

решаемого методом последовательного приближения. Здесь \bar{G} , \bar{N}_0 – относительная (в долях от значений при номинальной нагрузке блока) величина располагаемого (при полностью открытых клапанах парораспределения) расхода пара и теплоснабжения на приводную турбину; \bar{N}_{TP} – относительная величина потребной мощности приводной турбины, определяемая по опытным данным для блоков К-300-240.

Результаты расчетов приведены на рис. 2. Как видно, наибольшей эффективностью обладает регенеративная приводная турбина двух давлений типа РКПТ. Потери на дросселирование пара в таком турбоприводе наименьшие во всем диапазоне нагрузок и при 50% нагрузке блока составляют всего лишь 1,5% от располагаемой мощности приводной турбины при номинальной нагрузке блока.

Л и т е р а т у р а

1. Леонков А.М., Качан А.Д., Рубахин В.Б. Исследование характеристик турбопривода питательных насосов мощных блоков с учетом работы их со скользящим давлением свежего пара. – "Изв. вузов. Энергетика", 1974, № 2.

В.С. Каханович, Н.П. Кернога

ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН

Отклонение начальных параметров пара конденсационных турбин от их номинальных значений вызывает изменение удельного расхода тепла на турбину. Наряду с возможным отклонением начальных параметров пара может меняться и давление пара в конденсаторе. Учитывая, что нагрузка турбины не остается постоянной, следует определять влияние каждого параметра для конкретных значений мощности турбины и давления в конденсаторе.

Приведем пример такого расчета для турбины К-160-130. Если принять расход пара постоянным, то отклонение начального параметра вызывает изменение и мощности и расхода тепла, которые определим по формулам

$$\Delta Q = \frac{Q - Q_1}{Q} 100\%, \quad \Delta N = \frac{N - N_1}{N} 100\% \quad (1)$$

где ΔQ , ΔN - относительные изменения расхода тепла и мощности; Q , N - расход тепла и мощность при номинальных параметрах; Q_1 , N_1 - расход тепла и мощность при отклоненных параметрах.

Относительное изменение удельного расхода тепла определится так:

$$\Delta q = \frac{\frac{Q - Q_1}{N - N_1}}{\frac{Q}{N}} 100\% \quad \text{или} \quad \Delta q = \frac{\Delta Q - \Delta N}{1 - \frac{\Delta N}{100}} \% \quad (2)$$

Будем считать, что при отклонении параметра от номинальной величины расход пара на турбину и относительные внутренние к.п.д. цилиндров остались неизменными.

Тогда выражение условной мощности можно записать по приведенному тепловпадению H , которое запишется в виде

$$N_y = H = i_0 - i_1 + i_{01} - i_{01} \alpha_1 - i_2 \alpha_2 - i_3 \alpha_3 - i_4 \alpha_4 - i_5 \alpha_5 - i_6 \alpha_6 - i_7 \alpha_7 - i_8 \alpha_8 - i_k (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8), \quad (3)$$

где N_y - условная мощность; i_0 , i_{01} - энтальпия свежего пара и горячего перегрева; i_1 , i_2 , i_3 ... - энтальпия пара отборов; α_1 , α_2 , α_3 ... - доли расхода пара в отборы.

Если пренебречь потерями питательной воды и пара, подпиткой воды в систему, энтальпией, вносимой дренажными насосами, и другими мало влияющими факторами, то, написав уравнения тепловых балансов для всех подогревателей регенеративной схемы и подставив последовательно эти уравнения одно в другое, получим общее уравнение энтальпии питательной воды:

$$j_1 = i_1 \alpha_1 + i_2 \alpha_2 + i_3 \alpha_3 + i_4 \alpha_4 + i_5 \alpha_5 + i_6 \alpha_6 + i_7 \alpha_7 + i_8 \alpha_8 + j_{п.н} + j_k (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8), \quad (4)$$

где j_1 - энтальпия питательной воды; $j_{п.н}$ - тепло, вносимое питательным насосом; j_k - энтальпия конденсата после конденсатного насоса.

Заметим, что в (4) отсутствуют энтальпии конденсата греющего пара (дренажа), которые сокращаются при выводе. Такое сокращение получается при любой тепловой схеме конденсационной турбоустановки, если весь дренаж поступает в основной конденсат, как обычно и бывает.

Учитывая схему турбоустановки К-160-130, получим условный расход тепла на турбину

$$Q_y = i_0 - j_1 + (i_{01} - i_1)(1 - \alpha_1) = i_0 - i_1 + i_{01} - i_{01}\alpha_1 - i_2\alpha_2 - i_3\alpha_3 - i_4\alpha_4 - i_5\alpha_5 - i_6\alpha_6 - i_7\alpha_7 - i_8\alpha_8 - j_{п.н} - j_k (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8), \quad (5)$$

где Q_y - условный расход тепла на турбоустановку.

Если для всех цилиндров турбины принять условно относительный внутренний к.п.д. η_0 постоянным и равным эквивалентному, то в выражения (3), (5) можно подставить величины энтальпий, взятые по линии располагаемого теплопоявления. В этом случае в выражении (5) $j_{п.н}$ и j_k должны быть заменены на их фиктивные значения $j'_{п.н}$ и j'_k , где

$$j'_{п.н} = \frac{j_{п.н}}{\eta_0}; \quad j'_k = i_{01} - \frac{i_{01} - j_k}{\eta_0}.$$

Аналогично (3) и (5) можно написать расчетные уравнения для других типов турбоустановок, не делая предварительных выводов. Эти выражения идентичны. Отличительными членами являются энтальпия отработанного пара i для мощности и энтальпия конденсата j для расхода тепла k . Эти члены зависят от давления пара p_k в конденсаторе.

При изменении мощности конденсационной турбины давления в отборах изменяются пропорционально расходу пара на турбину. Причем зависимость долей расхода пара в отборы от давления в этих отборах имеет следующий вид:

$$\alpha'_i = \alpha_i \sqrt[4]{\frac{p'_i}{p_i}}, \quad (6)$$

где α_i , p_i - доля отбора пара и давление в i -м отборе при полной нагрузке, которые можно взять из паспортных данных; α'_i , p'_i - то же при измененной нагрузке.

Изменение начальных параметров пара вызывает изменение соответствующих величин в расчетных выражениях (3), (5).

Задаваясь значениями давления пара в конденсаторе при различных нагрузках турбины по (2), (3), (5) можно рассчитать изменение удельного расхода тепла на турбину при отклонении начального параметра на заданную величину. Табличные значения Δq аппроксимируются аналитическим выражением, содержащим фактические величины соответствующего начального параметра, мощности блока и давления отработанного пара.

Для температуры острого пара

$$\Delta q_{t_0} = (t_0 - 565) (0,03043 - 0,00000665 N_{\Gamma} + 0,058 p_{\kappa}). \quad (7)$$

Для температуры горячего промперегрева

$$\Delta q_{t_{01}} = (t_{01} - 546 - 0,12 N_{\Gamma}) (0,01136 + 0,000006 N_{\Gamma} + 0,067 p_{\kappa}). \quad (8)$$

Для потери давления в тракте промежуточного перегрева

$$\Delta q_{\Delta p} = (14 - \Delta p) (0,0125 + 0,000059 N_{\Gamma} + 0,115 p_{\kappa}). \quad (9)$$

Для давления острого пара

$$\Delta q_{p_0} = (p_0 - 130) (0,0127 + 0,00005 N_{\Gamma} + 0,1 p_{\kappa}). \quad (10)$$

Е.Н. Толчинский, В.Д. Дунский, В.В. Ашейчик

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗМОЛА В ПЫЛЕСИСТЕМАХ С МЕЛЬНИЦАМИ-ВЕНТИЛЯТОРАМИ

В данной статье приводятся результаты исследования процесса измельчения топлива на экспериментальной установке.

Под процессом измельчения влажного полидисперсного материала, каким является фрезерный торф, в пылесистеме с мельницами-вентиляторами (МВ) понимается суммарный эффект измельчения за счет энергии мелющего органа и диспергирования материала во время сушки. Измельчение топлива в полости мельницы-вентилятора происходит за счет удара лопаткой колеса по частице, разрушения частицы при ударе о броню корпуса, а также истирания топлива о поверхность ло-