



ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕЙ МОЩНОСТИ ТЭЦ С ГРАДИРНЯМИ

БОГДАНОВ А. Б., инж.

ОМСКАЯ ТЭЦ-5

При долгосрочном и оперативном планировании режимов работы ТЭЦ необходимо определять рабочую мощность станции. Это весьма сложная задача, так как необходимо просчитывать много вариантов и учитывать большое число факторов: состав основного теплосилового оборудования; тепловые нагрузки (расход горячей воды на отпущенное население и собственные нужды ТЭЦ, расход пара давлением 8—13 кгс/см² промышленными потребителями и на собственные нужды ТЭЦ); состав оборудования системы циркуляционного водоснабжения (градирни, циркуляционные насосы, трубопроводы); метеорологические факторы, влияющие на охлаждающую способность градирен (температура и влажность наружного воздуха).

При таком объеме факторов невозможно достаточно оперативно и однозначно учитывать их влияние на рабочую мощность станции. В статье приведена методика расчетов и построения графиков практического оперативного определения рабочей мощности ТЭЦ по фактическому составу оборудования с учетом его состояния в зависимости от внешних факторов: тепловых нагрузок и метеорологических условий.

В основу расчета положены методические указания по определению обеспеченности электрической мощности электростанции циркуляционными системами водоснабжения.

Ограничительными факторами, не позволяющими брать дополнительную электрическую нагрузку в летнее время, являются максимально допустимая температура охлаждающей воды, поступающей на газомаслоохладители (не более 33°C); максимально допустимое давление отработанного пара, сбрасываемого в конденсаторы турбин (не более 0,12 кгс/см²).

Расчеты выполняются с использованием результатов измерения фактических параметров работы градирен, конденсаторов, а также на основании нормативных характеристик работы основного оборудования с использованием специальной номограммы (см. рисунок). Рассмотрим порядок ее построения на примере Омской ТЭЦ-5.

В правом верхнем квадранте строится зависимость приведенной температуры наружного воздуха $\theta_{н.р}$ от фактической температуры θ_n и влажности наружного воздуха ϕ . Основанием для расчета и построения указанного графика является нормативная характеристика градирни БГ-2600-70.

В левом верхнем квадранте приводится зависимость расчетного расхода тепла $Q_{гр}^{\Sigma}$, отводимого в градирни

№ 1, 2, 3, при принятых расходах циркуляционной воды по градирням $W_{гр}$ (по данным измерений при конкретном составе оборудования и тепловой схеме циркуляционного водоснабжения) от температуры наружного воздуха и температуры циркуляционной воды $t_{ц.в}$ на выходе из градирен:

$$Q_{гр}^{\Sigma} = f(Q_n, t_{ц.в}, W_{гр}). \quad (1)$$

На графике отмечается линия предельно допустимой температуры для работы газомаслоохладителя турбин — 33°C. Одновременно наносятся линии вакуума в конденсаторах турбин σ_k при принятых расходах циркуляционной воды по конденсаторам W_k в зависимости от температуры охлажденной циркуляционной воды:

$$Q_k^{\Sigma} = f(t_{ц.в}, W_k, \sigma_k). \quad (2)$$

Построение графиков в левом верхнем квадранте требует наиболее тщательного анализа и внимания при расчетах. При фиксированном распределении циркуляционной воды между градирнями и конденсаторами необходимо учесть большое количество дополнительных факторов: температурные напоры в конденсаторах, поправки на плотность орошения в градирнях и на скорость наружного воздуха, фактическое состояние градирен, конденсаторов и т. д. (в сравнении с нормативным).

На основании энергетических характеристик турбин определяется энергетическая характеристика расхода тепла в конденсаторы турбин при различных сочетаниях электрических и тепловых нагрузок.

Рассчитывается характеристика типа:

$$Q_k^{\Sigma} = n_{ПТ-80} Q_{x.x}^{ПТ-80} + n_{Т-175} Q_{x.x}^{Т-175} + K_N N_3^{\Sigma} + K_{п.о} D_{п.о}^{\Sigma} + K_{т.о} Q_{т.о}^{\Sigma}, \text{ Гкал/4}. \quad (3)$$

Конкретно для ТЭЦ-5 в летний период получаем:

$$Q_k^{\Sigma} = n_{ПТ-80} 15,6 + n_{Т-175} 27,4 + 1,276 N_3^{\Sigma} - 0,2344 D_{п.о}^{\Sigma} - 0,7361 Q_{т.о}^{\Sigma}. \quad (4)$$

где $Q_{x.x}^{ПТ-80} = 15,6$ и $Q_{x.x}^{Т-175} = 27,4$, Гкал/ч — расход тепла на холостой ход турбин ПТ-80, Т-175; n — число турбин; $K_N = 1,276$ (Гкал/ч)/МВт — расход тепла в конденсаторах турбин на 1 МВт электрической нагрузки; $K_{п.о} = -0,2344$ (Гкал/ч)/т, $K_{т.о} = -0,7361$ (Гкал/ч)/Гкал — коэффициенты снижения удельного расхода тепла в конденсаторах при увеличении соответственно производственного отбора на 1 т/ч и теплофикационного отбора на 1 Гкал/ч.

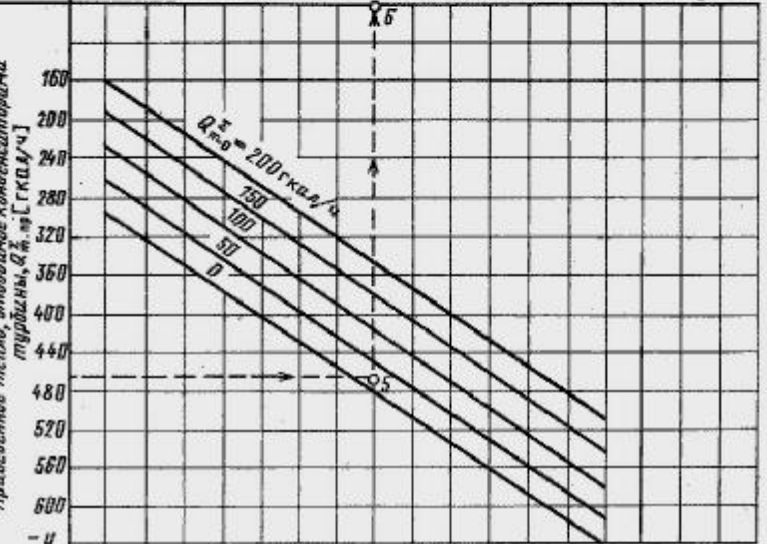
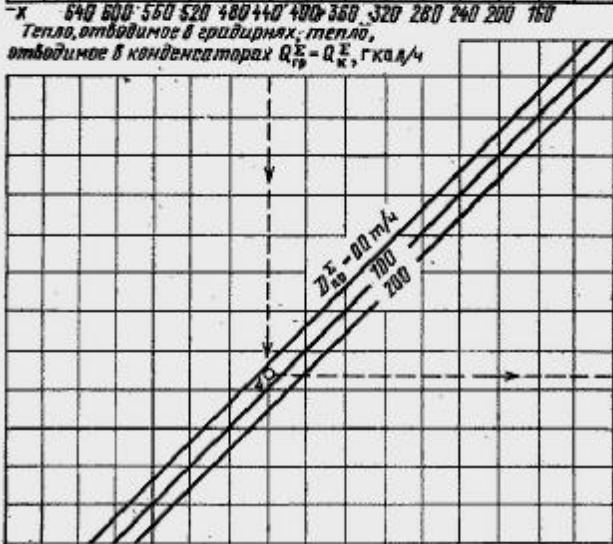
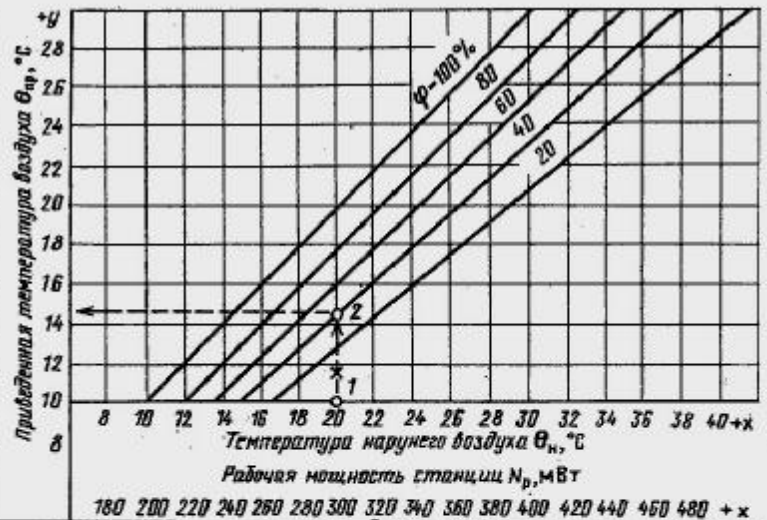
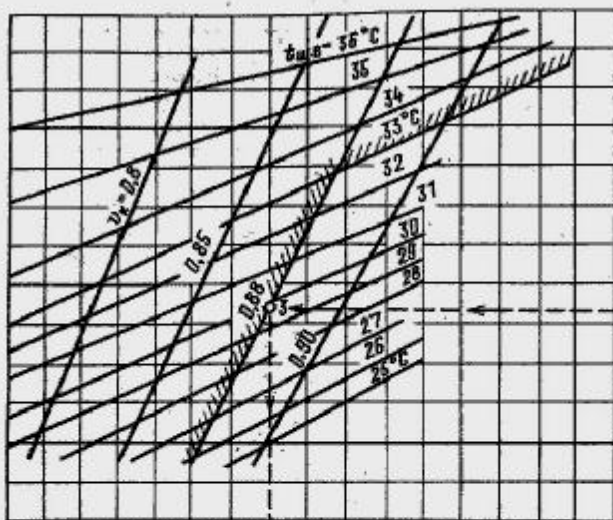
Для системы связи на аппаратуре 3-12Ф с первым вариантом частотного спектра оптимальными каналами из условия наименьшей расстройки частоты в них являются 1-й (для направления В — А) и 12-й (для направления А — В).

Выводы

1. В 12-канальной системе связи каналы обладают разными качественными показателями, которые в значительной мере влияют на надежность ТМ, организованной по такой системе. Каналы системы связи, спектр частот которых расположен в более низкой области линейного

спектра частот, обладают более высокой помехозащищенностью, имеют больший запас стабильности и меньшую частоту расстройки в канале за счет «ухода» частоты задающего генератора, поэтому эти каналы можно считать оптимальными для организации по ним ТМ связи.

2. Учет оптимальности каналов при проектировании может повысить надежность ТМ связи, организованной по каналам 12-канальных систем. Наибольший эффект применения оптимальных каналов достигается в системах связи, где ВЧ тракты подвержены гололедно-изморозевым отложениям.



Номограмма для графического определения рабочей мощности ТЭЦ при работе трех градирен с суммарным расходом охлаждающей циркуляционной воды 34 000 м³/ч, двух турбин Т-175/210 и одной ПТ-80/100:

θ_n — температура наружного воздуха; $\theta_{пр}$ — приведенная температура наружного воздуха; φ — относительная влажность наружного воздуха; $t_{п.в}$ — температура охлажденной циркуляционной воды на выходе из градирен; u_n — вакуум в конденсаторах турбин; $W_{гр}$, W_k — расход охлаждающей воды градирен, конденсаторов турбин; $Q_{гр}^{\Sigma}$, Q_k^{Σ} — суммарное тепло, отводимое в градирнях и конденсаторах турбин; $\Delta t_{ПСГ}$ — нагрев сетевой воды в теплофикационных подогревателях ПСГ турбин; $D_{п.о}^{\Sigma}$ — суммарный расход пара производственного отбора турбин; N_p — суммарная рабочая мощность станции; $Q_{т.о}^{\Sigma}$ — суммарная выработка тепла теплофикационными подогревателями ПСГ турбин

Энергетические характеристики расхода тепла в конденсаторах турбин определяются по фактическому режиму и сравниваются с нормативными режимами. Анализируются причины расхождений.

В левом нижнем квадранте номограммы вводится поправка на уменьшение расхода тепла в конденсаторах турбин Q_k^{Σ} за счет увеличения расхода пара производственного отбора $D_{п.о}^{\Sigma}$ потребителям пара и на собственные нужды.

В правом нижнем квадранте приводится итоговая зависимость максимальной электрической мощности станции N^{Σ} от теплофикационной нагрузки и расхода тепла на градирни.

С помощью вспомогательного графика можно оперативно определять степень циркуляции и нагрева сетевой воды в подогревателях турбин.

В таблице представлены результаты расчетов шести

различных вариантов режима работы электростанции с турбинами ПТ-80 (одна) и Т-175 (две) и тремя градирнями. Расход охлажденной воды в них $W_{гр} = 34\,000$ м³/ч, расход горячей воды составляет 2500 т/ч при нагреве на 20°C, расход пара давлением 8—13 кгс/см² — 50 т/ч.

Температура и влажность наружного воздуха, а также вакуум в конденсаторах турбин весьма существенно влияют на рабочую мощность электростанции, изменяя ее от 185 до 460 МВт.

Влияние изменения относительной влажности при постоянной температуре наружного воздуха составляет:

$$\frac{\Delta N}{\Delta \varphi} = 0,6 \div 0,8 \text{ МВт/1\% влажности};$$

влияние изменения температуры наружного воздуха при постоянной влажности:

$$\frac{\Delta N}{\Delta \theta} = 6,4 \div 8,4 \text{ МВт/1 } ^\circ\text{C};$$

Режим работы (вариант)	Температура наружного воздуха $\theta_n, ^\circ\text{C}$	Влажность наружного воздуха $\varphi, \%$	Приведенная температура наружного воздуха $\theta_{пр}, ^\circ\text{C}$	Тепло, отводимое в градирнях, $\sum Q_{гр}, \text{ гкал/ч}$	Температура циркуляционной воды $t_{ц.в.}, ^\circ\text{C}$	Рабочая мощность ТЭЦ $N_{\Sigma} = N_p, \text{ МВт}$
<i>Вакуум в конденсаторе $v_k = 0,9$</i>						
1	12	20	6,5	460	24,6	328
2	12	100	12	400	27	285
3	20	40	14,5	370	28,4	269
4	20	100	20	310	31,1	218
5	28	20	19,4	320	30,9	225
6	28	80	26	240	34 (недопустимо)	185
<i>Вакуум в конденсаторе $v_k = 0,88$</i>						
1	12	20	6,5	530	25,2	390
2	12	100	12	480	28,2	340
3	20	40	14,5	444	29,7	320
4	20	100	20	380	32,2	275
5	28	20	19,4	390	32	280
6	28	80	26	330	35,1 (недопустимо)	230
<i>Вакуум в конденсаторе $v_k = 0,85$</i>						
1	12	20	6,5	600	27	460
2	12	100	12	550	29,4	392
3	20	40	14,5	520	30,8	378
4	20	100	20	460	33,3	335 (недопустимо)
5	28	20	19,4	470	33,1	340 (недопустимо)
6	28	80	26	400	35,9	280 (недопустимо)

влияние изменения давления отработавшего пара:

$$\frac{\Delta N}{\Delta v} = 18 \div 30 \text{ МВт/1 \% вакуума.}$$

Таким образом, на основании более глубокого и детального анализа по отдельным составляющим возможно

и необходимо ввести дополнительные параметры, учитывающие нормативные и фактические показатели работы оборудования. Данный методический подход может быть основой для разработки алгоритма расчета с применением ЭВМ рабочей мощности ТЭЦ в зависимости от состава оборудования, тепловых нагрузок и метеорологических факторов.