

Одним из возможных способов сокращения содержания окислов азота в продуктах сгорания является применение рециркуляции топочных газов. Это снижает температуру факела и тем самым уменьшает образование окислов азота (рис. 2). В результате снижение выхода NO_x происходит за счет уменьшения образования термических окислов азота. Рециркуляция дымовых газов при двухступенчатом сжигании топлива является более эффективной, так как вследствие ступенчатого подвода воздуха снижается также выход топливных окислов азота.

Таким образом, предлагаемая кинетическая модель достаточно полно описывает процессы горения сернистого мазута и образования окислов азота и серы, а результаты расчетов хорошо согласуются с известными опытными данными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Изюмов М.А., Росляков П.В. Расчетные исследования образования окислов азота и серы при сжигании жидких и газообразных топлив // Изв. вузов. Энергетика. – 1981. – № 10. – С. 40–46.
2. Хантер С. Механизмы образования SO_3 в газовых турбинах // Энергет. машины и установки. – 1982. – № 1. – С. 26–35.
3. Басевич В.Я., Когарко С.М., Посвянский В.С. Кинетика реакций при распространении метано-кислородного пламени // Физика горения и взрыва. – 1975. – № 2. – С. 242–247.
4. Басевич В.Я., Когарко С.М., Посвянский В.С. Кинетика реакций при распространении метано-кислородного пламени // Физика горения и взрыва. – 1977. – № 2. – С. 193–200.
5. Франк-Каменецкий Д.А. Диффузия и теплопередача в химической кинетике. – М.: Наука, 1967. – С. 435.
6. Азатян В.В., Коган А.М., Нейгауз М.Г., Пороикова А.И., Александров Е.Н. Роль саморазогрева при горении водорода вблизи первого предела воспламенения // Кинетика и катализ, 1975. – Т. 16, вып. 3. – С. 577–585.

УДК 621.311.22

А.Д.КАЧАН, П.Н.ШИШЕЯ, канд.-ты техн.наук,
В.А.ГАНЖИН, М.А.ЛЕВАНОВИЧ,
А.В.БАЛАЕВ (БПИ)

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ОТБОРОВ ТУРБИН ТЭЦ

Критерием оптимального распределения тепловых нагрузок между турбинами базовых ТЭЦ одного уровня начальных параметров пара является, как правило, достижение максимума теплофикационной выработки электроэнергии.

Закономерность распределения отопительной нагрузки между отборами турбин зависит при этом от характера изменения относительного прироста теплофикационной мощности N_T по нагрузке отопительных отборов $Q_{от}$, т. е. от вида зависимостей

$$dN_T/dQ_{от} = f(Q_{от}). \quad (1)$$

Очевидно, что при падающем характере зависимостей (1), т. е. при невыпуклых характеристиках $N_T = f(Q_{от})$, отопительная нагрузка должна распреде-

латься из условия равенства приростов $dN_T/dQ_{от}$ для параллельно работающих турбин и наоборот. Так как $N_T = Q_{от} \cdot W_{от}$, то

$$dN_T/dQ_{от} = W_{от} + (dW_{от}/dQ_{от}) \cdot Q_{от}, \quad (2)$$

где $W_{от}$ — удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении.

Таким образом, определяющим фактором для характера зависимости (1) является влияние $Q_{от}$ на $W_{от}$.

Значение $W_{от}$ определяется из выражения

$$W_{от} = \frac{i_0 - i_{от}}{i_{от} - i'_{от}} (1 + e_T), \quad (3)$$

где i_0 , $i_{от}$ — энтальпия свежего пара и в отопительном отборе; $i'_{от}$ — энтальпия конденсата греющего пара; e_T — доля регенеративной выработки электроэнергии для теплофикационного потока пара.

Энтальпия пара в отборе $i_{от}$ и, соответственно, удельная выработка электроэнергии $W_{от}$ зависят, при прочих равных условиях, от режима работы турбины (ее нагрузки) и давления в регулируемом отборе $p_{от}$. При увеличении тепловой нагрузки, как правило, повышается кпд проточной части из-за увеличения общего расхода пара через турбину. При этом снижается энтальпия отбираемого пара $i_{от}$, что приводит к увеличению $W_{от}$. Одновременно при заданном расходе сетевой воды увеличивается давление в отопительном отборе $p_{от}$. Это следует из соотношения

$$t_n = t_{о.с} + Q_{от}/(G_{с.в} \cdot c_v) + \delta t_{сн}, \quad (4)$$

где t_n — температура насыщения греющего пара в сетевом подогревателе (СП), подключенном к данному отбору с нагрузкой $Q_{от}$; $t_{о.с}$ — температура сетевой воды перед СП; $G_{с.в}$ — расход сетевой воды через СП; c_v — удельная теплоемкость воды; $\delta t_{сн}$ — температурный напор в СП.

Как видно, с ростом $Q_{от}$ увеличивается t_n , следовательно, — и давление в отборе $p_{от}$.

Такой характер изменения $p_{от}$ предполагает при прочих равных условиях уменьшение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении при увеличении нагрузки отопительного отбора.

Исключение составляют случаи, когда давление пара в регулируемом отборе по техническим условиям поддерживается постоянным и большим, чем требуется из условия (4). Такие случаи характерны прежде всего для турбин с одноступенчатым отопительным отбором, когда $p_{от}^{min} = 0,07-0,12$ МПа, или при подключении отопительного отбора к коллектору пара собственных нужд.

Учитывая отмеченное влияние $Q_{от}$ на $W_{от}$, можно предположить в основном падающий характер зависимости (1). Чтобы выяснить действительный характер изменения $dN_T/dQ_{от}$, нами выполнены соответствующие расчеты для турбин Т-100-130. Расчеты проведены при различных значениях $G_{с.в}$ и $t_{о.с}$ со ступенчатым увеличением $Q_{от}$ от 80 до 190 МВт. Методика расчетного определения значений $dN_T/dQ_{от}$ состояла из следующих этапов.

1. При заданных $G_{с.в.}$, $t_{о.с}$ и $Q_{от}$ рассчитывалось действительное распределение подогрева воды по ступеням и определялись давления пара в нижнем p_1 и верхнем p_2 отопительных отборах и расходы пара G_1 и G_2 из отборов.

Расчеты проводились по методике [1] на основе совместного решения системы двух уравнений: теплового баланса нижнего сетевого подогревателя и уравнения Стодольи-Флюгеля для промежуточного отсека (ПО) турбины.

Расчеты выполнены при работе турбины с двухступенчатым подогревом сетевой воды и минимальным пропуском пара в конденсатор $G_{к}^{\min}$. При этом расход пара через промежуточный отсек $G_{по}$ определялся по выражению $G_{по} = G_1 + G_{к}^{\min}$.

2. Пользуясь полученными нами ранее [2] расходными характеристиками и характеристиками дополнительных потерь в отсеках турбины Т-100-130, определялась действительная энтальпия пара в верхнем i_2 и нижнем i_1 отопительных отборах:

$$i_2 = i_{2p} + \Delta l_{чвд} \cdot \kappa_{чвд} + \Delta l_{то};$$

$$i_1 = i_{1p} + \Delta l_{чвд} \cdot \kappa_{чвд} + \Delta l_{то} \cdot \kappa_{то} + \Delta l_{по},$$

где i_{1p} , i_{2p} — энтальпия пара в верхнем и нижнем отборах при расчетном значении внутреннего относительного кпд турбины; $\Delta l_{чвд}$, $\Delta l_{то}$, $\Delta l_{по}$ — дополнительные потери теплоты (против расчетного значения η_{ci}) в ЧВД, теплофикационном отсеке (ТО) (группе ступеней перед верхним отбором) и промежуточном отсеке турбины; κ — коэффициент возврата теплоты для соответствующего участка расширения пара.

3. Определялась средневзвешенная энтальпия пара в отборах

$$i_{от}^{ср} = \frac{i_2 G_2 + i_1 G_1}{G_2 + G_1}$$

и отвечающая ему внутренняя удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении $W_{от}$ в соответствии с выражением (3). Значение $W_{от}$ определялось без учета влияния регенеративной выработки (при $e_T = 0$), что практически не изменяет характер зависимости $W_{от} = f(Q_{от})$.

4. Построив графики изменения $W_{от}$ от $Q_{от}$ и получив графическим путем значения $dW_{от}/dQ_{от}$, из (2) определяли значения приростов теплофикационной мощности $dN_T/dQ_{от}$.

Результаты расчетов при $G_{с.в.} = 3500$ т/ч, $t_{о.с} = 50$ и 70 °С представлены на рис. 1. Как видно, в исследованном диапазоне изменения $Q_{от}$ приросты $dN_T/dQ_{от}$ при увеличении $Q_{от}$ уменьшаются. Причем, как показали расчеты при других значениях $G_{с.в.}$ и $t_{о.с}$, уменьшение этих приростов тем более существенно, чем меньше расход сетевой воды и ее температура.

Для проверки полученных результатов одновременно были выполнены расчеты энергетических характеристик турбины Т-100-130 на ЭВМ по разработанной нами программе. Расчеты проводились при переменных пропусках пара в конденсатор, т. е. при изменении мощности турбины от минимальной теплофикационной (при $G_{к} = G_{к}^{\min}$) до номинальной. Теплофикационная мощность турбины определялась при этом с учетом регенерации. Анализ данных

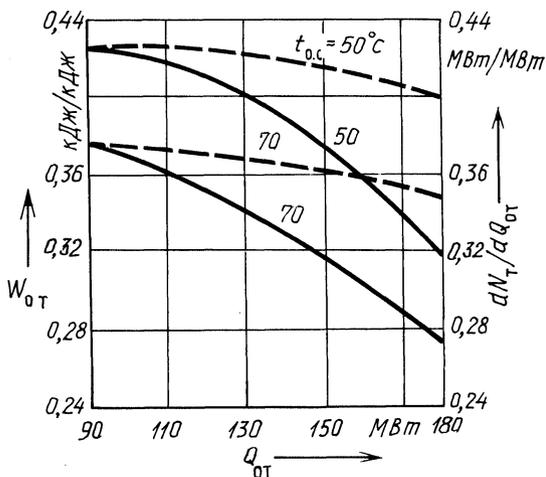


Рис. 1. Зависимость внутренней удельной выработки на тепловом потреблении $W_{от}$ (пунктирные линии) и прироста $dN_T/dQ_{от}$ (сплошные линии) от тепловой нагрузки турбины Т-100-130 при $G_{с.в} = 3500$ т/ч и $t_{0.c} = 50; 70^\circ C$.

расчетов показал, что переменный расход пара G_k незначительно изменяет вид зависимостей $N_T = f(Q_{от})$, а сами кривые $N_k = f(Q_{от})$ являются вогнутыми, т. е. имеют падающие значения прироста $dN_T/dQ_{от}$.

Такой характер изменения прироста $dN_T/dQ_{от}$ является, очевидно, общим для всех турбин, у которых давление в регулируемом отборе изменяется в соответствии с подогревом сетевой воды, т. е. в зависимости от $Q_{от}$.

Из полученных зависимостей $dN_T/dQ_{от} = f(Q_{от})$ следует, что для достижения максимума теплофикационной выработки электроэнергии при отпуске теплоты с горячей водой отопительная нагрузка между турбинами должна распределяться из условия равенства приростов $dN_T/dQ_{от}$ для параллельно работающих турбин. При этом нагрузка отборов турбин будет зависеть от расхода сетевой воды через их сетевые установки, температуры обратной сетевой воды, состояния сетевых подогревателей и других факторов.

В первом приближении условия равенства $dN_T/dQ_{от}$ для практического применения можно заменить равенством давления пара в отборах параллельно работающих турбин. При этом для турбин с двухступенчатым подогревом сетевой воды за определяющий параметр необходимо принимать средневзвешенное (по расходам пара) давление в отборах.

Поддерживание примерно одинакового давления в отопительных отборах турбин позволяет автоматически учитывать различие в теплогидравлических характеристиках тепломагистралей и сетевых установок, на которых работают рассматриваемые турбины, а также состояние (изменение $\delta t_{сн}$) сетевых подогревателей. Оптимальное распределение отопительных нагрузок обеспечивает существенный экономический эффект. Расчеты показывают, что при разности в расходах воды через сетевые установки турбин Т-100-130 около 15% (3500 и 4000 т/ч) распределение нагрузок между отопительными отборами в соответствии с полученным условием, вместо равномерного распределения, обеспечивает увеличение теплофикационной выработки электроэнергии в среднем на 1%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соколов Е.Я., Бунин В.С., Литвина С.З. Методика расчета переменных режимов работы теплофикационных турбин с многоступенчатым подогревом сетевой воды // Электр. станции. — 1970. — № 10. — С. 35–39. 2. Качан А.Д. Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций. — Минск, 1978. — 278 с.

УДК 66.047

Ю.А.МАЛЕВИЧ, канд.техн.наук,
В.П.МИХАЛЕВ (БПИ)

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ ДЛЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА СУШКИ ФАРФОРОВЫХ ИЗДЕЛИЙ В СУШИЛЬНО-ФОРМОВОЧНЫХ АГРЕГАТАХ ТИПА ЛСФ-6

Сушка является одной из наиболее ответственных операций при изготовлении фарфоровых изделий пластического формования. Она требует определенного режима допускаемых безопасных скоростей и температуры нагрева изделий.

Развитие сушильной техники в производстве фарфоровых изделий сейчас направлено на создание установок с непрерывным процессом сушки, применение новых эффективных и комбинированных способов энергоподвода, совмещение в одном агрегате процессов сушки и обжига изделий, разработку и осуществление импульсных режимов сушки, разработку оптимальных скоростных режимов сушки применительно к каждому виду изделий, рациональное использование вторичных энергоресурсов [1].

Из действующих сейчас в промышленности линий для изготовления чашек наиболее эффективна линия фирмы "Сервис" (Англия) [2, 3]. Она снабжена подвальночным сушилом с однорядным карусельным устройством, в гнездах которого размещаются 36 гипсовых форм. Формы с изделиями попадают под насадки сушильной камеры, через которые внутри изделий подается воздух, нагретый до 400–450 °С продуктами сжигания газа.

Отечественный сушильно-формовочный агрегат ЛСФ-6 снабжен сушилом с однорядным цепным транспортером с 72 позициями для гипсовых форм и трехъярусной сушильной камерой. Средняя температура газовой смеси, которая подается в полость изделий, равна 300 °С. Время сушки фарфоровых чашек с влагосодержанием от 26,5 до 21,5 % составляет 2,5–3 мин. Производительность агрегата равна 1200 шт/ч. Подача теплоносителя предусмотрена только со стороны открытой поверхности изделий. Энергоподвод к форме невозможен из-за низкой термической стойкости гипсовых форм.

Пористые металлические формы на основе бронзы, обладающие хорошими термическими свойствами (тепло- и теплопроводностью, термической стойкостью), позволяют применять двусторонний энергоподвод к системе пористая металлическая форма — фарфоровое изделие. В качестве теплоносителя, подводимого со стороны формы, целесообразно использовать нагретый воздух или газо-воздушную смесь, имеющую температуру 300–400 °С.