воды, кДж/кг;  $\Delta i_{пп}$  – изменение теплоперепада в ЦВД, вызванное изменением  $\alpha_0$ .

Определим неизвестные величины  $\Delta \alpha$ ,  $\Delta i_{пп}$  и  $\delta q_{пп}$  в выражении (7). Как говорилось выше, изменение доли расхода свежего пара на ТУ  $\Delta \alpha$  будем определять, исходя из условия  $q_T = \text{const}$ , т. е. внутренняя мощность  $\sum \alpha_i h_i$  в схемах I и II должна быть одинаковой ( $\text{const}$ ), а для этого необходимо выполнение условия  $\alpha_{пп} = \text{const}$  в обеих схемах.

Для определения искомого  $\Delta \alpha$  необходимо решить систему двух уравнений парового баланса [3] (рис. 1):

$$\alpha_0^* = \alpha_{пп} + \alpha_{yT} + (\alpha_1^* + \alpha_2^*) - \alpha_b;$$

$$\alpha_1^* + \alpha_2^* = (\alpha_1 + \alpha_2) \frac{\alpha_0^*}{\alpha_0}.$$

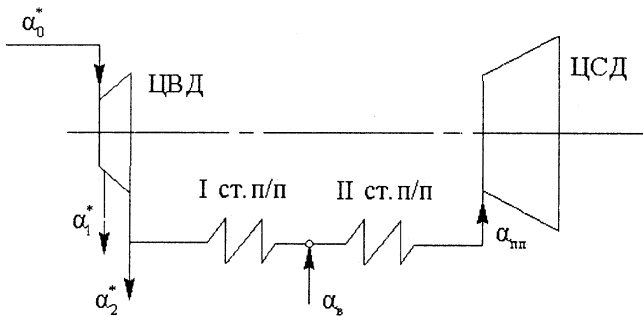


Рис. 1

Решая данную систему, определяем  $\alpha_0^* = \frac{\alpha_{\text{пп}} - \alpha_{\text{в}}}{1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{\text{yt}}}$ .

Тогда

$$\Delta\alpha = \alpha_0 - \alpha_0^* = 1 - \frac{\alpha_{\text{пп}} - \alpha}{1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{\text{yt}}}. \quad (8)$$

В нашем случае ( $\sum \alpha_i h_i^{\text{ЧВД}} = \text{const}$  для схем I и II) впрыск питательной воды в промперегреватель приводит к уменьшению расхода пара в ЦВД, а следовательно, происходит понижение давления за ЦВД. А это, в свою очередь, приводит к увеличению использованного теплоперепада за ЦВД и, как следствие, к увеличению подвода теплоты в промперегревателе на величину  $\delta q_{\text{пп}}$

$$\delta q_{\text{пп}} = \alpha_{\text{пп}} (1 - \Delta\alpha) \Delta i'_{\text{пп}}, \quad (9)$$

где  $\Delta i'_{\text{пп}}$  определяется, согласно [3], как

$$\Delta i'_{\text{пп}} = v'_{\text{пп}} \Delta p'_{\text{пп}} \eta_{oi}^{\text{ЧВД}}, \quad (10)$$

где  $v'_{\text{пп}}$  – удельный объем пара за ЦВД, м<sup>3</sup>/кг;  $\Delta p'_{\text{пп}}$  – изменение давления за ЦВД, МПа;  $\eta_{oi}^{\text{ЧВД}}$  – КПД проточной части в районе последней ступени ЦВД.

Давление пара на выходе ЦВД пропорционально расходу пара в отсеке

$$\frac{p_{\text{пп}}^*}{p_{\text{пп}}} = \frac{\alpha_{\text{пп}} - \alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\text{пп}}} \Rightarrow p_{\text{пп}}^* = \frac{(\alpha_{\text{пп}} - \alpha_{\text{в}})}{\alpha_{\text{пп}}} p_{\text{пп}}.$$

Соответственно при уменьшении расхода пара на выходе ЦВД произойдет снижение давления, которое составит

$$\Delta p_{\text{пп}} = p_{\text{пп}}^* - p_{\text{пп}} = \frac{\alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\text{пп}}} p_{\text{пп}}.$$

С учетом этого выражения (9) и (10) примут вид:

$$\Delta i'_{\text{пп}} = \frac{\alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\text{пп}}} v'_{\text{пп}} \eta_{oi}^{\text{ЧВД}} p_{\text{пп}}; \quad (11)$$

$$\delta q_{\text{пп}} = (1 - \Delta\alpha) \alpha_{\text{в}} v'_{\text{пп}} \eta_{oi}^{\text{ЧВД}} p_{\text{пп}}. \quad (12)$$

Тогда выражение для определения удельной внутренней мощности ТУ в схеме II с учетом увеличения теплоперепада в ЦВД на величину  $\Delta i'_{\text{пп}}$  примет вид

$$\sum \alpha_i h_i^* = (1 - \Delta\alpha) \left[ \sum \alpha_i h_i^{\text{ЧВД}} + \alpha_{1-12} \Delta i'_{\text{пп}} \right] + \sum \alpha_i h_i^{\text{ЧНД}}, \quad (13)$$

где  $\alpha_{1-12}$  – расход пара через последнюю ступень ЦВД.

Согласно полученным выражениям, были рассчитаны изменения  $\delta W$  (при впрыске 3-процентной питательной воды от расхода пара на промперегрев) для теплофикационных блоков с Т-250/300-240 и Т-180/210-130 при их работе по тепловому графику с одно- и двухступенчатыми подогревами сетевой воды.

Исходные данные для расчета приведены в табл. № 1, результаты расчетов – в табл. № 2.

Таблица 1

Исходные данные из теплового расчета ТУ

Тип энергоблока (котла)	Режим работы	$i_0$	$i_{nn}$	$i_{np}$	$i_{nv}$	$i_v$	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_{yt}$	$h_{oi}^{ЧВД}$	$p'_{mn}$ , МПа	$t'_{mn}$ , °С	$v'_{mn}$ , м <sup>3</sup> /кг	$\sum \alpha_i h_i^{ЧВД}$ , кДж/кг	$\sum \alpha_i h_i^{ЧНД}$ , кДж/кг
		кДж/кг													
Т-250/300-240 (ТГМП-344)	I	3385	2970,8	3600	1136	733	0,047	0,085	0,0205	0,837	3,84	303	0,062	402,555	561,724
	II	3381	3001	3487,5	1150	733	0,05	0,085	0,0191	0,837	3,9	312	0,062	385,03	577,56
Т-180/210-130 (ТГМЕ-206)	I	3461	3045	3539	1004	711,8	0,04	0,07	–	0,83	1,83	307	0,14	410,04	622,928
	II	3460	3066	3533	1076	711,8	0,04	0,0741	–	0,83	2,38	322	0,108	388,349	583,579

Таблица 2

Расчетные данные

Тип энергоблока (котла)	Режим работы	$\alpha_{nn}$	$\alpha_v$	$\Delta \alpha$	$\Delta i'_{mn}$ , кДж/кг	$\delta q'_{mn}$ , кДж/кг	$q_0$ , кДж/кг	$q_0^*$ , кДж/кг	$\sum \alpha_i h_i^{ЧВД*}$ , кДж/кг	$\sum \alpha_i h_i^{ТУ}$ , кДж/кг	$\sum \alpha_i h_i^{* ТУ}$ , кДж/кг	$\delta W$ , %
		Т-250/300-240 (ТГМП-344)	I	0,8369	0,025	0,0421	5,76	4,62	2775,577	2762,01	390,746	964,279
II	0,8345		0,025	0,0421	6,06	4,84	2636,984	2622,643	374,219	962,59	951,779	0,92
Т-180/210-130 (ТГМЕ-206)	I	0,8821	0,0265	0,0387	6,3	5,36	2892,757	2883,475	399,938	1032,969	1022,866	1,06
	II	0,8759	0,026	0,0406	6,29	5,286	2793,045	2780,402	378,194	971,928	961,773	0,91

## ВЫВОДЫ

1. Получены расчетные выражения, позволяющие оценивать влияние впрыска питательной воды в промперегреватель на экономичность работы теплофикационных энергоблоков.

2. Оценена величина изменения удельной выработки электроэнергии  $W$  на тепловом потреблении для теплофикационных энергоблоков с Т-250-240 и Т-180-130, которая составила ~ 0,33 % на 1 % впрыска воды в тракт промперегрева.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Кр оль Л. Б., К е м е л ь м а н Г. И. Промежуточный перегрев пара и его регулирование. – М., 1970.
2. Н а з а р о в В. И. К расчету применения КПД конденсационного блока при впрыске воды в промперегреватель// Вести АН БССР. Серия физико-энергетических наук. – Мн., 1990. – № 2.
3. Щ е п е т и л ь н и к о в М. И., Р у б и н ш т е й н Я. М. Расчет влияния изменений в тепловой схеме на экономичность работы электростанции. – М., 1969.
4. Т е п л о в ы е испытания Т-180/210-130 ЛМЗ Вильнюсской ТЭЦ-3: Технический отчет. – Львов, 1987.
5. Р и в к и н С. Л., А л е к с а н д р о в А. А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М., 1980.