

Приращением поверхности материала вследствие размола, совмещенного с сушкой, увеличивается. Кроме увеличения поверхности материала в сушильной шахте, эффективнее происходит размол и в самой мельнице, так как предвключенная сушка создает благоприятные условия для размола.

На рис. 4 представлено изменение  $r_{\text{терм}}$  и  $r_{\text{М.о}}$  в зависимости от температуры сушильного агента при  $V^{\text{М.о}} = 125 \text{ кг/ч}$ . При увеличении  $t_{\text{с.а}}$  от 430 до 830 °С  $r_{\text{терм}}$  возрастает с 0,2 до 0,3 в абсолютных величинах, или на 50%. Доля  $r_{\text{М.о}}$  примерно настолько же снижается при общем увеличении поверхности материала в пылесистеме с ростом  $t_{\text{с.а}}$ . Снижение  $r_{\text{М.о}}$  объясняется ростом  $r_{\text{терм}}$  в том же диапазоне температур. Как показали опыты, размол фрезерного торфа, совмещенный с сушкой, увеличивает удельную поверхность материала приблизительно в 3 – 5 раз по сравнению с размолом в изотермических условиях, если исходная влажность торфа  $W^{\text{Р}} = 25 - 33\%$ , и приблизительно в 20 раз, если  $W^{\text{Р}} = 50\%$ .

#### Л и т е р а т у р а

1. Любошиц И.Л. Искусственная сушка фрезерного торфа. – "Труды ин-та энергетики АН БССР", 1958, вып. 5. 2. Кислов Н.В. Физические и аэродинамические свойства измельченного торфа. Под ред. Ф.А. Опейко. Минск, 1967.

В.И. Щербич, В.Л. Ходырев

#### ВЫБОР УРАВНЕНИЙ СОСТОЯНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ВОДЫ И ПАРА В СИСТЕМЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО АНАЛИЗА ЭКОНОМИЧНОСТИ ТУРБОУАГРЕГАТОВ

При расчете характеристик состояния узлов (проточная часть турбины, поверхность охлаждения конденсатора, регенеративные и сетевые подогреватели), показателей изменения экономичности, материальных и энергетических балансов турбоагрегата требуются уравнения состояния воды и пара для вычисления энтальпий, энтропии пара, температуры и давления насыщенного пара [1]. Табличное представление в ЭВМ указан-

ных термодинамических величин нецелесообразно, так как требует большого объема памяти.

В зависимости от цели использования термодинамических функций к ним предъявляются разные требования по точности. Для расчета характеристик состояния узлов эти требования выше, чем для расчета показателей изменения экономичности, материальных и энергетических балансов.

Вычисление характеристик состояния воды и пара может производиться двумя способами:

- 1) вычисления по замерам — искомая величина рассчитывается как функция от исходных параметров, измеряемых непосредственно в анализируемых точках потока воды или пара;
- 2) косвенным путем — искомая величина находится косвенно, как функция параметров, измеряемых для расчета других величин.

Очевидно, что второй способ менее точен, чем первый, но его целесообразно использовать для сокращения числа датчиков в случаях, когда не предъявляются жесткие требования по точности результатов (например, при балансовых расчетах расходов пара на регенеративные и сетевые подогреватели).

В данной статье даются рекомендации по выбору уравнений состояния воды и пара для вычислений по замерам и косвенным путем.

Рассмотрим уравнения термодинамических параметров, нужные для расчета характеристик состояния узлов. При определении этих характеристик допустимая погрешность уравнений энтальпии и энтропии пара составляет около 0,03—0,06%, а уравнений температуры и давления насыщенного пара около 0,05 — 0,1%. Здесь и далее под погрешностью уравнения понимается относительная разность между результатом расчета по уравнению и по таблице свойств воды и водяного пара. Для определения энтальпий и энтропии водяного пара в литературе рекомендуются уравнения, охватывающие широкий диапазон состояний пара и вследствие этого имеющие сложную структуру [2]. Эти уравнения целесообразно использовать при достаточно большом перечне рассчитываемых термодинамических параметров. При анализе ТЭП турбоагрегатов количество таких параметров сравнительно мало. Например, для турбоагрегата К-300-240 их не более десяти (энтальпия и энтропия пара перед ЦВД и ЦСД, энтальпия пара на выходе ЦВД, ЦСД при действительном и изоэнтропическом процессах расширения, энтальпия пара до и после турбопривода питательного насоса при действительном

процессе расширения), для турбоагрегата Т-100-130 их требуется всего четыре.

Необходимость рационального использования объема памяти и сокращения времени счета в ЭВМ делает применение сложных уравнений не всегда оправданным. К тому же они часто не обеспечивают нужную точность в узких диапазонах изменения исходных параметров. Оказалось возможным дать более простые уравнения, получаемые аппроксимацией табличных данных с требуемой точностью.

Энтальпии и энтропии перегретого пара  $i_j$  и  $s_j$  в  $j$ -х диапазонах изменения давления и температуры  $p, T$  можно вычислять с допустимой погрешностью по уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} i_j &= a_j + b_j p + c_j T + d_j pT + e_j T^2 + h_j p^2 ; \\ s_j &= a'_j + b'_j p + c'_j T + d'_j pT + e'_j T^2 + h'_j p^2 , \end{aligned} \right\}$$

где  $a_j, b_j, \dots, a'_j, b'_j, \dots$  — постоянные коэффициенты.

В ряде случаев эти уравнения имеют еще более простой вид (3).

Для вычисления энтропии (кдж/кг, град) перегретого пара в области  $p = 11,8 - 13,7$  МПа,  $T = 815 - 840$  К можно рекомендовать, например, формулу

$$s_j = 5,478 - 0,04568p + 3,1309 \cdot 10^{-3} (T - 273,15).$$

Погрешность этого уравнения составляет не более 0,03%.

Для нахождения энтальпии  $i^И$  в конце изоэнтропического расширения пара в работе [4] предлагается предварительно находить температуру пара по его энтропии и давлению. Проще рассчитывать энтальпию  $i^И$  непосредственно как функцию энтропии пара в начале процесса расширения и действительного давления в конце расширения пара, которую можно аппроксимировать с допустимой погрешностью в виде аналитического выражения:

$$i_j^И = a_j + b_j s + c_j p + d_j p \cdot s + e_j p^2 + h_j s^2.$$

Для расчета энтальпии питательной воды пригодны линейные уравнения.

Функция температуры насыщения водяного пара от его давления и обратная функция наиболее точно аппроксимируются при умеренном количестве операций уравнениями Веспера:

$$\ln p = \sum_{i=0}^{n-1} a_i \left( \frac{T_n - 273,15}{100} \right)^i - 2,3221,$$

$$T_n = \sum_{i=0}^{m-1} b_i (\ln p - 2,3221)^i + 273,15.$$

В литературе эти формулы даны для широкого диапазона параметров пара. При значении  $n=9$  и  $m=11$  погрешность аппроксимации достигает 1%. В Белорусском филиале ЭНИНа произведен на ЭВМ пересчет коэффициентов уравнений Веспера для требуемых зон давлений 0,098 – 0,294 МПа и 0,294 – 6,374 МПа. При этом была повышена точность при значительном упрощении уравнений ( $n=5$ ,  $m=5$ ).

Константы уравнений приведены в табл. 1.

Таблица 1.

p = 0,098 – 0,294 МПа		p = 0,294 – 6,374 МПа	
$a_0 = -5,075501$	$b_0 = +99,091420$	$a_0 = -4,82477$	$b_0 = +98,60520$
$a_1 = +7,227211$	$b_1 = +27,856780$	$a_1 = +6,42755$	$b_1 = +28,70110$
$a_2 = -2,834639$	$b_2 = +2,369162$	$a_2 = -1,88448$	$b_2 = +1,93140$
$a_3 = +0,849292$	$b_3 = +0,188974$	$a_3 = +0,33533$	$b_3 = +0,28510$
$a_4 = -0,133840$	$b_4 = +0,0090485$	$a_4 = -0,02565$	$b_4 = +0,02222$

Погрешность аппроксимации уравнений в области давлений  $p = 0,098 - 0,294$  МПа близка к нулю, а для  $p = 0,294 - 6,374$  МПа

$$\delta T \leq 0,008\%, \quad \delta p \leq 0,09\%.$$

При определении расходов пара на регенеративные, сетевые подогреватели и расходов тепла на собственные нужды требуется рассчитывать энтальпии дренажей и пара. Анализ погрешности указанных расходов показывает, что допустимая пог-

решность энтальпии пара составляет 2—3%, а дренажа — около 3—4%. Здесь под погрешностью энтальпии понимается полная погрешность, включающая и ошибки измерений.

Указанные значения допустимых погрешностей позволяют определять энтальпии без измерения температуры пара или дренажа, косвенным путем. При этом целесообразно составление зависимостей энтальпий пара непосредственно от паровой нагрузки отсеков и от давлений в отборах турбины. Например, для турбоагрегатов с промперегревом пара

$$\left. \begin{aligned} i_j^x &= f_j(D_o) + a_j^x(p_o - p_o^p) + b_j^x(T_o - T_o^p) + c_j^x(p_j - p_j^p) + \\ &+ d_j^x(\eta_{\text{ЦВД}} - \eta_{\text{ЦВД}}^p), \\ i_j^\Gamma &= f_j(D_{\text{п.п}}) + a_j^\Gamma(T^\Gamma - T^{\text{п.}\Gamma}) + b_j^\Gamma(\eta_{\text{ЦСД}} - \eta_{\text{ЦСД}}^p), \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $i_j^x$ ,  $i_j^\Gamma$  — энтальпии пара в  $j$ -х отборах до и после промперегрева;  $p_o^p$ ,  $T_o^p$ ,  $T^{\text{п.}\Gamma}$  — параметры пара перед ЦВД, ЦСД, при которых составлены зависимости соответственно  $f_j(D_o)$  и  $f_j(D_{\text{п.п}})$ ;  $\eta_{\text{ЦВД}}^p$ ,  $\eta_{\text{ЦСД}}^p$  — к.п.д. ЦВД и ЦСД, при которых составлены зависимости  $f_j(D_o)$  и  $f_j(D_{\text{п.п}})$ ;  $p_j^p = f_j^p(D_o)$  — давление пара в  $j$ -х отборах, при которых составлены зависимости  $f_j(D_o)$ ;  $a_j^x, b_j^x, \dots, a_j^\Gamma, b_j^\Gamma, \dots$  — постоянные коэффициенты.

Аналитические выражения функций  $f_j$  и  $f_j^p$  и константы получаются по данным тепловых испытаний и расчетов по диаграмме  $i-s$ .

Энтальпия пара перед конденсатором может быть также рассчитана по выражению, аналогичному уравнениям (1). Например, энтальпия пара перед конденсатором турбоагрегата К-300-240 определяется по уравнению

$$\begin{aligned} i_k &= f_{i_k}(D_{\text{п.п}}) + a_j(T^\Gamma - T^{\text{п.}\Gamma}) + b_j(p_k - p_k^p) + c_j(\eta_{\text{ЦСД}} - \\ &- \eta_{\text{ЦСД}}^p). \end{aligned} \quad (2)$$

Погрешность энтальпии  $i_k$ , рассчитываемой по уравнению (2), не более 2% при условии, что не учитывается коррекция на фактический к.п.д. ЦНД. Уравнения (1) и (2) используются и для нахождения показателей изменения экономичности.

Энтальпии дренажей регенеративных и сетевых подогревателей определяются по давлениям пара в соответствующих отборах или по температурам нагреваемой воды после подогревателей. Причем расчетные зависимости составляются по результатам испытаний подогревателей.

### Л и т е р а т у р а

1. Щербич В.И. Характеристики состояния узлов турбоагрегата в системе автоматизированного анализа его экономичности. — "Электрические станции", 1974, №5. 2. Сергеева В.Б. Выбор уравнений состояния воды и водяного пара для расчетов тепловых схем турбоустановок.—В сб.: Кибернетика и моделирование в энергетике. М., 1972. 3. Дуэль М.А. Автоматическое управление блочными энергоустановками с применением вычислительных машин. Киев, 1969. 4. Вукалович М.П., Зубарев В.Н., Сергеева Л.В. Уравнение состояния перегретого водяного пара, пригодное для расчетов турбин с помощью ЭЦВМ. — "Теплоэнергетика", 1967, №5.

### И.Г. Плисан, Ю.М. Шнайдерман, Г.В. Васильева ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА ДЛЯ МАЗУТНЫХ КОТЛОВ

Вопросы выбора рациональной схемы предварительного подогрева воздуха для котлов в определенной степени уже освещены в литературе [1,2,3]. Следует отметить, что предварительный подогрев воздуха паром (даже отборным паром турбин) термодинамически нерентабелен. Техничко-экономическая же целесообразность такого подогрева может быть подтверждена лишь с учетом сравнения расчетных затрат для вариантов с подогре-