

К ВЫБОРУ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ОТБОРОВ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

Канд. техн. наук, доц. ЯКОВЛЕВ Б. В.

РУП «БелНИПИэнергопром»

Правильно выбранные с учетом режимных и конструктивных факторов расчетные параметры теплофикационных отборов у вновь создаваемых и реконструируемых турбин должны обеспечивать наибольшую эффективность их использования на протяжении года в конкретной системе централизованного теплоснабжения, что является непростой теоретической и практической задачей.

Без проведения специальных исследований в [1–3] предлагалось принимать расчетное давление в отопительных отборах по режиму средней либо наименьшей за отопительный сезон температуры сетевой воды и полной тепловой нагрузке турбины, составляющей около половины максимальной нагрузки, которая приходится на расчетную наружную температуру отопления $t_{н.о}^p$ (рис. 1). Примерно такой же подход используют и западные турбостроительные фирмы [4], где тепловая нагрузка турбины в расчетном режиме составляет 75 % от номинальной.

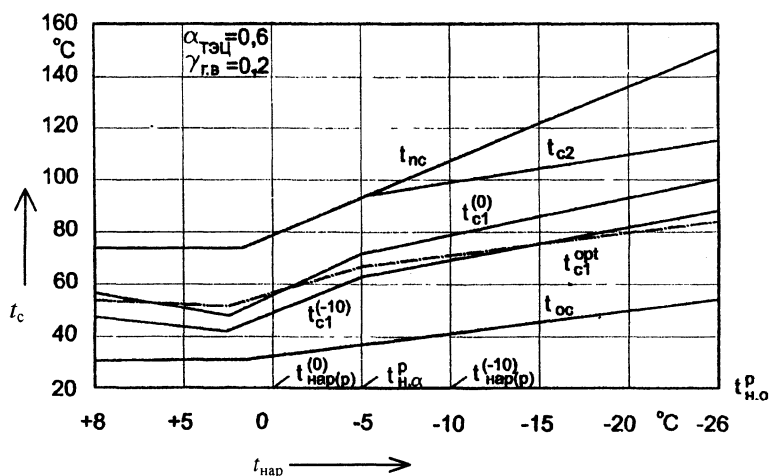


Рис. 1. Изменение подогрева сетевой воды по ступеням при выборе расчетных параметров отопительных отборов турбины по температуре наружного воздуха $t_{нар(p)} = \pm 0$ и -10 °C:

$t_{ос}$, t_{c1} , t_{c1}^{opt} , t_{c2} , t_{nc} — температура сетевой воды соответственно обратной, после первой ступени при действительном и оптимальном подогревах, после второй ступени подогрева и прямой; $t_{н.о.}^p$, $t_{н.а.}^p$ — расчетная наружная температура максимальной нагрузки отопления и включения пиковых котлов; $\alpha_{тэц}$ — коэффициент теплофикации; $\gamma_{г.в}$ — доля нагрузки горячего водоснабжения от нагрузки отопления

В [5] предложен метод аналитического определения параметров отопительных отборов, в котором за расчетный принимается режим равного подогрева сетевой воды по ступеням при температуре наружного воздуха,

соответствующей половинному значению приведенного по тепловой нагрузке числа часов работы турбины со ступенчатым подогревом сетевой воды. Основными характеристиками теплофикационного отсека (между отборами), определяющими выбор расчетных параметров отопительных отборов, являются средневзвешенная за этот период величина объемного расхода пара на выходе из отсека $(Dv_2)_{cp}^{то}$ и обусловленный им теплоперепад на отсек $H_{cp}^{то} = f(Dv_2)_{cp}^{то}$.

Однако метод [5] не раскрывает влияния внешних режимных факторов системы теплоснабжения и конструктивных особенностей турбины на выбор расчетных параметров теплофикационных отборов, т. е. не отражает, как в итоге они влияют на эффективность работы турбоустановки. Нами разработаны универсальный вариантно-аналитический метод подобных исследований, охватывающий множество влияющих факторов, и практические рекомендации по выбору параметров теплофикационных отборов.

Для термодинамического и структурного проектирования теплофикационной турбины с отопительными отборами пара прежде всего принимаются следующие основополагающие условия:

- тип турбоустановки – противодавленческая (ТР) с отборами и конденсационной частью (Т);
- конструктивное выполнение отопительных отборов (в одном либо разных потоках пара);
- абсолютная величина тепловой мощности (нагрузки) турбины и отношение электрической мощности к тепловой при различных нагрузках;
- коэффициент использования расчетной (номинальной) мощности турбоустановки в переходный (осенне-весенний) период;
- годовой интегральный график продолжительности стояния температуры наружного воздуха для заданной климатической зоны (рис. 2а);
- годовой интегральный график отопительно-вентиляционной и горячей водной нагрузок (рис. 2б);
- годовой график изменения температуры прямой и обратной сетевой воды в системе теплоснабжения (соответственно и давления в отборах) в зависимости от температуры наружного воздуха (рис. 2в).

Наши исследования и апробация методики выполнены применительно к турбоустановкам типа ТР и Т электрической мощностью 100 МВт и тепловой 186 МВт с начальными параметрами пара 12.8 МПа, 565 °С, с двумя отопительными отборами пара, расположенными в одном потоке проточной части турбины. Расчет переменных режимов турбоустановки и установление оптимальных параметров отопительных отборов проводились с использованием [6]. Для получения обобщенных рекомендаций по выбору параметров отборов с учетом всего комплекса влияющих факторов, как уже отмечалось, применены вариантный и аналитический методы исследований.

Вариантный метод выбора расчетных параметров отборов [7] состоит в том, что за расчетный режим турбины на температурном графике системы теплоснабжения (рис. 1) принимается последовательно режим, соответствующий температурам наружного воздуха $t_{нар(р)} = \pm 0, -1, -2$ °С и т. д. (с интервалом в один градус). При этом расчетные параметры отборов

и относящейся к ним проточной части турбины для каждого варианта находятся из условия равного подогрева сетевой воды по ступеням при заданной тепловой нагрузке турбины. Это – давление пара в отборах, объемный расход пара, теплоперепад и КПД предотборного (верхнего) и межотборного (теплофикационного) отсеков.

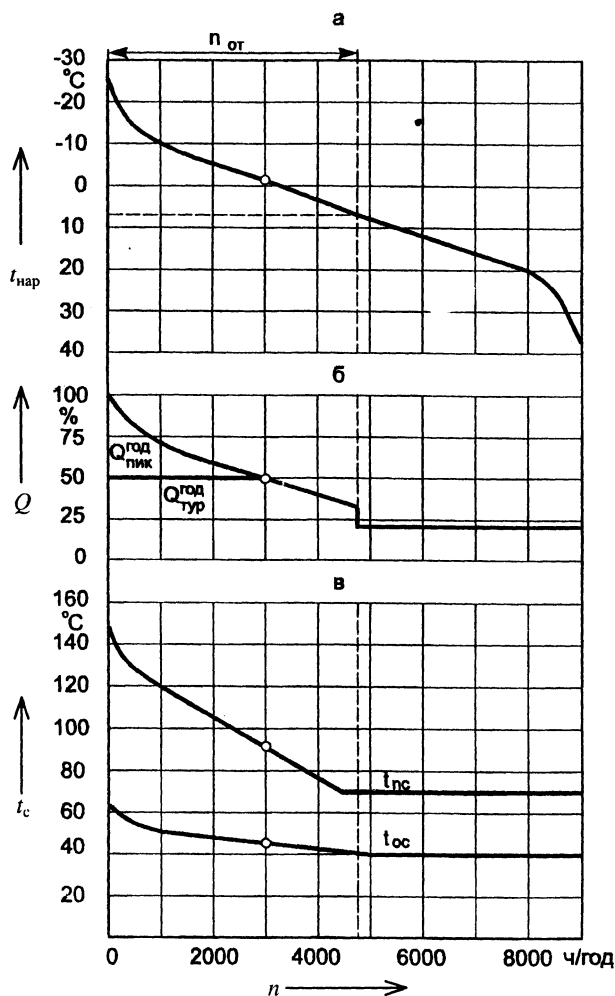


Рис. 2. Типичные годовые графики: а – температура наружного воздуха; б – тепловая нагрузка; в – температура сетевой воды; $Q_{тур}^{год}$, $Q_{пик}^{год}$ – годовой отпуск теплоты от турбины и пикового источника; $t_{нс}$, $t_{ос}$ – температура прямой и обратной сетевой воды; n – годовая продолжительность; $n_{от}$ – отопительный период; \circ – расчетная точка отборов турбины ($\alpha_{ТЭЦ}^{нас} = 0,5$)

Далее рассчитываются режимы работы турбины в течение отопительного периода (при различных температурах наружного воздуха с интервалом ± 5 °C), строятся графики изменения мощности турбины в зависимости от температуры наружного воздуха и выработки электрической энергии за отопительный период.

Так исследуются все варианты выбора расчетных параметров при различных $t_{нар(р)}$. В результате их сопоставления по выработке электроэнергии за отопительный период выявлялся оптимальный вариант (по максимуму

выработки), соответствующий расчетному режиму проектирования прочной части турбины в рассматриваемых условиях.

Как показано в [8], максимальный эффект от ступенчатого подогрева сетевой воды возможен лишь при поддержании оптимального подогрева по ступеням на протяжении всего отопительного периода (линия t_{c1}^{opt} (— · —) рис. 1). Однако у турбин с отопительными отборами, выполненными в одном потоке пара, это не осуществимо, и действительный подогрев происходит по линии t_{c1} , отклонение которой от оптимальной t_{c1}^{opt} зависит от принятых расчетных параметров отборов (парового сопротивления теплофикационного отсека). Для иллюстрации на рис. 1 нанесены линии $t_{c1}^{(0)}$ и $t_{c1}^{(-10)}$, расположение которых обусловлено выбором расчетных параметров отборов соответственно при $t_{нар(р)} = \pm 0$ и -10 °С. Для расчетных режимов, принятых в интервале температур $\pm 0 \dots -10$ °С, линии t_{c1} займут промежуточное положение, по-разному влияя на величину выработки электроэнергии за отопительный период.

В целом, выполненные вариантным методом исследования показали, что наибольшая выработка электроэнергии турбиной за отопительный период достигается при выборе расчетных параметров отборов для ступенчатого подогрева сетевой воды по режиму, соответствующему наружной температуре включения пиковых котлов $t_{н.отб}^p = t_{н.а}^p$ (рис. 1), т. е. по режиму полной загрузки отборов турбины при минимальных для заданных условий давлениях пара в отборах и равном подогреве сетевой воды по ступеням.

Этот вывод правомерен для различных температурных графиков системы теплоснабжения (долей нагрузки горячего водоснабжения $\gamma_{г.в}$), значений часового коэффициента теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}^{час}$ и климатических условий. Необходимо отметить, что в области наружной температуры $t_{н.а}^p$ экстремум функции $\mathcal{E}_{от} = f(t_{н.отб}^p)$ имеет небольшую пологость и при отклонении расчетной наружной температуры $t_{н.отб}^p$ выбора параметров отборов на $1 \dots 1,5$ °С от $t_{н.а}^p$ изменение выработки электроэнергии составляет $0,01 \dots 0,03$ %, что не влияет на конечный результат. Отсюда и следует сформулированный выше обобщенный практический вывод по выбору параметров отопительных отборов.

Таким образом, расчетная наружная температура выбора параметров отопительных отборов турбины типа ТР может быть найдена из выражения

$$t_{н.отб}^p = t_{вн}^p - [\alpha_{ТЭЦ}^{час} (1 + \gamma_{г.в}) - \gamma_{г.в}] (t_{вн}^p - t_{н.о}^p), \text{ °С}, \quad (1)$$

где $t_{вн}^p$ – расчетная температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С. (Остальные обозначения – на рис. 1 и в тексте.)

В турбине типа Т, помимо общих факторов, на выбор параметров отопительных отборов оказывают влияние характеристика ЧНД (часть низкого давления) [9] и режим использования конденсационного потока. В зави-

симости от числа часов использования номинальной (расчетной) мощности турбоустановки в переходный период (осенне-весенний) расчетная наружная температура выбора оптимальных параметров отопительных отборов в турбине Т в среднем на 1,5...2 °С выше температуры включения пиковых котлов. Однако такое отклонение не оказывает заметного практического влияния на общий результат оптимизации параметров, поэтому как в турбине ТР, так и в турбинах Т и ТК (с развитой конденсационной частью) «базовый» режим для выбора параметров отопительных отборов – режим на температурном графике системы теплоснабжения, соответствующий температуре наружного воздуха $t_{н.α}^p$.

Аналитический метод выбора расчетных параметров отборов. Как показали исследования выбора расчетных параметров отопительных отборов турбин на основе вариантного метода, определяющими здесь являются продолжительность стояния в отопительный период характерных температур наружного воздуха и связанных с ними температур прямой $t_{пс}$ и обратной $t_{ос}$ сетевой воды (расчетные значения $t_{пс}^p$ и $t_{ос}^p$ на температурном графике системы теплоснабжения характеризуются структурой тепловых нагрузок, в частности долей нагрузки горячего водоснабжения $\gamma_{г.в}$), а также величина тепловой нагрузки, покрываемая турбиной (характеризуется расчетными значениями часового и годового коэффициентов теплофикации – $\alpha_{ТЭЦ}^{час}$, $\alpha_{ТЭЦ}^{год}$).

График изменения этих параметров во времени (за отопительный период) носит интегральный характер (рис. 2). Поэтому задача выбора параметров отопительных отборов в турбине по сути является вероятностной и имеет аналитическое решение по указанным критериям.

Для данного климатического района температурный график системы теплоснабжения, электрическая и тепловая мощности турбины, расчетные значения $\gamma_{г.в}$, $\alpha_{ТЭЦ}^{час}$, $\alpha_{ТЭЦ}^{год}$ являются заданными и в аналитической зависимости

$$t_{н.отб}^p = f(t_{нар(p)}, \gamma_{г.в}, \alpha_{ТЭЦ}^{час}, \alpha_{ТЭЦ}^{год}), \quad (2)$$

характеризующей расчетную наружную температуру выбора параметров отборов, задача сводится к нахождению представительной (среднеинтегральной) температуры наружного воздуха $t_{нар(p)}$.

Согласно [10], распределение значений температур наружного воздуха в холодный период можно описать с помощью логнормального распределения вероятностей. Это значит, что частоту реализации P температуры наружного воздуха (T_a) можно представить в виде

$$P(T \leq T_a) = \frac{1}{\sigma_{\ln T_a} \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\ln T_a} \exp\left(-\frac{(\ln T - \ln T)^2}{2\sigma_{\ln T}^2}\right) d(\ln T). \quad (3)$$

А температуру, имеющую вероятность реализации $(1 - P)$, можно определить по выражению [11, 12]

$$T_{(1-P)} = \frac{\bar{T}}{\sqrt{1+V^2}} e^{z_{1-2P} \sqrt{2 \ln(1+V^2)}}. \quad (4)$$

Здесь $T_{(1-P)}$ – температура, вероятность превышения которой равна P ; \bar{T} – среднееарифметическое значение температуры на рассматриваемом интервале; $V = \sigma/\bar{T}$ – коэффициент вариации; $\sigma^2 = \frac{\sum_i (\bar{T} - T_i)^2}{n-1}$ – дисперсия выборки; z_{1-2P} – аргумент уравнения $\text{erf}(z) = 1 - 2P$, где $\text{erf}(z) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-t^2} dt$ – интеграл вероятностей.

Определенная по (4) температура, соответствующая вероятности превышения ее P , характеризует возможную область наружной температуры $t_{\text{нар}(P)}$ для выбора параметров отборов турбины, исходя только из климатического фактора. Причем нахождение $T_{(1-P)}$ – достаточно трудоемкий процесс.

Конкретные значения наружной температуры для выбора параметров отборов $t_{\text{н.отб}}^P$, как указывалось ранее, зависят также от режимных факторов использования турбины на протяжении отопительного периода (года), к которым, прежде всего, относятся часовой $\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{час}}$ и годовой $\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}}$ коэффициенты теплофикации, а также структура покрываемой расчетной тепловой нагрузки горячего водоснабжения $Q_{\text{г.в}}^P$ и отопления Q_0^P .

Величины $\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}}$ и $\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{час}}$ связаны интегральной зависимостью

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}} = \alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{час}} \frac{h_{\text{тур}}}{h_{\text{ТЭЦ}}} = \frac{Q_{\text{тур}}^{\text{год}}}{Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}}} = \frac{Q_{\text{тур}}^P h_{\text{тур}}}{Q_{\text{ТЭЦ}}^P h_{\text{ТЭЦ}}}, \quad (5)$$

где $h_{\text{тур}} = \frac{Q_{\text{тур}}^{\text{год}}}{Q_{\text{тур}}^P}$ – годовое число часов использования номинальной (расчетной) тепловой мощности отопительных отборов турбины $Q_{\text{тур}}^P$ при годовом отпуске теплоты от нее $Q_{\text{тур}}^{\text{год}}$; $h_{\text{ТЭЦ}} = \frac{Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}}}{Q_{\text{ТЭЦ}}^P}$ – годовое число часов использования номинальной (расчетной) тепловой мощности ТЭЦ $Q_{\text{ТЭЦ}}^P$ при годовом отпуске теплоты от нее $Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}}$:

$$Q_{\text{ТЭЦ}}^P = Q_{\text{тур}}^P + Q_{\text{пик}}^P; \quad (6)$$

$$Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}} = Q_{\text{тур}}^{\text{год}} + Q_{\text{пик}}^{\text{год}}, \quad (7)$$

где $Q_{\text{пик}}^P$, $Q_{\text{пик}}^{\text{год}}$ – расчетная тепловая мощность пикового источника и годовой отпуск теплоты от него (рис. 2б).

При одной и той же нагрузке отопления в различных климатических зонах относительная нагрузка горячего водоснабжения $\gamma_{г.в} = \frac{Q_{г.в}^p}{Q_o^p}$ будет отличаться, что может быть оценено по формуле [13]

$$\gamma_{г.в} = 0,246 + \frac{t_{н.о}^p}{447,5 - 4,1t_{н.о}^p} . \quad (8)$$

Произведя математические преобразования и упрощения, получено следующее эмпирическое выражение для определения $t_{н.отб}^p$:

$$\left(\frac{8 - t_{н.отб}^p}{8 - t_{н.о}^p} \right)^{\frac{1}{x}} = \frac{\alpha_{ТЭЦ}^{час}}{\alpha_{ТЭЦ}^{год}} (1 + \gamma_{г.в}) , \quad (9)$$

где δ – температура наружного воздуха, соответствующая началу отопительного периода; x – величина, постоянная для конкретной климатической зоны.

Или, преобразуя (9) относительно искомого параметра $t_{н.отб}^p$, получим

$$t_{н.отб}^p = 8 - (8 - t_{н.о}^p) \left[\frac{\alpha_{ТЭЦ}^{час}}{\alpha_{ТЭЦ}^{год}} (1 + \gamma_{г.в}) \right]^x . \quad (10)$$

В подтверждение действенности аналитического метода выбора параметров отопительных отборов турбины в табл. 1 показаны значения $t_{н.отб}^p$, найденные по (1) и (10) для трех климатических зон [14]: мягкий морской климат (Одесса); средняя полоса России (Москва); резко континентальный климат Сибири (Иркутск).

Как видно (табл. 1), температуры $t_{н.отб}^p$, найденные по (1) и (10), являются близкими, что свидетельствует о достоверности принятых методов выбора параметров отборов.

Таблица 1

Значения $t_{н.отб}^p$, найденные вариантным по (1) и аналитическим по (10) методами

Город	$t_{н.о}^p, ^\circ\text{C}$	x	$\alpha_{ТЭЦ}^{час} = 0,6$		$\alpha_{ТЭЦ}^{час} = 0,5$	
			$t_{н.отб}^p, ^\circ\text{C}$		$t_{н.отб}^p, ^\circ\text{C}$	
			(1)	(10)	(1)	(10)
Москва	-26	4,25	-4,9	-5,1	+0,4	+0,6
Одесса	-15	5,0	+0,3	+0,5	+4,4	+4,2
Иркутск	-35	3,63	-10,6	-11,1	-4,0	-3,6

Далее по известной температуре $t_{н.отб}^p$, заданному температурному графику системы теплоснабжения и другим исходным данным производится выбор расчетных параметров отопительных отборов (проточной части) турбины и рассчитываются режимы ее работы на протяжении отопительного периода (года) таким же образом, как в вариантном методе выбора параметров отборов.

ВЫВОДЫ

1. Предложенные методические подходы к выбору оптимальных (расчетных) параметров отопительных отборов турбин со ступенчатым подогревом сетевой воды могут быть использованы как при создании новых теплофикационных турбин, так и при превращении действующих конденсационных турбин в теплофикационные.

2. При создании турбины только одной модификации, так называемой «базовой», с некоторыми стандартными параметрами отопительных отборов пара необходимо выявить средние условия их выбора. Вместе с тем, учитывая значительное различие реальных условий, определяющих выбор оптимальных параметров отопительных отборов, целесообразно иметь две-три модификации турбоустановки одной мощности, отличающиеся только расчетными параметрами отопительных отборов пара (характеристикой теплофикационного отсека), что мало сказывается на стоимости турбоустановки и быстро окупается. При этом целесообразность применения той или иной модификации обосновывается соответствующими технико-экономическими расчетами, учитывающими местные особенности.

3. Выбор оптимальных параметров отопительных отборов пара у проектируемых турбин по критерию максимума выработки электроэнергии на тепловом потреблении за отопительный период (год) вполне правомерен, поскольку диапазон варьирования параметров отборов практически не влияет на конструктивное выполнение проточной части и соответственно стоимость турбоустановки, т. е. в данной оптимизационной задаче термодинамический и экономический оптимумы совпадают.

ЛИТЕРАТУРА

1. Левенталь Г. Б. Относительная эффективность рациональных теплофикационных турбин с отопительными отборами пара // Теплоэнергетика. – 1959. – № 4.
2. Таранов Б. П. Эффективность теплофикационных паровых турбин // Теплоэнергетика. – 1962. – № 4.
3. Чувилкин М. П. Наивыгоднейшие параметры и количество отборов у многоотборных турбин с вакуумным противодавлением // Электрические станции. – 1962. – № 7. – С. 33–38.
4. Mühlhölzer H. Heizzurbinen, ein Beitrag zur besseren Ausnützung der Drimärenergie / Brown Boveri Mittellilungen, 1982.
5. Бененсон Е. И., Иоффе Л. С. Теплофикационные паровые турбины / Под ред. Д. П. Бузина. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 272 с.
6. Яковлев Б. В. Методика исследования на ЭЦВМ переменных режимов турбоустановки с двумя отопительными отборами пара // Теплоэнергетика. – Мн., 1970. – Вып. 1. – С. 206–210.
7. Яковлев Б. В. Исследование выбора мест отопительных отборов пара у турбин со ступенчатым подогревом сетевой воды с учетом влияния различных факторов // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений). – 1969. – № 8. – С. 61–66.

8. Яковлев Б. В. Эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды у современных турбин // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 1969. – № 5. – С. 49–54.

9. Леонков А. М., Качан А. Д. Выбор расчетных характеристик части низкого давления теплофикационных турбин // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энергетических объединений СНГ). – 1969. – № 5. – С. 43–48.

10. Научно-прикладной справочник по климату СССР. Многолетние данные. Белорусская ССР. – Л.: Гидрометеоздат, 1987. – С. 302.

11. Кендалл М. Дж., Стюарт А. Теория распределений. – М.: Наука, 1966. – 587 с.

12. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1977. – С. 832.

13. Россиевский Г. И., Аршакян Д. Т. Влияние климатических условий на показатели, определяющие энергетическую эффективность теплофикации городов // Электрические станции. – 1962. – № 11. – С. 21–25.

14. СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика. – М.: Стройиздат, 1983.

Представлена научной секцией
НТС РУП «БелНИПИэнергопром»

Поступила 7.02.2002

УДК 621.165

АППРОКСИМАЦИЯ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЭЦ

Канд. техн. наук, доц. ПАЩЕНКО А. В., инж. ПОПОВА Ю. Б.

Белорусская государственная политехническая академия

При решении задачи межстанционной оптимизации режимов энергосистемы часто используют принцип энергетического эквивалентирования [1, 2], который позволяет отказаться от рассмотрения отдельных агрегатов каждой электростанции, входящей в состав энергосистемы, и определять целую электростанцию как эквивалентный агрегат. В свою очередь, энергетическое эквивалентирование базируется на принципе оптимальности динамического программирования (он также известен как «принцип Беллмана»). Суть этого принципа можно изложить следующим образом: какая бы суммарная мощность (тепловая, электрическая) ни была задана группе агрегатов, она должна быть распределена внутри группы оптимально.

Таким образом, для решения задачи межстанционной оптимизации необходимо, прежде всего, наличие оптимальной эквивалентной характеристики (ОЭХ) каждой станции энергосистемы. Получить такие характеристики можно в результате решений задач внутростанционной оптимизации на интервалах изменения тепловой и электрической нагрузок.

В [3, 4] были предложены методики (на основе метода динамического программирования) и программное обеспечение (ПО), позволяющие решить задачи внутростанционной оптимизации и построения оптимальной эквивалентной характеристики ТЭЦ при работе теплофикационных турбин по электрическому и тепловому графикам. Полученная таким образом