

О ПОВЫШЕНИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА НЕПРЕРЫВНОЙ ПРОДУВКИ

В. И. БЕСПАЛОВ, Л. А. БЕЛЯЕВ

(Представлена научным семинаром кафедры ТЭУ)

Известным способом уменьшения внутриванционных потерь тепла и рабочего тела с продувочной водой парогенераторов является установка одного или нескольких каскадов расширителей непрерывной продувки. Анализ показывает, что при постоянном количестве тепла, подведенном к рабочему телу в парогенераторе, введение в схему расширителей непрерывной продувки приводит к выигрышу мощности установки, который представляет собой сумму следующих составляющих:

1. Увеличения мощности турбинной установки за счет введения пара (G'_c) из расширителей непрерывной продувки в соответствующие регенеративные подогреватели ($\Delta N'$).

2. Дополнительной мощности, получаемой за счет уменьшения затрат тепла в тепловой схеме турбинной установки на подогрев меньшего количества добавочной воды ($\Delta N''$).

3. Дополнительной мощности, получаемой за счет использования тепла концентрата продувки (G''_c) для подогрева добавочной воды ($\Delta N'''$).

Однако использование расширителей непрерывной продувки имеет свой характерный недостаток, заключающийся в том, что процесс дросселирования, идущий в расширителе, содержит в себе энергетическую потерю, связанную с уменьшением работоспособности высокосжатой воды. Если приближать процесс в расширителе к изоэнтропийному, не используя кинетическую энергию потока рабочего тела для получения механической работы, то потеря работоспособности высокосжатой воды будет уменьшаться. В этом случае расширитель должен быть сконструирован в виде турбины адиабатического фазообразования (АФ) [1], причем степень использования кинетической энергии рабочего тела будет зависеть от ее относительного внутреннего к. п. д. (η_{oi}).

Если расширитель-турбина АФ работает с $\eta_{oi} = 0$, то эффект использования такого расширителя в тепловой схеме будет складываться из составляющих, упомянутых выше. При $\eta_{oi} > 0$ выигрыш мощности должен определяться с учетом мощности турбины АФ ($N_{АФ}$). Очевидно, что с увеличением η_{oi} расширителя-турбины АФ, процентное содержание отсепарированного пара будет уменьшаться, что повлечет за собой уменьшение составляющих выигрыша мощности $\Delta N'$, $\Delta N''$, в то время как $\Delta N'''$ возрастет, ввиду увеличения количества концентрата продувки.

Целью настоящей работы было выявление качественного эффекта от замены расширителя турбинной АФ при разных значениях ее η_{oi} и давлениях в сепараторе (P_c). Для выявления этого эффекта была выбрана тепловая схема турбины ПТ-50-130/13, представленная на рис. 1, с величиной продувки, равной 3,6% от номинального расхода пара на турбину при номинальной мощности $N^H = 50 \text{ Мвт}$. Определение составляющих и суммарного выигрыша

$$\delta N = \Delta N' + \Delta N'' + \Delta N''' + N_{AF}$$

производилось методом расчета изменений экономичности тепловых электростанций при вариации их тепловой схемы, основанном на приме-

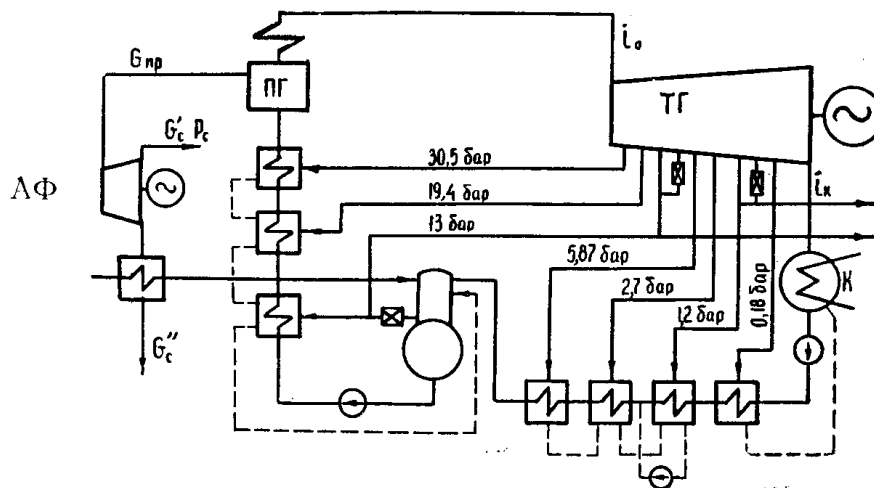


Рис. 1. Тепловая схема теплосиловой установки с турбиной типа ПТ-50-130/13 и барабанным парогенератором. АФ— турбина адиабатического фазообразования

нении коэффициентов изменения мощности [2]. Правильность применения этого метода в данном случае может быть обоснована тем, что в схему вводится относительно малое количество тепла и рабочего тела, не приводящее к изменению коэффициентов изменения мощности.

На рис. 2 и рис. 3 представлены результаты расчетов относительной величины приращения мощности $\delta N/N^H$ при полном использовании тепла непрерывной продувки для различных η_{oi} и $\bar{h}_i = f(P_c^i)$. Относительный использованный теплоперепад определяется как

$$\bar{h}_i = \frac{i_0 - i_i}{i_0 - i_k},$$

где

i_0 — энтальпия пара перед турбиной;

i_i — энтальпия пара в отборе с давлением P_c^i ;

i_k — энтальпия пара на входе в конденсатор.

Из рис. 2 видно, что при постоянном давлении в сепараторе величина дополнительного выигрыша от установки турбины АФ прямо пропорциональна ее η_{oi} . Характер изменения величины выигрыша от давления в сепараторе (рис. 3) при неизменном η_{oi} более сложен и зависит от места ввода в схему тепла концентрата непрерывной продувки, от структуры схемы регенерации.

Проделанная работа позволяет сделать следующие выводы:

1. Замена расширителя непрерывной продувки турбиной АФ всегда приводит к энергетическому выигрышу, если ее внутренний относительный к. п. д. больше нуля.

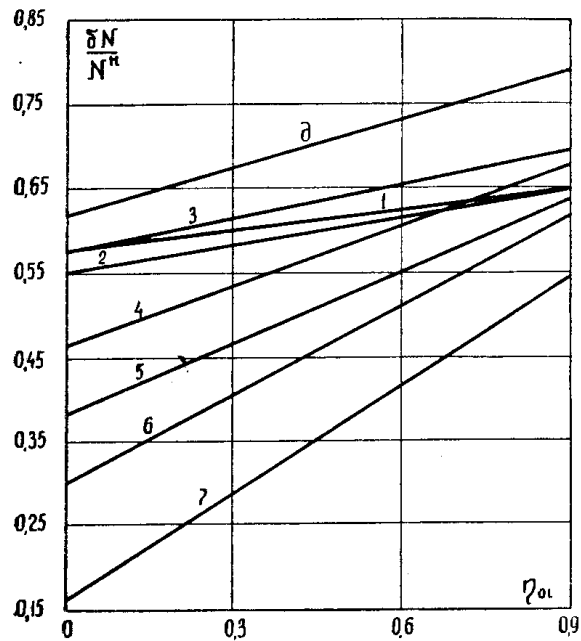


Рис. 2. Зависимости относительных приростов мощности в процентах от относительного внутреннего к. п. д. турбины АФ: 1.— $P_c = 30,5$ бар, 2.— $P_c = 19,4$ бар, 3.— $P_c = 13$ бар, 4.— $P_c = 5,87$ бар, 5.— $P_c = 2,7$ бар, 6.— $P_c = 1,2$ бар, 7.— $P_c = 0,18$ бар, δ — $P_c = 5,9$ бар (сброс пара из турбины АФ в деаэрактор)

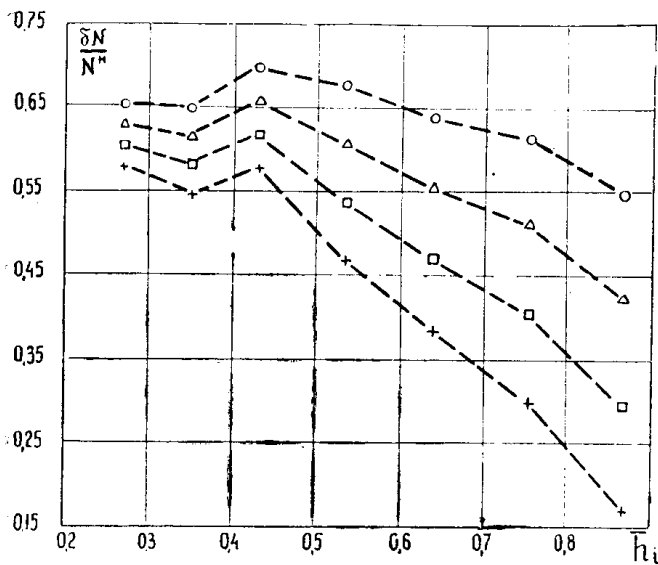


Рис. 3. Зависимость относительных приростов мощности в процентах от величины относительного использования теплосепара отбора пара при различных η_{oi} турбины АФ: + — $\eta_{oi} = 0$; \square — $\eta_{oi} = 0,3$; Δ — $\eta_{oi} = 0,6$; \circ — $\eta_{oi} = 0,9$

2. Величина дополнительного выигрыша прямо пропорциональна внутреннему относительному к. п. д. турбины АФ и расходу продувочной воды.

3. Дополнительный выигрыш от замены расширителя турбиной АФ растет с уменьшением давления в сепараторе.

ЛИТЕРАТУРА

1. С. В. Положий. Паросиловые циклы с адиабатическим парообразованием. Известия ТПИ. Т. 150, Томск, 1968.

2. Я. М. Рубинштейн, М. И. Щепетильников. Расчет влияния изменений в тепловой схеме на экономичность электростанций. М., 1969.

3. Д. П. Елизаров. Теплоэнергетические установки электростанций. М., 1967.
