

А. Д. КАЧАН

РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

*Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве
учебного пособия для студентов высших учеб-
ных заведений специальности «Тепловые элек-
трические станции»*

МИНСК
«ВЫШЭЙШАЯ ШКОЛА»
1978

6П2.11
К30
УДК 621.311.22(075.8)

Рецензенты: кафедра «Теплоэнергетические установки» Ленинградского политехнического института и кафедра «Тепловые электрические станции» Ивановского энергетического института.

Качан А. Д.
К30 Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций: [Учеб. пособие для спец. «Тепловые электрич. станции»].— Мн.: Выш. школа, 1978.—288 с., ил.

Учебное пособие для специальности «Тепловые электрические станции». Рассматриваются режимы работы ТЭС, методы построения характеристик, основы эксплуатации и методы оптимизации режимов использования оборудования ТЭС в современных энергосистемах. Большое внимание уделяется вопросам переменных режимов работы паровых турбин и котлоагрегатов, прогрессивным методам эксплуатации и управления ТЭС, а также вопросам охраны окружающей среды. Пособие может быть полезным инженерно-техническим работникам ТЭС.

К $\frac{30311-160}{M304(05)-78}$ 78—78

6П2.11

© Издательство «Вышэйшая школа», 1978

ПРЕДИСЛОВИЕ

Быстрое увеличение установленной мощности тепловых электрических станций, рост неравномерности электропотребления, внедрение сверхкритических параметров пара и усложнение оборудования ТЭС обуславливают более высокие требования к качеству их эксплуатации. Основными требованиями являются обеспечение экономичной, надежной и безопасной работы ТЭС и защита окружающей среды. Для обеспечения высокой культуры и качества эксплуатации инженерно-технические работники и обслуживающий персонал ТЭС должны хорошо знать физические основы работы и устройство оборудования и уметь организовать оптимальные режимы его эксплуатации.

Тепловая электрическая станция как промышленное предприятие характеризуется специфическими особенностями, прежде всего непрерывностью работы по диспетчерскому графику электрических нагрузок, задаваемому с учетом наличия и величины тепловых нагрузок. Невыполнение графика оценивается как авария или брак в работе. Поэтому усилия персонала направлены на выполнение заданного графика нагрузок при одновременном обеспечении высокой экономичности и качества отпускаемой энергии. Для этого оборудование должно быть в хорошем техническом состоянии, персонал — достаточно квалифицированным, а режимы эксплуатации ТЭС основываться на обоснованно разработанных режимных картах выбора состава работающих агрегатов и распределения нагрузки между ними. Необходимость обеспечения диспетчерского графика и та особенность, что ТЭС работают параллельно в энергосистемах и воспринимают колебания частоты, требуют также их высокой приемистости.

К настоящему времени на тепловых электростанциях накоплен большой опыт эксплуатации, имеется много соответствующих публикаций в научно-технических журналах, однако они недостаточно систематизированы и обработаны.

Данная книга является попыткой создания единого учебного пособия по курсу «Режимы работы и эксплуатации ТЭС» для студентов теплоэнергетических специальностей вузов и может быть полезной также для работников тепловых электрических

станций. В ней рассмотрены общие положения по режимам работы и эксплуатации ТЭС. Значительное внимание уделено переменным режимам работы оборудования и прогрессивным методам управления ТЭС, в том числе с использованием вычислительной техники, а также вопросам охраны окружающей среды.

Книга написана на основе использования передового опыта эксплуатации электрических станций, материалов научно-исследовательских и наладочных организаций и новейших публикаций по рассматриваемым вопросам.

Глава 7 и частично глава 6 написаны начальником ПТО Минской ТЭЦ-3 канд. техн. наук И. Г. Плисаном.

Автор приносит благодарность рецензентам — коллективу кафедры «Тепловые электрические станции» Ивановского энергетического института (зав. кафедрой — докт. техн. наук М. И. Щепетильников), зав. кафедрой «Паровые и газовые турбины» Ивановского энергетического института В. И. Никитину и доц. кафедры «Теплоэнергетические установки» Ленинградского политехнического института канд. техн. наук В. М. Боровкову за ценные советы и рекомендации, использованные при доработке рукописи. Все замечания просим направлять по адресу: 220048, Минск, Парковая магистраль, 11, издательство «Вышэйшая школа».

Автор

Глава 1. НАПРАВЛЕНИЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО РАЗВИТИЯ И ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ТЭС В СОВРЕМЕННЫХ ЭНЕРГОСИСТЕМАХ

1.1. Современные тенденции и перспективы развития теплоэнергетики СССР

Современный этап развития энергетики страны характеризуется следующими тенденциями и направлениями.

1. В Директивах XXV съезда КПСС ставится задача интенсификации производства и совершенствования структуры промышленности, повышения в общем объеме производства доли продукции отраслей, в наибольшей мере определяющих технический прогресс: машиностроения, химической и нефтехимической промышленности, электроэнергетики. Это обуславливает тенденцию опережающего развития производства и потребления электрической энергии по сравнению с первичными энергоресурсами как фактора технического прогресса в народном хозяйстве на базе комплексной электрификации и совершенствования техники и технологии общественного производства. В настоящее время на производство электроэнергии расходуется около 25% используемых топливно-энергетических ресурсов. В дальнейшем эта цифра будет постоянно увеличиваться на основе ускоренного роста масштабов потребления электрической энергии и развития централизованного теплоснабжения от ТЭЦ.

В 1975 г. энергетики страны впервые перешли рубеж 1000 млрд. кВт·ч и выработали 1038 млрд. кВт·ч, или на 40% больше, чем в завершающем году восьмой пятилетки. Прирост производства электроэнергии за девятую пятилетку составил 295 млрд. кВт·ч. В 1980 г. будет произведено 1340—1380 млрд. кВт·ч. Потребление тепловой энергии достигло в 1975 г. 10 000 млн. ГДж (прирост к уровню 1970 г. на 26%), в том числе от ТЭЦ отпущено 3800 млн. ГДж, или на 31% больше, чем в 1970 г. В 1976 г. отпуск тепла от ТЭЦ составил более 4190 млн. ГДж [64].

2. Характерной особенностью энергетики СССР является преимущественное развитие тепловых электрических станций. Это обусловлено наличием больших запасов органического топлива, более низкими капитальными вложениями и меньшими сроками строительства ТЭС по сравнению с гидроэлектростанциями (ГЭС), а также возможностью достижения высоких темпов концентрации и централизации производства электрической

и тепловой энергии. Суммарная установленная мощность электростанций СССР в 1976 г. составила 228 млн. кВт [64], из них мощность ТЭС — более 170 млн. кВт, мощность ГЭС — 43 млн. кВт и мощность атомных электростанций (АЭС) — 6 млн. кВт. Структура производства электрической энергии в 1975 г. приведена в табл. 1.1 [87].

Таблица 1.1

Тип электрических станций	Производство электрической энергии	
	млрд. кВт·ч	%
ТЭС	885	86
ГЭС	130	12
АЭС	20	2

Гидроэнергетические ресурсы как сейчас, так и в перспективе будут иметь сравнительно небольшое значение в топливно-энергетическом балансе страны. Запасы гидроэнергетических ресурсов СССР оцениваются примерно в 1100 млрд. кВт·ч [38], из которых освоено около 160 млрд. кВт·ч. Весь не используемый еще потенциал гидроэнергетических ресурсов эквивалентен расходу примерно 300 млн. т у. т. в год, что составляет менее 20% достигнутого уровня топливно-энергетического баланса СССР. Можно ожидать, что в перспективе доля выработки электроэнергии на ГЭС уменьшится. Кроме того, необходимо иметь в виду, что основные запасы (60%) гидроэнергетических ресурсов находятся в Сибири и на Дальнем Востоке, а основным потребителем электрической энергии является Европейская часть СССР. Гидроэлектростанции будут использоваться для решения комплексных водохозяйственных задач, а с учетом перспектив применения гидроаккумулирующих станций (ГАЭС) могут эффективно использоваться для покрытия пиковой части графиков электрических нагрузок [38].

3. Современный этап развития энергетики характеризуется интенсивным строительством АЭС. Доля АЭС в структуре генерирующих мощностей СССР будет постоянно увеличиваться и достигнет в ближайшее время 30%. Быстрое развитие атомной энергетики определяется меньшим вредным воздействием АЭС на окружающую среду, отсутствием проблемы добычи, транспорта и хранения больших количеств органического топлива, а также возможностью снижения себестоимости производства электроэнергии по сравнению с производством ее на ТЭС, работающих на дорогом органическом топливе.

Меньшая величина топливной составляющей себестоимости

электроэнергии на АЭС, а также большие трудности их регулирования и нарушение режима наработки плутония при снижении нагрузки предопределяют тенденцию использования АЭС в базовой части графика электрических нагрузок. Однако в перспективе, с увеличением доли АЭС в энергосистемах, годовое число часов использования их установленной мощности будет снижаться, поэтому АЭС также должны удовлетворять определенным маневренным требованиям.

В СССР достигнуты определенные успехи в развитии атомной энергетики на тепловых нейтронах. Большое внимание уделяется также быстрейшему освоению эффективных мощных реакторов на быстрых нейтронах, что является основным направлением научно-технического прогресса в атомной энергетике, позволит полнее использовать энергию природного урана и получать в необходимых количествах вторичное ядерное топливо для нужд энергетики.

Для ускоренного развития атомной энергетики необходимо создание соответствующей машиностроительной базы, а также расширение целевого назначения ядерной энергии. Базисные конденсационные электростанции в районах дорогого топлива, в качестве которых эффективно использование АЭС, расходуют сейчас лишь 15% всех топливно-энергетических ресурсов. Поэтому надо всемерно расширять применение ядерного горючего для производства не только электрической, но и тепловой энергии, решить в первую очередь задачу использования ядерной энергии в средне- и низкотемпературных тепловых процессах, где в настоящее время расходуется в основном газомазутное топливо. В перспективе следует ожидать широкого строительства атомных ТЭЦ и котельных [38].

4. Энергетика СССР развивается в условиях единого топливно-энергетического хозяйства страны. На его обеспечение расходуется около 30% всех капиталовложений. Это требует правильного научного подхода к решению проблем развития энергетики и топливно-энергетического хозяйства в целом.

В последние годы значительно повысилась народнохозяйственная ценность природного газа и жидкого топлива (нефти, нефтепродуктов), что объясняется как нарастающей трудностью освоения новых ресурсов этих топлив и их транспорта из удаленных и труднодоступных районов, так и увеличением под влиянием роста мировых цен экспорта этих видов топлива и необходимостью использования их для производства ценных продуктов вместо прямого сжигания. Поэтому если в предыдущем десятилетии (1965—1975 гг.) доля нефти и природного газа в суммарном приросте топливно-энергетических ресурсов составляла примерно 75%, то в текущем пятилетии и в дальнейшем она будет уменьшаться. Снизится также доля нефти и газа в произ-

водстве электрической энергии на ТЭС за счет более широкого использования твердого топлива и ядерного горючего. С этой целью в текущем пятилетии предусматривается более широкое применение твердого топлива на основе строительства крупных ТЭС на экибастузских и канско-ачинских углях, а также опережающее развитие АЭС в Европейской части СССР, создание энергетических блоков мощностью 800 тыс. кВт на канско-ачинских, донецких и кузнецких углях.

5. Современный этап развития электроэнергетики характеризуется постоянным увеличением неравномерности графиков электрических нагрузок, снижением выработки электроэнергии в базовой части и ростом ее в пиковой и полупиковой частях графиков, а также увеличением разницы между пиком нагрузки дневного максимума и провалом нагрузки ночного минимума. Эта тенденция обусловлена прежде всего ростом потребления электроэнергии коммунально-бытовыми потребителями и в сельском хозяйстве, отличающегося крайней неравномерностью. Структура потребления электрической энергии в народном хозяйстве страны в 1975 г. приведена в табл. 1.2 [87].

Таблица 1.2

Отрасль народного хозяйства	Потребление электрической энергии	
	млрд. кВт·ч	%
Промышленность	582,0	56,2
Строительство	20,0	2,0
Транспорт	74,4	7,2
Сельское хозяйство	72,5	7,1
Коммунально-бытовое хозяйство городов и поселков	123,5	12,0
Собственные нужды электрических станций и потери в сетях	151,6	14,4

Анализ развития энергосистем страны показывает, что в большинстве из них происходит неуклонное повышение удельного веса переменной части графика электрических нагрузок. Абсолютная величина переменной части графика в разных энергосистемах колеблется в весьма значительных пределах. В ОЭС Центральной Сибири она составляет 17—20% максимума нагрузки, в ОЭС Северо-Запада — 48%.

Динамика изменения переменной части графика нагрузки в процентах максимума нагрузки по отдельным объединенным энергосистемам приведена в табл. 1.3 [22].

Таблица 1.3

Объединенные энергосистемы	Переменная нагрузка, % максимальной			
	1961 г.	1965 г.	1970 г.	1975 г.
Центра	3,4	36,9	40,9	45,5
Северо-Запада	4,0	45,0	46,4	48,1
Урала	16,0	19,4	22,7	29,3
Юга	21,0	26,7	31,0	37,0
Северного Казахстана	Не сформир.		30,0	28,0
Центральной Сибири	—	17,0	16,7	19,6
Средней Азии	27,0	35,5	35,0	35,4

Наиболее пиковый характер графика нагрузки имеют ОЭС Северо-Запада, Центра и Юга, в связи с чем для этих энергосистем вопросы покрытия пиковых нагрузок приобретают первостепенное значение. В указанных энергосистемах ввиду отсутствия достаточно большого запаса гидроэнергоресурсов, развития АЭС и ТЭЦ базового назначения, а также практического отсутствия специальных маневренных ТЭС полупикового и пикового назначения в настоящее время для покрытия переменных нагрузок все шире привлекаются блоки 150—300 МВт, спроектированные для работы с базисной нагрузкой.

В этих условиях требуется правильный научный подход к выбору структуры генерирующих мощностей с учетом позонного развития электрических станций, сущность которого заключается в одновременном внедрении трех типов специализированных энергетических установок, рассчитанных на работу с различным числом часов использования установленной мощности (т. е. для работы в базовой, полупиковой и пиковой частях графика электрических нагрузок). Поэтому в текущей пятилетке уделяется значительное внимание развитию пиковых и полупиковых установок, таких, как мазутные паротурбинные полупиковые блоки 500 МВт, газотурбинные установки (ГТУ), парогазовые установки (ПГУ) и ГАЭС. Актуальна также задача повышения маневренности действующего оборудования ТЭС и оптимизации режимов работы его в условиях неравномерных графиков нагрузки.

6. Современный этап развития энергетики страны связан с созданием единой энергетической системы СССР на основе расширения энергосистем за счет ввода новых мощностей, строительства межсистемных линий электропередач и объединения отдельных районных энергосистем в объединенные, создания мощных энергообъединений (Единая энергосистема Европейской части

СССР, Сибири), установления связей с энергосистемами стран социалистического содружества и др. Объединение энергосистем позволяет уменьшить неравномерность электропотребления за счет передачи электроэнергии из районов, где в данный момент имеется избыток мощности, в район с дефицитом мощности. При этом снижается величина необходимой резервной мощности при заданной надежности энергоснабжения. В ряде случаев более целесообразна дальняя передача электроэнергии, чем соответствующая перевозка топлива. В целом объединение энергосистем обеспечивает значительную экономию капитальных вложений в развитие энергетики и экономию эксплуатационных затрат. В то же время усложнение структуры энергосистем при их объединении затрудняет задачу их регулирования.

В истекшем пятилетии (1971—1975 гг.) к ЕЭС СССР присоединены ОЭС Северного Казахстана, Омская энергосистема, Кольская энергосистема и энергорайоны Сургута и Астрахани. Установленная мощность ЕЭС СССР, состоящей из восьми ОЭС, достигла в 1975 г. 155 млн. кВт (или 71% суммарной мощности электрических станций СССР), а производство электроэнергии в ЕЭС СССР составило 780 млрд. кВт·ч. На уровне 1975 г. эффект от создания ЕЭС оценивается экономией около 2 млрд. руб. капиталовложений и более 650 млн. руб. годовых эксплуатационных затрат.

Директивами XXV съезда КПСС предусматривается продолжение работ по формированию единой энергетической системы страны путем объединения энергосистем Сибири и Средней Азии с ЕЭС, сооружения магистральных линий электропередач напряжением 500, 750 и 1150 тыс. В [44].

В складывающихся условиях перспективным представляется сжигание экибастузских и канско-ачинских углей на месте добычи с последующей передачей электроэнергии постоянным током сверхвысокого напряжения в центральные районы. Широкое применение линий постоянного тока сверхвысокого напряжения для передачи электроэнергии и как «промежуточных вставок», обеспечивающих устойчивую работу, является необходимым для ЕЭС СССР.

7. Быстрый рост масштабов потребления электрической энергии и потребления топлива на ТЭС в качестве одной из основных задач технического прогресса в теплоэнергетике выдвигает задачу повышения эффективности топливоиспользования на ТЭС на основе повышения экономичности и оптимизации режимов работы оборудования.

Важнейшим показателем экономической эффективности ТЭС является удельный расход топлива на производство тепла и электрической энергии. Снижение удельного расхода топлива осуществляется за счет ввода новых, более экономичных агрега-

тов на сверхкритические параметры пара, увеличения готовности оборудования и экономичности работы в широком диапазоне режимов, вытеснения из работы малоэкономичных установок, широкого развития теплофикации и более полной загрузки ТЭЦ по теплу. Большое значение имеет оптимальное распределение нагрузок между ТЭС и отдельными агрегатами на базе использования современных средств вычислительной техники. Снижение удельного расхода топлива на 1% на уровне 1975 г. обеспечивает экономию 4 млн. т у. т. в год.

В девятой пятилетке удельный расход топлива снижен с 366 до 340 г у. т./кВт·ч. На Кармановской ГРЭС, работающей на мазуте, удельный расход топлива на блоке 300 МВт составил 318 г у. т./кВт·ч, что достигнуто за счет модернизации турбины и других мероприятий. Удельный расход топлива на выработку тепла за пятилетие снизился с 41,9 кг у. т./ГДж в 1970 г. до 41,4 кг у. т./ГДж в 1975 г. Директивами XXV съезда КПСС поставлена задача снизить удельный расход топлива к 1980 г. до 325—328 г у. т./кВт·ч.

Повышению экономичности выработки электроэнергии и снижению удельного расхода топлива способствует широкое развитие теплофикации (комбинированной выработки тепла и электрической энергии на ТЭЦ), по техническому уровню которой СССР занимает передовые позиции в мире. В 1976 г. установленная мощность ТЭЦ составила 60 млн. кВт (или 35,3% всей мощности ТЭС) [64], а экономия топлива от теплофикации превысила 30 млн. т у. т. в год.

Продолжается широкое внедрение высокоэкономичных агрегатов на высокие параметры пара. В 1975 г. на ТЭС с параметрами 23,5 и 12,75 МПа выработано около 80% электроэнергии (в 1970 г. — 61,2%). Начали применяться блоки с газомазутными котлоагрегатами под наддувом и котлоагрегатами на твердом топливе с газоплотными цельносварными панелями.

8. Технический прогресс в теплоэнергетике характеризуется также увеличением единичной мощности агрегатов и ТЭС, что позволяет обеспечить существенную экономию капиталовложений в развитие энергетики. Энергоблоки 500 и 800 тыс. кВт по сравнению с блоками 300 тыс. кВт позволяют снизить удельные капиталовложения до 10%.

В 1975 г. количество электрических станций с установленной мощностью более 1 млн. кВт составило 55. Суммарная мощность таких электростанций достигла 110 млн. кВт (или примерно 50% мощности всех электростанций). В течение 1971—1975 гг. введены в эксплуатацию 61 блок мощностью 300 тыс. кВт и 4 блока мощностью 500 и 800 тыс. кВт.

Директивами XXV съезда КПСС предусматривается в десятой пятилетке строительство ТЭС мощностью 4—6 млн. кВт с

установкой энергетических блоков 500 и 800 тыс. кВт, атомных электростанций с реакторами единичной мощностью 1—1,5 млн. кВт. В этой пятилетке будет осуществлено освоение энергетического блока 1200 млн. кВт, начата разработка следующей ступени сверхмощных энергоблоков с одновальными турбинами 1600—2400 МВт.

9. Современный этап развития ТЭС характеризуется комплексной автоматизацией. В энергетике, как и в других отраслях промышленности, создаются автоматизированные системы управления (АСУ). АСУ решают задачи оптимального функционирования ТЭС, оптимизации режимов работы оборудования, распределения нагрузок между агрегатами, планирования ремонтов и чисток оборудования на основе применения ЭВМ для получения и обработки информации по всем звеньям ТЭС, для расчета, нормирования и анализа технико-экономических показателей работы оборудования. Внедрение АСУ позволяет повысить технический уровень эксплуатации и экономичность ТЭС до 1%, а также повышает надежность энергоснабжения.

Для обеспечения быстрого и эффективного развития энергетики в указанных направлениях необходимо углублять и расширять исследования в области физико-технических и научно-технических проблем энергетики. Следует форсировать все научные исследования, связанные с использованием ядерного горючего, включая освоение перспективных типов реакторов на быстрых нейтронах и развитие атомной теплофикации. Необходимо также шире развернуть исследования в перспективных направлениях управляемой реакции термоядерного синтеза.

Важнейшее значение имеет дальнейшее исследование методов прямого преобразования тепловой энергии в электрическую.

Большие перспективы для электроэнергетики открывает использование работ по сверхпроводимости. Практическое применение достижений в области сверхпроводимости дает возможность создания эффективных ЛЭП большой пропускной способности, а также существенного (в несколько раз) повышения единичной мощности электрических генераторов при сохранении или уменьшении существующих габаритов [38].

1.2. Графики электрических нагрузок, их особенности и характеристики

Одной из важнейших особенностей энергетического производства является жесткая зависимость режима работы электрических станций от режима потребления энергии на промышленных предприятиях, транспорте, в быту и сельском хозяйстве, изменяющегося под влиянием различных факторов: сменности работы, технологических особенностей производства, климатических условий и др. Поэтому производственные процессы в энергетике

отличаются динамичностью, т. е. постоянным изменением во времени общей нагрузки электростанций и отдельных агрегатов. Электроэнергия не может складироваться (аккумулироваться) на станции или у потребителя, кроме небольших количеств энергии, запасаемых в аккумуляторах. Значит, электрические станции в каждый момент времени вырабатывают столько электроэнергии, сколько ее необходимо для потребления. Это же в целом относится и к теплу.

Вырабатываемое электрической станцией в данный момент времени количество энергии называется *нагрузкой*, а изменение нагрузки во времени изображается графически в виде графика нагрузки. В зависимости от отрезка времени, для которого строятся графики нагрузок, различают *суточные, недельные, сезонные* (лето, зима и т. д.) и *годовые* графики. По виду потребляемой энергии они разделяются на графики *электрической* и *тепловой* нагрузок.

Графики нагрузок служат для выбора состава оборудования при проектировании электрической станции, определения текущих и годовых технико-экономических показателей, распределения нагрузок и установления оптимальных режимов работы оборудования. Особенно большое значение для выбора режимов работы и эксплуатации оборудования электрических станций, в том числе и ТЭС, имеют суточные графики нагрузок.

Суточный график электрической нагрузки отличается значительной неравномерностью. Как видно на рис. 1.1, нагрузка непрерывно изменяется, достигая в определенные моменты наибольшей ($P_{\max}$) и наименьшей ($P_{\min}$) величины. Суточный график является обычно «двугорбым», т. е. имеет два пика — утренний и вечерний максимумы нагрузок. Ночной провал нагрузок связан с тем, что в этот период сохраняется практически только нагрузка трехсменных предприятий. Примерно в 6—8 ч утра нагрузка возрастает в связи с возобновлением работы остальных предприятий, транспорта, а также увеличением осветительной нагрузки. Провал потребления электрической энергии наблюдается в 12—14 ч в связи с обеденным перерывом на промышленных предприятиях. Максимальная величина нагрузки имеет место, как правило, в вечерние часы в результате резкого увеличения коммунально-бытовой нагрузки. Суточный график летнего дня отличается от графика зимнего дня меньшей вели-

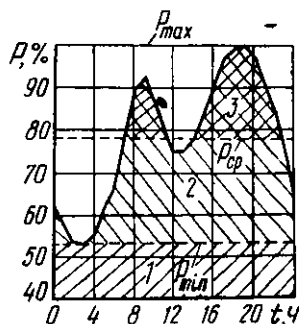


Рис. 1.1. Суточный график электрических нагрузок.

чиной максимумов, причем вечерний максимум смещается на более позднее время.

Площадь графика выражает в определенном масштабе количество потребляемой за сутки электрической энергии. При этом ее можно разбить на три зоны: *пиковая* часть суточного графика ограничивается горизонталями, проходящими через максимальное и среднее (P_{cp}) значения нагрузки (зона 3); *полупиковая* часть графика (зона 2) ограничивается линиями, проходящими через среднюю и минимальную нагрузку; *остальная* часть графика нагрузки (зона 1) называется *базовой*. В сумме полупиковая и пиковая части графика образуют зону переменной нагрузки. Выделенные зоны нагрузок отличаются прежде всего длительностью их в течение года.

Максимум и минимум нагрузки являются наиболее важными точками суточного графика. Графики нагрузки характеризуются также следующими основными показателями:

коэффициентом неравномерности графика α , определяемым как отношение минимальной нагрузки к максимальной $\alpha = P_{min}/P_{max}$;

коэффициентом плотности графика β , определяемым как отношение средней нагрузки к максимальной: $\beta = P_{cp}/P_{max}$;

абсолютной величиной и скоростью прироста нагрузки в утренние часы и спада ее в вечерние часы.

Показатели α и β суточных графиков электрической нагрузки энергосистемы зависят от состава и режима работы потребителей энергии (от доли энергоемких потребителей с непрерывными производственными процессами, увеличиваясь с ее ростом). Они меняются по суткам недели и сезонам года. Зимой значение их несколько меньше, чем летом, вследствие совпадения времени наступления максимумов производственной и осветительной нагрузки. Неравномерность электрической нагрузки в течение недели обуславливается снижением нагрузки в выходные дни на предприятиях, допускающих перерывы в процессе производства.

Неравномерность суточного и недельного потребления энергии усложняет условия эксплуатации и снижает надежность и экономичность работы оборудования электрических станций в связи с необходимостью его разгрузки и частичного останова в часы провалов нагрузки с последующим быстрым нагружением и пуском. Поэтому необходимо стремиться к снижению неравномерности графиков нагрузки. Основными путями достижения этой цели являются: укрупнение энергетических объединений и создание в итоге Единой энергетической системы СССР, что позволяет объединить потребителей с резко неравномерным и базовым характером нагрузок и достигнуть совмещения во времени минимума и максимума нагрузок; осуществление специальных тарифных мероприятий, заключающихся в повышении

тарифов на электроэнергию, потребляемую в часы максимума нагрузки, и в снижении их в часы минимумов нагрузки; строительство ГАЭС, позволяющих запасать энергию в часы провалов нагрузки с последующей выдачей ее в периоды пиков нагрузки.

Несмотря на указанные мероприятия, в последние годы наблюдается постоянное разуплотнение суточных и недельных графиков объединенных энергосистем, связанное прежде всего с ростом доли коммунально-бытовой и сельскохозяйственной нагрузки, которая за годы девятой пятилетки увеличилась на 3—4%. При этом все резче проявляются экстремальные зоны суточного графика (утренний, вечерний максимумы и ночной провал нагрузки) и увеличивается пропорционально росту максимума скорость подъема нагрузки в утренние часы суток. Наблюдается четкая тенденция: темп роста максимума нагрузок опережает электропотребление, а переменная часть графика растет быстрее, чем максимум нагрузки.

Таблица 1.4

ОЭС	1975 г.		Ближайшая перспектива	
	переменная часть	пиковая зона	переменная часть	пиковая зона
Центра	0,41	0,16	0,42	0,16
Северо-Запада	0,43	0,19	0,45	0,19

В объединенных энергосистемах пиковая зона и переменная часть графика нагрузки достигают наибольшего значения, как правило, в рабочие сутки зимнего периода и составляют в различных ОЭС от 7 до 20% (пиковая часть) и от 15 до 45% (переменная часть суточного максимума нагрузки). Наибольший часовой прирост нагрузки в утренние часы зимнего рабочего дня достигает 7—18% максимума. В выходные и праздничные дни нагрузка снижается по сравнению с нагрузкой рабочего дня на 20—30%.

Более равномерным является суточный график нагрузок ОЭС Сибири ($\alpha=0,80$), что объясняется большой долей энергоемких предприятий с непрерывным производством. Наибольшая неравномерность графика характерна для ОЭС Центра и Северо-Запада, для которых коэффициент неравномерности α меньше 60%, а также для ОЭС Юга.

Удельный вес переменной части графика нагрузок в ОЭС Центра и Северо-Запада будет увеличиваться, и ожидаемое в ближайшей (на 5 лет) перспективе изменение доли переменной части и пиковой зоны в рабочие сутки в этих объединениях приведено в табл. 1.4 [82].

Большая неравномерность суточных графиков электрических нагрузок предъявляет повышенные требования к маневренным характеристикам оборудования электрических станций.

1.3. Позонное развитие ТЭС. Базовые, полупиковые и пиковые электрические станции

Оптимальное развитие энергетики, обеспечивающее минимальную величину расчетных затрат, может достигаться только при одновременном строительстве различных типов ТЭС, отличающихся числом часов использования установленной мощности в году. В соответствии с наличием трех зон суточного графика нагрузок различают *базовые, полупиковые и пиковые* электростанции.

Для базовых станций значение числа часов использования установленной мощности можно принять в пределах 5000—7500 в год, для полупиковых и пиковых оно составит соответственно 2000—5000 и 500—2000. С течением времени морально устаревшие ТЭС, имеющие меньшую экономичность, постепенно переходят в разряд полупиковых и пиковых.

Число часов использования установленной мощности определяет структуру расчетных затрат на производство электрической энергии и требования к экономическим, маневренным и стоимостным показателям станций.

К базовым электрическим станциям прежде всего предъявляется требование высокой тепловой экономичности, для полупиковых и пиковых станций определяющими являются высокая маневренность и низкая величина капитальных вложений, для достижения которых оправданным становится некоторое снижение экономичности.

Высокая тепловая экономичность базовых ТЭС достигается применением энергетических блоков большой мощности на сверхкритическое давление с предельной температурой перегрева 540—565° С, с развитой системой регенеративного подогрева питательной воды и низким конечным давлением, с обязательным применением промежуточного перегрева пара. Это реализуется ценой больших капиталовложений, причем при проектировании таких энергетических установок к ним предъявляются меньшие требования в части маневренности.

К базовым электрическим станциям относятся мощные блочные ТЭС сверхкритического давления, прежде всего с блоками 500, 800 МВт и перспективными блоками еще большей единичной мощности. В базовой части графика должны работать также АЭС, отличающиеся низкой величиной топливной составляющей себестоимости электрической энергии, и ТЭЦ, разгрузка которых ограничивается величиной присоединенных тепловых нагрузок.

Энергетические установки полупиковых станций должны быть маневренными, с умеренными удельными капиталовложениями. Для таких станций перспективным является применение специальных паротурбинных блоков мощностью 500 МВт и выше, работающих с пониженными начальными параметрами пара на уровне 12,7 МПа, 510—520° С [30].

Снижение температуры свежего пара позволяет повысить маневренность установок за счет увеличения скорости и сокращения времени прогрева главных паропроводов и турбин. Примерное сокращение времени пуска турбины ПТ-60-130/13 из холодного состояния приведено на рис. 1.2 [47]. Промперегрев для полупиковых блоков уменьшает мобильность, но не приводит к существенному ухудшению пусковых характеристик, если предусмотреть подачу во вторичный пароперегреватель пара от постороннего источника. Поэтому полупиковые блоки могут выполняться как с промежуточным перегревом пара, так и без него. В целях уменьшения стоимости блоков для переменной части графика оправданным также является снижение в определенных пределах температуры питательной воды и упрощение схемы регенерации, повышение конечного давления, температуры уходящих газов, скорости теплоносителей. Некоторые результаты оптимизации параметров таких паротурбинных установок приведены в работе [51].

Эти мероприятия, упрощающие конструкцию блоков, одновременно обеспечивают повышение их маневренности. Например, сокращение числа регенеративных подогревателей уменьшает отвод тепла через патрубки отборов, что обеспечивает уменьшение разности температур верхних и нижних половин цилиндров и допускает большие скорости прогрева и нагружения турбины, повышение конечного давления сокращает длину валопровода за счет уменьшения числа выхлопов пара в конденсатор и уменьшает длину лопаток последних ступеней турбины и т. д.

Одновременно при создании паротурбинных установок для переменной части графика нагрузок возможно применение ряда других специальных мероприятий по улучшению маневренных характеристик основного оборудования, таких, как поддержание

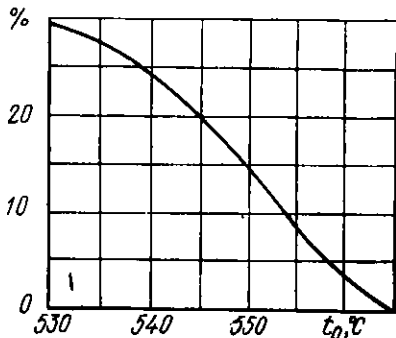


Рис. 1.2. Относительное сокращение времени пуска турбины ПТ-60-130/13 из холодного состояния в зависимости от температуры свежего пара.

определенного температурного уровня роторов турбин за счет экранирования паровпуска и проточной части, разработка специальной конструкции уплотнений турбин, позволяющих увеличить зазоры в них на пусковых режимах [62], переход на бесфланцевую конструкцию цилиндров и др.

Повышение маневренности котлоагрегатов возможно за счет применения комбинированной циркуляции рабочей среды в экранах топки и рециркуляции дымовых газов. Использование принудительной рециркуляции части рабочей среды с помощью специальных насосов улучшает циркуляцию и повышает надежность работы котлоагрегатов в период пуска, малых нагрузок и останова, способствует расширению их регулировочного диапазона. Рециркуляция дымовых газов (ввод части газов из конвективных газоходов в топку) позволяет получить стабильную температуру перегрева пара в широком диапазоне нагрузок, снижает температуру и повышает надежность экранных поверхностей в зонах наибольших тепловых потоков и др.

Другим перспективным типом энергетических установок для полупиковой зоны графика являются парогазовые, выполненные на основе пристройки газотурбинных установок к паротурбинным блокам для совместной работы в часы максимума нагрузок. Одна из наиболее эффективных схем такой пристройки приведена на рис. 1.3 [51]. Пиковая газотурбинная установка (ГТУ) включается в часы максимума нагрузок, причем тепло уходящих газов ГТУ используется для подогрева питательной воды паротурбинной установки, при этом повышается мощность паровой турбины за счет отключения регенеративных подогревателей высокого и среднего давления и обеспечивается повышение к. п. д. ГТУ за счет утилизации тепла уходящих газов в газодводяном подогревателе (ГВП). После прохождения пиков нагрузки ГТУ отключается, и паротурбинный блок работает обособленно. Для перехода с одного режима на другой служат задвижки 1 и 2. Пиковая мощность такой комбинированной установки составляет около 130% мощности парового блока [51].

Хорошими маневренными свойствами обладают также ПГУ со сбросом газов газовой турбины в котел.

Режимные и конструктивные мероприятия по снижению стоимости и повышению маневренности должны быть в максимальной степени использованы для энергетических установок, предназначенных для работы в пиковой части графика нагрузок. В качестве пиковых установок целесообразно применение специальных паротурбинных блоков мощностью 300 МВт на параметры пара 12,7 МПа и 540°С, которые выполняются в одноцилиндровом исполнении и имеют удельный расход тепла 2,67 Дж/Дж (2300 ккал/кВт·ч) при давлении в конденсаторе 0,008 МПа [62]. Преимущество такого блока по сравнению с пи-

ковыми газотурбинными агрегатами заключается в том, что он может работать практически на любом виде топлива.

В настоящее время из всех видов ТЭС наиболее приспособлены по своим маневренным характеристикам для работы в пиковой зоне нагрузок газотурбинные установки, причем если более экономичные и сложные ГТУ типа ГТУ-100-750 целесообразно использовать в верхней (по числу часов использования установленной мощности) части пиковой зоны, то для покрытия остропиковых нагрузок перспективным является применение простейших стационарных и авиационных ГТУ. Газотурбинные станции с авиационными турбореактивными двигателями очень маневренны, требуют малого (2—4 мин) времени на пуск из холодного состояния до полной нагрузки, могут быть полностью автоматизированы и управляться дистанционно, что обеспечивает их эффективное использование в качестве аварийного резерва.

Рассматривая ГТУ в качестве высокоманевренных энергетических установок, необходимо иметь в виду возможность их значительной перегрузки путем перевода на парогазовую смесь (за счет впрыска воды в камеры сгорания) [5], при этом можно достигнуть почти трехкратного увеличения мощности газотурбинной установки при относительно небольшом снижении ее к. п. д.

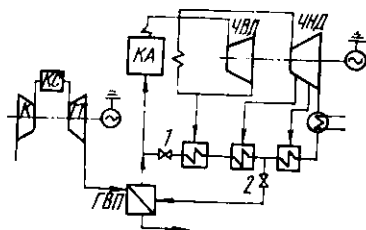


Рис. 1.3. Полупиковая парогазовая установка:

К — компрессор; КС — камера сгорания; ГТ — газовая турбина; КА — котлоагрегат; ЧВД и ЧНД — части высокого и низкого давления турбины; ГВП — газоподогреватель; 1, 2 — задвижки.

1.4. Способы получения дополнительной пиковой мощности на паротурбинных ТЭС

1. Общие замечания

Для повышения надежности энергоснабжения в период максимума нагрузки и в аварийных ситуациях необходимо использовать различные способы временной перегрузки паротурбинных установок ТЭС. Среди них можно отметить такие мероприятия, как впрыск воды во вторичный пароперегреватель [23], когда обеспечивается увеличение расхода вторичного пара с соответствующим увеличением мощности, развиваемой ЧСД и ЧНД турбины, включение в тепловую схему специальных аккумуляторов тепла в виде баков перегретой воды, являющихся резервным источником пара, подогрев питательной воды от посторонних источников тепла, например от ГТУ (см. рис. 1.3), и др.

Наиболее простыми и достаточно эффективными методами получения дополнительной мощности на паротурбинных установках являются отключение части регенеративных подогревателей, прежде всего высокого давления, и временное ограничение тепловой нагрузки ТЭЦ.

2. Отключение подогревателей высокого давления (ПВД)

При отключении ПВД и сохранении неизменной паровой нагрузки блока пар, поступающий ранее в ПВД, используется для дополнительной выработки энергии в турбине. В этом случае выработка дополнительной электроэнергии будет осуществляться при пониженной энтальпии питательной воды, а значит, с увеличенным удельным расходом тепла. Снижение экономичности дополнительной выработки электроэнергии связано также с увеличением выходной потери последней ступени турбины и ухудшением вакуума из-за повышения расхода пара в конденсатор [23].

Увеличение внутренней мощности турбины при отключении ПВД и неизменном расходе свежего пара

$$\Delta N_i = \sum_{i=1}^n G_{отб_i} (i_{отб_i} - i_k) k_1 k_2 k_3, \quad (1.1)$$

где $G_{отб_i}$, $i_{отб_i}$ — расход пара на i -й ПВД и его энтальпия; i_k — энтальпия пара в конденсаторе; k_1, k_2, k_3 — коэффициенты меньше единицы, учитывающие соответственно увеличение выходной потери последней ступени турбины, ухудшение вакуума в конденсаторе и увеличение отборов пара на оставшиеся в работе подогреватели низкого давления в связи с увеличением расхода основного конденсата; n — число ПВД.

Для ПВД, подключенного к отбору до промежуточного перегрева пара, выражение (1.1) примет вид

$$\Delta N_i = G_{отб} (i_{отб} - i_k + \Delta i_{п,п}) k_1 k_2 k_3, \quad (1.2)$$

где $\Delta i_{п,п}$ — повышение энтальпии пара во вторичном пароперегревателе.

Дополнительный подвод тепла в цикле при отключении ПВД и неизменном расходе свежего пара может быть найден как сумма дополнительной потери тепла в холодном источнике (в конденсаторе) ΔQ_k и полезной затраты тепла на производство дополнительной энергии в турбине:

$$\Delta Q_0 = \Delta N_i + \Delta Q_k. \quad (1.3)$$

Величину ΔQ_k можно определить из выражения

$$\Delta Q_k = \left(\sum_{i=1}^n G_{отб i} - \Sigma \Delta G_{пнд} \right) (i_k - i'_k), \quad (1.4)$$

где $\Sigma \Delta G_{пнд}$ — увеличение расхода пара на подогреватели низкого давления в связи с увеличением расхода основного конденсата; i'_k — энтальпия конденсата в конденсаторе.

С учетом выражений (1.3) и (1.4) удельный расход топлива на получение дополнительной выработки электроэнергии

$$b_{пик} = \frac{\Delta N_i + \left(\sum_{i=1}^n G_{отб i} - \Sigma \Delta G_{пнд} \right) (i_k - i'_k)}{\Delta N_i \eta_m \eta_r \eta_{к.а} \eta_{г.п} Q_n^p},$$

где η_m , η_r — механический к. п. д. турбины и к. п. д. электрического генератора; $\eta_{к.а}$ — к. п. д. котельного агрегата; $\eta_{г.п}$ — к. п. д. теплового потока; Q_n^p — теплотворная способность топлива.

Изменение мощности турбины при отключении подогревателей можно определить, не прибегая к детальным расчетам тепловой схемы, с помощью коэффициентов изменения мощности [65].

При отключении ПВД мощность турбоустановок при сохранении неизменным расхода свежего пара может возрастать до 12% и более, причем $b_{пик}$ составляет 0,360—0,430 кг у.т./кВт·ч (или 0,1—0,12 кг у.т./МДж), т. е. на уровне современных ГТУ. Меньшие значения относятся к верхним ПВД блоков сверхкритического давления, большие — к ПВД блоков на 12,7 МПа. Так, по результатам испытаний блоков 300 МВт Лукомльской ГРЭС [37], при отключении ПВД-8 максимальная мощность блока по условию пропускной способности ЧВД турбины достигла 326 МВт, а величина $b_{пик}$ при этом составила 0,36 кг у.т./кВт·ч.

Из анализа выражений (1.1) и (1.2) видно, что наиболее выгодно отключать верхние ПВД и особенно ПВД, включенные до промежуточного перегрева пара, так как в этом случае высвобождаемый пар получает дополнительное тепло во вторичном пароперегревателе и совершает большую работу в турбине. Расчеты показывают, что при этом $b_{пик}$ получается на 15—20% меньше, чем при отключении подогревателей, присоединенных ниже вторичного перегрева пара.

Можно применить два способа отключения подогревателей: путем обвода их по воде и путем непосредственного прекращения подачи пара на подогреватель за счет закрытия обратных клапанов отборов. Однако первый способ отличается большей инерцией, поэтому предпочтение отдается второму. Результаты практической проверки этого способа отключения ПВД приведены в работе [23]. При закрытии обратных клапанов продолжи-

тельность набора мощности для турбины ПТ-60-130/13 составила 5 с, для турбины К-200-30 — примерно 8—10 с, причем мощность турбин увеличивалась при этом на 10—11%.

Достоинством рассмотренного метода получения пиковой мощности является то, что она получается практически без дополнительных капитальных вложений. Необходимо только предусмотреть запас по максимальной мощности генератора и возможность некоторой форсировки котлоагрегатов, в частности предусмотреть запас по напору и производительности вентиляторов и дымососов. Препятствием к использованию данного способа получения пиковой мощности могут явиться ограничения по пропускной способности (по перегрузке) последних ступеней турбины. Данный способ перегрузки паротурбинных установок обеспечивает экономию расчетных затрат по сравнению с другими способами покрытия пиковых нагрузок. При практической реализации его необходима разработка специальной системы автоматического управления обратными клапанами, причем может оказаться целесообразным индивидуальное управление ими [23].

3. Ограничение тепловой нагрузки ТЭЦ

При номинальной нагрузке регулируемых отборов теплофикационные турбины типа КО и КОО работают с незагруженной частью низкого давления (с малыми расходами пара в конденсатор). Поэтому такие турбины допускают возможность получения дополнительной электрической мощности (сверх номинальной) за счет увеличения пропуска пара в ЧНД при соответствующем ограничении величины регулируемого отбора пара. Для современных теплофикационных турбин максимальная мощность составляет 110—125% номинальной.

При уменьшении величины регулируемых отборов пара тепловые нагрузки потребителей должны частично или полностью обеспечиваться посторонними источниками тепла. Так как на ТЭЦ до настоящего времени практически не практикуется установка специальных пиковых производственных котлов, возможность получения дополнительной мощности за счет снижения нагрузки производственных отборов турбин, как правило, нельзя реализовать.

На ТЭЦ с турбинами типа Т резервирование отопительной нагрузки отборов технически можно осуществить сравнительно просто, например с помощью водогрейных котлов. Кроме того, в аварийных ситуациях можно временно ограничить тепловую нагрузку отопительных отборов без ее резервирования, используя аккумулирующую способность зданий. Однако получение дополнительной мощности за счет ограничения нагрузки отопительных отборов турбин связано со значительным сниже-

нием экономичности ТЭЦ, так как в этом случае теплофикационная выработка электроэнергии заменяется низкоэкономичной конденсационной выработкой. Поэтому такой способ получения дополнительной мощности может быть использован прежде всего для покрытия кратковременных пиков нагрузки или в аварийных ситуациях. Вследствие этого важное значение имеет технически достижимая скорость получения дополнительной мощности. С этой точки зрения наиболее приемлемым является способ ограничения нагрузки отопительных отборов путем частичного или полного открытия поворотной диафрагмы ЧНД.

При полном открытии поворотной диафрагмы турбина переводится на режим свободного распределения пара. Для турбины с одноступенчатым отопительным отбором этот режим можно рассчитать путем совместного решения уравнения теплового баланса сетевого подогревателя и сопротивления ЧНД:

$$t_n = t_{o.c} + \frac{G_{отб} (i_{отб} - i'_{отб})}{G_{c.v} C_p} + \delta t; \quad (1.5)$$

$$p_{отб} = \sqrt{\left(\frac{G_k}{G_{k.p}}\right)^2 (p_{отб.p}^2 - p_{к.p}^2) + p_k^2}, \quad (1.6)$$

где t_n — температура насыщения при давлении в отборе $p_{отб}$; $t_{o.c}$ — температура обратной сетевой воды (на входе в сетевой подогреватель); $G_{отб}$ — расход пара из отопительного отбора; $G_{c.v}$ — расход сетевой воды; C_p — теплоемкость; $i_{отб}$, $i'_{отб}$ — энтальпия пара отопительного отбора и энтальпия насыщения воды при давлении в отборе; δt — температурный напор в сетевом подогревателе с учетом дросселирования пара в патрубке отбора; G_k — расход пара в конденсаторе; p_k — давление в конденсаторе. Индекс « p » относится к расчетному режиму части низкого давления.

Уравнение Стодола для ЧНД (1.6) записано без учета изменения начальной температуры пара, что не вносит существенной погрешности в результат расчета.

Уравнения (1.5) и (1.6) легко решить путем подбора величины $G_{отб}$ или G_k так, чтобы значение t_n из уравнения (1.5) соответствовало значению $p_{отб}$ из уравнения (1.6). При этом должно соблюдаться условие, чтобы сумма $G_{отб} + G_k$ оставалась неизменной при исходном режиме и режиме свободного распределения пара. При наличии регенеративного отбора из ЧНД турбины уравнение (1.6) должно быть записано с учетом его величины.

Расчет режимов свободного парораспределения для турбин с двухступенчатым отопительным отбором заключается соответственно в совместном решении системы четырех уравнений: уравнений теплового баланса нижнего и верхнего сетевых подогревателей и уравнений Стодола для ступеней ЧНД и переключаемого отсека (группы ступеней между отопительными отборами).

По результатам расчета режима свободного парораспределения легко определяется достигаемое увеличение мощности турбины как сумма приростов мощности в ЧНД и в теплофикационных отсеках (в группах ступеней, предшествующих отопительным отборам пара):

$$\Delta N_T = \Delta N_{\text{ЧНД}} + \sum \Delta N_{T,о}. \quad (1.7)$$

Ввиду существенного изменения экономичности работы этих отсеков при переменных режимах значение $\Delta N_{\text{ЧНД}}$ и $\Delta N_{T,о}$ в выражении (1.7) следует находить, применяя опытные «универсальные» кривые поправок на конечное давление. Удобно воспользоваться также зависимостями использованного в данном отсеке теплопотока от объемного расхода пара через отсек. Такие зависимости в первом приближении можно считать однозначными.

При быстром открытии поворотной диафрагмы происходит некоторое изменение температурного режима цилиндра низкого давления. Если при исходном режиме турбина работала с минимальным расходом пара в конденсатор, когда к. п. д. ЧНД снижается вплоть до отрицательных значений, то при переходе на режим свободного парораспределения происходит, как правило, охлаждение ЧНД. При этом могут изменяться механическое состояние турбины, в частности вибрация, относительное расширение ротора ЧНД, осевые усилия. Однако испытания, при которых полное открытие поворотной диафрагмы достигалось весьма быстро (за время до 20 с), показали незначительное изменение механического состояния турбины и достаточно высокую надежность ее работы. Возможно только кратковременное ухудшение условий всасывания и даже срыв конденсатных насосов сетевых подогревателей.

При переходе на режим свободного парораспределения необходимо также считаться с возможностью перегрузки предотборных ступеней по изгибающим напряжениям на рабочих лопатках вследствие снижения давления в камерах отопительных отборов. В особенности это относится к турбинам с высоким пределом минимально допустимого давления в отборах, например к турбине ПТ-60-130/13, для которой $p_{отб}^{\min} = 0,07$ МПа.

Расчетные данные для определения прироста мощности турбины Т-100/120-130, найденные с учетом указанных ограничений при различных значениях исходной тепловой нагрузки отборов $Q_{отб}^{\text{исх}}$ и расхода сетевой воды $G_{с.в.}$, приведены на рис. 1.4. Как видно, максимальная величина дополнительной мощности турбины достигается при низких температурах наружного воздуха, т. е. в периоды максимума электрических нагрузок.

Дополнительная мощность турбины обеспечивается при неизменном расходе пара на турбину только за счет снижения тепло-

вой нагрузки отборов на величину ΔQ_T , поэтому удельный расход тепла на ее получение

$$q_{\text{доп}} = \frac{\Delta Q_T}{\Delta N_T}. \quad (1.8)$$

Расчеты по выражению (1.8) показывают, что удельный расход тепла $q_{\text{доп}}$ значительно (в 2 раза и более) превышает удельный расход тепла на выработку электроэнергии в конденсационном режиме работы ТЭЦ. Это объясняется тем, что в соответствии с выражением (1.8) снижение экономичности турбоустановки вследствие уменьшения выработки электроэнергии на базе теплового потребления при уменьшении тепловой нагрузки отборов полностью отнесено к дополнительно полученной мощности. Меньшие значения $q_{\text{доп}}$ достигаются при низких наружных температурах воздуха, т. е. при увеличении дополнительно срабатываемого в ЧНД перепада энтальпий.

Рассматриваемый способ получения дополнительной мощности на ТЭЦ вследствие его низкой тепловой экономичности следует использовать прежде всего в аварийных ситуациях. Его можно применить не только в период дефицита котельной мощности на ТЭЦ, когда ограничение тепловой нагрузки отопительных отборов может достигаться заданием на открытие поворотной диафрагмы ЧНД, но и для аварийного регулирования частоты в системе. В последнем случае требуется структурное изменение системы автоматического регулирования турбины (САР), с тем чтобы САР турбины могла отрабатывать сигнал по частоте системы и воздействовать на открытие поворотной диафрагмы ЧНД. При этом реализация перегрузочной способности теплофикационных турбин с отопительными отборами пара может достигаться примерно за 2 с [42].

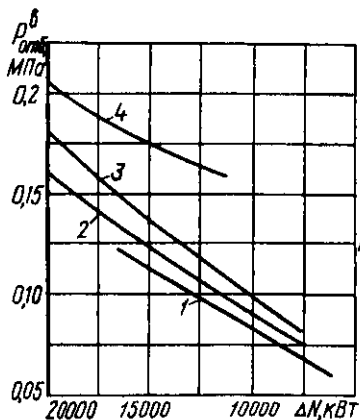


Рис. 1.4. Диаграмма получения пиковой мощности на турбине Т-100-130 за счет ограничения отопительной нагрузки (при исходном режиме расход пара в конденсатор минимальный):

кривые 1 ($Q_{\text{отб}}^{\text{исх}} = 158 \text{ МВт}$) и 2 ($Q_{\text{отб}}^{\text{исх}} = 186 \text{ МВт}$) относятся к значению $G_{\text{с.в}} = 1530 \text{ кг/с}$; кривые 3 ($Q_{\text{отб}}^{\text{исх}} = 158 \text{ МВт}$) и 4 ($Q_{\text{отб}}^{\text{исх}} = 186 \text{ МВт}$) — к значению $G_{\text{с.п}} = 835 \text{ кг/с}$.

Глава 2. ХАРАКТЕРИСТИКИ И НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ РАБОТЫ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

2.1. Методы оценки к.п.д. проточной части турбин при переменных режимах

При переменных режимах происходит перераспределение давлений и теплоперепадов по ступеням турбины, изменяются расход пара, режимные параметры (M , Re и др.), аэродинамические характеристики решеток и к. п. д. ступеней.

К. п. д. ступени при переменных режимах изменяется в основном за счет потерь на входе в решетки как сопловых, так в особенности рабочих лопаток, определяемых углом атаки, и потерь с выходной скоростью. Влияние чисел Re и M , степени и масштаба турбулентности набегающего потока и состояния поверхности профиля сказывается в меньшей степени. Удачным параметром, характеризующим профильные потери при ударном входе потока в решетку, является комплекс $y = \frac{\text{ctg } \beta_{10} - \text{ctg } \beta_1}{\text{ctg } \beta_{10}}$ [33]. Многочисленные данные как для плоских решеток, так и для вращающихся моделей попадают на единую параболическую кривую $\zeta/\zeta_{\text{opt}} = f(y)$. Зависимость $\zeta/\zeta_{\text{opt}} = f(y)$ для плоских решеток при различном относительном радиусе входной кромки r/b приведена на рис. 2.1 [33]. Как видно, для профилей с утолщенной входной кромкой, менее чувствительных к углу атаки, зависимость профильных потерь от комплекса y сохраняет свой характер, но становится более пологой.

Основной характеристикой турбинной ступени при переменных режимах является отношение скоростей u/c_0 , причем связь $\eta'_u = f\left(\frac{u}{c_0}\right)$ во всех случаях носит параболический характер (здесь η'_u — окружной к. п. д. ступени с полной потерей выходной скорости; u — окружная скорость на среднем диаметре ступени; c_0 — условная скорость, соответствующая всему срабатываемому в ступени перепаду тепла h_0 , т. е. $c_0 = \sqrt{2h_0}$). Обобщение опытных данных для активных ступеней с цилиндрическими лопатками, имеющими аэродинамически отработанные профили, с радиальными уплотнениями и оптимальными перекрышами приведено на рис. 2.2 и описывается уравнением [20]

$$\eta'_u = \frac{\eta_{\infty}^{\max}}{\left(\frac{u}{c_0}\right)_{\text{opt}}} \left[2 \left(\frac{u}{c_0} \right)_{\text{opt}} - \frac{u}{c_0} \right] \frac{u}{c_0} \left(1 - \frac{a_1}{l} \right), \quad (2.1)$$

где u/c_0 — оптимальное отношение скоростей, при котором лопаточный к. п. д. ступени с бесконечно длинными лопатками достигает максимального значения $\eta_{\infty}^{\max}$; коэффициент $1 - \frac{a_1}{l}$ учитывает влияние на к. п. д. конечной высоты лопаточного аппарата ($a_1 \approx 0,003$).

Зависимость (2.1) дает удовлетворительную точность в диапазоне изменения $u/c_0 = 0,35 - 0,55$. В более широком диапазоне режимов работы ступени уравнение (2.1) может быть использовано лишь для грубо приближенной оценки к. п. д.

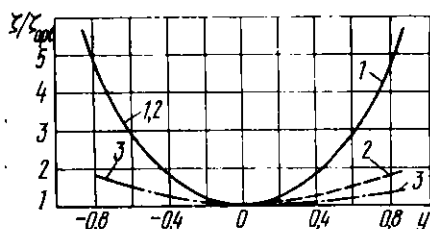


Рис. 2.1. Обобщенные характеристики профильных потерь энергии в решетках:

1 — решетка профиля с $r/b = 0,03 - 0,07$; 2 — $r/b = 0,15$; 3 — $r/b = 0,22$.

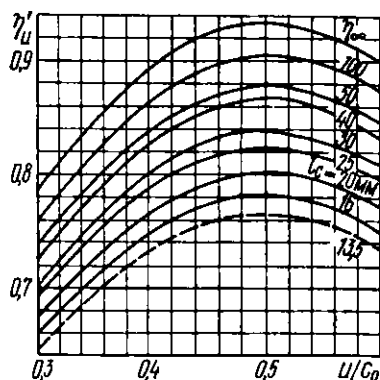


Рис. 2.2. Изменение η'_u в зависимости от отношения u/c_0 и высоты сопловых лопаток l_c для активных ступеней.

В ступенях с длинными закрученными лопатками и трехмерным пространственным течением среды зависимость к. п. д. от режимных параметров является более сложной. В частности, в ступенях части низкого давления турбин более значительным оказывается влияние чисел Re , M , и уже при небольшом увеличении u/c_0 по сравнению с расчетным значением растет неравномерность потока и возникает корневая зона отрывного течения пара. Достаточно точно к. п. д. таких ступеней при переменных режимах может быть определен только на основании опытных исследований.

Реактивные решетки ($\rho = 0,5$) имеют конгруэнтные профили ($\alpha_1 = \beta_2$) и менее чувствительны к изменению угла входа потока. Зависимость $\eta'_u = f(u/c_0)$ для реактивных ступеней более пологая, чем для активных.

Для оценки экономичности турбинного отсека из нескольких

ступеней при переменных режимах можно воспользоваться различными характеристиками. Наиболее удачными из них являются объемный расход пара Gv_2 , практически однозначно определяющий к. п. д. группы ступеней с неразрывным течением (при отсутствии промежуточных отборов пара) и приведенное отношение скоростей [27]

$$\left(\frac{u}{c_0}\right)_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{\sum u_i^2}{2H_0}},$$

где $\sum u_i^2$ — сумма квадратов окружных скоростей на среднем диаметре отдельных ступеней; H_0 — располагаемый перепад энтальпий на отсек, Дж/кг.

Опыт показывает, что зависимость к. п. д. турбинного отсека, работающего на сухом паре, η'_{oi} (с учетом потери выходной скорости последней ступени) от $(u/c_0)_{\text{пр}}$ носит параболический характер, как и для отдельной ступени, но имеет свои особенности. Различие в экономичности многоступенчатых отсеков и одиночных ступеней обусловлено рядом факторов. Наряду с положительным влиянием частичного использования выходной энергии промежуточных ступеней сказываются неоднородность и нестационарность потока, уменьшающие к. п. д. На характеристики многоступенчатых отсеков существенно влияет также распределение тепловых перепадов между отдельными ступенями. Влияние числа Re в группе ступеней сказывается в меньшей степени, чем в одиночной, и зона автономности смещается в сторону меньших его значений. Влияние геометрических параметров ступени на к. п. д. примерно одинаково как для одиночных ступеней, так и для групп их, причем с увеличением верности решеток (уменьшением отношения d/l) зависимость $\eta'_{oi} = f\left(\frac{u}{c_0}\right)_{\text{пр}}$ становится более крутой. Как и в случае одиночных ступеней, к. п. д. отсека является более пологой функцией $(u/c_0)_{\text{пр}}$ для реактивных турбин, чем для активных.

Для сравнения экономичности турбинного отсека при переменных режимах удобно воспользоваться относительной величиной приведенного отношения скоростей

$$\Delta \bar{X}_{\text{пр}} = \frac{(u/c_0)_{\text{пр}}}{(u/c_0)_{\text{пр}}^{\text{opt}}} - 1 = \sqrt{\frac{H_0^{\text{opt}}}{H_0}} - 1,$$

где H_0 , H_0^{opt} — располагаемый тепловых перепад для группы ступеней при рассматриваемом и оптимальном режимах работы.

Анализ исследований, а также данных турбостроительных заводов показывает, что в первом приближении зависимость $\eta'_{oi} = f(\Delta \bar{X}_{\text{пр}})$ выражается уравнением

$$\eta_{oi} = \eta_{oi}^{opt} \left[1 - \left(\sqrt{\frac{H_0^{opt}}{H_0}} - 1 \right)^2 a \right], \quad (2.2)$$

где a — некоторый постоянный коэффициент, изменяющийся для различных отсеков в пределах 0,75—1,5 [27].

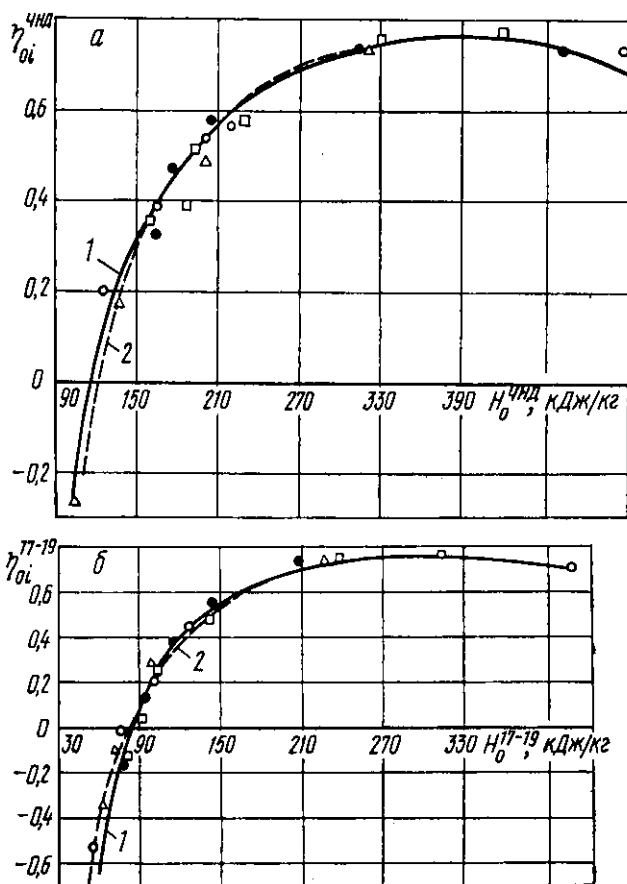


Рис. 2.3. Зависимость к.п.д. ЧНД η_{oi}^{CHD} (а) и отсека ступеней № 17—19 (б) турбины ПТ-25-90/10 (с учетом потерь с выходной скоростью последней ступени) от располагаемого теплоресурса:

□, ○, ●, △ — расход пара через турбину соответственно 20,8; 16,7; 15,3 и 11,2 кг/с; 1 — опытная кривая; 2 — расчетная кривая по уравнению (2.2) при $H_0^{opt} = 428$ кДж/кг, $a = 1,1$ — для ЧНД и $H_0^{opt} = 356$ кДж/кг, $a = 0,9$ — для отсека ступеней № 17—19.

Уравнением (2.2) удобно пользоваться при оценке экономичности работы отсеков ступеней при разных режимах в условиях эксплуатации, а также при расчете переменных режимов вновь проектируемых турбин. В этом случае конструктивные характеристики отдельных ступеней, как правило, еще не известны, и применение обычных методов расчета к. п. д. затруднительно. В сравнительных расчетах, когда важна не абсолютная величина к. п. д., а относительное изменение его на переменных режимах, в первом приближении можно принять $\alpha = 1$.

Зависимость к. п. д. некоторых отсеков от располагаемого перепада энтальпии H_0 , по опытным данным [27], и сравнение опытных

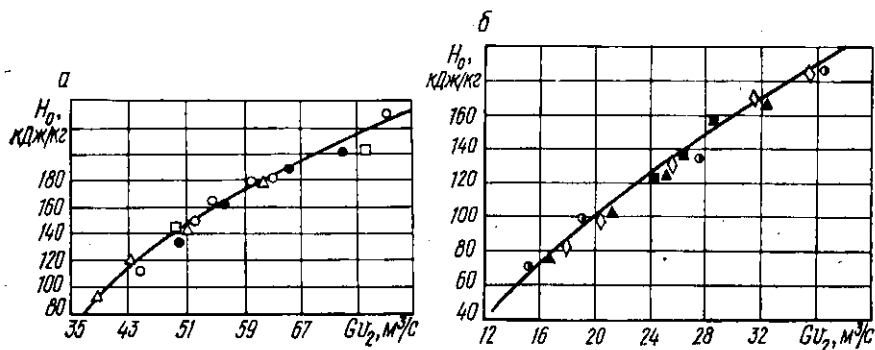


Рис. 2.4. Располагаемый перепад тепла на ЧНД турбин ПТ-25-90/10 (а) и ПТ-12-90/10 (б) при полностью открытой поворотной диафрагме в зависимости от объемного расхода пара:

Δ , $\bullet$, $\circ$, $\square$ — массовый расход пара соответственно 11; 15; 16,5; 21 кг/с; $\ominus$, $\blacktriangle$, $\diamond$, $\blacksquare$ — массовый расход пара соответственно 4; 7; 8,5; 9 кг/с.

данных с расчетами по уравнению (2.2) приведены на рис. 2.3. Как видно, погрешность зависимости (2.2) составляет примерно 5%. Оптимальный режим групп ступеней, соответствующий значениям η_{oi}^{opt} , H_0^{opt} , не всегда совпадает с расчетным (по конструктивным условиям выполнения отсека), а к. п. д. в области режимов, близких к оптимальному, является весьма пологой функцией располагаемого теплоперепада. Поэтому значение коэффициента α следует устанавливать по экспериментальным материалам, причем необходимы данные хотя бы по двум режимам.

Погрешность уравнения (2.2) увеличивается с ростом влияния плотности пара на потери трения и вентиляции, особенно в случае появления отрывного течения, и с выходом решеток из автомодельной зоны по числу Re. Однозначность зависимости (2.2) также нарушается в результате влияния влажности пара.

В ходе испытаний турбин [27] получены характеристики групп

ступеней в области больших u/c_0 . При режимах со значениями $H_0 > H_0^{\text{opt}}$ следует ожидать более интенсивную зависимость к. п. д. от параметра $\left(\frac{u}{c_0}\right)_{\text{пр}}$. Это можно объяснить большим влиянием положительных углов атаки на профильные потери, чем отрицательных, что и подтверждается данными, приведенными в работе [33].

Более точно к. п. д. турбинного отсека при изменении режима работы может быть определен с помощью поступенчатого расчета, методика которого изложена в работах [1, 71, 84]. В таких расчетах следует использовать результаты продувки плоских решеток для определения потерь в них при нерасчетных углах входа.

Достаточно «универсальным» параметром для турбинного отсека является объемный расход пара Gv_2 , так как он определяет скорости истечения из решеток, а значит, и срабатываемый в них перепад тепла H_0 . Экспериментальная зависимость $H_0 = f(Gv_2)$ приведена на рис. 2.4. Как видно, точки, соответствующие разным массовым расходам пара, попадают на единую кривую. Поэтому с учетом уравнения (2.2) в первом приближении (если пренебречь влиянием плотности пара и чисел Re и M) зависимость использованного перепада тепла для группы ступеней, работающих на сухом паре, от объемного расхода пара $H_1 = f(Gv_2)$ будет также однозначной. Этой зависимостью можно воспользоваться для приближенной оценки экономичности турбин при переменных режимах.

2.2. Особенности работы и методы расчета теплового процесса для теплофикационных турбин

Переменные режимы характерны для теплофикационных турбин. Условия работы проточной части их зависят не только от нагрузки, начальных и конечных параметров пара, но и от тепловой мощности и давления регулируемых отборов пара. При этом необходимо иметь в виду тесную взаимосвязь между турбиной и системой теплоснабжения, в частности давление в отопительных отборах определяется режимом работы, конденсирующей способностью и температурой нагрева воды в сетевых подогревателях.

При переменных режимах работы теплофикационных турбин существенно изменяются к. п. д. следующих отсеков:

- 1) регулирующих ступеней части высокого и среднего давления (при сопловом парораспределении);

- 2) последних ступеней при изменении расхода пара и противодавления;

- 3) группы предотборных (предшествующих регулируемым отборам пара) ступеней при изменении тепловой нагрузки и давления в камере отбора;

4) отсека ступеней части низкого давления, расход пара через которые изменяется от максимального при конденсационном режиме до минимально-вентиляционного при номинальных отборах пара, а к. п. д. может снижаться вплоть до отрицательных значений. Режимы отрицательных к. п. д. наступают при малых объемных расходах пара. При этом последние ступени ЧНД могут работать со значительным потреблением мощности и большой неравномерностью потока по радиусу и в окружном направлении.

Точное построение процесса расширения пара в теплофикационной турбине при переменных режимах представляет значительные трудности. Это обусловлено, во-первых, существенным изменением экономичности указанных выше отсеков; во-вторых, очень сложно точно определить потери на дросселирование пара в регулирующих органах регулируемых отборов. Для регулирования давления в производственных отборах, как правило, применяется клапанное парораспределение в ЧСД турбины. Давление в отопительных отборах регулируется с помощью поворотных диафрагм, устанавливаемых на входе в ЧНД. В современных турбинах применяются поворотные диафрагмы с неразделенным дросселем, в этом случае в соплах регулирующей ступени происходит частичное использование кинетической энергии струи пара, проходящей через щели дросселя. Поэтому определение потерь на дросселирование в ЧНД в предположении чисто дроссельного парораспределения, когда давление перед соплами первой ступени определяется по формуле Стодола — Флюгеля, записанной для отсека ЧНД, приводит к значительной погрешности.

Достаточно точное построение теплового процесса в теплофикационных турбинах необходимо для достоверного определения ее характеристик и расчета технико-экономических показателей работы и может основываться на методе учета дополнительных по сравнению с расчетным режимом необратимых потерь в отдельных отсеках, чувствительных к переменным режимам.

В общем случае дополнительная потеря в данной группе ступеней определяется по формуле

$$\Delta Q = H_0 (\eta_{0i}^p - \eta_{0i}), \quad (2.3)$$

где H_0 — располагаемый теплоперепад на отсек при рассматриваемом режиме; η_{0i}^p , η_{0i} — расчетное и текущее значения к. п. д. отсека.

При учете этой дополнительной потери для определения действительного состояния пара в некоторой точке турбины необходимо учесть возврат тепла (частичное использование потери) между рассматриваемыми точками. Если в точке 1 с параметрами p_1 , T_1 возникла потеря тепла ΔQ_1 , то для точки 2 с параметрами p_2 , T_2

действительная величина потери $\Delta Q'_1$ будет меньше ΔQ_1 и определяется из выражения [75]

$$\Delta Q'_1 = \Delta Q_1 \left[1 - \eta_s \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \right], \quad (2.4)$$

где η_s — изоэнтальпийный к. п. д. на участке расширения пара между изобарами p_1 и p_2 ; T_1, T_2 — абсолютная температура пара в точках 1 и 2.

Вследствие трудности определения степени дросселирования пара в клапанах парораспределения ЧВД и ЧСД турбины их следует рассматривать совместно с соответствующей регулирующей ступенью как единые отсеки.

Рассмотрим применение такого метода построения процесса расширения пара для турбины ПТ-60-130/13. Ввиду наличия двух регулируемых отборов этот пример отличается большей общностью. В такой турбине необходимо рассматривать следующие дополнительные потери: в органах парораспределения и регулирующей ступени части высокого давления $\Delta Q_{чвд}$; в органах парораспределения и регулирующей ступени части среднего давления $\Delta Q_{чсд}$; в теплофикационном отсеке производственного отбора (группе ступеней, предшествующих производственному отбору) $\Delta Q_{п.о.}$; в теплофикационном отсеке отопительного отбора $\Delta Q_{т.о.}$; в органах парораспределения и ступенях части низкого давления $\Delta Q_{чнд}$.

Дополнительные потери $\Delta Q_{чвд}$ и $\Delta Q_{чсд}$ определяются по массовому расходу пара на входе в ЧВД или ЧСД турбины. Потери $\Delta Q_{п.о.}$ и $\Delta Q_{т.о.}$ удобно находить по объемному расходу пара на выходе из данного отсека.

Для определения потерь $\Delta Q_{чвд}$, $\Delta Q_{чсд}$ можно воспользоваться данными испытаний определенного типа турбин, в том числе и данными экспресс-испытаний, в виде $\eta_{oi}^{чвд} = f(G_o)$, $\eta_{oi}^{чсд} = f(G_o^{чсд})$. По результатам испытаний из уравнения (2.3) с учетом выражения (2.4) легко определяются суммарная и дополнительная потери в данном цилиндре, из которых затем следует выделить потери в теплофикационном отсеке. Последние при отсутствии необходимых экспериментальных данных можно найти расчетным путем, определяя для нескольких режимов, отличающихся расходом пара через отсек и давлением в регулируемом отборе, объемный расход пара, давление перед отсеком по уравнению Стодола — Флюгеля, располагаемый теплоперепад на отсек H_o и его к. п. д. При этом для приближенного определения к. п. д. можно воспользоваться уравнением (2.2). В состав теплофикационных отсеков достаточно включать 3—5 ступеней, предшествующих регулируемому отбору.

Найденные таким образом с использованием экспериментальных материалов ОРГРЭС дополнительные потери в отсеках турбины ПТ-60-130/13 представлены на рис. 2.5, 2.6. Зная эти поте-

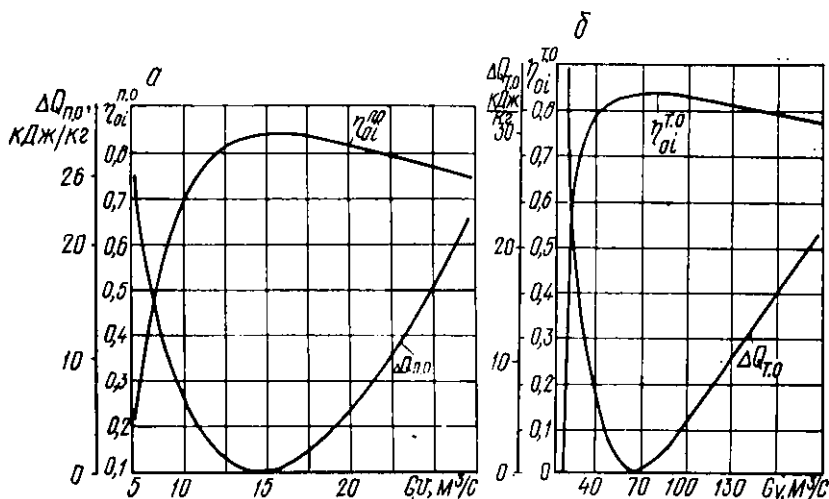


Рис. 2.5. Внутренний относительный к. п. д. и дополнительная потеря в теплофикационном отсеке производственного (а) и отопительного (б) отборов турбины ПТ-60-130/13 в зависимости от объемного расхода пара через пред-отборную ступень.

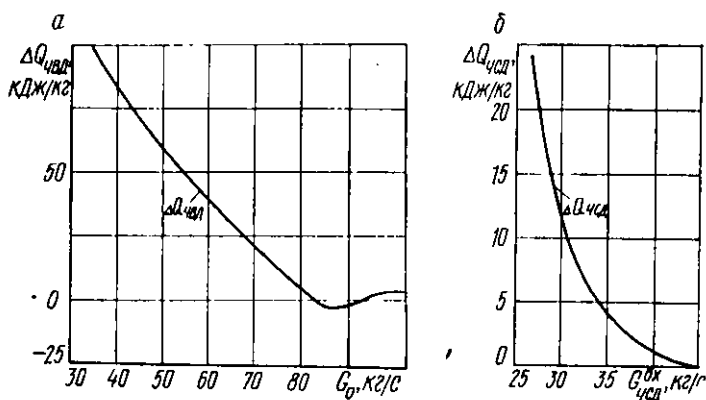


Рис. 2.6. Дополнительная потеря в регулирующей ступени и органах парораспределения ЧВД (а) и ЧСД (б) турбины ПТ-60-130/13 в зависимости от расхода свежего пара на входе в цилиндр.

ри, легко найти действительное состояние пара в камере производственного и отопительного отборов:

$$i_{пр} = i_{пр}^p + \Delta Q_{чвд} + \Delta Q_{п.о};$$

$$i_{от} = i_{от}^p + \Delta Q_{чвд} + \Delta Q_{чсд} + \Delta Q_{п.о} + \Delta Q_{т.о},$$

где $i_{пр}^p$, $i_{от}^p$ — энтальпия пара в регулируемых отборах при расчетном процессе расширения в турбине.

Для определения конечного состояния пара за турбиной удобно воспользоваться зависимостью использованного в ЧНД теплопере-

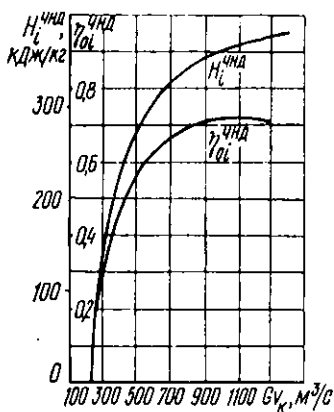


Рис. 2.7. Зависимость используемого теплоперепада и внутреннего относительного к. п. д. ЧНД турбины ПТ-60-130/13 от объемного расхода пара в конденсаторе.

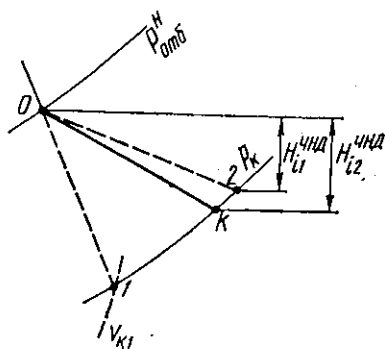


Рис. 2.8. Построение процесса расширения пара в ЧНД и определение его конечного состояния.

пада $H_i^{ЧНД}$ от объемного расхода пара в конденсатор Gv_k . Эта зависимость строится по опытным данным $\eta_{oi}^{ЧНД} = f(G_{ЧНД})$ или с помощью универсальной кривой поправок на вакуум. Зависимость $H_i^{ЧНД} = f(Gv_k)$ для турбины ПТ-60-130/13 представлена на рис. 2.7.

Действительное состояние отработавшего пара $i_k = i_{от} - H_i^{ЧНД}$. Значение $H_i^{ЧНД}$ для данного режима определяется методом последовательного приближения, как это показано на рис. 2.8. Для этого вначале предполагается расчетный процесс расширения пара в ЧНД (политропа 0—1), и в точке 1 находятся удельный объем пара v_{k1} и первое приближенное значение объемного расхода пара Gv_{k1} . По значению Gv_{k1} определяется $H_{i1}^{ЧНД}$ и строится процесс расширения

пара 0—2. По параметрам в точке 2 определяются более точные значения $Gv_{к2}$ и $H_{i2}^{ЧНД}$ и уточняется процесс расширения пара 0— k . При этом, как показывают расчеты, достаточно двух приближений.

Построение теплового процесса для турбин с двухступенчатым отопительным отбором не отличается от приведенного, только необходимо учесть дополнительную потерю тепла в промежуточном отсеке (группе ступеней между верхним и нижним отопительными отборами).

Рассмотренная методика позволяет, не прибегая к детальному расчету проточной части, с достаточной точностью построить процесс расширения пара в турбине при различных режимах работы, имея данные о расходе свежего пара, нагрузке и давлении пара в регулируемых отборах.

Пример построения процесса расширения пара в турбине ПТ-60-130/13 с использованием метода выделения дополнительных потерь в ее отсеках показан на рис. 2.9. Здесь пунктиром показаны политропы расширения, соответствующие расчетному к. п. д.

проточной части; $\Delta Q_1 = \Delta Q_{ЧВД} + \Delta Q_{п.о.}$; $\Delta Q_2 = \Delta Q_{ЧСД} + \Delta Q_{т.о.}$ — найденные с учетом возврата тепла дополнительные потери в частях высокого и среднего давления турбины. Потери на дросселирование пара в клапанах ЧВД и ЧСД не выделены, так как они учитываются соответственно при определении величин $\Delta Q_{ЧВД}$ и $\Delta Q_{ЧСД}$.

Процесс дросселирования пара в ЧНД (в поворотной диафрагме) показан условно, а конечное состояние пара определяется по использованному перепаду $H_i^{ЧНД} = f(Gv_k)$.

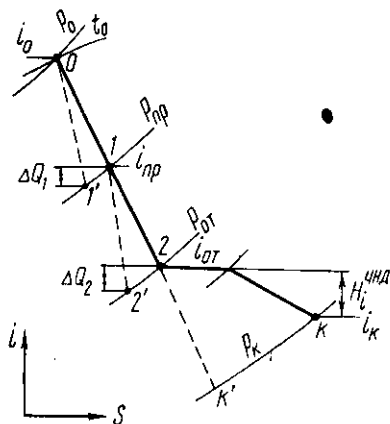


Рис. 2.9. Построение процесса расширения пара в турбине ПТ-60-130/13 с выделением дополнительных потерь в ее отсеках.

2.3. Показатели тепловой экономичности теплофикационных турбин

Изменение эффективности теплофикационных турбин, не влияя на экономичность выработки тепла, поскольку относимые к отпуску тепла потери находятся вне турбоагрегата. Частный к. п. д. ТЭЦ по выработке тепла $\eta_Q = \eta_{ка} \eta_{тп} \eta_{п}$, где $\eta_{ка}$, $\eta_{тп}$, $\eta_{п}$ — к. п. д. котлоагрегата, трубопроводов (теплового потока) и подо-

гревателей. Поэтому тепловая экономичность теплофикационных турбин характеризуется только эффективностью выработки электроэнергии.

В соответствии с видами производимой энергии в теплофикационной турбине можно выделить два потока пара — *теплофикационный*, который после использования в турбине поступает к тепловому потребителю, и *конденсационный*, существенная часть тепла которого теряется в конденсаторе. Удельный расход тепла на выработку электроэнергии для теплофикационного потока пара сравнительно небольшой и отличается от теплового эквивалента только на величину механических потерь, потерь в электрическом генераторе и на излучение, поскольку остальное тепло пара полезно используется потребителем:

$$q_T = \frac{1}{\eta_m \eta_r} \text{ Дж/Дж}$$

или

$$q_T = \frac{860}{\eta_m \eta_r} \text{ ккал/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Здесь η_m , η_r — механический к. п. д. турбины и к. п. д. генератора.

Удельный расход тепла на выработку электроэнергии для конденсационного потока включает потери в холодном источнике и существенно (в 1,7—2,5 раза) выше [7]. В общем случае

$$q_K = \frac{1}{\eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_r} = \frac{1}{\eta_s} \text{ Дж/Дж}$$

или

$$q_K = \frac{860}{\eta_s} \text{ ккал/кВт} \cdot \text{ч,}$$

где η_t , η_{oi} — термический к. п. д. цикла и внутренний относительный к. п. д. турбины; η_r — абсолютный электрический к. п. д. турбоустановки.

В общем случае, когда имеют место оба потока пара, удельный расход тепла на выработку электроэнергии

$$q_s = \frac{q_T N_T + q_K N_K}{N_T + N_K}, \quad (2.5)$$

где N_T , N_K — соответственно теплофикационная и конденсационная мощность турбины.

Как видно из выражения (2.5), удельный расход тепла и соответственно удельный расход топлива на выработку электроэнергии на ТЭЦ зависит прежде всего от режима работы турбин (от соотношения между тепловой и электрической нагрузками турбин). С увеличением доли выработки электроэнергии на базе теплового потребления $N_T/(N_T + N_K)$ значение q_s уменьшается. Поэтому удельный расход тепла q_s непосредственно не может харак-

теризовать эффективность теплофикационных турбин, в том числе совершенство проточной части и применяемые параметры пара.

Для турбин с противодавлением или в случае чисто теплофикационного режима работы турбин с отборами пара (при утилизации тепла отработавшего пара в конденсаторе, например для подогрева сетевой воды) $N_k=0$ и $q_0=q_T$. Однако и в этом случае q_0 не характеризует эффективности теплофикационных турбин, не определяет величины выработки электроэнергии на базе теплового потребления и достигаемой экономии топлива за счет комбинированного производства тепла и электричества на ТЭЦ.

Таковыми же недостатками, как показатель тепловой экономичности, обладает и удельный расход пара

$$d_0 = G_0/N_0,$$

где G_0 — расход пара на турбину; N_0 — электрическая мощность генератора. Он также не позволяет судить о сравнительной экономичности сопоставляемых турбин, так как значение его зависит прежде всего от величины тепловой нагрузки турбины и давления отбираемого пара. По изменению d_0 также нельзя непосредственно определить величину экономии топлива на ТЭЦ.

В соответствии с выделением в теплофикационной турбине двух потоков пара — теплофикационного и конденсационного — основными характеристиками эффективности их следует считать внутреннюю удельную выработку электроэнергии на базе теплового потребления W_v и абсолютный внутренний к. п. д. конденсационного потока $\eta_{ик}$, представляющий долю тепла в свежем паре, полезно используемого на производство электроэнергии [31]. Эти характеристики определяются из следующих выражений:

$$W_v = \frac{i_0 - i_{отб}}{i_{отб} - i_v} (1 + e_T) = \frac{H_{i_{отб}} (1 + e_T)}{i_0 - H_{i_{отб}} - i_v}; \quad (2.6)$$

$$\eta_{ик} = \frac{i_0 - i_k}{i_0 - i_{п.в}} \cdot \frac{1 + e_k}{1 + \alpha_k} = \frac{H_{i_k} (1 + e_k)}{(i_0 - i_{п.в}) (1 + \alpha_k)}, \quad (2.7)$$

где α_k , e_k , e_T — соответственно доля регенеративных отборов и доля регенеративной выработки электроэнергии для конденсационного и теплофикационного потоков пара; H_{i_k} , $H_{i_{отб}}$ — использованный в турбине перепад тепла соответственно для конденсационного и теплофикационного потоков пара; i_0 , $i_{отб}$, i_k — энтальпия свежего пара, пара в камере регулируемого отбора и отработавшего пара в конденсаторе; $i_{п.в}$, i_v — энтальпия питающей воды и возвращаемого от потребителя конденсата.

Доля регенеративных отборов α_k может быть определена из расчета тепловых балансов подогревателей или же (что представляется более удобным) через долю регенеративной выработки электроэнергии. Если заменить систему регенерации условным подо-

гревателем со средневзвешенным значением энтальпии пара $i_{отб}^{cp}$ и значением энтальпии конденсата на входе в него i'_k , то

$$\alpha_k = \frac{i_{п.в} - i'_k}{i_{отб}^{cp} - i_{п.в}}. \quad (2.8)$$

Средневзвешенное значение энтальпии пара условного отбора связано с долей регенеративной выработки электроэнергии e_k соотношением

$$e_k = \frac{(i_0 - i_{отб}^{cp}) \alpha_k}{H_{ик}}. \quad (2.9)$$

Отсюда, подставив $i_{отб}^{cp}$ из выражения (2.9) в (2.8), получим, что

$$\alpha_k = \frac{i_{п.в} - i'_k}{i_0 - \frac{e_k}{\alpha_k} H_{ик} - i_{п.в}}.$$

Отношение e_k/α_k при изменении к. п. д. турбины изменяется незначительно и приближенно может быть найдено по расчетному режиму. Значение энтальпии питательной воды легко определяется по опытным данным или расчетным путем в зависимости от расхода свежего пара.

Зная значения W_b и $\eta_{ик}$, легко определить теплофикационную мощность турбины и удельный расход тепла для конденсационного потока пара:

$$N_T = W_b Q_T \eta_m \eta_r;$$

$$q_k = \frac{1}{\eta_{ик} \eta_m \eta_r}.$$

Изменение параметров свежего пара (p_0 , T_0) вызывает изменение энтальпии i_0 и использованных в турбине перепадов тепла $H_{отб}$, $H_{ик}$. В соответствии с этим по уравнениям (2.6) и (2.7) можно определить изменение характеристик W_b , $\eta_{ик}$ или q_k .

Важным при определении характеристик теплофикационных турбин является правильный учет влияния регенерации. Доля регенеративной выработки для конденсационного и теплофикационного потоков пара может составить 20% и более. Методика учета изменения ее, основанная на замкн. системы регенерации условным подогревателем, приведена в работе [73]. Изменение доли регенеративной выработки для различных начальных параметров пара и температуры питательной воды в зависимости от давления отбираемого пара (или давления в конденсаторе) приведено на рис. 2.10 [73]. Эти данные получены в предположении, что энтальпия возвращаемого потребителем конденсата равна энтальпии насыщения при давлении в отборе. В действительности

же конденсат возвращается с производства со значительным переохлаждением, что увеличивает долю регенеративной выработки. Для примера применительно к турбине ПТ-60-130/13 на рис. 2.11 приведена доля выработки электроэнергии на регенеративных отборах для подогрева возвращаемого с производства конденсата при различной его температуре t_b , изменяющейся от температуры насыщения $t_{нас}$ до 100°C .

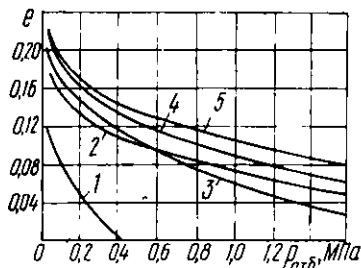


Рис. 2.10. Доля регенеративной выработки электроэнергии в зависимости от давления отбираемого пара:

1 — $p_0 = 3,4$ МПа, $t_0 = 435^\circ\text{C}$, $t_{п.в} = 150^\circ\text{C}$; 2 — $p_0 = 12,75$ МПа, $t_0 = 565^\circ\text{C}$, $p_{п.п} = 3,14$ МПа, $t_{п.п} = 565^\circ\text{C}$; $t_{п.в} = 230^\circ\text{C}$; 3 — $p_0 = 8,8$ МПа, $t_0 = 535^\circ\text{C}$, $t_{п.в} = 215^\circ\text{C}$; 4 — $p_0 = 12,75$ МПа, $t_0 = 565^\circ\text{C}$, $t_{п.в} = 230^\circ\text{C}$; 5 — $p_0 = 23,5$ МПа, $t_0 = 560^\circ\text{C}$, $p_{п.п} = 3,92$ МПа, $t_{п.п} = 565^\circ\text{C}$; $t_{п.в} = 260^\circ\text{C}$.

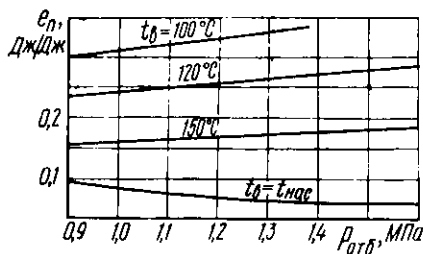


Рис. 2.11. Доля выработки электроэнергии на регенеративных отборах на базе подогрева возвращаемого с производства конденсата при разной его температуре (турбоустановка ПТ-60-130/13).

Удельная выработка электроэнергии W_b зависит также от режима работы и внутреннего относительного к. п. д. турбины. При увеличении к. п. д. турбины снижается энтальпия отбираемого пара и растет величина $H_{iотб}$, что приводит к увеличению W_b .

Для упрощения процесса расчета величины W_b с учетом всех определяющих факторов удобно знать ее значение для расчетного режима работы турбины с последующим вводом поправки на изменение режима. Внутренняя удельная выработка электроэнергии для производственного и отопительного отборов турбины ПТ-60-130/13 при расчетном режиме работы проточной части как без учета, так и с учетом регенерации приведена на рис. 2.12.

Суммарная дополнительная потеря для расчета уточненного значения W_b , представляющая разность энтальпий в регулируемом отборе при рассматриваемом и расчетном режимах работы турбины, определяется как сумма дополнительных потерь в различных эле-

ментах и отсеках турбины, предшествующих данному отбору и найденных с учетом явления возврата тепла, т. е. $\Delta Q_W = \sum \Delta Q_i$. По ее величине можно найти изменение удельной выработки электроэнергии как разность значений W_B при расчетном и измененном режимах работы:

$$\Delta W = \frac{(i_0 - i_{отб}) (i_{отб} + \Delta Q_W - i_B) - (i_{отб} - i_B) (i_0 - i_{отб} - \Delta Q_W)}{(i_{отб} - i_B) (i_{отб} + \Delta Q_W - i_B)}. \quad (2.10)$$

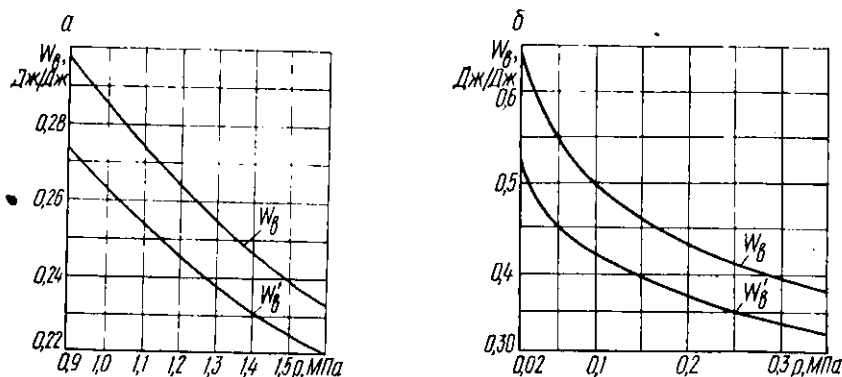


Рис. 2.12. Внутренняя удельная [выработка электроэнергии на паре производственного (а) и отопительного (б) отборов без учета регенерации W'_B и с ее учетом W_B для расчетного режима работы турбины ПТ-60-130/13 в зависимости от давления отбираемого пара (температура возвращаемого конденсата равна температуре насыщения).

Тогда уточненное значение удельной выработки

$$W_B^{yt} = W_B + \Delta W. \quad (2.11)$$

Абсолютный внутренний к. п. д. конденсационного потока существенно зависит от к. п. д. как ЧВД, так и ЧНД турбины. При расчетном режиме ЧВД характеристики конденсационного потока $\eta_{ик}$ и q_k определяются давлением пара в нижнем отопительном отборе и объемным расходом пара в конденсатор или величиной конденсационной мощности турбины. Для примера на рис. 2.13 приведены полученные при этом условии значения q_k для турбины ПТ-60-130/13. Как видно, величина q_k в зависимости от режима работы ЧНД может изменяться на 20% и более.

Используя приведенное выше выражение для $\eta_{ик}$, легко показать, что при изменении режима работы турбины и появлении дополнительной необратимой потери ΔQ_k уточненное значение

удельного расхода тепла для конденсационного потока пара найдется как

$$q_k^{yt} = \frac{(i_0 - i_{п.в}) q_k}{i_0 - i_{п.в} - q_k \Delta Q_k}. \quad (2.12)$$

Характеристики W_v и q_k позволяют непосредственно определять экономичность работы теплофикационных турбин, рассчитывать

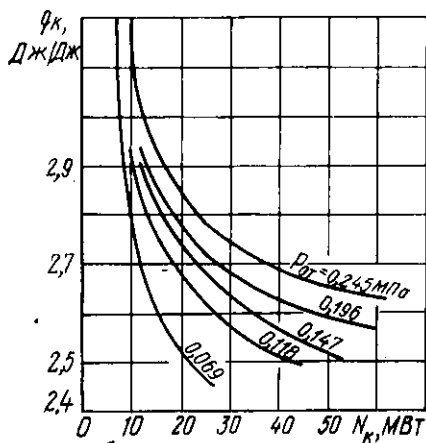


Рис. 2.13. Внутренний удельный расход тепла для конденсационного потока пара при различных давлениях в отопительном отборе для турбины ПТ-60-130/13 в зависимости от конденсационной мощности.

их энергетические характеристики, рассчитывать экономию топлива за счет комбинированного производства тепла и электроэнергии, а также могут быть использованы для оптимизации режимов работы турбин ТЭЦ.

2.4. Энергетические характеристики турбин

Энергетической характеристикой турбоагрегата называется зависимость расхода тепла на турбину от электрической нагрузки генератора и тепловой нагрузки регулируемых отборов пара.

Энергетическая характеристика (ЭХ) конденсационных турбин представляет функцию вида $Q_0 = f(N)$, которая в зависимости от особенностей системы парораспределения турбины изображается в виде выпуклой кривой или сочетания таких кривых.

Использование в практических расчетах действительных криволинейных энергетических характеристик затруднительно. Так как выпуклость криволинейных характеристик небольшая, их спрямляют и заменяют одним или несколькими участками прямой линии (рис. 2.14). Прямолинейная характеристика отсекает на оси ординат отрезок, характеризующий величину расхода тепла турбиной при нулевой нагрузке и называемый *расходом холостого хода* $Q_{х.х.}$.

Аналитическим выражением прямолинейной характеристики является уравнение

$$Q_0 = Q_{x,x} + rN,$$

где $r = dQ_0/dN$ — относительный прирост тепла, или при наличии двух участков ЭХ с разным значением относительного прироста тепла r' и r''

$$Q_0 = Q_{x,x} + r'N_{\text{ЭК}} + r''(N - N_{\text{ЭК}}),$$

где $N_{\text{ЭК}}$ — экономическая мощность турбины, при которой происходит открытие обводного клапана.

Так как удельный расход тепла конденсационной турбины

$$q = \frac{Q_0}{N} = \frac{Q_{x,x}}{N} + r,$$

то характеристика удельных расходов тепла является гиперболой с асимптотой, равной r (см. рис. 2.14). С ростом нагрузки влияние $Q_{x,x}$ на величину удельного расхода тепла снижается и значение q уменьшается.

В табл. 2.1 приведены уравнения ЭХ некоторых конденсационных турбин.

Значительно большие трудности представляет построение энергетических характеристик теплофикационных турбин с регулируемым отбором пара. Расход тепла на такие турбины зависит не только от электрической нагрузки генератора, но и от величины и параметров регулируемых отборов.

Расход пара на турбину с отборами и конденсацией пара нельзя представить на плоскости в виде какой-то прямой или кривой. Поэтому для таких турбин применяются диаграммы режимов, представляющие семейства линий, построенные в одном или

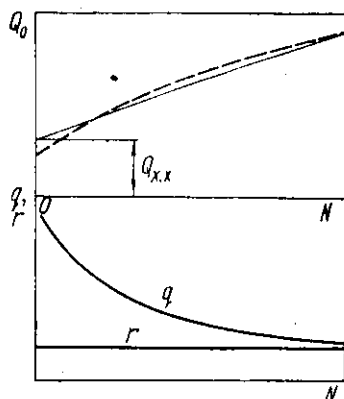


Рис. 2.14. Спрямолинейная энергетическая характеристика конденсационной турбины.

Таблица 2.1

Тип турбоагрегата	Уравнение энергетической характеристики	
	Q_0 (Гкал/ч), N (МВт)	N (МВт), Q_0 (МВт)
К-100-90	$Q_0 = 15 + 2,10 N$	$Q_0 = 17,45 + 2,443 N$
К-200-130	$Q_0 = 26 + 1,87 N$	$Q_0 = 30,3 + 2,175 N$
К-300-240	$Q_0 = 43 + 1,69 N$	$Q_0 = 50 + 1,967 N$

нескольких квадрантах и отображающие зависимость между расходом свежего пара и электрической нагрузкой при заданных постоянных величинах регулируемых отборов. Диаграммы режимов строятся при фиксированных (расчетных) значениях параметров свежего пара, давления в регулируемых отборах и в конденсаторе. Поэтому к ним прикладываются поправочные кривые, учитывающие возможное изменение этих величин.

Методика построения и примеры диаграмм режимов для различных теплофикационных турбин приведены в работах [7, 83, 84]. Они нашли широкое применение при расчете переменных режимов теплофикационных турбин.

Ввиду трудности получения аналитических выражений для действительных энергетических характеристик теплофикационных турбин с учетом всех определяющих факторов до настоящего времени в практике широко используются спрямленные характеристики. В общем случае энергетическая характеристика турбоагрегата с двумя регулируемыми отборами пара — производственным и отопительным — может быть представлена в следующем виде:

$$Q_0 = Q_{x,x} + r_k N - (r_k - r_t) N_T + \sum Q_T; \quad (2.13)$$

$$N_T = W_b^n Q_T^n + W_b^{ot} Q_T^{ot} - \Delta N_{x,x}, \quad (2.14)$$

где r_k , r_t — соответственно частичный расход тепла для конденсационного и теплофикационного потоков пара; $\sum Q_T = Q_T^n + Q_T^{ot}$ — суммарная тепловая нагрузка производственного и отопительного отборов; W_b^n , W_b^{ot} — внутренняя удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении для производственного и отопительного отборов; $\Delta N_{x,x}$ — условная мощность холостого хода; N , N_T — общая мощность электрического генератора и мощность, развиваемая на тепловом потреблении.

Уравнения энергетических характеристик турбоагрегатов с одним отопительным отбором (типа Т) или с противодавлением представляют частный случай выражений (2.13) и (2.14): для турбин типа Т $Q_T^n = 0$ и $\sum Q_T = Q_T^{ot}$; для турбин с противодавлением (типа Р) $Q_T^{ot} = 0$, $\sum Q_T = Q_T^{np}$ и $N = N_T$. Таким образом, для турбин типа Р уравнение энергетической характеристики примет вид

$$Q_0 = Q_{x,x} + r_t N + Q_T^{np},$$

где Q_T^{np} — отпуск тепла из противодавления турбины внешнему тепловому потребителю.

Теоретические основы расчета энергетических характеристик вида (2.13), (2.14) разработаны в работе [74]. Как видно, из общего расхода тепла на турбину выделяется расход тепла на холостой ход, на отпуск тепла внешнему потребителю и на выра-

ботку электрической энергии. Причем третий член уравнения (2.13) учитывает экономию тепла, достигаемую за счет выработки части электрической энергии на базе теплового потребления.

Энергетические характеристики вида (2.13), (2.14) удобны для пользования, однако отличаются сравнительно невысокой точностью. Погрешность их может достигать 6% и обусловлена прежде всего значительной нелинейностью действительных характеристик, особенно при нагрузках меньше 40% номинальной, и отсутствием непосредственной зависимости мощности N_T от давления в отборах, так как она рассчитывается или при номинальном давлении в отборах, или при некотором среднегодовом значении его. Для турбин типа ПТ определенную погрешность вносит также отсутствие связи между $\Delta N_{x,x}$ и соотношением нагрузок производственного и отопительного отборов.

Некоторое уточнение линейных энергетических характеристик произведено в работе [78] на основе установления аналитической связи между изменением удельной мощности на базе теплового потребления и давлением в регулируемых отборах, а также коррекции условной мощности холостого хода для турбин типа ПТ. При расчете мощности N_T вводится корректирующий коэффициент $(p_{\Pi}/p_{\text{отб}})^n$, где p_{Π} , $p_{\text{отб}}$ — соответственно номинальные и текущие значения давления в регулируемом отборе. Для двухступенчатых отопительных отборов, для которых номинальное значение давления не фиксируется, в качестве расчетного принималось давление 0,098 МПа. Коррекция величины условной мощности холостого хода производится по уравнению

$$\Delta N_{x,x} = N_{x,x}^{\Pi} - (N_{x,x}^{\Pi} - N_{x,x}^{\text{от}}) \frac{Q_T^{\text{от}}}{Q_{T \max}^{\text{от}}},$$

где $N_{x,x}^{\Pi}$, $N_{x,x}^{\text{от}}$ — соответственно условные составляющие мощности холостого хода при работе турбины с одним производственным или отопительным отбором; $Q_T^{\text{от}}$, $Q_{T \max}^{\text{от}}$ — соответственно текущая и максимально возможная тепловые нагрузки отопительного отбора.

В отличие от характеристик, приведенных в работе [74], и по аналогии с характеристиками УТМЗ [7] конденсационная мощность вентиляционного пропуска пара в конденсатор в характеристиках [78] включена в состав мощности N_T .

Примеры энергетических характеристик современных теплофикационных турбин приведены в табл. 2.2 [78]. В таблице p_T , p_{Π} — соответственно давление в отопительном или производственном (в противодавлении) отборах; $N_{T,\Pi}$ — мощность питательного турбонасоса; $Q_{c,\Pi} \leq 32$ Гкал/ч (37,2 кДж/с) — допускаемый отбор давлением примерно 0,55 МПа на собственные нужды. Характеристики в табл. 2.2 приведены при принятых заводами-изготовите-

Таблица 2.2

Тип турбины	Начальные параметры, при которых построены характеристики		Уравнения энергетических характеристик		расход тепла на турбину Q_0 , МВт; N , (МВт)
	p_0 , МПа	t_0 , °C	мощность на тепловом потреблении N_T , МВт; Q_T (МВт), p (МПа)		
ПТ-60/75-130/13	12,75	565	$N_T = 0,528 \left(\frac{0,118}{p_T} \right)^{0,14} Q_T^{0,7} + 0,305 \times$ $\times \left(\frac{1,275}{p_n} \right)^{0,34} Q_T^n - \left(9,9 - \frac{Q_T^{0,7}}{20,9} \right)$	$Q_0 = 16,3 + 2,33N - 1,315N_T + \Sigma Q_T$	
	12,75	555	$N_T = 0,54 Q_T^{0,7} (10,2 p_T)^{-0,14} + 0,3 \times$ $\times \left(\frac{1,275}{p_n} \right)^{0,34} Q_T^n - \left(11,6 - \frac{Q_T^{0,7}}{46,1} \right)$	$Q_0 = 16,3 + 1,98N - 0,97N_T + \Sigma Q_T$	
ПТ-135/165-130/15	12,75	565	$N_T = 0,54 \left(\frac{0,118}{p_T} \right)^{0,14} Q_T^{0,7} + 0,283 \times$ $\times \left(\frac{1,47}{p_n} \right)^{0,34} Q_T^n - \left(21,9 - \frac{Q_T^{0,7}}{18,1} \right)$	$Q_0 = 20,95 + 1,955N - 0,94N_T + \Sigma Q_T$	
	12,75	565	$N_T = 0,545 (Q_T^{0,7} - 15,1) (10,2 p_T)^{-0,14}$	$Q_0 = 107,1 p_T + 2,33N - 1,315N_T + Q_T^{0,7}$	

При работе со встроенным пучком

$$N_T = 0,6(Q_T' - 34,9)(10,2p_T)^{-0,14}; Q_T' = Q_T^{от} + Q_{пучка}$$

$$T-175/210-130 \quad 12,75 \quad 555 \quad N_T = 0,6(Q_T^{от} - 24,4)(10,2p_T)^{-0,14} \quad Q_0 = 198,9p_T + 2,316N - 1,3N_T + Q_T^{от}$$

$$T-250/300-240 \quad 23,50 \quad 560/565 \quad N_T = 0,708(Q_T^{от} - 40,74)(10,2p_T)^{-0,07} - N_{T,п} + [0,618 - 0,708(10,2p_T)^{-0,07}] Q_{с.п.}; \quad \text{При работе по электрическому графику} \\ Q_0 = 296p_T + 1,98N_T + 1,05Q_T^{от} - 0,65(Q_T^{от} - 26,48)(10,2p_T)^{-0,07} - 9,3 + Q_{с.п}[0,65(10,2p_T)^{-0,07} + 0,48]$$

При работе по тепловому графику

$$Q_0 = 296p_T + Q_T^{от} + 0,72(Q_T^{от} - 40,7)(10,2p_T)^{-0,07} + Q_{с.п}[1,63 - 0,72(10,2p_T)^{-0,07}]$$

$$Q_0 = 1,164 + 1,01N_T + Q_T^{np}$$

$$Q_0 = 6,4 + 1,01N_T + Q_T^{np}$$

$$P-50-130/13 \quad 12,75 \quad 565 \quad N_T = 0,3(Q_T^{np} - 48,3)\left(\frac{1,275}{p_n}\right)^{0,55}$$

$$P-100-130/15 \quad 12,75 \quad 565 \quad N_T = 0,31(Q_T^{np} - 98,9)\left(\frac{1,47}{p_n}\right)^{0,5}$$

лями для построения диаграмм режимов начальных параметрах пара. При изменении их требуется к значениям Q_0 и N ввести соответствующие поправки.

При нагрузке турбины в диапазоне 50—100% номинальной погрешности в определении расхода тепла на турбину по приведенным характеристикам составляют $\pm 2\%$; в определении мощности на базе теплового потребления $\pm 3\%$. Однако при меньших нагрузках погрешность может быть значительно выше.

Энергетические характеристики теплофикационных турбин используются для оптимизации состава оборудования и распределения нагрузок между агрегатами ТЭЦ, а также для расчета, прогнозирования и анализа технико-экономических показателей. Для успешного решения этих задач требуется увеличение точности аналитических выражений энергетических характеристик.

Широкие возможности для расчета уточненных энергетических характеристик даст использование ЭВМ, позволяющее учесть большое количество определяющих факторов. В последние годы разработан ряд методов расчета энергетических характеристик с использованием вычислительных машин.

В разработках [7] энергетические характеристики представлены уравнениями вида (2.13) с переменными коэффициентами, аппроксимированными с помощью ЭВМ в данном диапазоне нагрузок в зависимости от давления в отборах по данным диаграмм режимов или испытаний. Универсальные характеристики турбин типа Т (Т-100-130, Т-250-240), достаточно полно учитывающие влияние различных факторов, приведены в работе [66].

Перспективным является построение энергетических характеристик методом планирования эксперимента [3], который дает возможность найти математическое выражение ЭХ в виде полинома:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_k) = b_0 + \sum b_i x_i + \sum b_{ij} x_i x_j + \sum b_{ii} x_i^2 + \dots, \quad (2.15)$$

где b_i, b_{ij}, b_{ii} — оценки коэффициентов данного уравнения регрессии, близкие к истинным значениям этих коэффициентов. Коэффициенты уравнения (2.15) вычисляются методом регрессивного анализа. Универсальность метода планирования эксперимента состоит в том, что его можно использовать как для проведения тепловых испытаний турбин, так и для расчета энергетических характеристик по данным диаграмм режимов, таблиц, графиков.

По указанным методам получаются удобные для пользования выражения энергетических характеристик. Недостатком их является трудность непосредственного (в ходе расчета ЭХ) учета изменения состояния проточной части турбин в процессе эксплуатации.

Метод расчета энергетических характеристик с помощью ЭВМ, позволяющий в процессе расчета учитывать изменение параметров пара и экономичности проточной части, предложен в работе [32]. Метод основан на выделении в турбине теплофикационного и конденсационного циклов и расчете их характеристик W_b и $\eta_{ик}$ или $q_{ик}$, исходя из расчетного режима работы ЧВД и ЧСД турбины с последующим учетом действительных условий расширения пара на переменных режимах. При этом расход тепла на турбину определяется по формуле

$$Q_0 = \sum Q_T + \sum W_b Q_T + q_{ик} \left(\frac{N_9}{\eta_m \eta_g} - \sum Q_T W_b \right) + Q_{упл}, \quad (2.16)$$

где $q_{ик} = \frac{1}{\eta_{ик}}$ — внутренний удельный расход тепла для конденсационного потока пара; $Q_{упл}$ — расход тепла в паре на уплотнения турбины. В уравнении (2.16) отсутствует составляющая холостого хода, так как расчет ведется по внутренним потокам тепла. Заданными считаются суммарная тепловая нагрузка $\sum Q_T = Q_T^{от} + Q_T^n$ и электрическая мощность турбоустановки N_9 . Произведение механического к. п. д. и к. п. д. электрического генератора $\eta_m \eta_g$ является известной функцией мощности N_9 . Тепло пара уплотнений учитывается по опытным данным.

Ввиду многообразия влияющих факторов уравнение (2.16) решается методом последовательного приближения. Вначале предполагается расчетный режим работы ЧВД и ЧСД турбины. При этом, как показывают расчетные исследования, для заданного давления в нижнем отопительном отборе и в конденсаторе характеристика $q_{ик}$ есть практически однозначная функция конденсационной мощности турбины:

$$q_{ик} = \alpha + \beta \left(\frac{N_K^p}{N_K} - 1 \right)^m,$$

и уравнение (2.16) приводится к виду

$$Q_0 = \sum Q_T + \sum W_b Q_T + \left[\alpha + \beta \left(\frac{N_K^p}{N_K} - 1 \right)^m \right] \left(\frac{N_9}{\eta_m \eta_g} - \sum W_b Q_T \right) + Q_{упл}, \quad (2.17)$$

где N_K^p , N_K — мощность на конденсационном потоке при расчетном и текущем режимах работы ЧВД, причем $N_K = \frac{N_9}{\eta_m \eta_g} - \sum W_b Q_T$; α , β , m — коэффициенты, зависящие от типа турбины и давления пара в отопительном отборе.

При расчетном режиме работы ЧВД и ЧСД турбины значение W_b однозначно определяется давлением в регулируемом отборе

(см. § 2.3). Найдя при этих условиях по уравнению (2.17) расход тепла на турбину Q_{01} , можно оценить в первом приближении расход свежего пара:

$$G = \frac{Q_{01}}{i_0 - i_{п.в.}}$$

Затем при найденном расходе свежего пара G_0 определяются (см. § 2.3) дополнительные необратимые потери в отсеках ЧВД и ЧСД турбины для теплофикационных $\Delta Q_{тв}$ и конденсационного $\Delta Q_{к}$ потоков пара и уточняются значения $W_{в}$ и $q_{ик}$ по уравнениям (2.10), (2.11), (2.12). Одновременно при необходимости производится уточнение значений $W_{в}$ и $q_{ик}$ на отклонение параметров свежего пара, как это будет показано в следующем параграфе. Учет изменения состояния проточной части можно осуществить путем введения в алгоритм расчета энергетической характеристики дополнительной потери

$$\Delta Q_c = i_1 - i_2 = H_0^{отс} \Delta \eta,$$

найденной на основе ускоренных экспресс-испытаний или обычных тепловых испытаний турбины. Здесь i_1 , i_2 — энтальпия пара на выходе из данного отсека соответственно при исходном (расчетном) и изменившемся состояниях проточной части; $H_0^{отс}$, $\Delta \eta$ — располагаемый перепад тепла на отсек и изменение его к. п. д. в процессе эксплуатации. По уточненным значениям характеристик $W_{в}$ и $q_{ик}$ определяется действительная величина расхода тепла на турбину.

Блок-схема расчета по данной методике энергетических характеристик турбины ПТ-60-130/13 представлена на рис. 2.15. Отличие блок-схемы расчета турбин с двухступенчатым отопительным отбором, например Т-100-130, состоит в том, что дополнительно по заданной тепловой нагрузке турбины $Q_{т}$, расходу сетевой воды $G_{с.в}$ и температуре обратной сетевой воды $t_{о.с}$ находятся распределение греющего пара между сетевыми подогревателями и давление в нижней ступени отбора. Для этого совместно решается система двух уравнений — теплового баланса нижнего сетевого подогревателя и уравнения Стодола — Флюгеля для промежуточного отсека (группы ступеней между верхним и нижним отбором):

$$t_{н1} = t_{о.с} + \frac{G_{от1} q_1}{G_{с.в} C_p} + \delta t_1; \quad (2.18)$$

$$p_2 = \sqrt{\left(\frac{G_{от1} + G_{к} + G_{п1}}{G_{п.о}} \right)^2 (p_{2p}^2 - p_{1p}^2) + p_1^2}, \quad (2.19)$$

где $t_{н1}$, q_1 , δt_1 — соответственно температура насыщения, тепло конденсации пара в нижнем отборе и температурный напор в нижнем подогревателе (с учетом потерь давления в трубопро-

воде отбора); $G_{от1}$, $G_{п1}$, G_k — расход пара в нижний отбор, в ПНД и в конденсатор; $G_{п.о}^p$ — расчетная величина расхода пара через промежуточный отсек; p_1 , p_2 — давление в нижней и верхней ступенях отопительного отбора (буква «р» означает расчетные

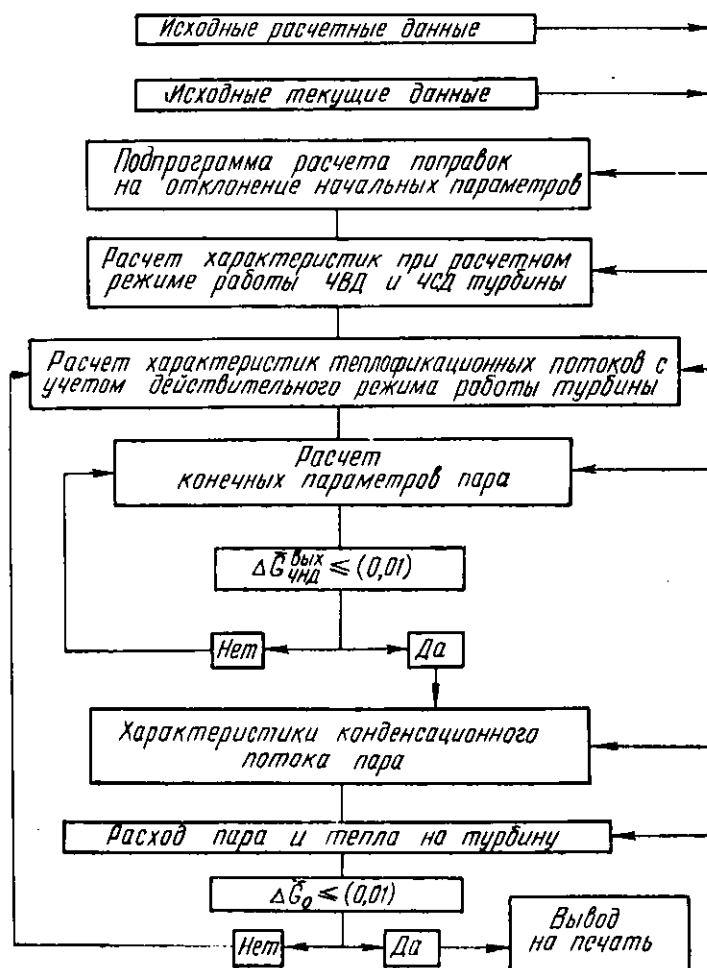


Рис. 2.15. Блок-схема расчета энергетической характеристики турбины ИТ-60-130/13.

значения); C_p — теплоемкость сетевой воды при постоянном давлении.

Уравнения (2.18), (2.19) решаются методом подбора величины

$G_{от1}$, так чтобы температура насыщения при давлении p_2 из (2.19) $t_{н2}$ соответствовала условию

$$t_{н2} = t_{0.c} + \frac{Q_T}{G_{c.в} C_p} + \delta t_2,$$

где δt_2 — температурный напор в верхнем подогревателе.

Сравнение результатов расчета ЭХ турбин ПТ-60-130/13 и Т-100-130 по изложенному методу с данными испытаний показало их хорошую сходимость. Расхождение между расчетными и опытными величинами при всех режимах не превысило $\pm 1,8\%$, т. е. погрешность энергетических характеристик находится в возможном интервале погрешности опытных данных. Недостатками описанного метода расчета ЭХ являются отсутствие конкретного аналитического выражения характеристик и трудность применения их для ручных расчетов. Однако с применением ЭВМ они могут быть широко использованы для расчета и анализа технико-экономических показателей ТЭС, оптимизации состава и режимов работы турбин, а также в качестве математической модели для построения диаграмм режимов и других видов энергетических характеристик теплофикационных турбоустановок. В настоящее время проводятся дальнейшие исследования оптимальных методов расчета ЭХ.

2.5. Влияние начальных и конечных параметров пара на надежность работы и экономические характеристики паротурбинных установок

Отклонение параметров свежего пара от номинального значения связано с изменением как экономичности, так и надежности паротурбинных установок.

При увеличении начальной температуры пара к. п. д. и мощность турбоустановки повышаются прежде всего за счет роста располагаемого теплоперепада, изменяющегося пропорционально абсолютной температуре пара перед турбиной, и увеличения внутреннего относительного к. п. д. последних ступеней в связи с уменьшением конечной влажности пара. Однако при увеличении температуры существенно снижается длительная прочность металла. Так, например, для трубопроводной стали марки 12Х1МФ допустимое напряжение при температуре 20°C составляет 170 МПа, при температуре 565°C оно снижается до 58,8 МПа. Одновременно при высоких температурах имеет место явление ползучести, т. е. свойство металла давать остаточные деформации при напряжениях меньше предела текучести. Ползучесть металла проявляется также и в уменьшении с течением времени напряжений в деталях, работающих с натягом. Это явление называется *релаксацией напряжений* и характеризуется переходом упругих

деформаций в пластические, что может привести к ослаблению посадки дисков и втулок на валу турбины, уменьшению напряжений в шпильках фланцевого соединения, а значит, к нарушению плотности и пропариванию горизонтального разъема турбины. Кроме того, с ростом температуры увеличивается температурное расширение деталей, что может вызвать задевание в проточной части турбин. Поэтому при эксплуатации турбин предельно допустимая температура пара строго ограничивается.

В последние годы для обеспечения более надежной работы котлоагрегатов и уменьшения повреждаемости пароперегревательных поверхностей начальная температура пара (перед турбиной) снижена с 565 до 540° С для установок на сверхкритическое давление и до 555° С для установок на начальное давление 12,75 МПа. Повышение надежности позволяет значительно сократить затраты на ремонт оборудования, аварийный резерв энергосистемы, а также издержки от ущерба, связанного с недоотпуском электроэнергии. Одновременно снижение начальной температуры пара приводит к увеличению маневренности паротурбинных установок: увеличиваются скорость прогрева главного паропровода и турбины, скорость нагружения турбины, сокращается время пуска, что дает в итоге экономию топлива.

Необходимо помнить, что пропорционально снижению абсолютной температуры свежего пара уменьшаются располагаемые теплоспособности по ступеням турбины. Это вызывает соответствующее увеличение отношения скоростей u/c_0 и может привести к росту осевых усилий в турбине. Кроме того, при уменьшении начальной температуры пара происходит увеличение расхода пара через турбину с открытыми клапанами, что может вызвать увеличение механических напряжений в ступенях турбины, в особенности в последней. Поэтому работа турбины с полностью открытыми клапанами при значительном снижении температуры пара не допускается, и в инструкции по эксплуатации указывается необходимая степень разгрузки турбины. График разгрузки турбины К-300-240 приведен на рис. 2.16 [29]. При снижении температуры необходимо также проверить условия работы упорного подшипника, например путем замера температуры колодок с помощью зачеканенных в них термопар.

Повышение начального давления пара для турбин с дроссельным парораспределением при частичной нагрузке практически не сказывается на мощности установки, так как давление за дроссельным клапаном (перед соплами первой ступени турбины) определяется расходом пара. При полностью открытом дроссельном клапане и для турбин с сопловым парораспределением с увеличением начального давления экономичность и мощность паротурбинной установки повышаются, однако в меньшей степени, чем при увеличении начальной температуры. Это объясняется тем, что

одновременно с некоторым увеличением термического к. п. д. цикла происходит снижение к. п. д. последних ступеней турбины в связи с ростом конечной влажности пара.

При увеличении начального давления пара и полностью открытых клапанах все ступени турбины как с дроссельным, так и сопловым парораспределением оказываются перегруженными в связи с увеличением расхода пара. В наиболее тяжелых условиях при этом работает последняя ступень, так как для нее увеличивается не только расход пара, но и располагаемый перепад

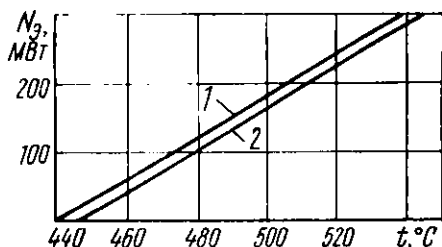


Рис. 2.16. График разгрузки турбины К-300-240 при снижении температуры свежего пара (кривая 1) и температуры промпрегрева (кривая 2).

тепла. Для уменьшения механических напряжений в ступенях необходимо ограничить расход пара на турбину из расчета, чтобы давление пара в камере регулирующей ступени не превышало допустимого. Нерегулируемые ступени будут работать в расчетных условиях, а напряжения в деталях регулирующей ступени будут меньше, чем при режиме с одним полностью открытым клапаном. Однако при одном полностью

открытом клапане увеличение начального давления может вызвать опасную перегрузку регулирующей ступени. Поэтому допустимое изменение начального давления в сторону увеличения ограничивается эксплуатационной инструкцией. Снижение начального давления пара не вызывает опасного увеличения напряжения в деталях турбины и может ограничиваться только по условиям нормальной работы вспомогательных устройств, питающихся свежим паром.

Величина давления в конденсаторе паротурбинной установки определяется многими режимными факторами, характеристиками и состоянием конденсационной установки и качеством ее эксплуатации. Изменение вакуума в конденсаторе практически не влияет на расход пара через турбину, однако существенно изменяет экономичность и мощность турбоустановки в основном за счет изменения перепада тепла в турбине, т. е. термического к. п. д. цикла. Характер влияния конечного давления p_k на мощность турбины определяется условиями работы последней ступени, причем изменение p_k на $0,98 \cdot 10^{-3}$ МПа ($\sim 0,01$ кгс/см²) вызывает изменение мощности турбины примерно на 0,6—1%.

При работе последней ступени в докритическом режиме истечения снижение конечного давления вызывает увеличение тепло-

перепада на несколько последних ступеней, причем прирост мощности турбины пропорционален увеличению теплоперепада в турбине. При дальнейшем снижении p_k и переходе последней ступени на сверхкритический режим истечения прирост мощности турбины замедляется, так как при таких режимах имеет место расширение пара в косом срезе сопел и рабочих лопаток, связанное с отклонением потока и уменьшением окружной составляющей скорости, определяющей величину мощности ступени. При некотором предельном вакууме исчерпывается расширительная способность косого среза и прекращается прирост мощности в турбине.

При эксплуатации предельный вакуум не достигается, так как быстрее устанавливается экономический вакуум, при котором полезная мощность турбоустановок (за вычетом затрат мощности на привод циркуляционных насосов) при данном расходе пара в конденсатор достигает максимального значения.

Для расчета экономического вакуума, величина которого зависит в основном от температуры и расхода охлаждающей воды и паровой нагрузки конденсатора, и исчисления технико-экономических показателей турбоустановки при изменении конечного давления пользуются «универсальной» кривой поправок на вакуум, которая строится при испытаниях турбины в координатах $\Delta N_s/G_k = f(p_k/G_k)$. Как видно на рис. 2.17, «универсальная» кривая имеет три характерных участка. Участок AB представляет практически прямую линию и соответствует докритическим режимам истечения пара в последней ступени. Участок BC соответствует режимам, при которых имеет место расширение пара в косом срезе межлопаточных каналов, а точка C отвечает предельному вакууму. При дальнейшем углублении вакуума (третий участок кривой) возможно даже снижение мощности турбины (на рис. 2.17 показано пунктиром) за счет уменьшения температуры конденсата и увеличения расхода греющего пара на первый подогреватель низкого давления.

Изменение конечного давления может вызвать и снижение надежности турбины. При увеличении конечного давления послед-

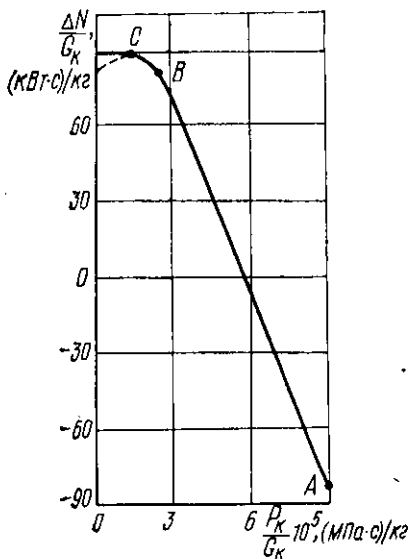


Рис. 2.17. «Универсальная» кривая поправок на вакуум для турбины К-300-240.

няя ступень разгружается, однако увеличивается степень ее реактивности, что приводит к росту осевых усилий в турбине. Одновременно при значительном ухудшении вакуума увеличивается температура отработавшего пара и выхлопного патрубка, что может вызвать расцентровку турбины и появление недопустимой вибрации. При этом растут нестационарность и неравномерность течения пара в последней ступени, что вызывает появление дополнительных температурных напряжений и динамических усилий на рабочих лопатках. Поэтому значительное ухудшение вакуума не допускается, и турбины оборудуются защитой от ухудшения вакуума, срабатывающей при давлении в конденсаторе, которому соответствует температура пара примерно 60°C . Значительное уменьшение конечного давления вызывает перегрузку последней ступени, в особенности при больших расходах пара в конденсатор.

При снижении противодавления для турбин типа Р перегружается последняя ступень, а при увеличении противодавления определенная часть последних ступеней будет работать с пониженными теплоперепадами и увеличенной степенью реактивности, что может вызвать рост осевых усилий. Суммарное изменение осевого усилия в турбине при этом зависит от конфигурации ротора. При наличии на нем уступов изменение давления на уступы в некоторой степени компенсирует рост осевых усилий в ступенях, так что при определенных условиях при увеличении противодавления суммарное осевое усилие в турбине может даже уменьшиться. Современные турбоагрегаты с противодавлением имеют защиту от перегрузки последней ступени при снижении конечного давления.

При изменении давления в регулируемых отборах теплофикационных турбин условия работы предшествующего цилиндра изменяются так же, как и для турбин типа Р при изменении их противодавления.

Точный расчет изменения экономичности турбоустановки при отклонении начальных и конечных параметров пара произвести затруднительно, так как требуется учесть не только изменение перепада тепла, срабатываемого в турбине, но и изменение к. п. д. проточной части, степени дросселирования пара в клапанах, а также изменение эффективности регенерации. В целом экономичность турбоустановки определяется изменением использованного в турбине перепада тепла ΔH_i и удельного подвода тепла в цикле. Величину ΔH_i необходимо определять с учетом всех факторов, в том числе и с учетом изменения экономичности проточной части. Выражения для определения изменения мощности турбины при отклонении начальных параметров пара с учетом особенностей парораспределения в виде приращения функции нескольких переменных приведены в работе [84].

Изменение удельного расхода тепла для конденсационных тур-

бин и конденсационных потоков пара теплофикационных турбин при отклонении начальных параметров пара от номинальных удобно определять в относительных величинах, т. е. в процентах исходного значения:

$$\Delta q_k = \frac{\frac{Q_1}{N_1} - \frac{Q}{N}}{\frac{Q}{N}}, \quad (2.20)$$

где Q , Q_1 , N , N_1 — соответственно расход тепла на турбину и ее мощность при номинальном и текущем значениях начальных параметров пара.

Для уменьшения погрешности вычисления следует производить по относительному изменению количества тепла:

$$\Delta \bar{Q} = \frac{Q_1 - Q}{Q} \cdot 100\% \quad (2.21)$$

и мощности:

$$\Delta \bar{N} = \frac{N_1 - N}{N} \cdot 100\%. \quad (2.22)$$

Подставив в выражение (2.20) значения Q_1 и N_1 из уравнений (2.21) и (2.22), получим

$$\Delta q_k = \left(\frac{100 + \Delta \bar{Q}}{100 + \Delta \bar{N}} - 1 \right) 100\%. \quad (2.23)$$

Так как мощность турбины прямо пропорциональна, а удельный расход пара обратно пропорционален использованному в турбине перепаду тепла H_i , то относительные величины $\Delta \bar{Q}$ и $\Delta \bar{N}$ найдутся из выражений:

$$\Delta \bar{Q} = \left(\frac{H_i}{H_i + \Delta H_i} \cdot \frac{i_{01} - i_{п.в1}}{i_0 - i_{п.в}} - 1 \right) 100\%;$$

$$\Delta \bar{N} = \frac{\Delta H_i}{H_i} \cdot 100\%,$$

где $i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды; i_0 , i_{01} — соответственно энтальпия свежего пара при номинальных и изменившихся параметрах пара; ΔH_i — изменение использованного в турбине перепада тепла.

Для турбин с промперегревом с учетом подвода тепла во вторичном пароперегревателе

$$\Delta \bar{Q} = \left(\frac{H_i}{H_i + \Delta H_i} \cdot \frac{i_{01} - i_{п.в1} + \Delta i_{п.п} \alpha_{п.п}}{i_0 - i_{п.в} + \Delta i_{п.п} \alpha_{п.п}} - 1 \right) 100\%. \quad (2.24)$$

Так как $\Delta i_{п.п} = i_{п.п} - i_0 + H_i^{чвд}$, уравнение (2.24) примет вид

$$\Delta \bar{Q} = \left(\frac{H_i}{H_i + \Delta H_i} \cdot \frac{\alpha_{п.п} i_{п.п1} - i_{п.в1} + \alpha_{п.п} H_{i1}^{ЧВД} + (1 - \alpha_{п.п}) i_{01}}{\alpha_{п.п} i_{п.п} - i_{п.в} + \alpha_{п.п} H_i^{ЧВД} + (1 - \alpha_{п.п}) i_0} - 1 \right) 100\%.$$

Здесь $i_{п.п}$, $i_{п.п1}$, $H_i^{ЧВД}$, $H_{i1}^{ЧВД}$ — номинальные и текущие значения энтальпии пара после промперегрева и использованного в ЧВД теплоперепада; $\alpha_{п.п}$ — доля пара, поступающего на промперегрев, от расхода пара на турбину.

Таким образом, расчет изменения экономичности турбоустановки при отклонении параметров пара от номинальных сводится к определению величины использованного перепада в отдельных цилиндрах и в турбине в целом.

Изменение удельной выработки электроэнергии на базе теплового потребления при отклонении начальных параметров пара определяется по изменению работы отбираемого пара $\Delta H_{отб}$ и энтальпии пара в отборе $\Delta i_{отб}$. При этом легко показать, что

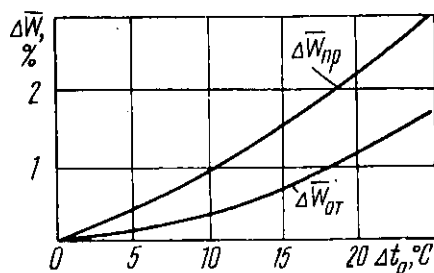


Рис. 2.18. Уменьшение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении при снижении температуры свежего пара для производственного $\Delta \bar{W}_{пр}$ и отопительного $\Delta \bar{W}_{от}$ отборов турбины ПТ-60-130/13.

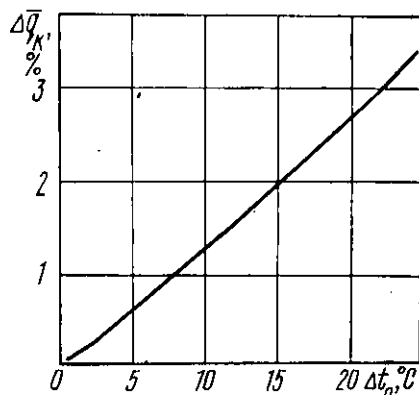


Рис. 2.19. Увеличение удельного расхода тепла для конденсационного потока пара турбины ПТ-60-130/13 при снижении температуры свежего пара.

относительное изменение удельной выработки электроэнергии в процентах от величины ее при номинальных параметрах пара

$$\Delta \bar{W}_в = \frac{\Delta H_{i_{отб}} (i_{отб} - i'_{отб}) - H_{i_{отб}} \Delta i_{отб}}{(i_0 - i_{отб}) (i_{отб} + \Delta i_{отб} - i'_{отб})} 100\%.$$

Здесь энтальпия возвращаемого конденсата принята равной энтальпии насыщения при давлении в отборе, т. е. $i_в = i'_{отб}$.

Изменение начальных параметров пара в разной степени сказывается на характеристиках теплофикационного и конденсационного потоков пара. Например, при снижении начальной температуры процесс расширения пара в турбине в $i-S$ -диаграмме смещается влево, уменьшается энтальпия отбираемого пара, и при определении $W_{\text{в}}$ снижение работы пара в турбине частично будет компенсироваться увеличением отбора пара для отпуска единицы тепла потребителю. Поэтому величина удельной выработки электроэнергии уменьшится в несколько меньшей степени, чем удельный расход тепла для конденсационного потока пара. Это видно из сравнения данных рис. 2.18 и 2.19. Изменение начального давления, наоборот, более существенно скажется на величине $W_{\text{в}}$.

2.6. Тепловые характеристики котлоагрегатов

Режим работы котлоагрегата характеризуется нагрузкой и совокупностью значений параметров, определяющих экономичность процесса производства пара. Каждому режиму работы котлоагрегата отвечает определенное значение параметров теплоносителя соответственно по газовому и паровому трактам.

Если значения всех параметров, определяющих режим работы котлоагрегата, остаются неизменными, то такой режим называется *стационарным* или *установившимся*. Переменные режимы котлоагрегата состоят из последовательно проходимых установившихся режимов. При переходе от одного стационарного режима к другому параметры, характеризующие работу котлоагрегата, изменяются от одного установившегося значения к другому. Процессы, которые при этом происходят, называются *переходными* или *неустановившимися*.

Изменение во времени параметров при неустановившемся режиме зависит от динамических характеристик котлоагрегата. Динамические характеристики являются определяющими для разработки систем автоматического регулирования и выбора параметров настройки авторегуляторов.

С точки зрения эксплуатации и организации режимов работы котлоагрегатов основное значение имеют установившиеся режимы. При таких режимах зависимость между выходными и входными параметрами котлоагрегата определяется тепловыми, или статическими, характеристиками.

Основными выходными параметрами котлоагрегата являются температура перегрева первичного и вторичного пара и к.п.д. В состав входных параметров входят его нагрузка, температура питательной воды, воздушный режим, показатели качества топлива (зольность, влажность), характеристики золы и пыли.

В практике обычно имеет место одновременное изменение нескольких входных параметров, однако проанализировать со-

вместное влияние их на показатели работы котлоагрегата затруднительно. Поэтому рассмотрим статические характеристики котлоагрегатов при изменении различных входных параметров в отдельности.

1. *Изменение нагрузки котлоагрегата.* Изменение нагрузки котлоагрегата является постоянным эксплуатационным фактором, существенно определяющим его экономичность и надежность. Теплоотдача радиацией зависит от теплопоглощения газового слоя, неизменного для данной топки при сохранении избытка воздуха в ней, и от разности температур газов и нагреваемой среды в четвертой степени. Поэтому количество тепла, передаваемого экранам в топке, зависит практически лишь от средней (эффективной) температуры газов, определяемой теоретической температурой горения и температурой газов на выходе из топки.

С ростом нагрузки теоретическая температура горения

$$t_T = \frac{Q_H^p \eta_T + Q_{\text{воз}}}{(V_T C_T)_{t_T}}$$

остается почти неизменной, так как к.п.д. топки η_T меняется относительно мало, а влияние температуры горячего воздуха на t_T незначительно. Здесь Q_H^p , $Q_{\text{воз}}$ — низшая теплота сгорания топлива и тепло, вводимое в топку с воздухом; V_T , C_T — объем и теплоемкость газов. В то же время, как показывает опыт, при увеличении нагрузки котлоагрегата происходит значительный рост температуры и энтальпии газов на выходе из топки. Поэтому, хотя полное количество тепла, передаваемого в топке, с ростом нагрузки котлоагрегата несколько увеличивается, рост энтальпии газов на выходе из топки I_T означает уменьшение удельного тепловосприятия радиационных поверхностей, так как $Q^{\text{рад}} = Q_H^p \eta_T + Q_{\text{воз}} - I_T$.

В связи с уменьшением удельного тепловосприятия радиационных поверхностей нагрева полное их тепловосприятие отстает от

возрастания нагрузки [18], т. е. $\frac{B_2 Q_2^{\text{рад}}}{B_1 Q_1^{\text{рад}}} < \frac{G_2}{G_1}$.

Так как полное тепловосприятие всех поверхностей нагрева котлоагрегата пропорционально нагрузке, то отставание тепловосприятия в топке от роста нагрузки обуславливает опережающий рост тепловосприятия конвективных поверхностей. Физически это объясняется ростом температурных напоров в этих поверхностях в связи с увеличением температуры газов в любом сечении газотока и коэффициента теплопередачи, вызванным ростом температуры и скорости газов. Отмеченное соотношение между ростом тепловосприятия различных поверхностей и ростом нагрузки котлоагрегата обуславливает снижение температу-

ры пара для радиационного и повышение ее для конвективного пароперегревателя при росте нагрузки. Это обстоятельство используется при проектировании котлоагрегатов для обеспечения максимального постоянства температуры пара за счет установки комбинированных (радиационных и конвективных) пароперегревателей.

Следует иметь в виду, что в высокотемпературной области нет чисто конвективных поверхностей нагрева. Поэтому удельное тепловосприятие конвективной поверхности нагрева, расположенной при выходе из топки, остается неизменным; удельное тепловосприятие расположенных далее конвективных поверхностей нагрева растет тем в большей степени, чем ниже температура газов, в области которой эти поверхности нагрева расположены, т. е. чем больше доля тепла, передаваемого конвекцией.

Так как количества воды и пара, проходящих через водяной экономайзер и пароперегреватель, увеличиваются в той же мере, что и нагрузка (с определенным приближением это относится и к воздуху, проходящему через воздухоподогреватель), а полное тепловосприятие этих поверхностей нагрева возрастает больше, чем нагрузка, то температура горячего воздуха, температура подогрева воды, или процент парообразования в водяном экономайзере кипящего типа, и температура перегретого пара с ростом нагрузки котлоагрегата увеличиваются. Одновременно происходит повышение температуры газов после всех конвективных поверхностей нагрева, что обуславливает рост температуры уходящих газов и потери тепла с ними при росте нагрузки. Поэтому при форсировке котлоагрегата происходит снижение его к.п.д. При малых нагрузках к.п.д. котлоагрегата также уменьшается вследствие увеличения относительной величины топочных потерь, потерь на наружное охлаждение и роста коэффициента избытка воздуха в топке. Однако в достаточно широкой рабочей зоне нагрузок к.п.д. котлоагрегата меняется незначительно и в первом приближении может быть принят постоянным.

Надо иметь в виду, что статические характеристики котлоагрегатов при изменении нагрузок индивидуальны, т. е. должны рассматриваться применительно к конкретным котлоагрегатам и зависят от его конструкции, типа топочных устройств и вида сжигаемого топлива. На рис. 2.20 приведены характеристики котлоагрегатов: ТП-87 при работе на мазуте (а) и ТП-230-2 при работе на АЦ (б).

2. Изменение температуры питательной воды. Значительное уменьшение температуры питательной воды имеет место при аварийном отключении подогревателей высокого давления, а также при уменьшении расхода пара на турбину и соответствующем снижении давления в камере верхнего регенеративного отбора.

При уменьшении температуры питательной воды и неизмен-

ной теплопроизводительности котлоагрегата паропроизводительность его снижается и определяется из выражения

$$\gamma' = \frac{\eta'_{ка}}{\eta_{ка}} G \frac{(i_{п.п} - i_{п.в}) + p(i' - i_{п.в})}{(i_{п.п} - i'_{п.в}) + p(i' - i'_{п.в})},$$

где $i_{п.в}$, i' , $i_{п.п}$ — соответственно энтальпия питательной и котловой воды и перегретого пара; p — доля продувки; величины,

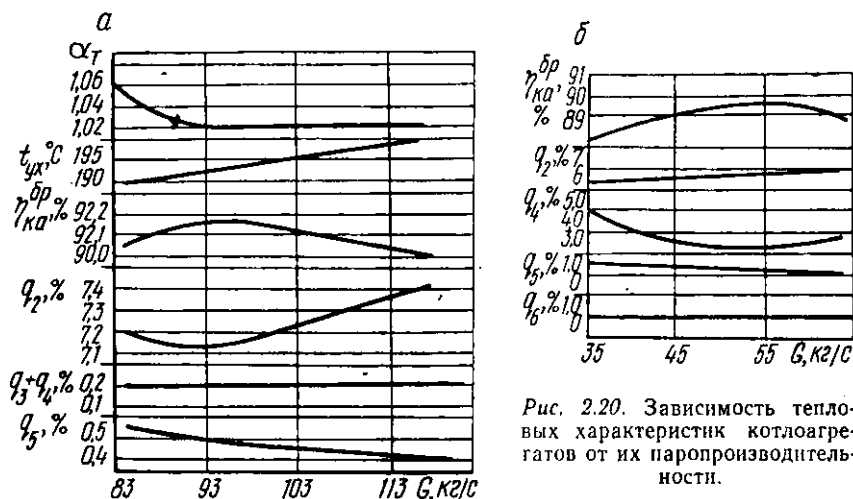


Рис. 2.20. Зависимость тепловых характеристик котлоагрегатов от их паропроизводительности.

имеющие в степени «штрих», относятся к режиму с уменьшившимся по сравнению с номинальным значением температуры питательной воды $t'_{п.в}$. Множитель $\frac{\eta'_{ка}}{\eta_{ка}}$ учитывает изменение к.п.д. котлоагрегата при изменении температуры питательной воды.

При уменьшении температуры питательной воды увеличиваются температурный напор и удельное тепловосприятие для водяного экономайзера, в связи с чем при постоянном расходе топлива температура уходящих газов снижается и к.п.д. брутто котлоагрегата возрастает. Снижение температуры уходящих газов при одинаковом уменьшении температуры питательной воды различно для разных котлоагрегатов, зависит от удельного веса водяного экономайзера в тепловом балансе котельного агрегата и его конструкции и составляет 1—4°С на каждые 10° изменения температуры питательной воды.

При уменьшении температуры питательной воды и постоянном расходе пара требуется увеличить расход топлива. При этом температура уходящих газов и к.п.д. котлоагрегата практически

не изменяются. Уменьшение температуры питательной воды сказывается на режиме работы не только водяного экономайзера, но и других поверхностей нагрева котлоагрегата. Так, при постоянной паропроизводительности имеет место некоторое снижение температуры горячего воздуха в результате снижения температуры газов перед воздухоподогревателем. По этой причине понижаются общее тепловыделение и теоретическая температура в топке, а также происходит снижение радиационного тепло-восприятия.

Для кипящего экономайзера при уменьшении $t_{п.в}$ снижается процент парообразования, для некипящего увеличивается недогрев воды, что приводит к увеличению экономайзерного участка для экранных поверхностей.

Снижение температуры питательной воды существенно влияет на режим работы пароперегревателя: при постоянной паропроизводительности возрастает температура перегрева пара для барабанных котлоагрегатов в связи с увеличением расхода топлива, скоростей газов в области пароперегревателя и его удельного тепловосприятия, при этом $\Delta t_{п.в}/\Delta t_{п.п} \approx 3$. В случае постоянного расхода топлива повышение температуры перегретого пара при уменьшении температуры питательной воды объясняется снижением расхода пара через пароперегреватель при неизменном его тепловосприятии. Ограничение роста температуры перегрева пара достигается использованием пароохлаждающих устройств.

Для прямоточных котлоагрегатов уменьшение температуры питательной воды вызывает соответствующее снижение температуры перегретого пара, и для поддержания ее требуется увеличить подачу топлива.

Общий вид статических характеристик барабанных котлоагрегатов при изменении температуры питательной воды представлен на рис. 2.21 [18].

3. Изменение качества топлива. Под изменением качества топлива понимается изменение его состава (зольности, влажности), а также теплоты сгорания, фракционного состава пыли, температурных характеристик золы.

Увеличение зольности обуславливает уменьшение процентного содержания горючих элементов и уменьшение теплоты сгорания топлива. Соответственно уменьшаются теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания в расчете на 1 кг топлива. При постоянном расходе натурального топлива уменьшаются полное тепловыделение топки и температура газов на выходе из топки. Доля тепла, передаваемого радиацией, возрастает и уменьшается конвективное тепловосприятие в связи с уменьшением объемов газа и температурных напоров. Относительное снижение

температуры газов по газовому тракту к концу его постепенно уменьшается.

При увеличении зольности для поддержания заданной паропроизводительности необходимо увеличить расход натурального топлива. При этом температура газов по всем газоходам, полный объем газов, скорости их в конвективных газоходах, полное тепловосприятие поверхностей практически не изменяются.

Увеличение зольности заметно отражается на работе и показателях котлоагрегата, что находит выражение в увеличении излучения факела, росте потерь от механического недожога, уси-

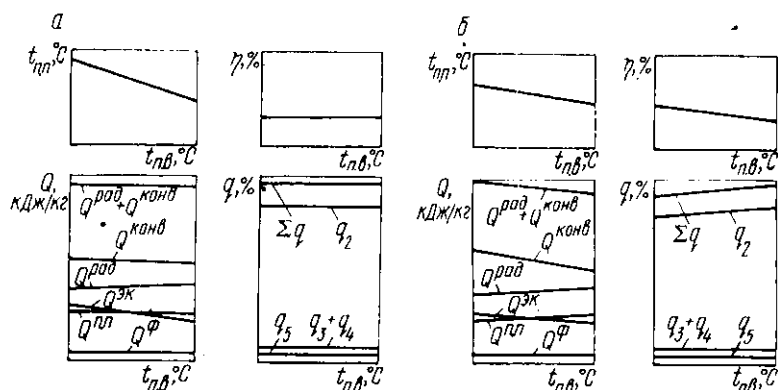


Рис. 2.21. Тепловые характеристики котлоагрегата при изменении температуры питательной воды и неизменной паропроизводительности (а) и неизменном расходе топлива (б):

$t_{\text{п.п}}$ — температура перегретого пара; $Q^{\text{ф}}$, $Q^{\text{эк}}$, $Q^{\text{п.п}}$, $Q^{\text{рад}}$, $Q^{\text{конв}}$ — удельное тепловосприятие факела, водяного экономайзера, пароперегревателя, радиационное тепловосприятие и суммарное тепловосприятие конвективных поверхностей; η — к.п.д. брутто котлоагрегата; q_1 , q_2 , q_3 , q_4 , q_5 , Σq — потери тепла с уходящими газами, с химическим и механическим недожогом, на наружное охлаждение и суммарная величина потерь.

лении шлакования и загрязнения золою поверхностей нагрева, а также в снижении эксплуатационного к.п.д. брутто котлоагрегата. К.п.д. нетто котлоагрегата понижается еще в большей степени из-за увеличения расхода электроэнергии на размол топлива и транспорт золы.

На рис. 2.22 показана зависимость потерь с механическим недожогом q_4 от приведенной зольности для котлоагрегата, работающего на АШ. Данную зависимость можно рассматривать как характерную для топлив с низким выходом летучих, сжигание которых сопровождается значительным механическим недожогом.

Увеличение рабочей влажности топлива также вызывает сни-

жение теплоты сгорания топлива, однако в большей степени, чем это определяется соответствующим снижением содержания горючих элементов, так как увеличивается расход тепла на испарение влаги.

Теоретическая температура горения при увеличении влажности топлива уменьшается, что вытекает из выражения

$$t_r = \frac{Q_p^p \eta_r + Q_{\text{в.о.з.}}}{(V_{\text{с.г.}} C_{\text{с.г.}} + V_{\text{H}_2\text{O}} C_{\text{H}_2\text{O}}) t_r} \quad (2.25)$$

В выражении (2.25) в случае увеличения влажности топлива объем сухих газов $V_{\text{с.г.}}$ уменьшается в той же мере, что и чис-

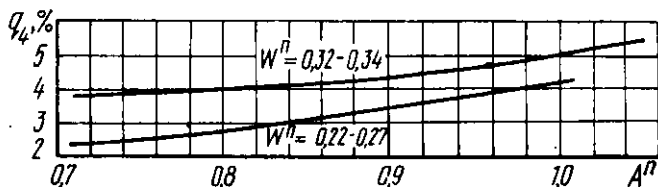


Рис. 2.22. Зависимость потери тепла с механическим недожогом от приведенной зольности для двух значений приведенной влажности (топливо АШ); $A^p = \frac{A^p}{Q_p^p} 10^3 \text{ (кг·\%)/кДж}$.

литель, объем же водяного пара $V_{\text{H}_2\text{O}}$ увеличивается, поэтому знаменатель уравнения (2.25) уменьшается в меньшей степени, чем числитель.

Уменьшение t_r приводит к снижению тепловосприятия радиационных поверхностей нагрева, температурного уровня по всему газовому тракту и тепловосприятия конвективных поверхностей нагрева. Вследствие отставания снижения V_r ($\text{нм}^3/\text{кг}$ топлива) от снижения Q_p^p при увеличении влажности потеря тепла с уходящими газами увеличивается, несмотря на некоторое снижение температуры уходящих газов.

Уменьшение теплоты сгорания топлива, снижение к.п.д. брутто в случае увеличения влажности при неизменном расходе топлива приводит к снижению паропроизводительности. Для сохранения постоянной паропроизводительности при увеличении влажности требуется увеличить расход топлива. При этом имеют место те же явления, что и при росте нагрузки: возрастает температура уходящих газов, еще в большей степени возрастает потеря тепла с уходящими газами и уменьшается к.п.д. котлоагрегата. Температура газов и температурные напоры возрастают по всему тракту, в результате увеличения объема и скоростей газов увеличивается интенсивность теплообмена в конвективных газо-

ходах; при некотором снижении по сравнению с расчетной величиной доли тепла, передаваемого радиацией, паропроизводительность и тепловосприятие конвективных поверхностей нагрева возрастают, возрастает температура перегретого пара или съем тепла в пароохлаждающих устройствах. На рис. 2.23 в общем виде приведены характеристики котлоагрегата при изменении влажности топлива [18].

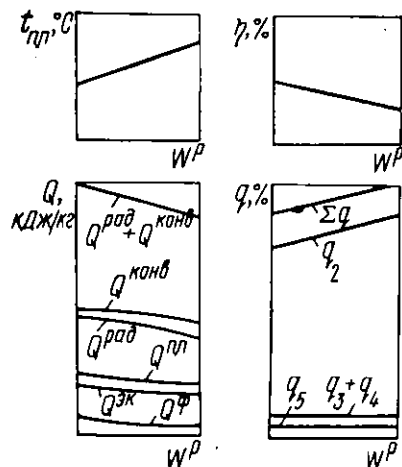


Рис. 2.23. Тепловые характеристики котлоагрегата при изменении влажности топлива и постоянной паропроизводительности. Обозначения те же, что на рис. 2.21.

Изменение теплоты сгорания топлива является результатом изменения его состава. Изменение $Q_{п}^p$ при условии сохранения паропроизводительности котлоагрегата приводит к соответствующему изменению расхода натурального топлива, связь между этими величинами определяется равенством $B_2 Q_{п1}^p = B_1 Q_{п2}^p$. Уменьшение теплоты сгорания вызывает увеличение балласта в дымовых газах и рост их объема. В качестве вторичных явлений возможно ухудшение процесса горения и увеличение топочных потерь. На рис. 2.24 показаны зависимость потерь с механическим недожогом от теплоты сгорания топлива при сжигании АШ.

Основными характеристиками золы являются характери-

стики плавкости, определяемые температурными точками начала деформации t_1 , начала размягчения t_2 и начала жидкоплавкого состояния t_3 . Энергетические угли по плавкости золы условно разделяются на три группы: с легкоплавкой золой ($t_3 < 1350^\circ \text{C}$), с золой средней плавкости ($t_3 = 1350-1450^\circ \text{C}$), с тугоплавкой золой ($t_3 > 1450^\circ \text{C}$).

Отклонение от принятой для расчета характеристики золы не влияет непосредственно на режим топki и котлоагрегата. Однако при этом возможны нарушения режима жидкого шлакоудаления, повышенное загрязнение (шлакование конвективных поверхностей нагрева), обуславливающие как вторичное явление серьезное нарушение топочного режима и режима работы поверхностей нагрева.

Фракционный состав пылевидного топлива определяется зерновой характеристикой угольной пыли. Обычно в качестве ха-

характеристики пыли рассматриваются R_{88} и R_{200} — остатки после просеивания пыли на ситах с размером ячеек 88 и 200 мкм. Чем меньше размер частиц пыли, тем меньше механический недожог, но при этом расходуется больше электроэнергии на размол. Оптимальная тонина помола должна соответствовать минимуму суммы этих потерь.

В общем случае влияние фракционного состава пыли на работу котлоагрегата имеет более широкий характер. Так, увели-

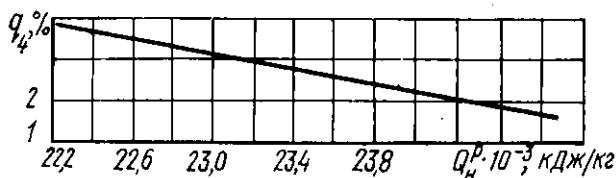


Рис. 2.24. Зависимость потери тепла с механическим недожогом от теплоты сгорания топлива.

чение механического недожога может сочетаться с увеличением химического недожога; изменение тонкости помола отражается на режиме образования отложений на поверхностях нагрева, в частности для котлоагрегатов, работающих на АШ, при сжигании более тонкой пыли увеличивается количество отложений на поверхности нагрева конвективного пароперегревателя.

4. *Изменение избытка воздуха в топке.* Избыток воздуха в топке α_T является важнейшим эксплуатационным показателем, влияние которого на экономичность и надежность котлоагрегата весьма значительно и многогранно. На рис. 2.25 приведены в общем виде тепловые характеристики котлоагрегата в зависимости от α_T [18].

Возрастание α_T приводит к существенному увеличению объемов продуктов сгорания. При этом несколько увеличивается тепловыделение в топке, определяемое суммой $Q_{H\eta_T} + Q_{\text{воз}}$, однако из-за относительно небольшой величины $Q_{\text{воз}}$ теоретическая температура горения с увеличением α_T уменьшается, в особенности в случае увеличения α_T за счет присосов холодного воздуха. Это приводит к уменьшению температуры в топке, снижению тепловосприятия радиационных поверхностей нагрева. Последнее обстоятельство приводит к увеличению энтальпии газов на выходе из топки.

Увеличение α_T не приводит к заметному изменению температуры газов перед конвективными поверхностями, но объем их и энтальпия существенно увеличиваются; в связи с этим температурные напоры не изменяются, а коэффициент теплопередачи воз-

растает в области преобладающего конвективного теплообмена, т. е. в области пароперегревателя, водяного экономайзера и воздухоподогревателя. Возрастание коэффициента теплопередачи обуславливает повышение удельного тепловосприятия конвективных поверхностей нагрева и рост температуры рабочего тела и парообразования в кипящем водяном экономайзере. Одновременно

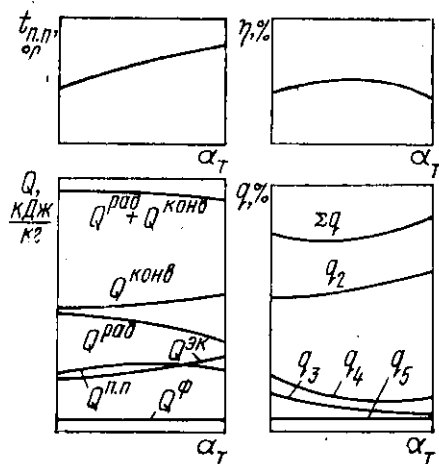


Рис. 1.25. Тепловые характеристики котлоагрегата при изменении избытка воздуха в топке и постоянном значении расхода топлива. Обозначения те же, что и на рис. 2.21.

возрастает температура газов по всему газовому тракту, так как удельные тепловосприятия конвективных поверхностей нагрева возрастают менее значительно, чем энтальпия газов перед ними.

Наиболее характерными зависимостями при возрастании α_T являются повышение температуры пара (съем тепла в пароохлаждающих устройствах) и температуры уходящих газов.

Специфической зависимостью является связь между топочными потерями и α_T . Кривая потерь с механическим недожогом q_4 для твердого топлива имеет экстремальный характер, а понижение избытка воздуха ниже определенной (критической)

величины приводит к резкому возрастанию потерь с химическим недожогом q_3 .

На рис. 2.26 представлены полученные ЦКТИ зависимости $q_4 = f(\alpha_T)$ для различных видов топлива и различных теплонапряжений топочного объема. Как видно, при любых значениях BQ_H/V_T с увеличением α_T потеря q_4 сначала уменьшается, а затем имеет место тенденция к ее увеличению в результате понижения температуры в топке. Такое влияние α_T на q_4 особенно сильно проявляется при сжигании АШ. При неизменном α_T и увеличении теплонапряжений топочного объема потеря q_4 возрастает в связи с уменьшением времени пребывания топлива в топке.

На рис. 2.27 показаны зависимости потерь q_2, q_3 от избытка воздуха за пароперегревателем для котлоагрегата ТП-230-2, работающего на мазуте. Здесь отчетливо видно, что при некотором критическом значении α_T потери от химического недожога резко возрастают.

5. Изменение присосов воздуха по газовому тракту. Газовый тракт котлоагрегатов, не работающих под наддувом, находится под разрежением. В топке это разрежение на уровне $50\text{--}20\text{ Н/м}^2$, перед дымососами — $2\text{--}3\text{ кН/м}^2$. В связи с этим любые неплотности газового тракта служат источником присосов наружного воздуха.

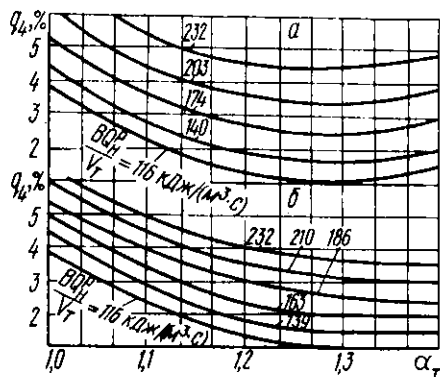


Рис. 2.26. Изменение величины q_4 в зависимости от избытка воздуха α_T :

а — пыль АШ, жидкое шлакоудаление, $t_{г.в} = 400^\circ\text{C}$, $R_{г.в} = 8\%$; б — пыль печорского каменного угля, $t_{г.в} = 275^\circ\text{C}$, $R_{г.в} = 20\%$.

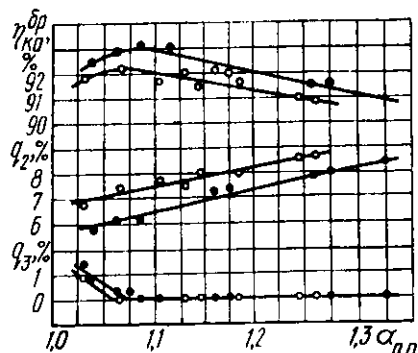


Рис. 2.27. Зависимость q_3 , q_2 , $\eta_{кв}^{бр}$ от избытка воздуха за пароперегревателем:

С, ● — производительность котлоагрегата соответственно 61 и 47 кг/с.

Наиболее уязвимыми местами для возникновения неплотностей являются сопряжения отдельных элементов обмуровки с металлическими деталями и трубами котлоагрегата, сварные соединения обшивки, элементы и трубы воздухоподогревателя.

Присосы воздуха в топку $\Delta\alpha_T$ приводят к увеличению α_T , и это влияние на показатели котлоагрегата уже рассмотрено.

Присосы воздуха в любом газоходе котлоагрегата вызывают увеличение объема газов, потери тепла с уходящими газами и снижение к.п.д. котлоагрегата. Эти изменения наиболее значительны для участков с поверхностями нагрева, перед которыми имеют место присосы воздуха. На работу котлоагрегата в целом увеличение присосов влияет тем более значительно, чем ближе к топке расположен газоход с увеличившимися присосами. Увеличение присосов в верхней части конвективного газохода приводит к некоторому росту температуры уходящих газов.

В общем случае увеличение потери q_2 за счет увеличения избытка воздуха в уходящих газах $\Delta\alpha_{ух}$, являющегося результатом присосов воздуха в газоходы, определяется по приближенной формуле

$$\Delta q_2 \approx \frac{\Delta \alpha_{yx}}{\alpha_{yx}} q_2.$$

Для современных котлоагрегатов величина присосов воздуха в топку $\Delta \alpha_T \approx 0,05$, в конвективных газоходах присосы составляют величину порядка $\Delta \alpha = 0,01—0,03$ в каждом пакете поверхно-

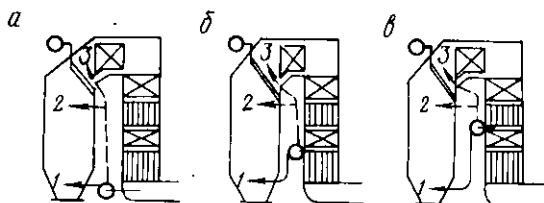


Рис. 2.28. Схема рециркуляции газов в котлоагрегатах:

а — уходящих газов; *б* — газов из газохода перед первой ступенью воздухоподогревателя; *в* — газов из газохода перед первой ступенью водяного экономайзера; *1* — подача газа в нижнюю часть топки; *2* — подача газа в верхнюю часть топки; *3* — подача газа в газоход перед конвективным пароперегревателем.

сти нагрева, присосы воздуха в газоходы трубчатых воздухоподогревателей достигают около 0,05, в регенеративных — 0,1—0,25.

Источником присосов в области воздухоподогревателя могут быть неплотности его трубной системы. В этом случае изменяются как аэродинамические, так и тепловые характеристики воздухоподогревателя: расход воздуха на отдельных участках, сопротивление воздухоподогревателя, а при предельной нагрузке вентиляторов уменьшается расход горячего воздуха. При этом снижается паропроизводительность котлоагрегата и значительно увеличивается потеря тепла с уходящими газами q_2 .

6. *Изменение рециркуляции дымовых газов.* Рециркуляция газов широко применяется для расширения диапазона регулирования температуры перегретого пара и позволяет поддерживать температуру перегрева пара и при малых нагрузках котлоагрегата. В последнее время рециркуляция дымовых газов получает также распространение как метод снижения образования NO_x . На рис. 2.28 показаны схемы рециркуляции дымовых газов. Применяется также рециркуляция дымовых газов в воздушный поток перед горелками, что является более эффективным с точки зрения подавления образования NO_x .

Ввод относительно холодных рециркулируемых газов в нижнюю часть топки приводит к уменьшению тепловосприятия радиационных поверхностей нагрева и к возрастанию температуры газов на выходе из топки и в конвективных газоходах, в том

числе температуры уходящих газов. Увеличение общего расхода дымовых газов на участке газового тракта до отбора газов на рециркуляцию способствует повышению коэффициентов теплопередачи и тепловосприятости конвективных поверхностей нагрева.

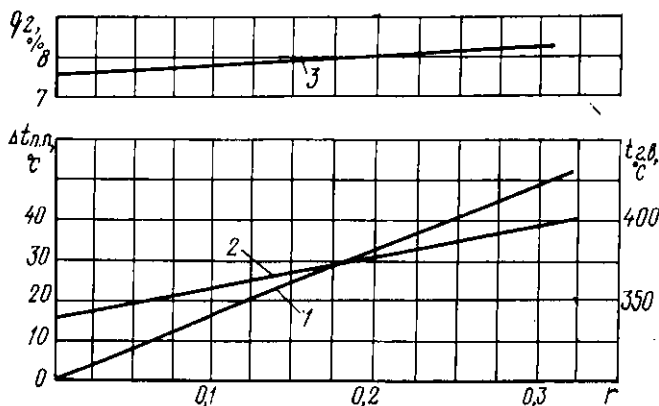


Рис. 2.29. Изменение температуры пара (кривая 1), температуры горячего воздуха (кривая 2) и потерь с уходящими газами (кривая 3) в зависимости от доли рециркуляции дымовых газов r .

На рис. 2.29 приведены характеристики котлоагрегата ТП-230-2 при изменении доли рециркуляции газов в нижнюю часть топки. Здесь доля рециркуляции

$$r = \frac{V_{\text{рц}}}{V_r},$$

где $V_{\text{рц}}$ — объем газов, отбираемых на рециркуляцию; V_r — объем газов в месте отбора на рециркуляцию без учета $V_{\text{рц}}$. Как видно, увеличение доли рециркуляции на каждые 10% приводит к повышению температуры уходящих газов на 3—4°С, q_2 — на 0,2%, температуры пара — на 15°С, причем характер зависимости почти линейный. Эти соотношения не являются однозначными для всех котлоагрегатов. Их величина зависит от температуры рециркулируемых газов (места забора газов) и метода ввода их.

Сброс рециркулируемых газов в верхнюю часть топки не оказывает влияния на работу топки, но приводит к значительному снижению температуры газов в области пароперегревателя и как следствие к снижению температуры перегретого пара, хотя объем продуктов сгорания увеличивается. Сброс газов в верхнюю часть топки может быть использован для защиты пароперегрева-

теля от воздействия недопустимо высокой температуры газов и уменьшения шлакования пароперегревателя.

Разумеется, применение рециркуляции газов приводит к снижению не только к.п.д. брутто, но и к.п.д. нетто котлоагрегата, так как вызывает увеличение расхода электроэнергии на собственные нужды.

7. *Изменение температуры горячего воздуха.* Изменение температуры горячего воздуха является результатом изменения ре-



Рис. 2.30. Зависимость потерь тепла с механическим недожогом от температуры горячего воздуха.

жима работы воздухоподогревателя вследствие влияния таких факторов, как изменение температурного напора, коэффициента теплопередачи, расхода газов или воздуха. Повышение температуры горячего воздуха увеличивает, хотя и незначительно, уровень тепловыделения в топке. Величина температуры горячего воздуха оказывает заметное влияние на характеристики котлоагрегатов, работающих на топливе с малым выходом летучих. Понижение $t_{г.в}$ в этом случае ухудшает условия воспламенения топлива, режим сушки и размола топлива, приводит к понижению температуры аэросмеси на входе в горелки, что может вызвать рост потерь с механическим недожогом (см. рис. 2.30).

8. *Изменение температуры предварительного подогрева воздуха.* Предварительный подогрев воздуха перед воздухоподогревателем применяется для повышения температуры стенки его поверхностей нагрева с целью снижения коррозионного воздействия на них дымовых газов, в особенности при сжигании высокосернистых топлив. Согласно ПТЭ [60], при сжигании сернистого мазута температура воздуха перед трубчатыми воздухоподогревателями должна быть не ниже 110°C , а перед регенеративными — не ниже 70°C .

Предварительный подогрев воздуха может осуществляться за счет рециркуляции горячего воздуха на вход дутьевых вентиляторов, однако при этом происходит снижение экономичности котлоагрегата за счет увеличения расхода электроэнергии на дутье и роста температуры уходящих газов. Поэтому подогрев воздуха выше 50°C целесообразно осуществлять в калориферах, работающих на отборном паре или горячей воде.

Предварительный подогрев воздуха влечет за собой уменьшение тепловосприятия воздухоподогревателя вследствие снижения температурного напора, температура уходящих газов и потеря тепла q_2 при этом повышаются. Предварительный подогрев воз-

духа требует также дополнительных затрат электроэнергии на подачу воздуха в воздухоподогреватель. В зависимости от уровня и способа предварительного подогрева воздуха на каждые 10°C предварительного подогрева воздуха к.п.д. брутто изменяется примерно на $0,15\text{--}0,25\%$, а температура уходящих газов — на $3\text{--}4,5^\circ\text{C}$.

Так как доля тепла, отбираемого для предварительного подогрева воздуха, по отношению к теплопроизводительности котло-

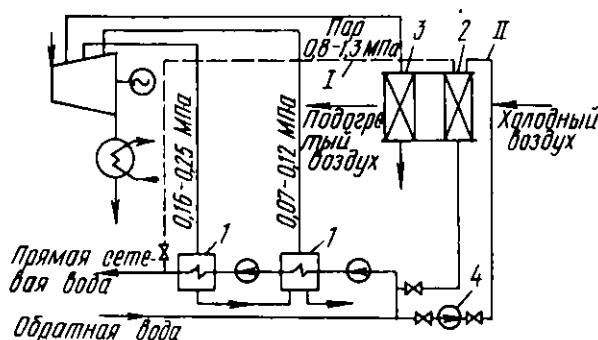


Рис. 2.31. Схема двухступенчатого подогрева воздуха в калориферах сетевой водой и отборным паром:

1 — сетевые подогреватели; 2 — первая ступень подогрева воздуха сетевой водой отопительной системы; 3 — вторая ступень подогрева воздуха паром; 4 — насос подачи обратной сетевой воды на калориферы; I — сетевая вода для подогрева воздуха (схема для летнего периода); II — сетевая вода для подогрева воздуха (схема для зимнего периода).

агрегатов довольно велика ($2\text{--}3,5\%$), выбор оптимальной схемы подогрева воздуха имеет большое значение.

Подогрев воздуха отборным паром турбин термодинамически невыгоден, так как для подогрева воздуха может быть использован только пар относительно высокого давления (с коэффициентом ценности отбираемого пара $\xi = 0,5\text{--}0,8$). Обеспечиваемая при этом величина выработки электроэнергии на тепловом потреблении может не компенсировать снижение экономичности паротурбинной установки за счет уменьшения к.п.д. котлоагрегата. Более эффективным является применение отборного пара со значением $\xi = 0,25\text{--}0,3$, что соответствует давлению в отборе $0,06\text{--}0,1$ МПа. Поэтому существенный экономический эффект может обеспечить применение на ТЭЦ со ступенчатым подогревом сетевой воды схемы комбинированного подогрева воздуха с использованием в качестве теплоносителя для первой ступени подогрева воздуха воды из тепловой сети, хотя при этом и снижа-

ется несколько интенсивность теплообмена, а значит, растет требуемая поверхность нагрева калориферов [56].

На рис. 2.31 приведена одна из возможных схем такого типа. Схема предусматривает использование в качестве теплоносителя первой ступени подогрева воздуха обратной сетевой воды отопительной системы, для второй ступени используется пар. Особенно эффективна эта схема в зимний период при низкой температуре наружного воздуха, когда температура обратной сетевой воды оказывается наибольшей. В летнее время для подогрева воздуха в первой ступени используется прямая сетевая вода.

2.7. Скользящее начальное давление пара как метод регулирования нагрузки блоков

Ввиду большой неравномерности суточных графиков электрической нагрузки современные энергетические блоки значительную часть года работают на частичных нагрузках. Поэтому весьма актуальны вопросы повышения их экономичности в широком диапазоне нагрузок.

При частичных нагрузках экономичность блоков существенно снижается в основном из-за уменьшения абсолютного электрического к. п. д. турбинной установки. К. п. д. котлоагрегатов во всем регулировочном диапазоне нагрузок меняется незначительно (в пределах 1%) и сказывается на экономичности блока лишь в небольшой степени.

Причинами снижения к. п. д. турбоустановки при частичных нагрузках являются: рост потерь на дросселирование пара в прикрытых регулирующих клапанах турбины; снижение η_{oi} регулирующей ступени ЧВД и последних ступеней турбины, работающих в нерасчетных условиях; снижение эффективности регенерации за счет уменьшения температуры питательной воды и относительное увеличение расхода энергии на собственные нужды.

Изменение удельного расхода топлива в зависимости от нагрузки, по данным испытаний блоков 300 МВт Лукомльской ГРЭС, приведено на рис. 2.32. Как видно, особенно сильное снижение экономичности блоков наблюдается при нагрузках менее 70% номинальной.

Основным способом повышения экономичности блоков при малых нагрузках является применение скользящего начального давления (СНД) как метода регулирования мощности. Этот метод основан на пропорциональной зависимости расхода пара через турбину с открытыми клапанами от начального давления пара. Как возможный способ регулирования нагрузки СНД было

предложено в 30-е годы В. Д. Кирпичниковым. Более полно термодинамическая эффективность СНД и техническая возможность его применения была показана позже [11, 23 и др.].

Для блоков без промежуточного перегрева пара снижение начального давления при неизменной температуре смещает на i — S -диаграмме процесс расширения в турбине вправо и может привести к увеличению конечной энтальпии пара и, значит, потери с охлаждающей водой. Для блоков с промперегревом на-

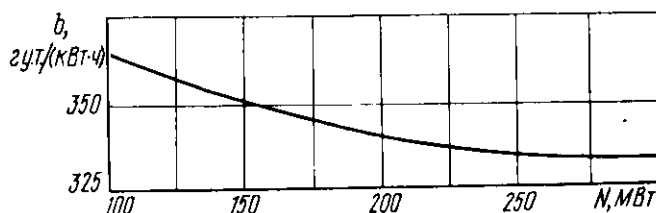


Рис. 2.32. Изменение удельного расхода топлива дубль-блоком 300 МВт в зависимости от нагрузки (двухкорпусный режим).

чальная точка процесса расширения пара в ЧСД фиксируется параметрами промежуточного перегрева, поэтому состояние пара в конденсаторе не зависит от программы и способа регулирования нагрузки блока. В связи с этим СНД более эффективно для установок с промежуточным перегревом. Как известно, ТЭС с установками с промежуточным перегревом пара имеют блочную компоновку, что также благоприятно с точки зрения применения скользящего начального давления. Для неблочных станций, когда котлоагрегаты работают на общую магистраль, СНД может применяться как в случае выделения отдельных блоков турбина—генератор, так и в целом для всей станции. В последнем случае появляется возможность отключения части питательных насосов и существенного снижения расхода энергии на собственные нужды.

Повышение экономичности работы паротурбинных установок при СНД происходит за счет увеличения внутреннего относительного к. п. д. ЧВД турбины, обусловленного исключением потерь на дросселирование в регулирующих клапанах и связанного с этим снижения начальной температуры пара, а также сохранением неизменным к. п. д. регулирующей ступени. Кроме того, при СНД пара достигается уменьшение затрат мощности на привод питательного насоса вследствие снижения потребного напора.

Электрический к. п. д. турбоустановки с учетом затрат энер-

гии на собственные нужды может быть представлен в следующем виде:

$$\eta_a = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_{\Gamma} \eta_{др} k_p (1 - k_{с.н}),$$

где η_t — термический к. п. д. идеального цикла без регенерации; $\eta_{др}$ — к. п. д. дросселирования; k_p — коэффициент, учитывающий влияние регенеративного подогрева питательной воды на увеличение η_t ; $k_{с.н}$ — коэффициент расхода энергии на собственные нужды блока.

Термический к. п. д. цикла с промперегревом

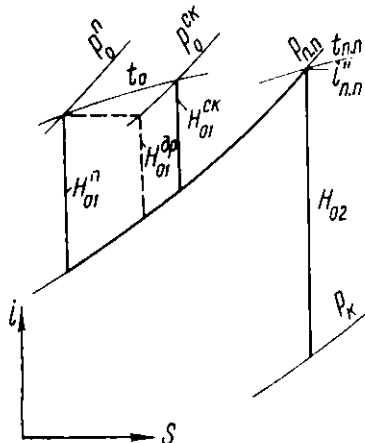


Рис. 2.33. Процесс расширения пара в идеальной турбине при постоянном и скользящем начальном давлении пара.

$$\eta_t = \frac{H_{01} + H_{02}}{H_{01} + i''_{п.п} - i'_k},$$

где H_{01} , H_{02} — изоэнтروпные перепады тепла соответственно для ЧВД и ЧСД + ЧНД турбины; $i''_{п.п}$ —

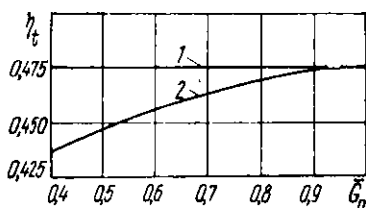


Рис. 2.34. Термический к. п. д. цикла в зависимости от относительного расхода пара на турбину при постоянном (прямая 1) и скользящем (кривая 2) начальном давлении пара. Номинальные параметры пара: $p_0 = 23,5$ МПа, $t_0 = 560^\circ \text{C}$.

энтальпия пара после промперегрева; i'_k — энтальпия конденсата в конденсаторе.

Процесс расширения пара в идеальной турбине с промперегревом, в которой отсутствуют потери на дросселирование в открытых клапанах, при постоянном и скользящем начальном давлении пара приведен на рис. 2.33. Как видно, для сравниваемых способов регулирования нагрузки блока величины H_{02} и $i''_{п.п} - i'_k$ остаются постоянными, и характер изменения термического к. п. д. цикла определяется величиной H_{01} . При постоянном давлении на частичных нагрузках H_{01} увеличивается, а при СНД остается примерно

постоянным, так как в последнем случае отношение давления на ЧВД турбины $p_{п.л}/p_0^{ск}$ практически неизменно. Поэтому термический к. п. д. в случае применения СНД пара снижается, как это показано на рис. 2.34. Однако при СНД пара исключаются потери на дросселирование пара ($\eta_{др} = 1$), что способствует повышению экономичности блока. Поэтому применение СНД наиболее выгодно для турбин с дроссельным парораспределением, у которых потери на дросселирование при частичных нагрузках наибольшие, причем для турбин с дроссельным парораспределением располагаемый перепад тепла на ЧВД $H_{01}^{ск}$ несколько больше, чем теплорезерв при постоянном давлении с учетом дросселирования пара в клапанах $H_{01}^{др}$, так как при дросселировании (на рис. 2.33 показано пунктиром) снижается температура пара перед соплами первой ступени турбины.

Несмотря на то что для турбин с сопловым парораспределением на частичных нагрузках располагаемый перепад тепла на ЧВД больше при постоянном давлении пара, одновременно происходит существенное снижение внутреннего относительного к. п. д. регулирующей ступени, которая в этом случае работает с пониженными значениями u/c_0 . В то же время при СНД к. п. д. регулирующей ступени остается практически неизменным. Поэтому и для турбин с сопловым парораспределением на частичных нагрузках внутренняя работа пара в ЧВД может оказаться больше при скользящем давлении.

При применении СНД пара имеется возможность существенного снижения затрат мощности на привод питательного насоса, что может значительно уменьшить коэффициент собственных нужд блока. Наиболее полно эта возможность реализуется для блоков с турбинным приводом питательного насоса, когда обеспечивается качественное и экономичное регулирование напора насоса за счет изменения скорости вращения приводной турбины. В этом случае уменьшение мощности на привод питательного насоса будет пропорциональным снижению напора насоса. Поэтому потребная мощность приводной турбины при СНД пара может быть найдена из выражения

$$N^{ск} = N^n \left(1 - \frac{H^{ск}}{H^n} \cdot \frac{\eta_n^n}{\eta_n^{ск}} \right),$$

где N^n , $N^{ск}$ — мощность приводной турбины при постоянном и скользящем давлении пара; H , η_n — напор и к. п. д. насоса. Степень «ск» относится к скользящим параметрам пара, «п» — к постоянным.

Для обеспечения максимального эффекта от применения СНД пара приводная турбина должна обеспечивать необходимое снижение скорости вращения при сохранении вибрационной на-

дежности лопаточного аппарата, что может быть проверено расчетно-экспериментальным путем. В частности, исследования прочностных и вибрационных характеристик турбопривода питательного насоса блока 300 МВт типа ОР-12П КТЗ, проведенные на Лукомльской ГРЭС, показали достаточно надежную работу приводной турбины в диапазоне скорости вращения от 6000 до 3500 об/мин. Это достаточно для эффективного применения СНД пара при снижении нагрузки блока до 40% номинальной.

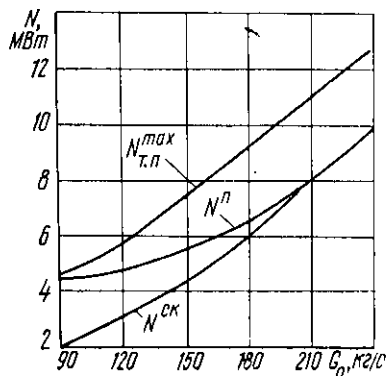


Рис. 2.35. Располагаемая мощность приводной турбины $N^{\text{max}}_{\text{т.п.}}$ и потребляемая мощность насоса при постоянном $N^{\text{п}}$ и скользящем $N^{\text{ск}}$ давлении свежего пара в зависимости от нагрузки блока 300 МВт.

Следует отметить, что с учетом применения СНД пара необходим иной подход к проектированию и выбору расчетных характеристик приводных турбин. Обычно их располагаемая мощность при номинальной нагрузке блока принимается со значительным запасом, чтобы обеспечить необходимую разгрузку блока до технического минимума при постоянном давлении свежего пара. Такой запас по мощности нужен потому, что при постоянном начальном давлении и снижении нагрузки турбины располагаемая (при полностью открытом клапане на входе) мощность приводной турбины Gh_0 уменьшается быстрее, чем мощность, потребляемая насосом. При применении СНД пара, наоборот, потребляемая мощность насо-

са уменьшается быстрее располагаемой мощности турбопривода (рис. 2.35). Поэтому запас мощности приводной турбины при номинальной нагрузке блока следует уменьшить, что позволит снизить потери на дросселирование в дроссельном клапане приводной турбины во всем диапазоне нагрузок блока.

Необходимо также считаться с тем, что при снижении скорости вращения приводной турбины ступени ее будут работать с пониженными отношениями u/c_0 . Поэтому с учетом применения СНД пара ступени турбопривода при номинальной нагрузке блока должны проектироваться на повышенные (на 6—8% больше оптимальных) значения u/c_0 . Это позволит, как показано в работе [41], обеспечить более устойчивый к. п. д. приводной турбины во всем диапазоне режимов.

При определении эффекта от снижения мощности, потребляемой питательным насосом, необходимо учитывать уменьшение нагрева воды в насосе, что потребует соответствующего увеличе-

ния расхода пара на подогреватель высокого давления, следующий за деаэратором, и приведет к некоторому снижению мощности блока. За счет этого примерно на 40% снизится эффект от уменьшения мощности насоса.

На блоках докритического давления турбинный привод питательного насоса не применяется, а давление воды регулируется или дроссельным методом при постоянной скорости вращения насоса, или с помощью гидромуфт. В первом случае снижение мощности, потребляемой питательным насосом, при скользящем давлении пара не достигается. При применении гидромуфт эффект от снижения мощности насоса также существенно меньше, чем при применении турбинного привода. Это объясняется значительным уменьшением к. п. д. гидромуфты при снижении скорости вращения насоса. При сравнительно небольшом отклонении режима к. п. д. гидромуфты изменяется по следующей зависимости:

$$\eta_{\text{гм}} = (0,97 - 0,98) \frac{n_1}{n_2},$$

где n_2 , n_1 — соответственно скорость вращения ведущего и ведомого валов.

Как видно, к. п. д. гидромуфты уменьшается пропорционально снижению скорости вращения насоса. Кроме того, большое скольжение (уменьшение n_1/n_2) гидромуфты не допускается по условиям надежной ее работы.

Как видно из рис. 2.33, процесс расширения пара в ЧСД и ЧНД турбины одинаков как при постоянном, так и скользящем давлении пара. Поэтому в режиме СНД только регенеративные отборы из ЧВД оказывают влияние на изменение условий работы системы регенеративного подогрева питательной воды. Параметры пара в отборах при неизменном расходе пара на турбину в режиме постоянного давления и СНД в соответствии с уравнением Стодола—Флюгеля определяются равенством

$$\frac{p^{\text{п}}}{p^{\text{ск}}} \sqrt{\frac{T^{\text{ск}}}{T^{\text{п}}}} = 1,$$

где $p^{\text{п}}$, $T^{\text{п}}$, $p^{\text{ск}}$, $T^{\text{ск}}$ — соответственно давление и абсолютная температура в отборах при постоянном и скользящем давлении пара.

Поскольку процесс расширения пара в ЧВД турбины при режиме СНД на i — S -диаграмме смещается вправо, $T^{\text{ск}} > T^{\text{п}}$ и $p^{\text{ск}} > p^{\text{п}}$, т. е. в случае применения СНД давление в регенеративных отборах ЧВД увеличивается по сравнению с режимом постоянного давления свежего пара. В связи с этим при СНД расход пара в регенеративные отборы из ЧВД увеличится за счет

роста нагрева воды в основных поверхностях ПВД, определяемого температурой насыщения при давлении в отборе, но уменьшится за счет увеличения энтальпии отбираемого пара.

Анализ этих причин показывает, что при СНД расход пара в отборы из ЧВД несколько уменьшится, так как увеличение энтальпии греющего пара не полностью компенсируется повышением энтальпии питательной воды в результате увеличения давления в отборах и интенсификации теплообмена в пароохладителях. Однако снижение экономичности блока при этом, если эффект недогрева питательной воды в насосе учитывать в отдельности, незначительно и не превышает 0,03% при нагрузке блока, равной 50% номинальной. Такой величиной в практических расчетах можно пренебречь.

В связи с отмеченным выше характером изменения η_i , $\eta_{др}$, $\eta_{от}$ для турбин с дроссельным парораспределением повышение экономичности при переходе к СНД пара имеет место во всем диапазоне частичных нагрузок блока. Однако для турбин с сопловым парораспределением возможна область режимов, где преимущество будет за постоянным давлением. При этом зона нагрузок, в пределах которых применение СНД пара обеспечивает повышение экономичности блоков, зависит от относительного влияния изменения термического к. п. д. и внутреннего относительного к. п. д. ЧВД и определяется также другими факторами — изменением эффективности регенерации и возможным изменением мощности питательного насоса.

Для уменьшения вредного влияния снижения термического к. п. д. для турбин с сопловым парораспределением целесообразно применение комбинированной программы регулирования, когда при больших нагрузках турбина работает с постоянным, а при частичных нагрузках — со скользящим давлением пара, причем при СНД пара часть регулирующих клапанов остается в закрытом положении. При такой программе регулирования при частичных нагрузках уменьшается требуемая степень снижения начального давления пара, так как растет сопротивление турбины за счет закрытия части клапанов, и значения термического к. п. д. будут выше.

Одновременно комбинированная программа регулирования позволяет поддерживать высокую мобильность блоков при применении СНД пара. Быстрый подхват мощности турбиной можно обеспечить за счет открытия закрытых клапанов, что нельзя сделать при СНД с полностью открытыми регулируемыми клапанами. Такая программа регулирования в настоящее время применяется для турбоустановок с сопловым парораспределением.

При применении комбинированной программы регулирования СНД пара оказывается выгодным в зависимости от типа блоков при нагрузках меньше 0,6—0,8 номинальной.

Изменение удельного расхода тепла блоком при переходе от постоянного давления к скользящему удобно определять в относительных величинах из уравнений (2.20), (2.23). При СНД увеличивается подвод тепла к свежему пару на величину Δi_0 (растет энтальпия пара i_0) и уменьшается подвод тепла во вторичном пароперегревателе на величину $\delta i_{п.п.}$ в связи с увеличением энтальпии пара на выходе из ЧВД турбины. Тогда изменение подвода тепла к 1 кг пара при переходе от постоянного давления к скользящему

$$Q_0^{ск} - Q_0^n = \Delta i_0 - \alpha_{п.п.} \delta i_{п.п.}$$

где $\alpha_{п.п.}$ — доля пара, поступающего на вторичный перегрев, от расхода пара на турбину. Изменение мощности турбины при СНД пара определяется изменением использованного теплоперепада в ЧВД, а также снижением затрат мощности на привод насоса, найденных с учетом эффекта недогрева воды в насосе.

Расчеты и опыты показывают, что СНД пара для блоков 300 МВт становится выгодным уже при нагрузках 75—80% номинальной, а выигрыш в экономичности при нагрузках 50% номинальной достигает примерно 2%.

Применение СНД пара на частичных нагрузках не только повышает экономичность блоков, но одновременно в целом благоприятно влияет на условия работы металла в зоне паровпуска и ЧВД турбины, а также главных паропроводов, арматуры, коллекторов и пароперегревательных поверхностей котлоагрегата. Температурное состояние турбин при СНД пара в широком диапазоне нагрузок остается практически без изменения. При разгрузке блоков со снижением давления свежего пара уменьшается, как было показано выше, подвод тепла в промежуточном пароперегревателе, что существенно упрощает задачу поддержания номинального значения температуры промперегрева в широком диапазоне режимов.

При промышленном внедрении СНД пара для блоков сверхкритического давления большое значение имеет проверка надежности работы поверхностей нагрева котлоагрегатов как в нормальных эксплуатационных условиях, так и при возмущениях режима и аварийных ситуациях. Особое внимание при этом уделяется поверхностям, которые при переводе котлоагрегатов на докритическое давление попадают в экономайзерно-испарительную, испарительную и испарительно-перегревательную зоны.

В экономайзерно-испарительной зоне следует считаться с опасностью нарушений температурного и гидравлического режимов, обусловленных межвитковой пульсацией потока, расслоением пароводяной смеси и теплогидравлической разверкой. В испарительных и испарительно-пароперегревательных поверхностях

нагрева нарушение температурного режима работы труб может быть вызвано прежде всего неудовлетворительным распределением пароводяной смеси из выходного коллектора по змеевикам. Однако предварительные стендовые и промышленные исследования гидродинамики котлоагрегатов и последующий длительный опыт работы энергоблоков Костромской, Лукомльской и других ГРЭС при режиме СНД пара показали достаточно высокую надежность котлоагрегатов в широком диапазоне (40—100%) нагрузок и давлений как в стационарных, так и в аварийных режимах. Опыты с возмущениями по расходу воды, топлива и переключениями горелок показали, что и в этих условиях кризисные явления не возникают и температурный режим топочных экранов надежен.

При СНД пара пропорционально снижению внутреннего давления среды в змеевиках и паропроводах уменьшается приведенное напряжение в металле их стенок и соответствующим образом увеличивается коэффициент запаса прочности. Одновременно увеличиваются удельные объемы пара, а значит, и скорости среды в змеевиках пароперегревателя. Это приводит к росту коэффициента теплоотдачи от стенки к пару и к уменьшению температурных напоров. Поэтому при переходе от постоянного давления пара к скользящему должно происходить снижение температуры стенки труб пароперегревателя. Это было подтверждено при натурных испытаниях энергоблоков 300 МВт Лукомльской ГРЭС, которые показали, что при сохранении температуры стенок пароперегревателя на расчетном уровне при СНД пара и нагрузках блока примерно 0,5 номинальной температура перегретого пара может быть повышена на 20—25° С (или с 545 до 565° С). Это может обеспечить большой экономический эффект.

Таким образом, применение скользящего начального давления пара существенно повышает экономичность и надежность работы блоков при частичных нагрузках.

2.8. Особенности применения СНД пара для теплофикационных агрегатов

В ряде энергосистем в связи с недостаточной обеспеченностью ТЭС тепловыми нагрузками и неравномерностью графиков электро- и теплопотребления теплофикационные турбины могут длительно работать со сниженными нагрузками. В особенности сильно разгружаются теплофикационные турбины в летний период. Поэтому СНД пара может применяться не только на КЭС, но и на ТЭС.

Применение скользящего начального давления для регулирования нагрузки теплофикационных турбоустановок имеет свои особенности. СНД пара в общем случае по-разному отражается

на экономичности конденсационной и теплофикационной выработки электроэнергии, и его эффективность существенно зависит от режима работы теплофикационных турбин. Эффективность применения скользящего начального давления на ТЭЦ определяется также такими факторами, как наличие или отсутствие промежуточного перегрева пара, вид привода питательного насоса. Кроме того, необходимо учитывать особенности тепловой схемы ТЭЦ и возможность выделения отдельных блоков котлоагрегат — турбина.

Для теплофикационных турбин с промежуточным перегревом пара (Т-250-240) параметры пара в регулируемых отборах практически не зависят от способа регулирования расхода пара на турбину (при неизменной температуре промежуточного перегрева). Поэтому при переходе на СНД экономичность конденсационного и теплофикационного потоков пара изменяется примерно одинаково и определяется изменением работы пара в ЧВД турбины. С увеличением ее увеличивается удельная выработка электроэнергии на базе теплового потребления W и снижается удельный расход тепла для конденсационного потока пара.

Так как с ростом тепловой нагрузки турбины средняя величина удельного расхода тепла на выработку электроэнергии q_d уменьшается, то при одинаковом увеличении полезной работы в ЧВД и абсолютной экономии тепла относительная экономия тепла δq_d будет больше при режимах с включенными регулируемые отборами, чем при чисто конденсационных.

Эффективность применения СНД пара для турбоустановки Т-250-240 существенно зависит от принятой программы регулирования и, как показывают расчеты, будет наибольшей, если переход на скользящее давление осуществляется при двух полностью открытых регулирующих клапанах, т. е. при расходах пара на турбину меньше 275 кг/с. При этом экономичность турбоустановки за счет применения СНД пара увеличивается на 1,8—2% при 50%-ной нагрузке и до 3% — при 30%-ной нагрузке [45].

Для широко распространенных теплофикационных установок на докритические параметры пара (Т-100-130, ПТ-60-130/13 и др.) турбинный привод питательного насоса не применяется, и эффективность скользящего давления будет ниже. Кроме того, такие установки работают без промежуточного перегрева пара, поэтому при переходе на скользящее давление может увеличиться энтальпия пара в регулируемых отборах. В этом случае при некоторых режимах наблюдается уменьшение удельной выработки электроэнергии на базе теплового потребления. Однако и для турбин Т-100-130 и ПТ-60-130/13 при правильно выбранной программе регулирования расхода свежего пара (числе открытых

регулирующих клапанов) скользящее начальное давление может оказаться оправданным.

Расчеты, выполненные в предположении отсутствия выигрыша в мощности, потребляемой питательным насосом, показывают, что при трех открытых регулирующих клапанах турбины Т-100-130 переход на СНД пара является неоправданным. При этом происходит снижение удельной работы пара в турбине при

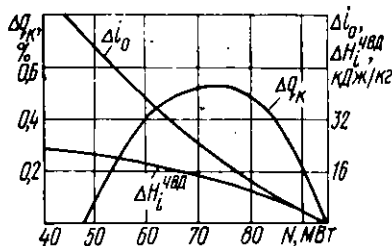


Рис. 2.36. Изменение энтальпии свежего пара Δi_0 , использованного в ЧВД перепада тепла $\Delta H_i^{\text{ЧВД}}$ и удельного расхода тепла Δq_k при переходе от постоянного к скользящему начальному давлению для конденсационного режима работы турбины Т-100-130 (открыты два регулирующих клапана).

одновременном увеличении подвода тепла к пару в котлоагрегате (при переходе к СНД растет энтальпия свежего пара). Однако при двух открытых регулирующих клапанах применение СНД пара для турбоустановки Т-100-130 оказывается перспективным. При этом достигается снижение удельного расхода тепла в конденсационном режиме работы в диапазоне нагрузок 45—90 МВт, что объясняется увеличением использованного в ЧВД перепада тепла (рис. 2.36). Нагрузка 70—80 МВт, при которой достигается максимум повышения экономичности, характерна для летних режимов работы

турбины Т-100-130. Аналогичные результаты получены в работе [45].

Суммарная экономия расхода тепла в свежем паре на турбину ΔQ_0^{Σ} зависит от величины тепловой нагрузки Q_T :

$$\Delta Q_0^{\Sigma} = N_k \Delta q_k + Q_T \Delta W (q_k - q_T),$$

где ΔW — изменение удельной выработки электроэнергии на базе теплового потребления при переходе от постоянного к скользящему начальному давлению пара.

При работе турбины Т-100-130 со СНД пара при двух открытых клапанах экономия тепла ΔQ_0^{Σ} имеет место при расходах свежего пара, превышающих 55 кг/с. При расходе пара 55 кг/с и тепловой нагрузке более 24 МВт скользящее давление будет уже невыгодным вследствие уменьшения теплофикационной выработки электроэнергии (рис. 2.37).

Применение СНД пара для турбины ПТ-60-130/13 весьма выгодно при одном открытом клапане (при расходе свежего пара до 45—46 кг/с). Объясняется это резким снижением к. п. д. ЧВД

турбины при таких расходах пара и постоянном давлении перед турбиной. При этом, как видно из рис. 2.38, не только снижается удельный расход тепла для конденсационного потока пара, но одновременно растет удельная выработка электроэнергии на базе теплового потребления для производственного $W_{пр}$ и отопительного $W_{от}$ отборов пара. Объясняется это как ростом использованного перепада тепла в ЧВД турбины, так и уменьшением

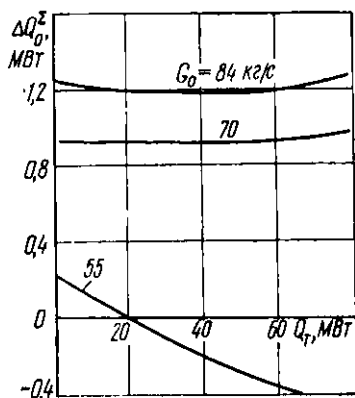


Рис. 2.37. Суммарная экономия тепла на турбоустановку Т-100-130 в зависимости от нагрузки отопительного отбора при различных расходах свежего пара при режиме СНД (открыты два регулирующих клапана).

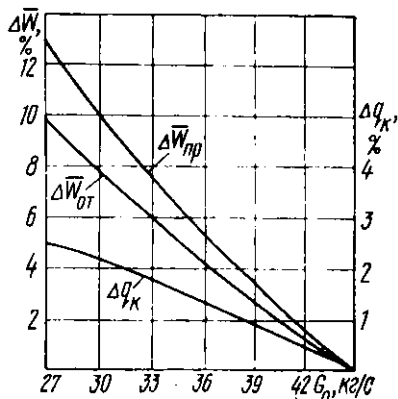


Рис. 2.38. Относительное увеличение удельной выработки электроэнергии на базе теплового потребления для производственного и отопительного отборов пара и снижение удельного расхода тепла на конденсационном потоке турбины ПТ-60-130/13 при переходе от постоянного к скользящему начальному давлению пара (открыт один регулирующий клапан).

энтальпии пара в регулируемых отборах. Значит, при одном открытом клапане применение СНД пара для турбоустановки ПТ-60-130/13 эффективно и при наличии тепловой нагрузки. Однако уже при двух открытых клапанах с введением СНД экономичность конденсационной выработки практически не изменяется, и одновременно происходит некоторое (на 1%) снижение удельной выработки электроэнергии для производственного отбора пара, т. е. применение СНД становится неоправданным.

Таким образом, в летний период работы ТЭЦ возможны режимы, когда выгоден перевод отдельных агрегатов или всей станции на скользящее давление пара.

Глава 3. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И МАНЕВРЕННОСТЬ БЛОЧНЫХ ТЭС

3.1. Понятие маневренности и маневренные характеристики блочных паротурбинных установок

В связи с увеличением доли блочных установок и ростом неравномерности суточного и недельного потребления электрической энергии в настоящее время повышаются требования к маневренным характеристикам блоков. Улучшение маневренных характеристик оборудования важно не только с точки зрения обеспечения высокой надежности энергоснабжения, но и с точки зрения повышения экономичности ТЭС, так как расширяет возможности оптимизации режимов работы отдельных электрических станций и в целом ОЭС.

Маневренность блоков определяется совокупностью технико-экономических характеристик, обеспечивающих отработку заданного графика нагрузок при соблюдении условий надежности.

В понятие маневренности включаются следующие характеристики.

1. *Регулировочный диапазон блоков* — диапазон нагрузок, в пределах которого блоки работают вполне надежно. Регулировочный диапазон определяется величиной допустимой минимальной нагрузки (величиной технического минимума нагрузки), которая в основном лимитируется котлоагрегатом.

Основными факторами, определяющими величину регулировочного диапазона блоков, являются устойчивость горения в топке котлоагрегата, температурный режим пароперегревателя и радиационной части, надежность гидравлического режима котлоагрегата, а также устойчивость работы систем автоматического регулирования.

Устойчивость горения — основной фактор, лимитирующий минимально допустимую нагрузку котлоагрегатов, работающих на твердом топливе. Минимальная нагрузка котлоагрегатов составляет 0,75 номинальной при сжигании АШ, 0,65 — при сжигании каменного угля и 0,5 — бурого угля. При сжигании газа и мазута устойчивость горения практически не лимитирует величины технического минимума нагрузок.

При снижении нагрузки котлоагрегата сильнее проявляется гидравлическая неравномерность параллельно включенных труб, что вместе с их неодинаковым тепловосприятием может привести к значительной тепловой неравномерности (разности энтальпий).

среды на выходе из труб) и как следствие к появлению межвитковой пульсации потока и нарушению циркуляции среды. Для предупреждения этих явлений, которые могут быть причиной пережога труб, массовый расход среды через трубы парообразующих поверхностей не должен быть ниже некоторой предельной величины.

По условию обеспечения устойчивого гидравлического режима минимальная нагрузка прямоточных котлоагрегатов составляет примерно 30%, т. е. равна их растопочной нагрузке. Однако по условиям температурного режима радиационной части величина минимальной нагрузки может быть существенно выше.

Для расширения регулировочного диапазона блоков применяют подсвечивание мазутом пылеугольных котлоагрегатов или перевод их при малых нагрузках на газ и мазут, отладку гидравлического режима и перевод котлоагрегатов на скользящее давление пара (что повышает надежность циркуляции барабанных котлов в связи с увеличением разности плотностей пара и воды), разработку всережимной автоматики и др.

На основе научно-исследовательских и наладочных работ установлены нормы минимально допустимой нагрузки блоков на уровне 40—50% номинальной — для газомазутных блоков и 60—70% — для блоков, работающих на твердом топливе. Сведения о минимально допустимых нагрузках блоков приведены в табл. 3.1 [12].

Достигнутые значения регулировочного диапазона не решают полностью проблемы прохождения ночных провалов нагрузки, так как в ряде ОЭС коэффициент неравномерности суточных графиков α имеет меньшие значения, чем общая для системы относительная величина достигнутого технического минимума нагрузок.

Структура генерирующих мощностей и коэффициент α для различных групп оборудования в настоящее время приведены в табл. 3.2 [82].

Таким образом, задача дальнейшего расширения регулировочного диапазона блоков является актуальной, и ей уделяется большое внимание. Если на уровне 1975 г. регулировочный диапазон составлял 40% для пылеугольных и 60% для газомазутных блоков, то на уровне 1980 г. он должен возрасти соответственно до 50 и 70%. Однако и в этом случае сохраняется необходимость останова на ночные и недельные (субботние и воскресные дни) провалы нагрузок значительной части оборудования.

2. *Приемистость блоков* — способность их к быстрому изменению нагрузки и участию в первичном и вторичном регулировании частоты в системе.

Изменение нагрузки блоков связано с изменением темпера-

Таблица 3.1

Тип блока	Топливо	Топочный режим	Минимальная нагрузка (%) при режиме	
			двух-корпусном	одно-корпусном
Блоки 150 МВт				
Моноблок ТП-90 + К-150-130	АШ	Ж, б. псв.	—	70
	АШ	Ж, с псв.	—	50
	Газ	—	—	40
Дубль-блок ПК-38 + К-150-130	Назаровский уголь	Ж, б. псв.	60	30
		Ж, с псв.	50	25
Моноблок ТП-92 + К-150-130	Львовско-Волынский каменный уголь	С, б. псв.	—	50
Моноблок ТГМ-94 + К-150-130		Газ, мазут	—	—
Блоки 200 МВт				
Моноблок ПК-33 + К-200-130	Челябинский бурый уголь	С, б. псв.	—	50
Моноблок ТП-100 + К-200-130	АШ	Ж, б. псв.	—	60
		Ж, с псв.	—	50
Дубль-блок ПК-40 + К-200-130	Томь-усинский СС и ПС	Ж, б. псв.	80	40
Дубль-блок ТП-67 + К-200-130		Эстонские сланцы	С	50
Дубль-блок ПК-47 + К-200-130	Газ, мазут	—	60	30
Блоки 300 МВт				
Дубль-блок ТПП-210 + К-300-240	АШ, Т	Ж, б. псв.	60	30
ПК-50 + К-300-240		Ж, с псв.	50	30
Дубль-блок ПК-41 + К-300-240	Газ, мазут	—	50	30
ТГМП-114 + К-300-240				

Примечание. С — сухое шлакоудаление; Ж — жидкое шлакоудаление; б. псв. — без подсветки; с псв. — с подсветкой.

турного режима отдельных элементов и деталей и приводит к появлению дополнительных температурных напряжений. Кроме того, происходит изменение линейных размеров (расширение или укорочение) деталей и вибрационного состояния агрегатов.

Таблица 3.2

Группы оборудования	Коэффициент α		Структура генерирующих мощностей, %	
	по нормам	по балансу покрытия графиков	ОЭС Центра	ОЭС Северо-Запада
Энергоблоки АЭС	1,0	0,8—0,85	17,5	17,5
Энергоблоки 500 МВт и выше	0,8	0,7	8,5	—
Энергоблоки 300 МВт	0,5—0,7	0,4—0,6	18,5	18,0
Энергоблоки 150—200 МВт	0,5—0,7	0,25—0,35	7,5	15,5
Конденсационное оборудование на 9 МПа	0,6—0,7	0,25	2,0	4,5
Теплофикационное оборудование	0,85—0,9	0,85	35,0	28,5
Гидроагрегаты и высокоманевренное оборудование	0,12—0,15	0,10	11,0	16,0

Допустимые скорости нагружения блоков лимитируются как турбиной, так и котлоагрегатом, определяются на основе расчетных и экспериментальных исследований и оговариваются заводскими и эксплуатационными инструкциями.

Характер суточных графиков нагрузки обуславливает жесткие требования к режимам нагружения блоков. Наиболее интенсивный рост нагрузки на мощных блочных установках наблюдается с 6 до 8—9 ч утра. В этот период средняя скорость нагружения блочных электростанций составляет 0,4—0,5%/мин, а наибольшая в течение часа достигает 0,65%/мин. Для прогретых, т. е. частично разгруженных, агрегатов обеспечить такие скорости нагружения несложно, но при пусках это представляет большие трудности и требует заблаговременного прогрева и пуска оборудования. Для обеспечения надежных условий набора нагрузки в энергосистемах время нагружения блоков 150—200 МВт от нуля до номинальной мощности должно составлять 2—2,5 ч, а для блоков 300 МВт—3 ч, что требует применения специальных мероприятий по обеспечению равномерного нагрева деталей и снижению температурных напряжений в них при нагружении турбины.

Высокие требования предъявляются к приемистости блоков, которые привлекаются для регулирования межсистемных потоков. Для этой цели применяются блоки не только 150, 200, но и 300 МВт. Для обеспечения необходимой динамической точности регулирования такие блоки должны допускать изменение нагрузки в пределах всего регулировочного диапазона со скоростью 1—1,5%/с [52] и более. Для достижения таких скоростей

требуется провести специальные работы по снижению инерционности котлоагрегатов.

Еще более сложные задачи возникают при аварийных ситуациях в энергосистемах. При отключении мощностей и падении частоты в системе, чтобы сократить аварийные отключения потребителей, требуется быстро (в течение 5—10 с) реализовать вращающийся резерв блоков и увеличить их мощность до 25—30% номинальной. Достигнуть этого можно лишь за счет форсировки топок и использования аккумулялирующей способности котлоагрегатов, когда при падении давления пара за счет тепла, аккумулялированного в металле и рабочей среде котлоагрегатов, практически мгновенно достигается увеличение их паропроизводительности.

При отключении потребителей и аварийном повышении частоты в системе необходимо уменьшить мощность блоков в соответствии со статизмом регуляторов скорости. После быстрого (в течение нескольких секунд) сброса нагрузки до величины, лежащей в пределах регулировочного диапазона, блок должен допускать возможность работы с этой мощностью в течение неограниченно большого промежутка времени.

Блоки должны также допускать сброс нагрузки с любой величины до холостого хода и работать на режимах холостого хода в течение времени, необходимого для обеспечения нормального действия автоматов повторного включения и систем автоматики поддержания устойчивого синхронного режима.

3. Экономичность блоков при частичных нагрузках. В периоды ночных и недельных провалов электрической нагрузки блоки разгружаются вплоть до величины технического минимума нагрузки. В связи с этим режимы частичных нагрузок являются характерными для блоков, в особенности используемых в пиковой части графика нагрузок. Поэтому требование обеспечения достаточно высокой экономичности паротурбинных установок при частичных нагрузках является необходимым условием достижения высокой эффективности работы ТЭС.

При частичных нагрузках экономичность блоков значительно снижается, что определяется в основном особенностями работы турбинных установок и связано с увеличением потерь на дросселирование пара в органах парораспределения турбины, а также снижением внутреннего относительного к. п. д. проточной части, прежде всего регулирующей и последних ступеней. Существенно могут сказываться также изменения к. п. д. котлоагрегата и относительное увеличение расхода энергии на собственные нужды, в частности на привод питательных насосов и тягодутьевых машин, в особенности при применении неэкономичного дроссельного способа регулирования производительности.

Повышения экономичности работы турбин при частичных нагрузках можно достигнуть за счет правильного выбора режима (снижения расчетного расхода пара по сравнению с номинальным) и должного профилирования лопаток ступеней, режим работы которых существенно изменяется при изменении расхода пара через турбину. Так, последние ступени турбины должны проектироваться при номинальных расходах пара в конденсатор на пониженные отношения скоростей u/c_0 , а корневая степень реактивности выбираться достаточно высокой, чтобы снизить интенсивность корневого отрыва потока, возникающего при малых объемных расходах пара в конденсатор.

Большое влияние на экономичность турбин при частичных нагрузках оказывают тип и характеристики систем парораспределения. В частности, существенное (до 2% и более) снижение удельного расхода тепла при частичных нагрузках блоков обеспечивается при применении скользящего начального давления пара (см. § 2.7).

4. *Пусковые характеристики блоков.* Пусковые схемы блоков должны допускать возможность пуска котлоагрегатов и турбин из любого температурного состояния при соблюдении всех критериев надежности и водного режима блока в соответствии с установленными нормами. При этом должны обеспечиваться минимальная продолжительность пусковых операций, малые затраты топлива и потери конденсата при оптимальных условиях прогрева элементов котлоагрегата, паропроводов и турбин.

Основными пусковыми характеристиками являются продолжительность пуска и затраты тепла (топлива) на пуск. Продолжительность пуска блока складывается из длительности отдельных этапов: растопки котлоагрегатов, прогрева и разворота турбины, нагружения блока, причем длительность этих этапов существенно зависит от исходного температурного состояния оборудования или от времени простоя его в резерве, а также от типа и конструктивного выполнения котлоагрегатов и турбин, особенностей пусковой схемы и параметров свежего пара.

Расход топлива на пуск в основном определяется длительностью пуска и находится как разность между полным расходом топлива на пуск и расходом топлива на выработку электроэнергии за время пуска, рассчитанным по удельному расходу топлива при номинальной нагрузке блока. Например, для блока 160 МВт с барабанным котлом расход топлива на пуск из холодного состояния составляет примерно 55 т у. т., для дубль-блока 300 МВт — порядка 150 т у. т.

Для улучшения пусковых характеристик блоков и достижения минимальной продолжительности пуска и затрат топлива на пуски необходимо выдерживать оптимальную продолжительность всех пусковых операций, что требует разработки и налад-

ки систем автоматического пуска оборудования. Разработке таких систем в настоящее время уделяется большое внимание.

Задача улучшения маневренных характеристик блочного оборудования актуальна и требует проведения специальных проектно-конструкторских и режимно-наладочных работ по расширению регулировочного диапазона блоков, повышению их приемистости и мобильности, повышению экономичности блоков в широком диапазоне нагрузок, автоматизации пусковых операций и снижению затрат времени и топлива на пуски оборудования.

3.2. Аккумулирующая способность котлоагрегатов

В работающем котлоагрегате тепло аккумулируется в металле поверхностей нагрева, в воде и паре. При одинаковых производительности и параметрах пара больше тепла аккумулируется в барабанных котлоагрегатах, что объясняется прежде всего большим водяным объемом. Для барабанных котлоагрегатов 60—65% тепла аккумулируется в воде, 25—30% — в металле, 10—15% — в паре. Для прямоточных котлоагрегатов до 65% тепла аккумулируется в металле, остальные 35% — в паре и воде.

При снижении давления пара часть аккумулированного тепла высвобождается в связи с уменьшением температуры насыщения среды. При этом практически мгновенно получается дополнительное количество пара. Количество дополнительно получаемого пара при снижении давления на 1 МПа называется *аккумулирующей способностью котлоагрегата*:

$$\Delta G_{\text{ак}} = \frac{Q_{\text{ак}}}{q},$$

где $Q_{\text{ак}}$ — высвобождаемое в котлоагрегате тепло; q — расход тепла на получение 1 кг пара.

Для барабанных котлоагрегатов с давлением пара выше 3 МПа аккумулирующая способность может быть найдена из выражения [12]

$$\Delta G_{\text{ак}} = \frac{0,75 G_{\text{м}} C_{\text{м}} \Delta t_{\text{н}} + V_{\text{в}} C_{\text{в}} \Delta t_{\text{н}} \rho'}{r} + V_{\text{п}} \Delta \rho'',$$

где r — открытая теплота парообразования; $G_{\text{м}}$ — масса металла испарительных поверхностей нагрева; $C_{\text{м}}$, $C_{\text{в}}$ — теплоемкость металла и воды; $\Delta t_{\text{н}}$ — изменение температуры насыщения при изменении давления на 1 МПа; $V_{\text{в}}$, $V_{\text{п}}$ — водяной и паровой объемы котлоагрегата; $\Delta \rho''$ — изменение плотности пара при снижении давления на 1 МПа; ρ' — плотность воды. Водяной объем котлоагрегата включает водяной объем барабана и циркуляционных контуров, в паровой объем входят объем барабана, объем пароперегревателя, а также объем пара в испарительных трубах.

Данные о значении аккумулирующей способности $\Delta G_{\text{ак}}$ и удельной величине ее $\Delta \bar{G}_{\text{ак}}$, найденной из расчета паропроизводительности котлоагрегата 1 кг/с при изменении давления пара на 1%, приведены в табл. 3.3 [23]. Как видно, удельная аккумуля-

Таблица 3.3

Параметры	Типы котлоагрегатов				
	барабанные			прямоточные	
	ТП-230	ТГМ-96	ТП-100	ПК-33	ТПП-210
Давление пара, МПа	9,9	13,7	13,7	13,7	24,5
Паропроизводительность котлоагрегата, кг/с	64	117	178	178	264
Аккумулирующая способность, кг/МПа	1580	2570	3770	1570	1100
Удельная величина аккумулирующей способности $\Delta \bar{G}_{\text{ак}}$, кг/кг·с	2,44	3,0	2,9	1,31	0,98

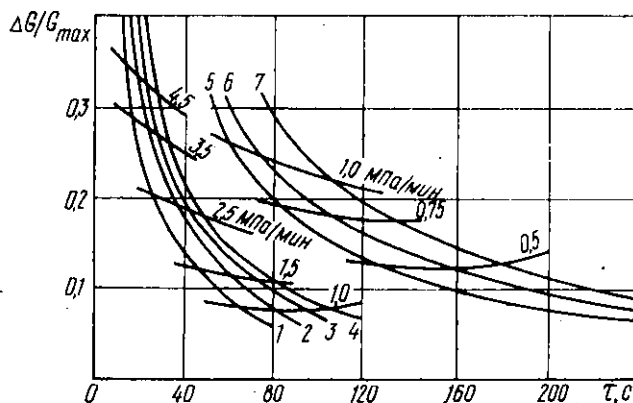


Рис. 3.1. Теоретически допустимая продолжительность работы котлоагрегата t с повышенной паропроизводительностью $\Delta G/G_{\text{max}}$ за счет аккумулирующей способности при различных скоростях изменения давления:

1, 2, 3, 4 — прямоточные котлоагрегаты с номинальным давлением соответственно 10; 13; 16,5; 18 МПа. 5, 6, 7 — барабанные котлоагрегаты с давлением 10; 13; 16,5 МПа.

лирующая способность барабанных котлоагрегатов в 2—3 раза выше, чем прямоточных.

При реализации аккумулирующей способности котлоагрегатов, кроме величины аккумулирующей способности, большое

практическое значение имеет и допустимая величина скорости снижения давления, определяющая степень повышения паропроизводительности котлоагрегата.

Прямоточный котел допускает очень высокие скорости снижения давления. При скорости 4,5 МПа/мин может быть достигнуто увеличение паропроизводительности на 30—35%, но в течение 15—25 с [23]. Барабанный котел допускает меньшую скорость снижения давления, что связано с набуханием уровня в барабане и опасностью парообразования в опускных трубах. При скорости снижения давления 0,5 МПа/мин барабанные котлы могут работать с увеличением паропроизводительности на 10—12% в течение 2—3 мин.

Теоретически допустимая продолжительность работы котлоагрегата τ с повышенной паропроизводительностью $\Delta G/G$ за счет аккумуляции тепла при различных скоростях изменения давления приведена на рис. 3.1 [23].

3.3. Переходные процессы при нагружении блоков

Математическое описание переходных процессов при нагружении блоков дается в работах [10, 11]. Анализ этих процессов позволяет установить факторы, определяющие скорость нагружения блоков при регулировании мощности в системе.

При выводе уравнений процесса нагружения блока была использована пропорциональная зависимость расхода пара через турбину от начального давления p_0 и степени открытия клапанов z_0 [10, 11]:

$$G = G_{\max} \frac{p_0}{p_{0\text{ном}}} \cdot \frac{z_0}{z_{\max}},$$

где $G_{\max}$ — максимальный расход пара при максимальной степени открытия клапанов $z_{\max}$.

При работе блоков с постоянным давлением считалось, что $p_0 = p_{0\text{ном}}$. Тогда при изменении степени открытия клапанов на Δz и начального давления на Δp расход пара на турбину изменится на величину

$$\Delta G = G_{\max} \left(\frac{\Delta z}{z_{\max}} + \frac{\Delta p z_0}{p_{0\text{ном}} z_{\max}} + \frac{\Delta p \Delta z}{p_{0\text{ном}} z_{\max}} \right). \quad (3.1)$$

Третьим слагаемым в скобках уравнения (3.1) ввиду его малого значения можно пренебречь. Если при этом степень открытия клапанов выразить через угол поворота кулачкового вала φ , то

$$\Delta G = \frac{G_{\max}}{p_{0\text{ном}} \varphi_{\max}} (p_{0\text{ном}} \Delta \varphi + \Delta p \varphi_0).$$

При постоянной скорости поворота кулачкового вала φ' за время $d\tau$ будем иметь

$$d\Delta G = \frac{G_{\max}}{\varphi_{\max}} \varphi' d\tau + \frac{G_{\max}}{p_{0\text{ ном}}} \cdot \frac{\varphi_0}{\varphi_{\max}} d\Delta p = k_1 d\tau + k_2 d\Delta p, \quad (3.2)$$

где

$$k_1 = \frac{G_{\max}}{\varphi_{\max}} \varphi'; \quad k_2 = \frac{G_{\max}}{\varphi_{\max} p_{0\text{ ном}}} \varphi_0.$$

Нагружение турбины производится с опережающим открытием регулирующих клапанов, так чтобы прирост расхода пара через турбину превышал повышенные паропроизводительности котлоагрегата (за счет использования его аккумулирующей способности). Такой режим создает благоприятные условия для охлаждения пароперегревателя, через который проходит дополнительное количество пара, и позволяет повысить скорость нагружения котлоагрегата.

При нагружении блока падение давления перед турбоустановкой Δp определяется увеличением гидравлических сопротивлений тракта котлоагрегат — турбина $\delta(\Delta p_{\text{тр}})$ и падением давления за котлоагрегатом Δp_k из-за использования аккумулирующей способности котлоагрегата для получения дополнительного расхода пара $\Delta G_{\text{доп}}$. При постоянной скорости увеличения паропроизводительности котлоагрегата ω (кг/с²)

$$\Delta G_{\text{доп}} = \Delta G - \omega \tau.$$

Тогда в дифференциальной форме

$$d\Delta p_k = - \frac{\Delta G - \omega \tau}{\Delta G_{\text{ак}}} d\tau.$$

Изменение гидравлического сопротивления тракта котлоагрегат — турбина можно принять пропорциональным квадрату расхода пара:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \Delta p_{\text{тр.нач}} \frac{(G_{\text{нач}} + \Delta G)^2}{G_{\text{нач}}^2};$$

$$\delta(\Delta p_{\text{тр}}) = \Delta p_{\text{тр.нач}} - \Delta p_{\text{тр}} = -2 \left(\Delta p_{\text{тр.нач}} \frac{\Delta G}{G_{\text{нач}}} + \Delta p_{\text{тр.нач}} \frac{\Delta G^2}{G_{\text{нач}}^2} \right). \quad (3.3)$$

Отбросив второй член в скобках вследствие его малого значения, запишем уравнение (3.3) в дифференциальной форме:

$$d\Delta p_{\text{тр}} = -2 \frac{\Delta p_{\text{тр.нач}}}{G_{\text{нач}}} d\Delta G.$$

Подставив значение $d\Delta p_k$ и $d\Delta p_{\text{тр}}$ в выражение (3.2), получим дифференциальное уравнение, описывающее переходный процесс нагружения блока:

$$\frac{d\Delta G}{d\tau} = k_1 + k'_2 \omega \tau - k'_2 \Delta G - \frac{k_3 d\Delta G}{d\tau}, \quad (3.4)$$

где

$$k'_2 = \frac{k_2}{\Delta G_{ак}}; \quad k_3 = \frac{k_2 \cdot 2\Delta p_{тр.нач}}{G_{нач}}.$$

Обозначив [10] $\Delta G = y$; $\tau = x$; $\frac{k_1}{1+k_3} = A$; $p = -\frac{k'_2}{1+k_3}$; $l = -p\omega$, уравнение (3.4) приводим к форме

$$\frac{dy}{dx} = A + py + lx.$$

После дифференцирования и введения подстановки $\frac{dy}{dx} = z$ оно записывается как

$$\frac{dz}{dx} = l + pz. \quad (3.4a)$$

Решение уравнения (3.4a) в работе [10] дано в виде

$$\Delta G = \omega \tau + B(1 - e^{\tau/T}). \quad (3.5)$$

В уравнении (3.5)

$$T = \frac{1+k_3}{k'_2}; \quad B = T \left(\frac{k_1}{1+k_3} - \omega \right).$$

Второй член этого уравнения учитывает использование аккумулирующей способности котлоагрегата.

Величина ΔG из уравнения (3.5) характеризует изменение мощности турбины. При этом для установок с промежуточным перегревом пара прирост мощности турбины в первый момент обеспечивается только увеличением мощности ЧВД из-за инерционного влияния емкости системы промперегрева.

3.4. Мобильность блоков

Аккумулирующая способность котлоагрегатов реализуется в случае появления дефицита мощности в системе и падения частоты. Дефицит мощности ΔN представляет разность между генерируемой мощностью и нагрузкой потребителей и возникает при аварийном останове блоков или отключении какой-либо линии электропередачи. При этом происходит изменение частоты в системе, определяемое из уравнения [12]

$$\frac{df}{d\tau} = f_0 \frac{\Delta N - \Delta N_n - \Delta N_\tau}{TN_c},$$

где f_0 — номинальная (исходная) частота в системе; N_c — мощность системы; T — постоянная, учитывающая инерцию вращаю-

щихся масс; ΔN_{Π} — изменение нагрузки потребителя в результате саморегулирования, т. е. уменьшения нагрузки вращающихся агрегатов при снижении числа оборотов.

Замедление падения частоты в системе и последующее ее восстановление происходит в результате подхвата нагрузки турбоагрегатами ΔN_{τ} . Зависимость подхвата нагрузки от времени $\Delta N_{\tau} = f(\tau)$ характеризует мобильность блока, т. е. его способность быстро реализовать свой вращающийся резерв.

При снижении частоты регулятор скорости дает импульс на открытие регулирующих клапанов турбины, что приводит к набросу нагрузки. В первый момент из-за тепловой инерционности котлоагрегата наброс паровой нагрузки происходит только за счет его аккумулирующей способности в связи с падением давления пара:

$$d\Delta p_{\kappa} = - \frac{\Delta G}{\Delta G_{\text{ак}}} d\tau.$$

При увеличении расхода пара возрастает гидравлическое сопротивление тракта котлоагрегат — турбина, что приводит к дополнительному падению давления пара перед турбиной. Так как регулирующие клапаны турбины находятся в положении полного открытия, то, согласно формуле (3.2), переходный процесс первоначального наброса паровой нагрузки на турбину описывается уравнением [10]

$$d\Delta G = k_2 d\Delta p = k_2 (d\Delta p_{\text{тр}} + d\Delta p_{\kappa}). \quad (3.6)$$

Подставив в выражение (3.6) значения $d\Delta p_{\text{тр}}$ и $d\Delta p_{\kappa}$, получим

$$d\Delta G = - \frac{k_2}{\Delta G_{\text{ак}}} \Delta G d\tau - k_2 \frac{2\Delta p_{\text{тр max}}}{G_{\text{max}}} d\Delta G$$

или

$$d\Delta G = - \frac{k_2'}{1 + k_2} \Delta G d\tau = - p \Delta G d\tau.$$

Тогда

$$\begin{aligned} \frac{d\Delta G}{\Delta G} &= - p d\tau; \\ \ln \frac{\Delta G}{\Delta G_{\text{нач}}} &= - p\tau. \end{aligned}$$

Окончательно

$$\Delta G = \Delta G_{\text{нач}} \exp(-p\tau). \quad (3.7)$$

Таким образом, из выражения (3.7) видно, что после первоначального наброса до величины $\Delta G_{\text{нач}}$ пропуск пара через турбину снижается из-за падения давления пара перед ней.

На втором этапе наброса нагрузки по истечении времени запаздывания τ_3 начинает увеличиваться паропроизводительность котлоагрегата за счет форсировки его топочного режима и происходит постепенное восстановление давления пара перед турбиной и увеличение расхода пара и мощности блока.

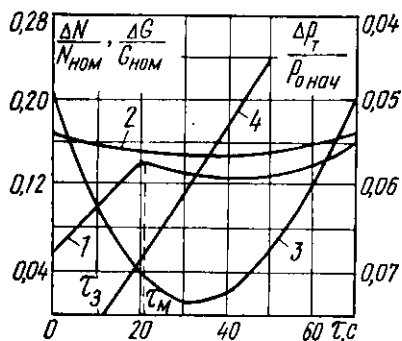


Рис. 3.2. Переходный процесс наброса нагрузки:

1 — $\Delta N/N_{ном}$; 2 — $\Delta G/G_{ном}$; 3 — $\Delta p_T/p_{0 нач}$; 4 — рост паропроизводительности котлоагрегата.

Тормозящее влияние на мобильность оказывает емкость системы промежуточного перегрева пара. При наличии промперегрева в начальный момент подхват нагрузки обеспечивается только за счет части высокого давления турбины, а прирост мощности в частях среднего и низкого давления происходит с некоторым запаздыванием. Кроме того, при увеличении расхода пара на турбину растет давление, а значит, и плотность пара в линии промперегрева. Поэтому часть подаваемого в турбину пара в количестве $\Delta G_{емк}$ идет на заполнение линии промперегрева в соответствии с уравнением

$$V_{п.п} dp_{п.п} = \Delta G_{емк} dt, \quad (3.8)$$

где $V_{п.п}$ — емкость системы промперегрева; ρ — плотность пара. В практических расчетах по уравнению (3.8) можно принять линейную зависимость плотности от давления, т. е.

$$dp_{п.п} = \frac{\rho_{п.п 0}}{\rho_{п.п 0}} dp_{п.п},$$

где $\rho_{п.п}$, $\rho_{п.п 0}$ — текущее и расчетное давление пара перед промперегревом, определяемое расходом пара в ЧСД турбины.

Переходный процесс наброса нагрузки для блока 200 МВт с барабанным котлоагрегатом приведен на рис. 3.2 [12]. Здесь τ_3 — время запаздывания котлоагрегата; τ_M — время достижения максимальной величины подхвата мощности.

Величина подхвата нагрузки турбоагрегатами в первые секунды пропорциональна падению частоты в системе:

$$\Delta N_T = M \Delta f,$$

где M — коэффициент мобильности. Коэффициент M можно представить в следующем виде:

$$M = M_{ст} k_{емк} k_p;$$

$M_{ст}$ определяется неравномерностью регулирования турбины и находится по формуле

$$M_{ст} = \frac{N_{ном}}{\delta f_{ном}},$$

где δ — коэффициент статической неравномерности регулирования. Коэффициенты $k_{смк}$ и k_p учитывают влияние емкости системы промперегрева и падения давления пара перед турбиной. По данным работы [12], для блока 200 МВт $M = 20$ МВт/Гц. Так как для турбины К-200-130 $M_{ст} = \frac{200}{0,04 \cdot 50} = 100$ МВт/Гц, то $k_{смк} k_p = 0,2$. Для турбоустановки Т-100-130 при конденсационном режиме $M = 35$ МВт/Гц. Тогда при $M_{ст} = \frac{100}{0,04 \cdot 50} = 50$ МВт/Гц и $k_{смк} = 1$ $k_p = 0,7$.

Для уменьшения вредного влияния промперегрева и снижения давления пара перед турбиной можно применить дополнительное динамическое переоткрытие клапанов. В этом случае при наличии запаса по пропуску пара клапанами достигается дополнительный прирост мощности турбины за счет временной перегрузки части высокого давления.

Для динамического переоткрытия клапанов требуется сигнал большей интенсивности, чем импульс от регулятора скорости. В качестве такого сигнала, например, можно использовать исчезающий импульс по нагрузке [28], пропорциональный изменению мощности генератора, который может быть введен в гидравлическую систему регулирования турбины через электрогидравлический преобразователь.

3.5. Способы прохождения минимальных нагрузок на КЭС

В связи с разуплотнением суточных графиков энергосистем большое значение имеет исследование эффективных способов прохождения минимумов электрической нагрузки в ночные часы и в выходные дни.

Основными способами работы блоков в период провала нагрузки может быть глубокая разгрузка их или останов, а также перевод части блоков в так называемый моторный режим. Оптимальным будет тот способ, который обеспечивает более высокую экономичность работы ТЭС, т. е. минимальный расход топлива.

Сравним эффективность останова части блоков в резерв с режимом снижения нагрузки на параллельно работающих блоках. При снижении нагрузки блока величина удельного расхода топлива b_i на отпущенную единицу энергии может быть найдена из выражения

$$b_i = b_0 \left(\frac{N_0}{N_i} \right)^m, \quad (3.9)$$

которая хорошо аппроксимирует нормативную кривую расхода топлива (рис. 2.32) [37]. Здесь b_0 — удельный расход топлива при номинальной нагрузке блока; N_0 , N_i — соответственно номинальная и текущая нагрузки блока; m — показатель степени.

Расход топлива на пуск энергоблока зависит от продолжительности простоя. Эта зависимость для ряда блоков представлена на рис. 3.3 и может быть описана в общем виде уравнением [37]

$$B_{\tau} = a + k\tau, \quad (3.10)$$

где τ — длительность простоя блока, ч; a , k — постоянные коэффициенты. Значения коэффициентов a , k и m в уравнениях (3.9) и (3.10) для энергоблоков 150—300 МВт в зависимости от вида топлива приведены в табл. 3.4.

При снижении нагрузки на станции до $N_{ст}$ на время τ_i оптимальный режим работы соответствует оставлению в работе n_i и выведению в резерв $n - n_i$ блоков

(n — число блоков, работающих на электростанции до снижения нагрузки). При этом расход топлива по станции за время τ_i найдется как

$$B_{\tau} = N_{ст} \tau_i b_0 \left(\frac{N_0 n_i}{N_{ст}} \right)^m + (n - n_i)(a + k\tau_i). \quad (3.11)$$

Определяя B_{τ} из выражения (3.11) последовательно при уменьшении числа работающих блоков за счет вывода части их в резерв до $n-1$, $n-2$ и т. д., легко установить целесообразное число останавливаемых блоков, при котором величина B_{τ} будет мини-

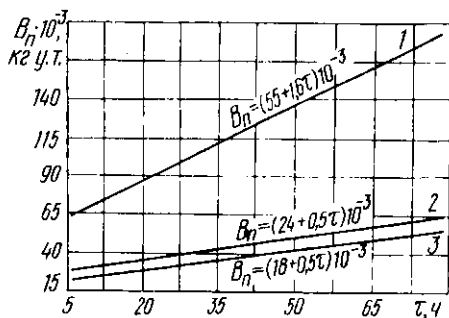


Рис. 3.3. Потери топлива на пуск энергоблоков в зависимости от длительности останова:

1 — газодубль-блок 300 МВт; 2 — моноблок 200 МВт на твердом топливе; 3 — газодубль-блок 150 МВт.

Таблица 3.4

Мощность блока, МВт	Тип блока	Вид котла	Топливо	Коэффициенты			
				$a \cdot 10^{-3}$	$k \cdot 10^{-3}$	m	b_0 , кг у. т./кВт/ч
150	Моноблок	Барабанный	Газ-мазут	14	0,5	0,165	0,365
200	Моноблок	Барабанный	Твердое	24	0,5	0,160	0,342
300	Дубль-блок	Прямоточный	Мазут	55	1,8	0,060	0,324
300	Дубль-блок	Прямоточный	Твердое	40	1,8	0,060	0,324

мальной. Количество оставленных в работе блоков должно отвечать условию

$$n_{\min} < n_i < n_{\max} \leq n,$$

где $n_{\max}$, $n_{\min}$ — соответственно максимально и минимально возможное число блоков, которые могут работать при заданной нагрузке станции:

$$n_{\min} = \frac{N_{\text{ст}}}{N_0}; \quad n_{\max} = \frac{N_{\text{ст}}}{N_{\min}}.$$

Здесь $N_{\min}$ — минимально возможная по условию надежной работы мощность блока (технический минимум), зависящая от типа блока и вида топлива.

По приведенным уравнениям легко определяется оптимальный режим работы блоков ТЭС при заданном графике нагрузок. Например, для станции мощностью 2400 МВт с 8 газомазутными дубль-блоками 300 МВт ($a=55 \cdot 10^3$, $k=1,8 \cdot 10^3$, $m=0,06$, $b_0=0,324$) при снижении нагрузки до 1200 МВт и $\tau_i=8$ ч вывод блоков в резерв является неоправданным. Напротив, при тех же условиях, но $\tau_i=24$ ч в работе необходимо оставить 6 блоков с нагрузкой 200 МВт каждый. Полученные результаты свидетельствуют о том, что если абсолютная величина переменной части графика электрической нагрузки ТЭС, оснащенной блоками 300 МВт, не превышает регулировочного диапазона блоков, то останов блоков в резерв при прохождении минимумов суточных графиков электрической нагрузки экономически нецелесообразен, так как затраты топлива на последующий пуск блока превышают пережог топлива вследствие работы блока на сниженных нагрузках.

При длительности минимума электрической нагрузки 24—48 ч, что соответствует провалам недельных графиков электрической нагрузки, останов части блоков в резерв позволит получить определенную экономию топлива, однако для определения целесообразности останова блока в резерв при прохождении недельных минимумов электрической нагрузки недостаточно ограничиться сопоставлением расходов топлива на пуск и пережог топлива в связи с работой блока на сниженных нагрузках. Необходимо учитывать возможность снижения надежности блоков при частых пусках и остановах. В частности, о снижении срока службы оборудования при частых пусках и остановах блоков свидетельствует и опыт эксплуатации первых турбин мощностью 100, 120 и 200 МВт за рубежом. Обычно считалось, что за весь период эксплуатации турбина, работающая по сменному графику, должна пройти по крайней мере 3000 пусков из горячего и 750 пусков из холодного и неостывшего состояний. Однако, по опубликованным данным, после значительно меньшего числа пусков наблю-

далось появление трещин на корпусах и роторах ряда турбин [40]. Снижение срока службы роторов в условиях частых пусков и остановов происходит прежде всего из-за малоциклового термоусталости. По оценкам фирмы «Дженерал Электрик», сокращение срока службы роторов за один пуск турбины составляет в зависимости от условий пуска от 0,002 до 0,015%. Увеличение дефектов на блоках, вызываемое частыми остановами и пусками оборудования, способствует снижению экономичности последующей работы блоков, увеличению простоя блоков в ремонтах и дополнительных трудозатрат. Снижение экономичности последующей работы блоков при систематических пусках и остановах блоков в резерв вызывается ухудшением воздушной плотности вакуумной системы блоков, увеличением присосов воздуха в газоходы котла, парений через сальниковые соединения и трещины арматуры, трубопроводов и сосудов.

Ряд преимуществ по сравнению с остановом в резерв имеет перевод турбогенератора в беспаровой моторный режим. При этом турбоагрегат работает с включенным в сеть генератором, но при закрытых стопорных и регулирующих клапанах. Генератор вращает турбину с синхронной скоростью, определяемой частотой сети, и потребляет из сети некоторую активную мощность, необходимую для преодоления механических и вентиляционных потерь в турбине.

Моторный режим турбогенератора возникает сам по себе в случае закрытия стопорного клапана, например при срабатывании защиты, и при включенном в сеть генераторе. Обычно этот режим считается недопустимым, так как при отсутствии протока пара через турбину она может быстро разогреться за счет вентиляционных потерь, что приведет к серьезной аварии.

В последнее время широко начал применяться перевод турбоагрегатов, особенно низкоэкономичных, в режим синхронного компенсатора, когда турбина работает в беспаровом режиме. В режиме синхронного компенсатора турбоагрегат вырабатывает реактивную мощность и одновременно является аварийным резервом активной мощности. Режим синхронного компенсатора (или моторный режим) может служить также одним из способов прохождения провалов электрической нагрузки.

В моторном режиме турбина должна эффективно охлаждаться путем подачи в нее пара по специальной схеме. Причем переводу в моторный режим каждого нового типа турбоагрегатов должны предшествовать испытания его в этом режиме. Цель испытаний — проверка надежности и теплового состояния турбины, определение необходимого расхода и параметров охлаждающего пара, выбор целесообразной схемы подачи пара.

В СССР имеется большой опыт перевода в моторный режим турбоагрегатов различных типов и мощности. Показано, что опти-

мальная схема охлаждения турбин зависит от их конструктивных особенностей. Наиболее просто в моторный режим переводятся конденсационные турбины небольшой мощности. Опыт показывает, что для охлаждения таких турбин достаточно пара, подаваемого в концевые уплотнения для поддержания глубокого вакуума в конденсаторе. Обеспечение достаточно глубокого вакуума при переводе турбины в моторный режим является необходимым условием для уменьшения вентиляционных потерь и разогрева турбины.

Для многоцилиндровых турбин необходимо обеспечить эффективное охлаждение всех цилиндров, причем температурное состояние турбины желательно иметь более близким к «естественному», соответствующему нагрузочному режиму, чтобы достигнуть высокой мобильности агрегата, т. е. иметь возможность его быстрого нагружения. В частности, этому способствует схема течения охлаждающего пара от «хвоста» к «голове» турбины. Схема подачи охлаждающего пара при переводе в моторный режим турбоагрегата К-200-130 приведена на рис. 3.4 [85].

При расчете затрат топлива в моторном режиме необходимо учесть следующие потери: расход энергии на преодоление механических и вентиляционных потерь при вращении роторов турбины и генератора; потери тепла с охлаждающим паром; затраты энергии на подачу циркуляционной воды и привод конденсатных насосов; расход тепла на паровые эжекторы или расход электроэнергии на подачу воды к водоструйным эжекторам.

Хорошие экономические показатели обеспечивают моторный режим для турбоагрегата К-100-90, позволяющий прлучить экономию топлива по сравнению с пуско-остановочным режимом при длительности провала нагрузки до 8 ч. При этом расход топлива на поддержание моторного режима для турбоагрегата К-100-90 составляет около 0,33 кг у. т/с. Время подъема нагрузки до номинальной сокращается до 25—30 мин.

Перевод турбоагрегатов 150, 200 и 300 МВт в моторный режим более сложен и менее эффективен в связи с блочной схемой оборудования, наличием промежуточного перегрева, большой длиной

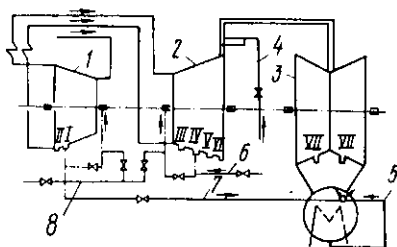


Рис. 3.4. Схема охлаждения турбины К-200-130 в моторном режиме:

1 — ЦВД; 2 — ЦСД; 3 — ЦНД; 4 — подача пара в ЦНД от деаэраторов 0,6 МПа; 5 — линия рециркуляции; 6 — подача пара в ЦСД от холодных ниток соседнего блока; 7 — сброс пара в конденсатор; 8 — подача пара на передние концевые уплотнения ЦВД и ЦСД от горячих ниток соседнего блока; I—VII — регенеративные отборы.

лопатор последних ступеней. Расход топлива на поддержание моторного режима турбины К-200-130 составляет около 0,9 кг у. т./с [85]. При этом расход топлива на пуск котлоагрегата для получения необходимых параметров пара остается таким же, как и для пуска из горячего состояния, и составляет около $10,5 \cdot 10^3$ кг у. т. Суммарный расход топлива при прохождении провала нагрузки длительностью 6—8 ч с помощью моторного режима составит 30—37 тыс. кг у. т., что несколько (примерно на 8000 кг) больше, чем расход топлива на пуск блока после простоя 6—8 ч.

Таким образом, в зависимости от конкретных условий и типа блоков эффективным может оказаться любой из рассмотренных способов прохождения суточных и недельных провалов нагрузки ТЭС.

Глава 4. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТЭЦ И ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОТПУСКА ТЕПЛА ОТ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

4.1. Структура тепловых нагрузок и режимы работы ТЭЦ в неотапительный период

В структуре тепловых нагрузок необходимо выделять нагрузку *технологическую* — более постоянную во времени — и *коммунально-бытовую*. При наличии в данном районе только коммунально-бытовой нагрузки строятся чисто отопительные ТЭЦ с турбинами типа Т. При наличии всех видов нагрузки строятся промышленно-отопительные ТЭЦ с установкой турбин не только типа Т, но и типа ПТ и Р.

Режимы работы чисто отопительных ТЭЦ и ТЭЦ со смешанной нагрузкой существенно отличаются, в основном в связи с меньшей неравномерностью тепловых нагрузок в течение года и меньшим снижением их в неотапительный период для промышленноотопительных ТЭЦ. Для чисто отопительных ТЭЦ в летний период остается только нагрузка горячего водоснабжения, и доля этой нагрузки в значительной мере определяет среднегодовую экономичность ТЭЦ.

Важнейшими режимными показателями отпуска тепла от ТЭЦ являются расчетный часовой коэффициент теплофикации $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$, а также число часов использования расчетного отпуска тепла от турбоагрегатов $h_{\text{т}}$ и максимума тепловой нагрузки ТЭЦ $h_{\text{ТЭЦ}}$. Для чисто отопительных ТЭЦ эти величины определяются из следующих выражений:

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{от}} = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{р}}}{Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{р}}};$$

$$h_{\text{т}}^{\text{от}} = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{год}}}{Q_{\text{от}}^{\text{р}}};$$

$$h_{\text{ТЭЦ}}^{\text{от}} = \frac{Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}}}{Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{р}}},$$

где $Q_{\text{от}}^{\text{р}}$, $Q_{\text{от}}^{\text{год}}$ — соответственно расчетный (часовой) и годовой отпуск тепла из отопительных отборов турбин; $Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{р}}$, $Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}}$ — расчетный и годовой отпуск тепла от ТЭЦ.

Величина этих показателей для ТЭЦ со смешанной нагрузкой зависит от доли расчетной технологической нагрузки в суммарной расчетной нагрузке ТЭЦ [36]:

$$n = \frac{Q_{\text{техн}}^p}{Q_{\text{ТЭЦ}}^p} = \frac{Q_n^p}{\alpha^n Q_{\text{ТЭЦ}}^p},$$

где Q_n^p — расчетная (часовая) нагрузка производственных отборов турбин; α^n — коэффициент теплофикации для технологической нагрузки.

Для ТЭЦ со смешанной нагрузкой

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{см}} = \frac{Q_{\text{от}}^p + Q_n^p}{Q_{\text{ТЭЦ}}^p}.$$

Так как

$$Q_{\text{от}}^p = \alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{от}} Q_{\text{ТЭЦ}}^p (1 - n),$$

то

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{см}} = \alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{от}} (1 - n) + \alpha^n n.$$

Число часов использования расчетного отпуска тепла из отборов турбин для промышленно-отопительных ТЭЦ

$$h_{\text{т}}^{\text{см}} = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{год}} + Q_n^{\text{год}}}{Q_{\text{от}}^p + Q_n^p} = \frac{h_{\text{т}}^{\text{от}} Q_{\text{от}}^p + h_{\text{т}}^n Q_n^p}{\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{см}} Q_{\text{ТЭЦ}}^p}. \quad (4.1)$$

С учетом того, что

$$Q_n^p = n \alpha^n Q_{\text{ТЭЦ}}^p;$$

$$Q_{\text{от}}^p = Q_{\text{ТЭЦ}}^p (1 - n) \alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{от}},$$

уравнение (4.1) приводится к виду

$$h_{\text{т}}^{\text{см}} = \frac{h_{\text{т}}^{\text{от}} (1 - n) \alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{от}}}{\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{см}}} + h_{\text{т}}^n \frac{n \alpha^n}{\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{см}}},$$

где $Q_n^{\text{год}}$ — годовой отпуск тепла из производственных отборов турбин; $h_{\text{т}}^n$ — число часов использования в году расчетной нагрузки производственных отборов пара.

Число часов использования максимума тепловой нагрузки промышленно-отопительной ТЭЦ

$$\begin{aligned} h_{\text{ТЭЦ}}^{\text{см}} &= \frac{Q_{\text{от}}^{\text{год}} + Q_{\text{техн}}^{\text{год}}}{Q_{\text{ТЭЦ}}^p} = \frac{h_{\text{ТЭЦ}}^{\text{от}} Q_{\text{от}}^p + h_{\text{ТЭЦ}}^{\text{техн}} Q_{\text{техн}}^p}{Q_{\text{ТЭЦ}}^p} = \\ &= (1 - n) h_{\text{ТЭЦ}}^{\text{от}} + n h_{\text{ТЭЦ}}^{\text{техн}}, \end{aligned}$$

где $h_{\text{ТЭЦ}}^{\text{техн}}$ — число часов использования максимума технологической нагрузки ТЭЦ; $Q_{\text{техн}}^{\text{год}}$ — годовая величина технологической нагрузки. Коэффициент $h_{\text{т}}^{\text{см}}$ определяет степень использования

в году тепловой мощности теплофикационных турбин, а значит, долю выработки электроэнергии на базе теплового потребления и тепловую экономичность ТЭЦ. Величина его зависит от доли и графика технологической нагрузки, климатологических факторов, доли нагрузки горячего водоснабжения в суммарной величине коммунально-бытовой нагрузки, расчетных значений $\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{от}}$ и $\alpha^{\text{н}}$ и других факторов.

Различные климатические районы страны характеризуются различной длительностью отопительного периода, и в соответствии с этим изменяется величина $h_{\text{т}}$. Длительность отопительного сезона ориентировочно может быть принята следующей [73]: для Сибири, Урала, Севера Европейской части СССР — 5500; для средней полосы Европейской части СССР и северной части Средней Азии — 5000; для юга Европейской части СССР — 4000—4500; для Крыма, Кавказа и юга Средней Азии — 2500—3000 ч. При этом продолжительность $\tau_{\text{зимн}}$ (так называемого зимнего периода), когда нагрузка отопительных отборов турбин остается максимальной и постоянной, определяется длительностью стояния наружных температур воздуха от расчетной для отопления $t_{\text{н}}^{\text{р}}$ до $t_{\text{н}}^{\text{з}}$, при которой производится включение пиковых водогрейных котлов (рис. 4.1), и зависит от значений $\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{от}}$ и доли нагрузки горячего водоснабжения $\gamma = Q_{\text{г.в.}}/Q_{\text{от}}^{\text{max}}$. В табл. 4.1 приведены значения $\tau_{\text{зимн}}$ для разных климатических районов в диапазоне изменения $\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{от}} = 0,5-0,7$ и $\gamma = 0,0-0,3$. Как видно, продолжительность периода с полной загрузкой отопительных отборов зависит прежде всего от характера стояния (по длительности) низких наружных температур и увеличивается с ростом γ и снижением $\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{от}}$. Основная часть отопительного периода (за вычетом зимнего) пред-

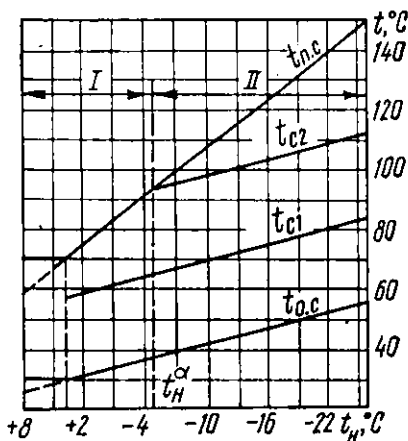


Рис. 4.1. Температурный график тепловой сети с выделением характерных периодов работы турбин в течение отопительного периода, построенный для последовательной схемы присоединения бойлерных горячего водоснабжения при $\gamma=0,2$, $\alpha_{\text{ТЭЦ}}=0,6$ для климатических условий г. Москвы; $t_{о.с.}$, $t_{с1}$, $t_{с2}$ — температура сетевой воды соответственно обратной, после первой и второй ступеней подогрева; I — переходный период; II — зимний период.

Таблица 4.1

Характеристики системы теплоснабжения		Климатический район		
от ТЭЦ	γ	Центр (г. Москва)	Юг (г. Одесса)	Сибирь (г. Красноярск)
0,5	0	2440	2250	2185
	0,1	3010	2680	2580
	0,2	3720	3130	3170
	0,3	4080	3505	3702
0,6	0	1380	1385	1357
	0,1	1840	1830	1615
	0,2	2060	2135	1965
	0,3	2600	2775	2436
0,7	0	820	542	770
	0,1	995	740	910
	0,2	1150	1100	1080
	0,3	1490	1385	1350

ставляет переходный период, когда коммунально-бытовая нагрузка постепенно снижается и происходит разгрузка отопительных отборов турбин. При качественном регулировании отпуска тепла снижение нагрузки характеризуется уменьшением нагрева воды $\Delta t_{с.в} = t_{п.с} - t_{о.с}$.

Число часов использования максимума нагрузки отопительных отборов увеличивается с ростом γ , так как нагрузка горячего водоснабжения круглогодичная (продолжительность средней величины ее может быть взята примерно 8760 ч в год). В среднем γ равно 0,2. Развитие горячего водоснабжения, а также отпуск тепла от ТЭЦ в летний период для целей хладоснабжения являются путями увеличения числа часов использования отборов турбин для южных районов СССР [36].

Для любого климатического района величина $h_T^{см}$ может быть весьма высокой и зависит от доли и графика технологической нагрузки. Например, при $\alpha_{ТЭЦ}^{от} = 0,5$ $h_T^{от} = 2000$ (коммунально-бытовая нагрузка имеет малую продолжительность использования максимума), но при $n = 0,5$, $\alpha'' = 0,85$ и $h_T'' = 7500$ ч получим:

$$\alpha_{ТЭЦ}^{см} = 0,5 (1 - 0,5) + 0,85 \cdot 0,5 = 0,675;$$

$$h_T^{см} = \frac{2000 \cdot 0,5 \cdot 0,5}{0,675} + 7500 \frac{0,5 \cdot 0,85}{0,675} = 5460.$$

Однако, кроме указанных условий объективного характера, на степень загрузки ТЭЦ по теплу оказывают влияние и другие фак-

торы, которые могут вызвать неоправданное уменьшение доли теплофикационной выработки электроэнергии и снизить эффективность ТЭЦ как из-за недогрузки оборудования, так и увеличения доли неэкономичной конденсационной выработки. К таким факторам относятся: неправильное прогнозирование темпов роста тепловых нагрузок и завышение расчетной тепловой мощности ТЭЦ; неправильное распределение нагрузок в энергосистеме с увеличением конденсационной выработки на ТЭЦ. Особенно значительно эти факторы могут сказываться в первые годы эксплуатации ТЭЦ. Для уменьшения отрицательного влияния неправильного прогнозирования темпов роста тепловых нагрузок ТЭЦ должны строиться под уже подготовленную тепловую нагрузку с предварительной установкой пиковых водогрейных котлов и паровых котлов низкого давления для покрытия пиков технологической нагрузки. В целом, несмотря на большее в среднем число часов использования установленной мощности на ТЭЦ, чем на КЭС, по указанным причинам в ряде случаев доля теплофикационной выработки на ТЭЦ оказывается неоправданно низкой. Значения числа часов использования установленной мощности КЭС и ТЭЦ на параметры пара 23,5; 12,75 и 8,8 МПа в 1970 г. приведены в табл. 4.2 [63]. По тем же данным, доля теплофикационной выработки на ТЭЦ (в % к общей выработке) по месяцам имеет следующий вид [63]: I месяц — 64; II — 64; III — 65; IV — 54; V — 41; VI — 33; VII — 33; VIII — 29; IX — 32; X — 51; XI — 60; XII — 59; за год — 50.

Таблица 4.2

Тип электростанции	Установленная мощность, %	Число часов использования установленной мощности, ч
КЭС	100	5900
ТЭЦ	~ 40	6300

В летний период доля теплофикационной выработки электроэнергии на ТЭЦ снижается и увеличивается доля конденсационной выработки.

Очень важным является правильное обоснование оптимальных режимов использования ТЭЦ в неотапительный период и выбор на этой основе состава оборудования ТЭЦ, характеристик ЧНД теплофикационных турбин и производительности конденсационных установок.

Снижение суммарной электрической нагрузки энергосистем в летний период составляет 10—30%. Однако располагаемая мощность электрической станции в этот период также уменьшается в связи с проведением ремонтов оборудования. В то же время удельный вес ТЭЦ по мощности во многих энергетических систе-

мах достаточно большой и для Европейской части СССР достигает почти 30%. В этих условиях отказ от работы ТЭЦ в летний период привел бы к необходимости дублирования генерирующих мощностей в системах и к существенному увеличению капитальных вложений в развитие электроэнергетики.

Оптимальные режимы использования ТЭЦ в летний период необходимо устанавливать дифференцированно для разных энергосистем. Если в некоторых из них электрическая нагрузка в неотапительный период может быть практически полностью покрыта высокоэкономичными КЭС, ГЭС и ТЭЦ на параметры пара 23,5 МПа, то в других требуется максимальное использование конденсационной мощности ТЭЦ с начальным давлением 8,8 и 12,75 МПа. Причем в ряде случаев эффективное использование ТЭЦ может оказаться невозможным из-за «запирания» их конденсационной мощности вследствие недостаточной производительности конденсационных установок.

Необходимая степень использования конденсационной мощности ТЭЦ в летний период может быть установлена следующим образом:

- 1) строится сезонный график суммарных электрических нагрузок в неотапительный период;

- 2) определяется выработка электроэнергии на базе теплового потребления на ТЭЦ, а также на ГЭС и АЭС;

- 3) оставшаяся часть необходимой выработки электроэнергии распределяется между конденсационными станциями и ТЭЦ с учетом их экономичности и вывода части оборудования в ремонт.

Разделив полученную таким образом величину конденсационной выработки на ТЭЦ на их располагаемую конденсационную мощность, получим число часов использования конденсационной мощности ТЭЦ в неотапительный период.

При таких расчетах необходимо иметь в виду, что теплофикационные турбины Т-250/300-240 обладают более высокой экономичностью в конденсационном режиме, чем конденсационные блоки на параметры пара 12,75 МПа, и должны использоваться в летний период в большей степени, чем турбоагрегаты К-160-130, К-200-130. Низкоэкономичные конденсационные агрегаты на 8,8 МПа и ниже, в том числе с регулируемыи отборами пара, следует рассматривать только как пиковые ввиду их большей маневренности.

По данным расчетов, зная структуру оборудования ТЭЦ, можно установить оптимальные режимы работы различных теплофикационных турбин в летний период и очередность привлечения их для конденсационной выработки электроэнергии. Анализ расчетных исследований [63] показывает, что во всех энергетических системах в неотапительный период ТЭЦ должны работать с частичной конденсационной выработкой электроэнергии, осо-

бенно в последний месяц неотапительного периода, когда необходимая конденсационная мощность на ТЭЦ в 1,5 раза больше, чем летом. Однако коэффициент использования конденсационной мощности ТЭЦ по энергосистемам различен. При этом разные типы турбин должны привлекаться к конденсационной выработке электроэнергии также в различной степени. Например, в ОЭС Северо-Запада, отличающейся разуплотненным графиком электрической нагрузки и большой величиной снижения суточного летнего потребления электроэнергии по сравнению с зимним, можно отказаться от летней конденсационной выработки электроэнергии на ТЭЦ с давлением 12,75 МПа. Здесь возможно также повышение доли турбин Р. Представляют интерес исследования по обоснованию возможности замены части турбин типа Т на турбины ТР. В турбинах ТР отсутствует часть низкого давления и расчетное давление пара на выходе составляет 0,05 МПа. При отсутствии или резком снижении коммунально-бытовой нагрузки для таких турбин может обеспечиваться искусственная тепловая нагрузка за счет того, что сетевая вода после подогревателей охлаждается в специальных сухих градирнях Геллера. Естественно, что в этом случае турбоустановки ТР работают со значительным снижением экономичности. Кроме того, замена турбин типа Т на турбины ТР снижает маневренность ТЭЦ. Однако преимуществом турбоустановок ТР является их более низкая стоимость и высокоэффективная работа в отопительный период с полной нагрузкой отборов в связи с отсутствием потребления мощности в ЧНД.

В ОЭС Юга, в которой ощущается дефицит пиковых мощностей, конденсационная мощность ТЭЦ должна использоваться в полупиковой и пиковой частях суточного графика нагрузок, и коэффициент использования ее невысок (менее 40%). Наоборот, в ОЭС Среднего и Нижнего Поволжья, в которых пиковая часть нагрузок покрывается ГЭС, коэффициент использования конденсационной мощности ТЭЦ выше и составляет около 60%. При этом должны использоваться в полной мере возможности турбин на давление 12,75 МПа. Вследствие меньшей плотности графика электрических нагрузок на Урале здесь коэффициент использования конденсационной мощности турбин ТЭЦ в неотапительный период несколько меньше.

Во всех ОЭС турбины Т-250/300-240 в максимум нагрузки должны работать с полной мощностью. Поэтому в ОЭС Центра со значительной долей таких турбин, несмотря на небольшое снижение летнего суточного потребления электроэнергии по сравнению с зимним, можно ограничиться лишь частичной нагрузкой в конденсационном режиме турбин ТЭЦ на параметры пара 12,75 МПа.

ОЭС Сибири и Северного Казахстана характеризуются боль-

шой плотностью графика электрических нагрузок и достаточно высоким удельным весом ТЭЦ, что предопределяет необходимость работы с конденсационной выработкой электроэнергии в неотапливаемый период почти всех турбин ТЭЦ.

4.2. Факторы, определяющие эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды

Ступенчатый подогрев сетевой воды за счет тепла пара нескольких отборов существенно увеличивает выработку электроэнергии на базе теплового потребления, так как позволяет использовать пар более низкого давления на первых по ходу воды подогревателях.

На выпускаемых в настоящее время теплофикационных турбинах осуществлен двухступенчатый нагрев сетевой воды (встроенный в конденсатор теплофикационный пучок в качестве третьей ступени не рассматривается).

Переход на подогрев воды более чем в двух ступенях в существующих системах теплоснабжения с температурным графиком 150/70°С экономически не оправдывается в связи с небольшим дополнительным эффектом (например, третья ступень увеличивает выработку электроэнергии примерно на 3%) при значительном усложнении и удорожании турбоустановки. Многоступенчатый нагрев воды может найти применение в перспективных высокотемпературных системах теплоснабжения.

Эффект от ступенчатого подогрева сетевой воды зависит от режима работы сетевой установки. При этом

максимальная эффективность достигается при одинаковом нагреве воды по ступеням. Это можно показать, например, следующим образом.

Дополнительное увеличение выработки электроэнергии при переходе от одноступенчатого подогрева сетевой воды к двухступенчатому (см. рис. 4.2) находится по формуле

$$\Delta \mathcal{E}_T = G_{c.v} C_p (t_{c1} - t_{o.c}) \Delta W, \quad (4.2)$$

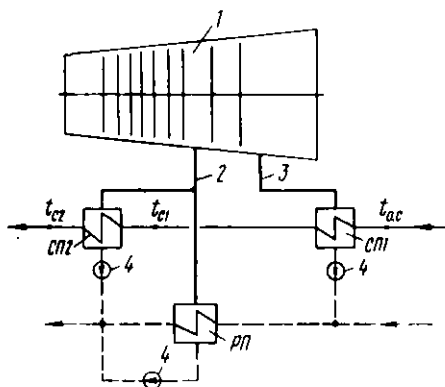


Рис. 4.2. Схема двухступенчатого подогрева сетевой воды:

СП1, СП2 — сетевые подогреватели первой и второй ступеней нагрева воды; РП — регенеративный подогреватель; 1 — проточная часть турбины; 2, 3 — верхний и нижний отопительные отборы; 4 — конденсатный насос; пунктиром обозначен основной конденсат.

где $G_{c.в}C_p(t_{c1}-t_{o.c})$ — тепло, подводимое к сетевой воде в первой ступени нагрева; ΔW — дополнительная удельная выработка электроэнергии на базе теплового потребления для нижнего отбора по сравнению с выработкой на верхнем отборе:

$$\Delta W = \Delta m (t_{н2} - t_{н1});$$

$t_{н2}$, $t_{н1}$ — температура насыщения при давлении соответственно в камере верхнего и нижнего отборов; Δm — дополнительная удельная выработка электроэнергии на нижнем отборе, отнесенная к разнице температур насыщения в отборах. Удобство такого представления ΔW заключается в том, что величина Δm во всем диапазоне изменения давлений в отопительных отборах меняется незначительно и может быть принята постоянной [89].

Учитывая, что

$$t_{н1} = t_{c1} + \delta t_1;$$

$$t_{н2} = t_{c2} + \delta t_2,$$

приведем уравнение (4.2) к виду

$$\Delta \mathcal{E}_T = G_{c.в} C_p \Delta m (t_{c1} - t_{o.c}) (t_{c2} + \delta t_2 - t_{c1} - \delta t_1), \quad (4.3)$$

где δt_1 , δt_2 — найденные с учетом потерь давления в паропроводах отборов температурные напоры в верхнем и нижнем подогревателях. В уравнении (4.3) первый сомножитель $G_{c.в} C_p \Delta m = A$ есть некоторая постоянная величина.

Тогда, исследуя функцию (4.3) на максимум из условия

$$\frac{d\Delta \mathcal{E}_T}{dt_{c1}} = 0,$$

находим, что

$$t_{c1}^{opt} = \frac{(t_{c2} + t_{o.c}) + (\delta t_2 - \delta t_1)}{2}.$$

В случае $\delta t_2 = \delta t_1$

$$t_{c1}^{opt} = \frac{t_{c2} + t_{o.c}}{2},$$

т. е. имеем одинаковый подогрев воды по ступеням.

При тех же условиях для трехступенчатого нагрева сетевой воды аналогичным образом получим:

$$t_{c1}^{opt} = t_{o.c} + \frac{1}{3} (t_{c3} - t_{o.c});$$

$$t_{c2}^{opt} = t_{o.c} + \frac{2}{3} (t_{c3} - t_{o.c}),$$

т. е. тоже будем иметь одинаковый подогрев воды по ступеням. Здесь t_{c3} — температура воды за третьей ступенью нагрева.

Однако достигнуть в течение всего отопительного периода одинакового подогрева воды по ступеням практически невозможно. Это объясняется тем, что при выполнении отопительных отборов из одного потока при переменных режимах существенно изменяется сопротивление промежуточного отсека (ступеней между отопительными отборами) и подогрев воды отклоняется от оптимального.

Как уже было сказано (см. § 2.4), расчет распределения пара по ступеням при заданном режиме работы турбины можно осуществить путем совместного решения уравнений (2.18), (2.19), причем эти уравнения можно решать и графическим путем. Приведем пример такого расчета.

Пусть заданы расход сетевой воды $G_{с.в.}$ и нагрев ее по графику от $t_{о.с.}$ до $t_{с2}$ (см. рис. 4.2). Тогда необходимое давление в верхнем отборе $p_2^{тр}$ определится в зависимости от температуры насыщения пара по таблицам состояния пара и воды как $p_2^{тр} = f(t_{н2}) = f(t_{с2} + \delta t_2)$. Затем при известном значении $t_{о.с.}$, задаваясь расходом пара в нижний отбор $G_{отб1}$, по уравнению (2.18) найдем температуру насыщения $t_{н1}$ и давление в нижнем отборе $p_1 = f(t_{н1})$ (кривая 1 на рис. 4.3). При тех же значениях $G_{отб1}$ и заданном расходе пара в конденсатор G_k и ПНД1 $G_{п1} = f(G_k)$ из уравнения (2.19) определяем давление в верхнем отопительном отборе p_2 (кривая 2 на рис. 4.3). Процесс определения действительных значений $G_{отб1}$, $p_1^{тр}$ для рассчитываемого режима показан на рис. 4.3 пунктиром.

Приблизить режимы действительного подогрева сетевой воды к оптимальным можно за счет правильного выбора мест (расчетных параметров) отопительных отборов. Метод аналитического определения расчетных параметров отопительных отборов разработан Е. И. Бененсоном [7], который показал, что за расчетный необходимо принимать режим равного подогрева воды по ступеням при температуре наружного воздуха, соответствующей половинному значению приведенного по тепловой нагрузке числа часов работы турбины со ступенчатым подогревом воды. Достаточно точно это условие выдерживается при выборе расчетных давлений в отопительных отборах по режиму подогрева сетевой воды в точке включения пиковых водогрейных котлов, т. е. при температуре наружного воздуха t_n^a (рис. 4.4). Однако и в этом случае подогрев

воды при температурах наружного воздуха, отличных от t_n^a , отклоняется от оптимального, что показано на рис. 4.4. Причем при заданных характеристиках отопительных отборов и сетевых подогревателей величина недовыработки электроэнергии за счет отклонения подогрева воды от оптимального зависит от коэффициента теплофикации, температурного графика тепловой сети, доли

нагрузки горячего водоснабжения и климатических условий. Влияние $\alpha_{\text{тэц}}$ и климатических условий видно из табл. 4.3, в которой показано процентное увеличение выработки электроэнергии на базе теплового потребления за отопительный период для двух- и трехступенчатого нагрева сетевой воды по сравнению с одноступенчатым при оптимальном и действительном распределении подогрева по ступеням [90]. Расчеты выполнены для турбоустановок

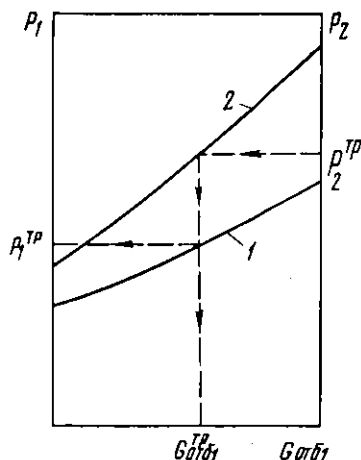


Рис. 4.3. Определение требуемых параметров нижнего отбора при ступенчатом подогреве сетевой воды.

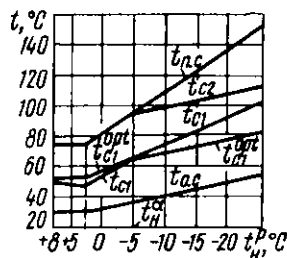


Рис. 4.4. Изменение температуры сетевой воды по ступеням подогрева в зависимости от температуры наружного воздуха:

$t_{\text{с1}}^{\text{opt}}, t_{\text{с1}}$ — температура сетевой воды после нижнего подогревателя при оптимальном и действительном подогреве.

на параметры пара 12,75 МПа, работающих в закрытой системе теплоснабжения при $\gamma=0,2$ (расчетные параметры отопительных отборов выбраны по режиму t_n^2).

Распределение подогрева воды по ступеням во всем диапазоне наружных температур достаточно близко к оптимальному при выполнении отопительных отборов из независимых потоков пара, хотя при этом несколько усложняется конструктивное выполнение турбины. Эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды снижается также пропорционально уменьшению внутреннего относительного к.п.д. промежуточного отсека. Пользуясь данными работы [7], можно показать, что относительное уменьшение дополнительной выработки электроэнергии на базе теплового потребления за счет неравномерного распределения подогрева воды и уменьшения η_{oi} промежуточного отсека

$$\Delta \bar{\mathcal{E}}_r = 1 - \frac{\alpha(1-\alpha)}{0,25} \cdot \frac{\eta_{oi}}{\eta_{oi}^{\text{max}}},$$

где $\alpha = \frac{t_{c1} - t_{o.c}}{t_{c2} - t_{o.c}}$ — доля подогрева сетевой воды в первой ступени от суммарного на двух ступенях.

Состояние поверхности и характеристики сетевых подогревателей также оказывают существенное влияние на теплофикационную выработку электроэнергии из-за изменения термического сопротивления теплообмена. При увеличении температурного напора в любом из сетевых подогревателей растет температура насыщения (давление) пара в соответствующем отборе и уменьшается работа отбираемого пара в турбине.

Таблица 4.3

Подогрев по ступеням	Москва		Иркутск	
	°ТЭЦ		°ТЭЦ	
	0,5	0,6	0,5	0,6
Оптимальный	$\frac{8-8,5}{11-11,5}$	$\frac{9,5}{10-13,5}$	$\frac{9-9,5}{12-12,5}$	$\frac{10,5}{11-14,5}$
Действительный	$\frac{6,7-7,2}{9,2-9,7}$	$\frac{8-8,5}{10,8-11,3}$	$\frac{7,5-8}{9,8-10,3}$	$\frac{8,8-9,3}{11,5-12}$

Примечание. В числителе показаны значения для двухступенчатого, в знаменателе — для трехступенчатого подогрева.

Как известно, при давлениях ниже критического располагаемый перепад тепла при расширении пара пропорционален разности температур насыщения при давлениях в начальной и конечной точках процесса. Поэтому при увеличении температурного напора в подогревателе на величину $\delta't$ удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении для данного отбора уменьшится на величину

$$\Delta W' = W \frac{\delta't}{t_n^0 - t_n^{\text{отб}}},$$

где W — удельная выработка электроэнергии при расчетной величине температурного напора; t_n^0 , $t_n^{\text{отб}}$ — температура насыщения пара перед турбиной и в камере отопительного отбора.

Аналогично величина W зависит и от температуры нагрева сетевой воды в данном подогревателе. Поэтому очень важным фактором, определяющим эффективность ступенчатого подогрева воды, является температура обратной сетевой воды. В случае неотрегулированной работы тепловых сетей и повышения $t_{o.c}$ даже при неизменной температуре воды за верхним подогревателем растет давление в камере нижнего отбора и усиливается не-

равномерность подогрева воды по ступеням, что существенно снижает теплофикационную выработку электроэнергии. Кроме того, при увеличении $t_{0,c}$ для обеспечения заданного отпуска тепла при постоянном расходе воды требуется увеличить температуру прямой сетевой воды, что приводит к росту давления пара и в верхнем отборе.

Таким образом, повышение экономичности отпуска тепла и ступенчатого подогрева сетевой воды требует учета ряда факторов как конструктивного, так и режимного характера.

При переводе турбин типа Т и ПТ с одной ступенью отопительного отбора на теплофикационное противодавление (ухудшенный вакуум) также появляется возможность ступенчатого нагрева сетевой воды. Первой ступенью нагрева в этом случае является конденсатор (рис. 4.5), второй — сетевой подогреватель, подключенный к регулируемому отбору пара. Однако оптимальный режим двухступенчатого нагрева воды в данном случае может не совпадать с условием одинакового подогрева ее по ступеням. Это объясняется отличительными особенностями работы проточной части турбин при переводе на ухудшенный вакуум.

Располагаемый теплоперепад на ЧНД таких турбин резко снижается, и ступени ее работают с большим отношением скоростей u/c_0 и малым к. п. д., а в ряде случаев даже с потреблением мощности. Как правило, с потреблением мощности работают одна-две ступени, от удаления (разлопачивания) которых, однако, отказываются, чтобы сохранить мощность и экономичность турбины в конденсационном (летнем) режиме. Как уже отмечалось, экономичность ЧНД определяется объемным расходом пара в конденсатор и, значит, зависит от распределения подогрева сетевой воды. При этом максимум к. п. д. ЧНД может не отвечать случаю одинакового нагрева воды в конденсаторе и сетевом подогревателе.

Поворотная диафрагма ЧНД у таких турбин оказывается включенной перед второй ступенью отбора пара, и ее закрытие вызывает дросселирование всего этого потока. В результате не только снижается выработка электроэнергии на базе теплового

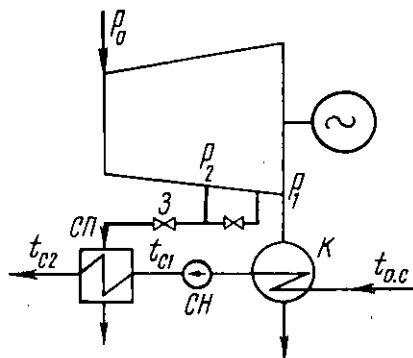


Рис. 4.5. Двухступенчатый подогрев сетевой воды от турбины с теплофикационным противодавлением:

К — конденсатор; СН — сетевой насос; СП — сетевой подогреватель; 3 — задвижка.

потребления, но и ухудшается температурный режим выхлопного патрубка. Поэтому выравнивание подогрева сетевой воды по ступеням за счет прикрытия поворотной диафрагмы ЧНД может оказаться экономически неоправданным или недопустимым по условию надежной работы турбины. По этой причине неправильным является распространенное среди персонала ТЭС мнение, что при модернизации турбин Т и ПТ с переводом на ухищренный вакуум в конденсаторе следует утилизировать тепло лишь минимально-вентиляционного расхода пара.

Дросселирование в поворотной диафрагме практически исключается при режимах свободного распределения пара между сетевым подогревателем и конденсатором, имеющих место при отключенном регуляторе давления пара в отборе. В этом случае расход пара в конденсатор и сетевой подогреватель определяется их конденсирующей способностью и сопротивлением паропровода отбора и ступеней ЧНД. Расчет режима свободного парораспределения может быть выполнен на основе совместного решения уравнения Стодола — Флюгеля для отсека ЧНД и уравнения теплового баланса для сетевого подогревателя, т. е. аналогично тому, как показано в § 1.4 [см. уравнения (1.5) и (1.6)]. При этом в уравнение (1.5) вместо $t_{0,c}$ нужно подставить значение температуры сетевой воды после конденсатора

$$t_{c1} = t_{0,c} + \frac{G_k (i_k - i'_k)}{G_{c,s} C_p},$$

а давление в конденсаторе p_k в уравнении (1.7) должно определяться по температуре насыщения

$$t_{н,k} = t_{c1} + \delta t_k.$$

Здесь $i_k - i'_k$ — тепло конденсации пара в конденсаторе, которое в первом приближении может быть принято равным 2300 кДж/кг; δt_k — температурный напор в конденсаторе: $\delta t_k \approx 3 - 4^\circ\text{C}$.

Свободное парораспределение, как правило, не соответствует одинаковому подогреву воды в конденсаторе и сетевом подогревателе. Однако выравнивание его за счет прикрытия как поворотной диафрагмы, так и задвижки на паропроводе отбора (это связано с уменьшением расхода пара на сетевой подогреватель и увеличением давления в отборе) приводит к возникновению дополнительных потерь в турбине и может оказаться неоправданным.

Оптимальные режимы подогрева воды можно найти расчетным путем для реального температурного графика тепловой сети и конкретной величины тепловой нагрузки, имея опытные данные об экономичности ЧНД при рассматриваемых режимах работы. Критерием оптимального режима является максимум

выработки электроэнергии на базе теплового потребления, причем за исходный следует принимать режим свободного парораспределения, как наиболее предпочтительный.

Расчеты, выполненные для различных условий подогрева воды от турбин Т-6-35, ПТ-12-90/10, ПТ-25-90/10 с использованием характеристик ЧНД, полученных в ходе натурных испытаний, показывают, что в большинстве случаев, в особенности при удалении последней ступени, оптимум выработки электроэнергии на базе теплового потребления относится к режиму свободного парораспределения. Увеличение расхода в конденсатор по сравнению

с $G_k^{с.в}$ за счет прикрытия задвижки на паропроводе отбора приводит к увеличению давления в отборе и снижению выработки электроэнергии на отборном паре. Одновременно растет давление в конденсаторе, так что объемный расход пара в ЧНД и ее мощность остаются примерно неизменными. Отрицательный эффект получается и в случае уменьшения расхода пара в конденсатор, если ЧНД работает с положительным к. п. д. Однако при режимах работы ЧНД с потреблением мощности оптимальное значение расхода пара в конденсатор меньше, чем $G_k^{с.в}$, и может снижаться до минимально-вентиляционной величины.

Таким образом, если при свободном парораспределении к. п. д. ЧНД положительный, то этот режим можно считать оптимальным. В противном случае оптимум необходимо искать расчетным путем в области меньших значений $G_k^{с.в}$. Этот вывод действителен для различных температурных графиков и структуры тепловых нагрузок как при оставлении в работе, так и при удалении последней ступени турбины.

4.3. Утилизация тепла отработавшего пара в конденсаторах турбин

Современные теплофикационные турбины позволяют при некоторых режимах полностью исключить потери тепла с охлаждающей водой, так что их тепловая экономичность становится такой же, как и для турбин с противодавлением. Для этой цели часть поверхности конденсатора выделяется в специальный теплофикационный пучок, в трубки которого может подаваться вода как циркуляционная, так и из тепловой сети или добавочная вода. Поверхность встроенного пучка составляет примерно 15% общей поверхности конденсатора. Он komponуется в средней части конденсатора между двумя основными боковыми пучками охлаждения.

Теплофикационные пучки рассчитаны на утилизацию тепла минимально-вентиляционного расхода пара в конденсатор, а

также тепла пара, поступающего на теплообменники на линии рециркуляции (сальниковые подогреватели, охладители пара эжекторов), которое с конденсатом из линии рециркуляции и с дренажом из данных теплообменников сбрасывается в конденсатор и при номинальных расходах пара на турбину может быть соизмеримым по величине с теплом минимально-вентиляционного расхода пара.

Таким образом, теплофикационные пучки используются для подогрева сетевой или добавочной воды при работе турбин по тепловому графику, т. е. при заданной величине регулируемых отборов и минимальном расходе пара в конденсатор. При этом по сравнению с работой конденсатора на циркуляционной воде достигается экономия тепла в цикле ТЭЦ в размере

$$\Delta Q_k = G_k^{\min} (i_k - i'_k) + \Delta Q_{\text{сд}},$$

где $G_k^{\min}$ — величина минимально-вентиляционного расхода пара в конденсатор; $\Delta Q_{\text{сд}}$ — тепло, сбрасываемое в конденсатор с дренажом и с линии рециркуляции; i_k, i'_k — энтальпия отработавшего пара и его конденсата при работе турбины с нормальным вакуумом (с подачей в конденсатор охлаждающей воды).

При значительных расходах пара в конденсатор турбины работают с нормальным вакуумом при подаче через теплофикационный пучок и основную поверхность конденсатора циркуляционной воды. Использование в этих случаях теплофикационного пучка для подогрева сетевой воды экономически не оправдывается в связи с ухудшением вакуума и значительным потреблением мощности в ступенях ЧНД, так что удельная выработка электроэнергии на базе теплового потребления для потока пара, поступающего в конденсатор, становится меньше, чем для нижнего отопительного отбора. Исключение может представить случай подогрева в конденсаторе больших потоков холодной подпиточной воды в системе открытого теплоснабжения. Кроме того, на промышленно-отопительных ТЭЦ со значительным расходом добавочной воды для восполнения потерь в цикле возможна работа турбин с нормальным вакуумом при параллельной подаче циркуляционной воды через основную поверхность конденсатора и сырой воды для химводочистки через теплофикационный пучок, что обеспечивает частичную утилизацию тепла отработавшего пара.

Использование теплофикационных пучков для подогрева сетевой воды с переводом турбин в чисто теплофикационный режим работы связано с ухудшением вакуума и снижением экономичности и мощности ЧНД. Поэтому эффективность этого мероприятия зависит от величины минимально-вентиляционного расхода пара, температуры и количества воды, подаваемой в пучок, и различна

для разных температур наружного воздуха. Более эффективно использование теплофикационных пучков в зимний период, т. е.

в интервале наружных температур от t_n^p до t_n^α (при работе пиковых водогрейных котлов). В этом случае при полной загрузке отопительных отборов включение теплофикационных пучков приводит к уменьшению расхода топлива на пиковые котлы и является абсолютно выгодным [7]. Однако в переходный период (при $t_n > t_n^\alpha$) использование теплофикационных пучков снижает нагрузку отопительных отборов, что при наличии потребления мощности в ступенях ЧНД приводит к уменьшению суммарной выработки электроэнергии на базе теплового потребления. Поэтому в переходный период использование теплофикационных пучков менее эффективно, а при некоторых условиях может даже оказаться неоправданным.

Рассмотрим методы расчета эффективности использования теплофикационных пучков в целях утилизации тепла отработавшего пара для различных периодов работы турбин [7].

1. *Зимний период.* В рассматриваемый период мощность турбины при использовании теплофикационных пучков уменьшается по двум причинам: за счет потребления мощности в ступенях ЧНД и за счет увеличения давления в отопительных отборах.

Изменение внутренней мощности ЧНД

$$\Delta N_i^{\text{ЧНД}} = G_k^{\min} \Delta H_i^{\text{ЧНД}},$$

где $\Delta H_i^{\text{ЧНД}}$ — уменьшение использованного перепада тепла в ступенях ЧНД при переходе с режима нормального вакуума на режим теплофикационного противодавления.

При переводе теплофикационных пучков на сетевую воду и прочих равных условиях температура воды на выходе из сетевых подогревателей увеличится на величину ее нагрева в пучке:

$$\Delta t_n = \frac{\Delta Q_k + \Delta N_i^{\text{ЧНД}}}{G_{\text{с.в}} C_p}.$$

Здесь предполагается, что ЧНД работает с отрицательным к.п.д., т. е. процесс расширения пара в ней выглядит так, как показано на рис. 4.6. Тогда, предполагая неизменными значения температурных напоров в сетевых подогревателях и пропорциональную зависимость располагаемого теплоперепада при расширении пара от разности температур насыщения в начальной и конечной точках процесса, запишем уменьшение внутренней мощности на потоках пара в отопительные отборы:

$$\Delta N_i^{\text{от}} = N_{it} \frac{\Delta t_n}{t_n^0 - t_n^{\text{от}}},$$

где N_{it} — внутренняя теплофикационная мощность турбины при исходном режиме; $t_n^0, t_n^{отб}$ — температура насыщения при давлении свежего пара и давлении в отопительном отборе (при двухступенчатом подогреве воды — при среднем для двух отборов давлении) при исходном режиме.

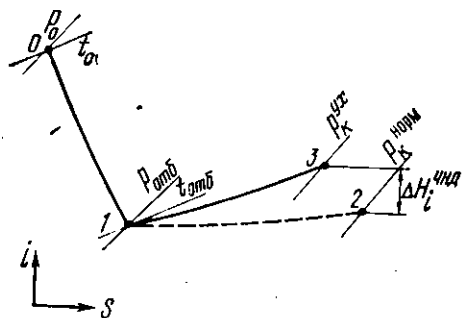


Рис. 4.6. Процесс расширения пара в турбине в $i-s$ -диаграмме при минимальном пропуске пара в конденсатор для нормального (процесс 0—1—2) и ухудшенного (процесс 0—1—3) вакуумов.

Суммарное уменьшение мощности турбины

$$\Delta N = (\Delta N_i^{\text{чнд}} + \Delta N_i^{\text{от}}) \eta_m \eta_g.$$

Для возмещения мощности ΔN на замещающей КЭС потребуется расход топлива

$$\Delta B_{\text{кэс}} = b_{\text{кэс}} \Delta N.$$

Полная величина дополнительно используемого в теплофикационной установке тепла на нагрев сетевой воды составит

$$\Delta Q_{\text{т.у}} = \Delta Q_k + (\Delta N_i^{\text{чнд}} + \Delta N_i^{\text{от}}).$$

За счет этого уменьшится расход топлива на пиковые водогрейные котлы на величину

$$\Delta B_{\text{пвк}} = \frac{\Delta Q_{\text{т.у}}}{\eta_{\text{пвк}} \cdot 29330}.$$

Тогда действительная экономия топлива по системе

$$\Delta B_c = \Delta B_{\text{пвк}} - \Delta B_{\text{кэс}},$$

а относительная эффективность утилизации тепла в конденсаторе

$$\delta Q = \frac{\Delta B_c \cdot 29330}{\Delta Q_k} 100\%. \quad (4.4)$$

Экономия топлива за весь зимний период составит

$$\Delta B^{\Sigma} = 3600 \sum \Delta B_{ci} \tau_i, \quad (4.5)$$

где ΔB_{ci} — экономия топлива в системе при некоторой i -й температуре наружного воздуха; τ_i — число часов стояния данной температуры наружного воздуха в году.

2. *Переходный период* (при $t_n > t_n^*$). Баланс тепла на турбоустановку при работе турбины с минимальным пропуском пара в конденсатор и нормальным вакуумом.

$$Q_0 = \Delta Q_k + Q_T + N_i,$$

где Q_T , N_i — тепловая нагрузка отборов и внутренняя мощность турбины.

При переводе теплофикационных пучков на сетевую воду

$$Q_0 = Q_T + N_i - \Delta N_i,$$

где ΔN_i — снижение внутренней мощности турбины.

Тогда уменьшение расхода тепла на турбину

$$\Delta Q_0 = \Delta Q_k + \Delta N_i,$$

а уменьшение расхода топлива на ТЭЦ

$$\Delta B_{\text{ТЭЦ}} = \frac{\Delta Q_k + \Delta N_i}{29\,330 \eta_{\text{ка}} \eta_{\text{т.п}}}.$$

Уменьшение внутренней мощности турбины складывается из снижения мощности ЧНД $\Delta N_i^{\text{ЧНД}}$ и уменьшения мощности на отопительных отборах $\Delta N_i^{\text{от}}$ в связи с уменьшением их нагрузки на величину $\Delta Q_T = \Delta Q_k + \Delta N_i^{\text{ЧНД}}$. При заданном суммарном нагреве сетевой воды давление в верхнем отопительном отборе будет для сравниваемых режимов работы турбины одинаковым. Принимая также неизменным расход пара в верхний отбор (все изменение тепловой нагрузки приходится на нижний отбор), легко показать, что

$$\Delta N_i^{\text{от}} = W_{\text{в}} \Delta Q_T + N_n^{\text{от}} \frac{\Delta t_n}{t_n^0 - t_n^{\text{отб}}}.$$

Здесь $W_{\text{в}}$ — внутренняя удельная выработка электроэнергии на нижнем отборе; $N_n^{\text{от}}$ — внутренняя мощность на потоке пара в нижний отбор при исходном режиме; t_n^0 — температура насыщения при давлении в нижнем отборе в случае отключенных теплофикационных пучков.

Для турбин с одноступенчатым отопительным отбором пара снижение мощности $\Delta N_i^{\text{от}}$ определяется только уменьшением нагрузки отбора, т. е.

$$\Delta N_i^{\text{от}} = W_{\text{в}} \Delta Q_T.$$

Тогда затрата топлива на замещающей КЭС

$$\Delta B_{\text{КЭС}} = b_{\text{КЭС}} (\Delta N_i^{\text{ЧНД}} + \Delta N_i^{\text{от}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}},$$

а экономия топлива по системе составит величину

$$\Delta B_c = \Delta B_{\text{ТЭЦ}} - \Delta B_{\text{КЭС}} = \frac{\Delta Q_k + \Delta N_i^{\text{ЧНД}} + \Delta N_i^{\text{от}}}{29\,330 \eta_{\text{ка}} \eta_{\text{т.п}}} - \frac{b_{\text{КЭС}}}{1} (\Delta N_i^{\text{ЧНД}} + \Delta N_i^{\text{от}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}.$$

Относительная эффективность использования теплофикационных пучков и суммарная экономия топлива за переходный период определяются по уравнениям (4.4) и (4.5). Следует отметить, что полученные выше расчетные зависимости не учитывают изменения расхода электроэнергии и тепла на собственные нужды станции при переводе турбины на работу с теплофикационным противодавлением. Однако это изменение весьма незначительно, поскольку увеличение сопротивления тепловой сети при подключении к ней конденсатора турбины и соответствующее увеличение мощности сетевых насосов компенсируются снижением расхода энергии за счет исключения из работы циркуляционных насосов и уменьшением расхода тепла на основные эжекторы. Точный учет этих изменений может быть приведен лишь для конкретных условий.

Относительная эффективность использования пучков δQ и суммарная экономия топлива как в зимний, так и переходный периоды определяется величиной ΔQ_k (или значением минимально-вентиляционного расхода пара в конденсатор G_k^{min}) и величиной потребления мощности в ступенях ЧНД.

Величина G_k^{min} определяется плотностью поворотной диафрагмы ЧНД и изменяется прямо пропорционально давлению пара в камере нижнего отбора. Например, при нормальной плотности поворотной диафрагмы для турбины Т-100-130 $G_k^{\text{min}} \simeq 55 p_{\text{отб}}$ (здесь G_k^{min} — в кг/с; $p_{\text{отб}}$ — в МПа).

Так как при использовании теплофикационных пучков для нагрева сетевой воды последние ступени турбины работают практически в чисто вентиляционном режиме, то потребление мощности в ЧНД определяется плотностью или давлением отработавшего пара p_k . Это подтверждается экспериментальными данными, приведенными на рис. 4.7 [26]. Как видно, при $p_k > 0,04$ МПа потребление мощности в ЧНД будет одинаковым при различных расходах пара в конденсатор. Величина p_k растет с увеличением температуры обратной сетевой воды и определяется по температуре насыщения пара:

$$t_n = t_{0.c} + \Delta t_n + \delta t_k,$$

где δt_k — температурный напор в конденсаторе.

Расчеты показывают, что использование теплофикационных пучков для подогрева сетевой воды в зимний период является достаточно эффективным, причем $\delta Q = 75 - 80\%$ [7]. Для пере-

ходного периода возможная экономия тепла за счет использования теплофикационных пучков существенно снижается и при условии $\Delta N_i^{\text{ЧНД}} = 0$ δQ составляет, по тем же данным, 25—35%. Кроме того, в этом периоде в связи с уменьшением давления в нижнем отопительном отборе уменьшаются значение G_k^{min} и абсолютная величина ΔQ_k .

При значительном потреблении мощности в ступенях ЧНД, что имеет место при высокой температуре обратной сетевой воды,

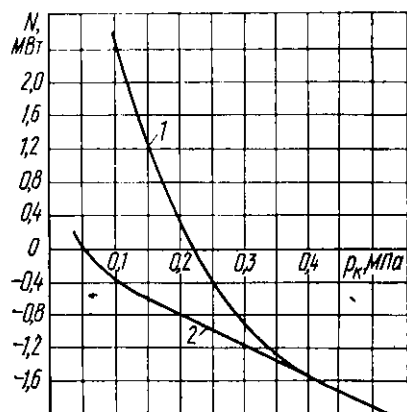


Рис. 4.7. Мощность ЧНД турбины Т-50-130 при разном противодавлении p_k и расходе пара в конденсаторе 21,1 кг/с (кривая 1) и 5,15 кг/с (кривая 2).

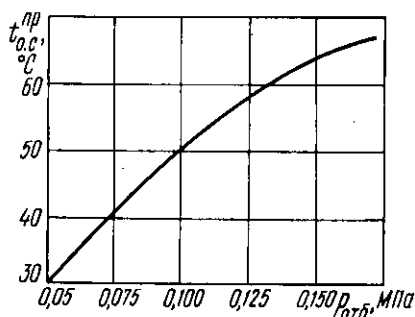


Рис. 4.8. Зависимость предельной температуры обратной сетевой воды от давления в нижнем отопительном отборе.

использование теплофикационных пучков в конденсаторах в переходный период может оказаться вообще невыгодным. Зависимость предельной температуры обратной сетевой воды $t_{о.с.}^{\text{пр}}$, при превышении которой использование теплофикационных пучков становится невыгодным, от давления в нижнем отборе для турбин Т-50-130 при нормальной плотности поворотной диафрагмы [50] приведена на рис. 4.8.

Необходимо отметить, что в работе [50] потребление мощности в ступенях ЧНД определялось при переводе турбины в беспаровой режим работы. Поэтому данные рис. 4.8 действительны для чисто вентиляторных режимов работы ступеней ЧНД, наступающих при значительном повышении давления в конденсаторе. При других условиях, а также при снижении плотности поворотной диафрагмы и увеличении ΔQ_k значения $t_{о.с.}^{\text{пр}}$ могут повыситься.

Целесообразность использования теплофикационных пучков в переходный период может быть проверена также экспериментально путем сравнения изменения расхода свежего пара и снижения мощности ΔN турбины при переходе с режима с нормальным вакуумом на режим с включенным пучком (теплофикационным противодавлением). Опыты должны проводиться при закрытой поворотной диафрагме ЧНД и одинаковой величине тепловой нагрузки, т. е. при неизменном нагреве сетевой воды. Целесообразность использования теплофикационных пучков будет отвечать условию

$$\Delta G_0 (i_0 - i_{п.в}) > q_k^{КЭС} \Delta N,$$

где $q_k^{КЭС}$ — удельный расход тепла на замещающей КЭС энергосистеме. При этом учитываются не только конкретные условия работы турбоустановки, но и реальная плотность поворотной диафрагмы ЧНД.

Такие исследования, выполненные для одной из турбин Т-100-130 Минской ТЭЦ-3, отличающейся пониженной плотностью поворотной диафрагмы, показали, что использование теплофикационных пучков выгодно практически в течение всего переходного периода работы ТЭЦ.

В настоящее время имеется опыт использования теплофикационных пучков для турбин мощностью 50—100 МВт. Для турбин большей мощности с более длинными лопатками последних ступеней и большей величиной снижения мощности $\Delta N_i^{ЧНД}$ целесообразность использования теплофикационных пучков необходимо проверять не только в переходный, но и в зимний период. При этом для мощных турбин с промежуточным перегревом пара (Т-250/300-240) использование теплофикационных пучков может оказаться недопустимым по условиям надежной работы последних ступеней из-за большого потребления мощности в них, что сопровождается существенным изменением температуры по радиусу ступени (ростом температурных напряжений в рабочих лопатках), а также нестабильностью и пульсацией потока, которые могут явиться причиной возбуждения опасных колебаний лопаток.

4.4. Маневренные характеристики ТЭЦ

Маневренные возможности ТЭЦ могут быть использованы как для снижения электрической мощности в часы провала графика электрических нагрузок, так и для форсировки мощности с целью прохождения максимума нагрузок. За счет этого улучшаются режимы работы других типов электростанций. Снижение мощности ТЭЦ в период минимума электрических нагрузок уменьшает необ-

ходимую разгрузку блочных КЭС, форсировка ТЭЦ позволяет ограничить ввод пиковых агрегатов низкой экономичности.

Общий диапазон маневренности теплофикационных турбоустановок с регулируемыми отборами пара типа Т и ПТ определяется возможностью снижения их тепловой нагрузки. При данной тепловой нагрузке отборов мощность турбин может изменяться от минимальной на базе теплового потребления до максимальной, которая достигается при максимальном расходе пара через ЧВД и соответствующем увеличении его через ЧНД. Зависимость минимальной и максимальной мощностей турбины Т-100/120-130-2 от величины тепловой нагрузки при температуре наружного воздуха $t_n = -26^\circ\text{C}$ приведена на рис. 4.9 [7].

Необходимо различать естественную и принудительную маневренность ТЭЦ [63]. Естественная маневренность ТЭЦ определяется неравномерностью суточных и сезонных графиков тепловых нагрузок и снижением мощности турбин на базе теплового потребления в часы провалов тепловых нагрузок. Нагрузки коммунально-бытового сектора снижаются в ночные часы за счет уменьшения нагрузки горячего водоснабжения и не изменяются в выходные дни. Нагрузки в горячей воде для двухсменных промышленных предприятий снижаются как ночью, так и в выходные дни. В целом снижение теплофикационных нагрузок зависит от их структуры, схемы горячего водоснабжения и для ОЭС Центра в перспективе на 6—8 лет составит примерно 12% ночью и 7% в выходной день [63]. Паровые нагрузки для двухсменных предприятий снижаются примерно на 15% [63].

Необходимо отметить, что снижение нагрузки в горячей воде в период работы пиковых водогрейных котлов (при $t_n < t_n^*$) может не привести к уменьшению тепловой нагрузки отборов турбин, так как в этом случае экономически целесообразным будет увеличение нагрева сетевой воды в сетевых подогревателях вплоть до величины, определяемой максимально допустимым давлением в отопительном отборе, равным для большинства турбин 0,245 МПа. Это снижает экономически оправданный диапазон маневренности ТЭЦ в данный период.

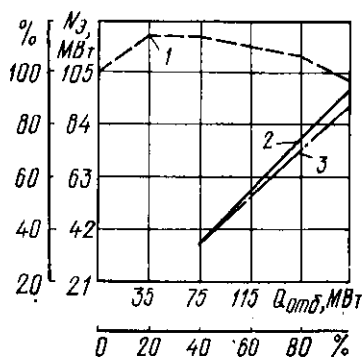


Рис. 4.9. Зависимость минимальной и максимальной мощностей турбины Т-100/120-130-2 от степени загрузки отборов при $t_n = -26^\circ\text{C}$: 1 — максимальная мощность турбины ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 0,5$); 2 — мощность на базе теплового потребления ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 0,5$); 3 — то же при $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 0,62$.

Естественная маневренность увеличивается для строящихся ТЭЦ, находящихся в «скользящем режиме» набора тепловых нагрузок [63], а также для ТЭЦ, постоянно недогруженных по теплу. Среднюю продолжительность набора тепловых нагрузок на строящихся ТЭЦ можно принять 6—7 лет при начальной нагрузке, обеспечиваемой водогрейными котлами, равной 30%. Тогда доля ТЭЦ, находящихся в «скользящем режиме» набора нагрузки, составит около $\frac{1}{3}$, а их средняя нагрузка по теплу — 70—75% [63]. Доля ТЭЦ, постоянно недогруженных по теплу вследствие завышения проектных тепловых нагрузок, также значительна и в ряде ОЭС достигает 45% [63].

Использование естественной маневренности ТЭЦ для прохождения провалов и максимумов нагрузок ОЭС абсолютно выгодно и не требует технико-экономического обоснования.

Повышения маневренности ТЭЦ выше естественной можно достигнуть за счет специального снижения тепловой нагрузки. Возможности такого снижения нагрузки определяют диапазон *принудительной* маневренности ТЭЦ.

Принудительное снижение тепловой нагрузки турбин без передачи ее на другие источники возможно только для отопительных отборов за счет использования аккумулирующей способности зданий и возмещения недоотпуска тепла в другое время [79]. Однако такой способ повышения маневренности ТЭЦ усложняет режимы работы тепловых сетей и требует дополнительных исследований. Он представляется допустимым прежде всего в аварийных ситуациях в энергосистеме для быстрой форсировки мощности ТЭЦ. Наиболее удобным способом такой форсировки мощности теплофикационных турбин является полное открытие поворотной диафрагмы ЧНД с переходом на режим свободного распределения пара между сетевыми подогревателями и конденсатором. Порядок расчета и технические возможности таких режимов перегрузки теплофикационных турбин приведены в § 1.4.

Принудительное снижение тепловой нагрузки отборов турбин с передачей ее на редуционно-охладительную установку (РОУ) или пиковые водогрейные котлы приводит к снижению экономичности ТЭЦ и перерасходу топлива, а при установке для принятия в этих случаях тепловых нагрузок специальных резервных котлов потребуются также и дополнительные капиталовложения. Поэтому экономически оправданная степень использования такого способа повышения маневренности ТЭЦ требует специального обоснования.

Методика и результаты такого обоснования приведены в работе [63]. Принудительная разгрузка отборов турбин ТЭЦ для снижения ее мощности ночью и в выходные дни сопоставлялась с вариантом изменения в системе доли базисных и полупиковых блоков. Разгрузка отборов турбин с целью форсировки их мощ-

ности за счет пропуска дополнительного количества пара в конденсатор сравнивалась с вариантом установки пиковых ГТУ, работающих без использования тепла уходящих газов. Сравнение вариантов производилось как без учета, так и с учетом круглосуточного отключения теплофикационных пучков в конденсаторах турбин на весь период форсировки мощности ТЭЦ. Необходимость круглосуточного отключения теплофикационных пучков связана с трудностями переключения конденсаторов с циркуляционной воды на сетевую и обратно без останова турбины и, естественно, снижает экономические показатели варианта форсировки ТЭЦ. По результатам исследований [63] установлены экономически оправданная граничная продолжительность и степень разгрузки регулируемых отборов и обоснованы режимы работы теплофикационных турбин в разрезе суточного графика.

Гарантированной, экономически оправданной мощностью ТЭЦ в максимум электрических нагрузок является максимальная мощность, развиваемая на базе теплового потребления при полной нагрузке отборов, т. е. в момент включения пиковых водогрейных котлов (при $t_{\kappa}^{\text{н}}$). Для обеспечения такой мощности в более холодной части периода работы водогрейных котлов должна производиться принудительная разгрузка отборов турбин. Для ТЭЦ, постоянно недогруженных по теплу, максимальная гарантированная мощность ТЭЦ определяется величиной мощности, достигаемой при ограничении нагрузки отборов по условию обеспечения коэффициента теплофикации $\alpha_{\text{тэц}} = 0,5$, при максимальной выработке электроэнергии в конденсационном режиме.

Минимальная гарантированная мощность ТЭЦ в часы минимума электрических нагрузок (ночью и в выходные дни) соответствует мощности ТЭЦ на базе теплового потребления, развиваемой в течение (не более) некоторого граничного числа часов в году, равного, например, для ОЭС Центра 2300—2500.

Ввиду отсутствия в настоящее время на ТЭЦ пиковых паровых котлов весь диапазон маневренности турбин типа П определяется естественной разгрузкой производственного отбора.

Величины изменения электрической мощности различных типов турбин ТЭЦ в разрезе суточного графика для ОЭС Центра (в относительных единицах по отношению к номиналу) приведены в табл. 4.4 [63].

Кроме принудительного снижения нагрузки регулируемых отборов для форсировки мощности теплофикационных турбин в период пиков электрических нагрузок может применяться отключение ПВД. Удельные расходы топлива на дополнительную мощность в этом случае будут меньше, чем при разгрузке регулируемых отборов. Однако для расширения масштабов применения этого способа форсировки мощности ТЭЦ требуется проведение

Таблица 4.4

Тип турбины и категория станции	Минимум электрических нагрузок (ночь)			Рабочий день на базе теплового потребления		Гарантированная мощность в максимум электрических нагрузок
	на базе теплового потребления		гарантированный минимум *	наименьшее значение	наибольшее значение	
	наименьшее значение	наибольшее значение				
Турбины типа Т:						
вышедшие на проектную нагрузку	0,94	1,02	0,97	0,98	1,03	1,03
в стадии набора тепловых нагрузок	0,74	0,92	0,63	0,83	1,00	1,09
средневзвешенное значение	0,87	0,98	0,84	0,92	1,01	1,05
Турбины типа ПТ:						
вышедшие на проектную нагрузку	0,87	0,93	0,88	0,99	1,02	1,02
в стадии набора тепловых нагрузок	0,68	0,85	0,60	0,81	0,88	1,13
стабилизированная недогрузка по теплу	0,62	0,80	0,59	0,77	0,84	1,15
средневзвешенное значение	0,70	0,85	0,66	0,84	0,90	1,11
Турбины типа П:						
вышедшие на проектную нагрузку	0,5	0,5	0,5	0,62	0,62	1,0
стабилизированная недогрузка по теплу	0,38	0,38	0,38	0,46	0,46	1,0
средневзвешенное значение	0,42	0,42	0,42	0,59	0,59	1,0

* Гарантированная экономически обоснованная величина.

специальных исследований и реконструкции котлоагрегатов ТЭЦ с целью обеспечения их номинальной паропроизводительности при снижении температуры питательной воды.

Глава 5. РЕЖИМЫ ПУСКА И ОСТАНОВА ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС

5.1. Общие положения по пуску и останову котлоагрегатов и турбин

Пуск и останов котлоагрегатов и турбин — очень ответственные операции, поскольку сопровождаются значительными изменениями напряжений в их элементах под действием механических и тепловых деформаций. Обслуживающий персонал котлотурбинного цеха должен иметь четкое представление о физических процессах, происходящих при пусках и остановах оборудования, и строго соблюдать условия надежного и безопасного проведения этих операций. Одновременно необходимо учитывать вопросы экономики и добиваться сокращения затрат времени и расхода топлива на пуски котлоагрегатов и турбин.

От правильного проведения пусков и остановов существенным образом зависят эксплуатационная надежность и долговечность агрегатов. Опыт эксплуатации показывает, что число возникающих дефектов в первые дни после пуска оборудования значительно превосходит число дефектов, выявляемых за тот же период времени, но после достаточно длительной непрерывной кампании котлоагрегатов или турбины. При частых пусках и остановах может снижаться не только надежность, но и экономичность последующей работы агрегатов, например из-за повреждения уплотнений, арматуры, нарушения плотности соединений и др.

Наиболее сложной операцией является пуск, поскольку возникающие в процессе его механические и термические напряжения в элементах агрегата, как правило, суммируются. Особенно необходимо учитывать явления, вызываемые нестационарностью теплового состояния и возникающие при прогреве или охлаждении оборудования. Каждый градус разности температур между внутренней и наружной поверхностями стенки вызывает термические напряжения примерно 2 МПа. Опыт эксплуатации показывает, что значительная часть аварий котлоагрегатов и турбин, появление трещин в толстостенных элементах (барабаны котлов, корпуса турбин, паропроводы и др.), коробление фланцев горизонтального разъема происходят при пусках из-за неправильного режима прогрева или других ошибочных действий персонала.

Расчет температурных полей и термических напряжений при неустановившемся тепловом состоянии представляет очень сложную задачу, особенно для элементов неправильной формы. При

исследований температурных полей в последнее время применяется метод электротепловой аналогии, сущность которого заключается в электрическом моделировании явлений теплопроводности, кроме того, широко используется непосредственное измерение температур по толщине стенки в натурных условиях с помощью термпар. Накопленный опыт позволил получить ряд полуэмпирических зависимостей, позволяющих с достаточной точностью производить прочностные расчеты.

Неравномерное распределение температуры по толщине стенки вызывает термические напряжения, которые определяются по зависимости [8]

$$\sigma_t = \frac{\beta E}{1 - \mu} (t_{cp} - t), \quad (5.1)$$

где β — коэффициент линейного расширения; E — модуль упругости; μ — коэффициент Пуассона; t — температура в данной точке стенки; t_{cp} — средненитеговая температура стенки; для стенки толщиной δ

$$t_{cp} = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} t dx.$$

Величина максимальных напряжений зависит от характера распределения температур по толщине стенки (рис. 5.1). Если распределение температур линейное (рис. 5.1, а), то нейтральная ось I будет проходить посередине стенки, и между этой осью и горячей поверхностью возникнут сжимающие напряжения, а на

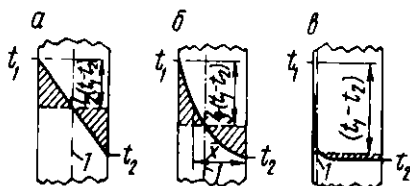


Рис. 5.1. Распределение температур по толщине стенки.

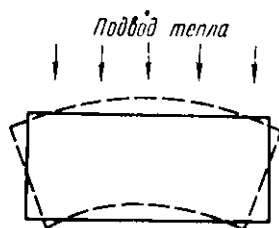


Рис. 5.2. Деформация при прогреве толстой стенки.

остальной части стенки — растягивающие. Напряжения меняются по линейному закону от нуля на оси до максимума на каждой поверхности. Из формулы (5.1) следует, что по абсолютной величине максимальные напряжения

$$\sigma_t^{\max} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\beta E}{1 - \mu} (t_1 - t_2),$$

где t_1, t_2 — соответственно температуры внутренней (обогреваемой) и наружной поверхностей.

При параболическом распределении температур по толщине стенки (рис. 5.1,б) температура в точке с ординатой x

$$t = t_2 + \left(\frac{x}{\delta}\right)^2 (t_1 - t_2).$$

В этом случае

$$t_{\text{ср}} - t = (t_1 - t_2) \left[\frac{1}{3} - \left(\frac{x}{\delta}\right)^2 \right].$$

Тогда

$$\sigma_t = \frac{\beta E}{1 - \mu} \left[\frac{1}{3} - \left(\frac{x}{\delta}\right)^2 \right] (t_1 - t_2). \quad (5.2)$$

Приняв $x=0$ и $x=\delta$, из уравнения (5.2) получим напряжения соответственно на наружной и внутренней поверхностях стенки:

$$\begin{aligned} \sigma_t^{\text{н}} &= \frac{1}{3} \cdot \frac{\beta E}{1 - \mu} (t_1 - t_2); \\ \sigma_t^{\text{вн}} &= -\frac{2}{3} \cdot \frac{\beta E}{1 - \mu} (t_1 - t_2). \end{aligned}$$

Таким образом, волокна внутренней (обогреваемой) поверхности испытывают напряжения сжатия, наружной — растяжения. Это связано с тем, что волокна внутренней поверхности стенки, быстрее прогреваясь, стремятся расшириться, чему препятствует вся остальная непрогретая масса металла (см. рис. 5.2).

Напряжения сжатия на внутренней поверхности имеют большее абсолютное значение и могут резко возрастать при быстром изменении температуры стенки (при тепловом ударе). В этом случае распределение температур по толщине будет гиперболическим, таким, как показано на рис. 5.1, в, т. е. основная часть температурной разности приходится на тонкий поверхностный слой стенки. Максимальные напряжения в этом случае найдутся приближенно по формуле

$$\sigma_t^{\text{вн}} = -\frac{\beta E}{1 - \mu} (t_1 - t_2).$$

При эксплуатации тепловые удары должны исключаться, так как при этом могут возникать очень большие термические напряжения.

С точки зрения величины термических напряжений при прогреве и расхолаживании оборудования желательно иметь линейное изменение температур по толщине стенки. Однако, как показывает опыт, обычно имеет место параболический закон изменения температур. При этом, если приближенно принять, что значения β , E и μ не зависят от температуры, напряжения будут за-

висеть только от максимальной разности температур по толщине Δt , величина которой определяется скоростью прогрева и толщиной стенки:

$$\Delta t = t_1 - t_2 = k \cdot \frac{\delta^2}{2a} \cdot \frac{dt}{d\tau},$$

где a — коэффициент температуропроводности; $\frac{dt}{d\tau}$ — скорость подъема температуры обогреваемой стенки или температуры греющей среды; k — опытный коэффициент, равный 1,2—1,3 (меньшая величина соответствует меньшим скоростям прогрева стенки).



Рис. 5.3. Деформация барабана котла при разных температурах верхней и нижней образующих ($t_{\text{низ}} < t_{\text{верх}}$).

Поэтому скорость прогрева толсто-стенных элементов и будет в основном лимитировать время пуска или расхолаживания оборудования.

Для котлоагрегатов таким лимитирующим элементом является барабан. При заполнении его водой, растопке и останове котлоагрегата разность температур верха и низа барабана не должна превышать 40°C [60]. Верх барабана при рас-

топке прогревается быстрее, чем низ, так как коэффициент теплоотдачи при конденсации пара в 3—4 раза превышает коэффициент теплоотдачи от воды. При значительной разности температур верха и низа барабан подвергается деформации с прогибом вверх (рис. 5.3). При этом слои металла по верхней образующей будут испытывать дополнительные напряжения сжатия, по нижней — растяжения, величина которых приблизительно найдется из выражения

$$\sigma = \beta E \Delta t,$$

где

$$\Delta t = \frac{t_{\text{верх}} - t_{\text{низ}}}{2}.$$

При заполнении барабана горячей водой концы экранных труб прогреваются быстрее стенок барабана, поэтому в них возникают термические напряжения сжатия

$$\sigma = - \frac{\Delta l}{d_n} E,$$

где d_n — наружный диаметр трубы; Δl — разность величин расширения трубы и трубного отверстия:

$$\Delta l = \beta d_n (t_{\text{тр}} - t_{\text{бар}}).$$

Причинами, ограничивающими скорость растопки котлоагрегатов с естественной циркуляцией, являются также неравномерный нагрев и деформация экранных поверхностей и коллекторов. Поэтому следует контролировать и обеспечивать свободу удлинения экранных труб, а для равномерного прогрева их необходимо обеспечивать одинаковые тепловосприятия различных поверхностей и хорошую циркуляцию воды в них. Для этой цели применяют симметричное зажигание растопочных горелок, зажигание большого количества горелок при уменьшении производительности каждой из них. Ускорению прогрева экранных труб способствует продувка их коллекторов через нижние точки.

Время пуска турбины также лимитируется, в основном допустимой скоростью прогрева ее толстостенных элементов. Большие термические напряжения могут возникать во фланцевых соединениях цилиндров высокого давления, которые из-за большой металлоемкости прогреваются очень медленно. Термические напряжения, возникающие на внутренней поверхности фланцев, суммируются с напряжениями от затяжки шпилек и разности температур между фланцами и шпильками. Последняя может достигать нескольких десятков градусов, что обусловлено наличием воздушного зазора между верхним фланцем и шпилькой и значительным термическим сопротивлением в резьбовом соединении шпильки. На каждый градус температурной разности возникают напряжения примерно 2,15—2,45 МПа, которые могут быть найдены по формуле [29]

$$\sigma_{ш} = k_n E_{ш} (\beta_{ф} t_{ф} - \beta_{ш} t_{ш}),$$

где k_n — коэффициент податливости фланца, учитывающий эффект упругого сжатия материала фланцев и равный примерно 0,8; индексы «ф» и «ш» относятся соответственно к фланцам и шпилькам.

Максимально допустимая разность температур по ширине фланцев в случае отсутствия их обогрева установлена заводами-изготовителями в пределах 100—120°С. При этом термические напряжения достигают 240 МПа, что близко к пределу текучести для перлитных сталей, равному примерно 294 МПа. Для уменьшения разности температур между фланцем и шпилькой, а также по ширине фланцев при пусках турбин применяется обогрев фланцев и шпилек. В этом случае максимальная разность температур между фланцем и шпилькой должна находиться на уровне 20—25°С, а по ширине фланцев — не более 50°С.

При неустановившемся температурном режиме возникают термические напряжения и в роторах турбин в связи с неравномерным их прогревом или охлаждением. В случае резких тепломен могут появиться усталостные трещины, особенно в местах концентрации напряжений.

Важным фактором, лимитирующим пуск турбин, является их тепловая и упругая деформация. Низ цилиндра остывает быстрее в связи с отводом тепла через патрубки отборов и лапы цилиндра, наличием конвективных токов воздуха снизу вверх как снаружи, так и внутри цилиндра, а также по причине некачественного изготовления и крепления изоляции к нижней части корпуса и скопления конденсата в цилиндре из-за неудовлетворительной работы дренажных устройств. При этом корпус выгибается вверх, что приводит к уменьшению нижних радиальных зазоров в уплотнениях диафрагм и может явиться причиной задевания ротора о статор. Задевание ротора о гребни лабиринтовых уплотнений может вызвать также местный перегрев вала и его термический прогиб. Приблизленно прогиб цилиндра определяется по формуле [24]

$$f = \frac{\beta \Delta t L^2}{8d},$$

где L — длина цилиндра между опорами; d — средний диаметр цилиндра; Δt — средняя арифметическая разность температур верха и низа корпуса. В инструкциях по обслуживанию турбин разность температур верха и низа цилиндра в зоне регулирующей ступени ограничивается величиной 30—45° С.

При изменении температурного состояния турбины происходит изменение линейных размеров цилиндров, а также осевых зазоров в проточной части. Для обеспечения свободы расширения турбины и сохранения соосности ротора и корпуса применяется система направляющих шпонок, установленных таким образом, чтобы неподвижная (мертвая) точка корпуса находилась в области выхлопных патрубков. От этой точки происходит расширение турбин, причем максимальное смещение в современных мощных турбинах может составлять несколько десятков миллиметров. Если не будет обеспечиваться свобода температурных расширений цилиндров, например вследствие заклинивания в шпоночных соединениях, то пуск турбины может стать невозможным из-за появления дополнительных механических напряжений, задеваний в проточной части и повышенной вибрации.

При пусках турбин ротор, как менее массивная и имеющая большую поверхность теплообмена деталь, прогревается значительно быстрее статора. При этом в связи с различным тепловым расширением цилиндра и ротора могут выбираться осевые зазоры в проточной части и произойти задевание вращающихся частей о неподвижные. К тому же надо иметь в виду, что для достижения высокой экономичности осевые зазоры в ступенях имеют небольшую величину. Поэтому при пусках необходимо тщательно контролировать относительное удлинение ротора.

При остановках турбин с интенсивным расхолаживанием про-

исходит относительное укорочение ротора, которое может оказаться особенно опасным, так как при этом выбираются входные зазоры в ступенях (между соплами и рабочими лопатками), которые выполняются существенно меньшими, чем выходные.

При прогреве роторов может происходить также ослабление посадки втулок и дисков и даже полное исчезновение натяга, так как в связи со значительным термическим сопротивлением в местах посадки температура вала существенно ниже, чем температура втулок или дисков. Это может вызвать радиальное смещение насадных элементов и интенсивную вибрацию турбины. Наоборот, при охлаждении турбины насадные элементы испытывают значительные напряжения в связи с увеличением натяга. Поэтому в современных турбинах насадные втулки и диски в области высоких температур не применяются.

Повышенная вибрация турбин может быть также следствием прогиба вала в случае неравномерного его прогрева или охлаждения либо работы на скоростях вращения, близких к критическим. Уже при прогибе ротора примерно 0,1 мм центробежная сила неуравновешенной массы становится равной весу ротора, причем такой прогиб соответствует разности температур диаметрально противоположных точек ротора около 7°C .

Критическая скорость вращения при пусках турбины должна проходиться максимально быстро, а для предупреждения прогиба вала при подаче пара на уплотнения перед толчком и при останове турбины вал должен проворачиваться с помощью валоповоротного устройства. В процессе пуска необходимо также осуществлять тщательный контроль за вибрацией турбины, которая не должна превышать 40 мк.

Исследование пуско-остановочных режимов производится различными научно-исследовательскими и наладочными организациями, а также заводами-изготовителями. В результате разрабатываются технически и экономически обоснованные графики и инструкции по пуску котлоагрегатов и турбин. В этой главе будут рассмотрены лишь общий принцип и примерные критерии оптимального пуска и останова основного оборудования. Подробное описание пуско-остановочных операций и условий их проведения содержится в инструкциях для конкретного оборудования.

5.2. Порядок и график пуска барабанных котлоагрегатов на общую магистраль котельной

Перед пуском котлоагрегата после продолжительного останова производится его проверка и осмотр. Проверяются поверхности нагрева, обмуровка с лазами, взрывные и предохранительные клапаны, паровая и водяная арматура, контрольно-измерительные приборы, элементы ручного и автоматического управления,

вспомогательные механизмы (дымососы, вентиляторы, мельничное оборудование). Проводится пробное включение в работу и проверяется автоблокировка дымососов и вентиляторов. Запрещается пуск котлоагрегата при неисправности средств защиты [60].

Для пуска производится подготовка растопочной схемы (см. рис. 5.4). Закрываются дренажи 4 и открываются воздушники 6 и вентиль на линии продувки пароперегревателя 7. Главная паровая задвижка 8 остается закрытой, а дренаж перед нею открыва-

ется, чтобы обеспечить возможность прогрева паропровода и предупредить гидравлические удары при конденсации пара, поступающего в холодный паропровод.

Во избежание интенсивной коррозии внутренних поверхностей труб заполнение котлоагрегата перед растопкой производится только деаэрированной водой. Температура воды перед барабаном не должна отличаться от температуры металла барабана более чем на 40°C [60]. При большей разности температур заполнение котла водой запрещается из-за опасности появления чрезмерных температурных напряжений. Скорость заполнения должна быть такой, чтобы обеспечить равномерный прогрев

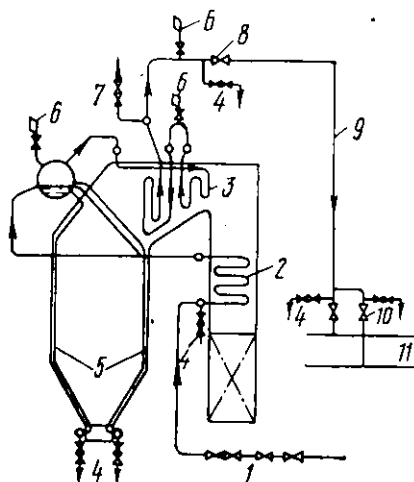


Рис. 5.4. Растопочная схема барабанного котлоагрегата, работающего на общую магистраль.

барабана (максимальная разность температур между любыми двумя точками не должна превышать $40\text{--}50^{\circ}\text{C}$). При заполнении котла водой следует наблюдать за арматурой на питательной линии 1 и дренажными линиями. В случае появления течи необходимо устранить ее или прекратить питание.

Барабан заполняется до нижнего уровня, поскольку при растопке котлоагрегата уровень поднимается за счет увеличения удельного объема воды и вытеснения части ее из экранных поверхностей 5 образующимся паром. После заполнения котлоагрегата водой следует убедиться, что уровень ее в барабане не снижается. В противном случае необходимо найти место утечки, устранить ее, а затем довести уровень до растопочного.

Перед растопкой и при останове котлоагрегата топка и все газоходы должны вентилироваться дымососом и дутьевым вен-

тилятором не менее 10 мин [60]. Вентиляция производится с целью удаления из топки и газоходов взрывоопасной смеси воздуха с газами и несгоревшим топливом, которое может находиться в отложениях на поверхностях нагрева, образующихся при работе котлоагрегата по причине неудовлетворительного топочного режима, угрубленного помола топлива, плохого распыливания мазута или низкого его подогрева и т. п. Особенно тщательно должны вентилироваться котлоагрегаты, сжигающие газ.

Необходимо иметь в виду, что длительная вентиляция только что остановленного котлоагрегата может привести к резкому его расхолаживанию и к появлению опасных температурных напряжений. Поэтому барабанные котлоагрегаты на давление 98 МПа и выше не разрешается вентилировать более 15 мин [60].

Для обеспечения равномерного прогрева топки и других поверхностей растопка котлоагрегата должна производиться на возможно большем числе горелок при обеспечении достаточной подачи воздуха к каждой из них. Растопка пылеугольных котлоагрегатов осуществляется на специальных растопочных мазутных форсунках. Переход на сжигание угольной пыли производится только после прогрева топки до уровня, обеспечивающего устойчивое сжигание пыли и определяемого маркой топлива и местной инструкцией. Подача пыли в непрогретую топку может привести не только к ее потере, но и загоранию несгоревшего топлива в конвективных газоходах и как следствие к повреждению котлоагрегата.

Наибольший прогрев топки требуется перед подачей в нее слабореакционных топлив. Поэтому переход на сжигание твердого топлива с выходом летучих менее 15% допускается при тепловых нагрузках топки не менее 30% номинальной [60].

Скорость растопки (повышения давления) регулируется путем изменения величины тепловыделения в топке и сопротивления растопочной линии 7. Скорость роста давления определяется интенсивностью парообразования и коэффициентом сопротивления растопочной (продувочной) линии. При полном закрытии растопочной линии скорость подъема давления максимальная, так как в этом случае пар идет только на заполнение парового объема котлоагрегата.

Таким образом, скорость увеличения давления при растопке котлоагрегата регулируется за счет изменения сопротивления растопочной линии и величины тепловыделения в топке.

Температурный режим испарительных поверхностей при растопке котлоагрегата зависит от интенсивности естественной циркуляции. При слабом обогреве экранных поверхностей 5 (при малом расходе пара) на циркуляцию в отдельных трубах сильное влияние оказывает различие в их гидравлических характери-

ках. Кроме того, условие циркуляции при этом ухудшается из-за растущей неравномерности обогрева отдельных труб. Поэтому при малом тепловыделении в топке возможно возникновение ненадежных режимов циркуляции, и скорость циркуляции в отдельных трубах может снижаться до нулевых и отрицательных значений. Необходимо также иметь в виду, что при слабой циркуляции ухудшается перемешивание воды в барабане, и температура стенки торцевой части барабана может существенно отставать от температуры стенки средней части. Улучшение циркуляции обеспечивается увеличением расхода пара, что при постоянной заданной скорости подъема давления достигается уменьшением сопротивления растопочной линии.

При пусках котлоагрегатов необходимо предусматривать охлаждение некоторых поверхностей нагрева для предупреждения перегрева их стенок. К таким поверхностям относятся пароперегреватель 3 и водяной экономайзер 2 для барабанных котлоагрегатов.

Пароперегреватель обычно охлаждается собственным паром, для чего создается проток пара, называемый *продувкой*. Температура металла труб пароперегревателя может быть найдена по формуле [18]

$$t_{\text{тр}} = t_{\text{п.п}} + \frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2} (t_{\text{г}} - t_{\text{п.п}}),$$

где $t_{\text{г}}$, $t_{\text{п.п}}$ — температура газов в области пароперегревателя и температура перегретого пара; α_1 , α_2 — коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к пару.

При обычных эксплуатационных условиях в связи с большими значениями α_2 отношение $\frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2}$ составляет примерно 0,02—0,05, перепад температур $t_{\text{тр}} - t_{\text{п.п}}$ оказывается небольшим и находится в пределах 10—30°С. Однако в период растопки температура стенки может существенно (на 120°С и более [18]) превышать температуру пара в связи с малыми скоростями пара, что вызывает увеличение отношения $\frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2}$ в несколько раз, по сравнению с его значением при нормальных режимах эксплуатации.

Величина продувки пара через пароперегреватель в период растопки составляет 10—15% номинальной паропроизводительности котлоагрегата, а скорость пара равна 2—3 м/с, что обуславливает неравномерное распределение пара между трубками. В сочетании с возможной температурной неравномерностью газового потока это может явиться причиной значительной разности температур стенок отдельных трубок. Поэтому при растопке котлоагрегата необходимо осуществлять контроль температур-

ного режима труб пароперегревателя, в том числе и по его ширине.

При пуске барабанных котлоагрегатов, если отсутствует надежное охлаждение водяного экономайзера, в выходных участках его может образоваться перегретый пар, что при некоторых условиях явится причиной чрезмерного перегрева труб. В период растопки питание барабанного котлоагрегата обычно производится периодически, а расход питательной воды определяется величиной продувки пароперегревателя и дренажа нижних точек. При этом возникает пульсация температур воды в экономай-

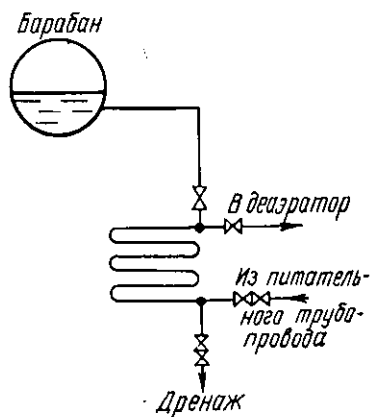


Рис. 5.5. Схема непрерывной прокачки воды через водяной экономайзер при растопке барабанного котлоагрегата.

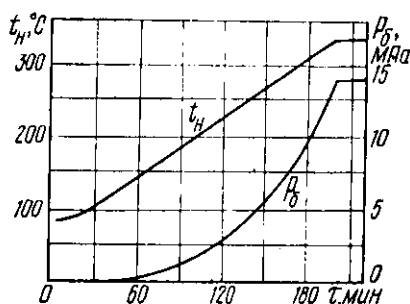


Рис. 5.6. График пуска котлоагрегата ТГМ-84:

p_b — давление в барабане в процессе растопки; t_n — температура насыщения пара.

зере, что вызывает переменные напряжения в стенках и может привести к повреждению сварных соединений экономайзерных труб.

Для защиты труб водяного экономайзера в период растопки от перегрева применяется циркуляция воды из барабана в экономайзер или непрерывная прокачка воды через экономайзер (см. рис. 5.5). В этом случае вода после экономайзера возвращается в деаэратор или питательный бак ТЭС.

Скорость растопки котлоагрегатов с естественной циркуляцией лимитируется условиями равномерного прогрева барабана и предельной разностью температур между верхом и низом его, а также по толщине стенки. Скорость прогрева стенок барабана не должна превышать 1,5°С/мин до температуры стенки 200°С и 3°С/мин при дальнейшей растопке.

Растопка котлоагрегатов из различного теплового состояния должна производиться в соответствии с графиком пуска (рис. 5.6), составленным на основе испытаний с учетом конструктивных особенностей данного котлоагрегата. Продолжительность растопки зависит от начальных параметров, способов охлаждения пароперегревателя, конструктивных особенностей и начального теплового состояния котлоагрегата. Продолжительность растопки для котлоагрегатов среднего давления составляет 3—4 ч, а для котлоагрегатов высокого давления — 4—5 ч.

Одновременно с растопкой котлоагрегата при достижении давления в нем около 0,5 МПа прогревается паропровод 9 от главной паровой задвижки 8 до работающей магистрали 11. Дренирование прогреваемого участка паропровода производится через дренажи 4, установленные перед магистральной задвижкой 10 (см. рис. 5.4).

Для предупреждения чрезмерных термических напряжений прогрев трубопровода должен осуществляться с определенными допустимыми скоростями, равными 2—4°С/мин.

Продольные деформации паропроводов при их прогреве воспринимаются компенсаторами, возникающие при этом усилия передаются на опоры и подвески. При прогреве контролируют величину удлинений паропроводов по специальным указателям (реперам) и наблюдают за работой подвесок и опор.

При выходе деформаций за установленные пределы, появлении вибрации паропроводов или повреждении подвесок необходимо прекратить прогрев и принять меры по устранению выявленных нарушений в нормальной работе паропроводов.

Котлоагрегат подключается к паровой магистрали при давлении в барабане на 0,1—0,2 МПа ниже, чем в магистрали. Такое давление поддерживается с целью предотвращения вскипания воды, что имело бы место при давлении в барабане более высоком, чем в паровой магистрали. Включение котлоагрегата с давлением, значительно меньшим, чем в магистрали, приводит к уменьшению или даже прекращению продувки пароперегревателя и недопустимо из-за опасности перегрева змеевиков пароперегревателя.

После подключения котлоагрегата к магистрали закрывают арматуру на линиях продувки и поднимают его нагрузку до необходимой по условиям работы ТЭС.

5.3. Особенности пуска прямоточных котлоагрегатов

Главной особенностью пуска прямоточных котлоагрегатов является то, что у них с самого начала растопки осуществляется непрерывная подача воды по замкнутому растопочному контуру.

Питательная линия, дренажи и задвижки подготавливаются так же, как и для барабанных котлоагрегатов.

Заполнение водой прямоточных котлоагрегатов производится достаточно быстро (в течение 20—40 мин), так как трубы поверхностей нагрева, имеющие малые диаметры и толщину стенок, прогреваются достаточно равномерно, и значительные термические напряжения возникнуть в них не могут.

При задолинении котлоагрегатов водой необходимо обеспечить надежное удаление воздуха, чтобы предупредить образование воздушных пробок и как следствие пережоги труб поверхностей нагрева. Поэтому воздушники закрываются после появления в них сплошной струи воды. Для более глубокого удаления воздуха после заполнения котлоагрегата водой расход воды через него в течение нескольких минут увеличивают до 60—80% номинальной паропроизводительности, после чего он снижается до растопочной величины.

Растопка прямоточного котлоагрегата ведется с расходом питательной воды примерно 30% номинального, что обеспечивает устойчивый гидравлический режим (достаточно равномерное распределение воды по параллельным змеевикам) и надежное охлаждение поверхностей нагрева.

Перед растопкой котлоагрегатов из холодного состояния обычно производится водная промывка поверхностей нагрева, которая осуществляется при расходе воды, близком к номинальному. Предпусковая промывка заканчивается, если увеличение жесткости сбрасываемой воды не превышает 5—10 мкг-экв/кг. По окончании промывки расход воды уменьшают до растопочного значения.

Различают два способа растопки прямоточных котлоагрегатов: *прямоточный* и *сепараторный*.

Упрощенная схема прямоточного способа растопки представлена на рис. 5.7. Сущность этого способа заключается в том, что подача среды производится через весь тракт 1 котлоагрегата до выходного коллектора (до ГПЗ-1). После этого среда сбрасывается через растопочную РОУ 2 в растопочный расширитель 3. Здесь происходит разделение среды, причем пар используется в тепловой схеме ТЭС, а конденсат в зависимости от его качества может подаваться в конденсатор, деаэрактор или промежуточный бак, а также на сброс в канал для циркуляционной воды.

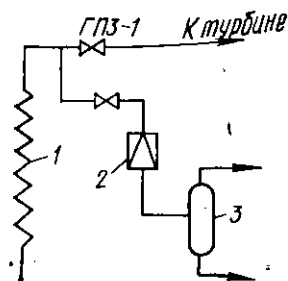


Рис. 5.7. Схема прямоточной растопки прямоточных котлоагрегатов.

В начальный период растопки после зажигания горелок во всех поверхностях происходит только нагрев воды. В дальнейшем по мере прогрева котлоагрегата и увеличения тепловыделения в топке появляются испарительная и пароперегревательная зоны и на выходе из котлоагрегата получается перегретый пар. С ростом тепловой нагрузки котлоагрегата размеры экономайзерной зоны сокращаются, а пароперегревательной — увеличиваются.

Растопку прямоточных котлоагрегатов обычно ведут с поддержанием полного рабочего давления среды в экономайзерно-испарительных поверхностях нагрева. Это обеспечивает более устойчивый гидравлический режим испарительных труб, увеличивает их экономайзерный участок и снижает разверки температур металла отдельных труб радиационной части. В особенности это важно для котлоагрегатов на сверхкритические параметры пара, так как снижение давления в испарительном тракте до докритических величин может привести к расслоению среды и явиться причиной неустойчивости гидравлической характеристики труб ввиду значительной разности удельных объемов пара и воды.

Основным недостатком прямоточного способа растопки является увеличенный расход топлива на пуск паротурбинной установки, в особенности в случае блочного пуска, так как количество растопочного пара, получаемого в котлоагрегате, превышает величину, необходимую для первоначального пуска турбины. Необходимо отметить, что параметры пара за котлоагрегатом должны соответствовать температурному состоянию металла турбины. Например, для пуска неостывшей турбины, имеющей температуру металла около 450°C , температуру пара перед ГПЗ-1 с учетом дросселирования его необходимо поднять до номинальной величины.

В целом при прямоточном способе растопки практически нельзя реализовать всех преимуществ пуска блока на скользящих параметрах пара, т. е. при постепенном нарастании производительности котлоагрегата, давления и температуры пара. Кроме того, чисто прямоточная схема растопки не позволяет произвести пуск котлоагрегата из горячего состояния без предварительного охлаждения пароперегревателя и паропровода до ГПЗ-1, а прокачка воды по всему тракту приводит к выносу солей и окислов железа из экономайзерно-испарительной зоны в пароперегреватель и турбину.

Эти недостатки исключаются при пуске прямоточных котлоагрегатов по сепараторному способу, т. е. при наличии в растопочной схеме встроенного сепаратора (рис. 5.8). В данном случае экономайзерно-испарительная зона котлоагрегата отделяется от пароперегревательного участка встроенной задвижкой (ВЗ) 1. В начальный период растопка ведется при закрытых ВЗ 1

и дроссельном шиберном клапане 2 на выходе из встроенного сепаратора (ВС) 3, так что пароперегреватель остается без пара. Вода прокачивается через экономайзер и испарительный тракт котлоагрегата под полным рабочим давлением и через ВС 3 сбрасывается в выносной расширитель 4. Поддержание полного давления и расхода среды в растопочном тракте на уровне 30% номинального обеспечивает надежный гидравлический режим испарительных труб. После включения горелок и нагрева воды в экранных поверхностях до температуры свыше 200°C постепенно открывается шиберный клапан на выпаре ВС, и пар из сепаратора начинает отводиться в пароперегревательный тракт котлоагрегата за ВЗ. Количество пара, поступающего в пароперегреватель, определяется температурой (или паросодержанием) среды перед ВЗ и давлением в ВС. Обычно расход пара через пароперегреватель поддерживается на уровне 10—12% номинальной производительности, что примерно равно расходу пара, необходимому для толчка ротора турбины.

При данном способе пуска котлоагрегата имеется возможность поддержания любого давления пара перед турбиной, что позволяет осуществить пуск ее на скользких параметрах. При этом разворот турбины до номинальной скорости вращения и частичное нагружение ее могут производиться при пониженных параметрах пара, что улучшает условия прогрева турбины. Обычно номинальное давление пара перед турбиной достигается при нагрузке, равной примерно 30% номинальной. При дальнейшем повышении нагрузки турбины встроенный сепаратор отключается, открывается встроенная задвижка, и котлоагрегат переводится на прямоточный режим работы.

Таким образом, основной режимной особенностью сепараторного способа пуска прямоточных котлоагрегатов является малый первоначальный расход топлива (на уровне 10% номинального). Это наряду с ускорением пуска турбин на скользких параметрах обеспечивает существенное уменьшение затрат топлива на пуск блоков. Схема со встроенным сепаратором обеспечивает пуск блока из всех исходных тепловых состояний.

При малых тепловыделениях в топке снижается также температура на выходе из топки (она составляет $450\text{—}500^{\circ}\text{C}$) и по

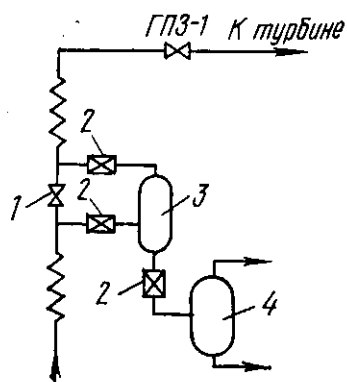


Рис. 5.8. Схема сепараторного способа растопки прямоточного котлоагрегата.

всем газоходам, что обеспечивает надежный температурный режим первичного и вторичного пароперегревателей.

При сепараторном способе пуска, котлоагрегата продукты коррозии и соли не выносятся в пароперегреватель, причем одновременно с пуском производится отмывка испарительных поверхностей. Солеосодержание пара, поступающего в пароперегреватель, определяется уносом влаги из встроенного сепаратора, коэффициент сепарации которого достаточно высок.

Вследствие отмеченных преимуществ все прямоточные котлоагрегаты в настоящее время выпускаются в СССР со встроенными сепараторами.

5.4. Пуск конденсационных турбин из холодного состояния

Различают пуск турбин из холодного и горячего состояния. Турбина считается холодной, если температура металла ЦВД в зоне паровпуска не превышает $150-180^{\circ}\text{C}$. В противном случае она считается не остывшей, и режим пуска ее существенно отличается.

Режим пуска турбины зависит от ее типа, начальных параметров пара и мощности, а также от ее конструктивных особенностей и особенностей тепловой схемы. Пуск должен осуществляться согласно инструкции, разработанной заводом-изготовителем или наладочными организациями. Пуск турбины включает три этапа: подготовку к пуску; толчок ротора и повышение скорости вращения до номинальной; включение генератора в сеть и нагружение турбины.

1. *Подготовка турбины к пуску.* Перед пуском турбины из холодного состояния необходимо проверить исправность средств технологической защиты, блокировок, вспомогательного оборудования, масляной системы, резервных и аварийных маслососов, контрольно-измерительных приборов и средств оперативной связи. Запрещается пуск турбины при неисправности средств защиты, предупреждающих возникновение и развитие аварий при повреждении турбины или недопустимом отклонении режима работы и отключающих подачу пара в турбину (защита от разгона турбины, реле осевого сдвига, вакуум-реле, реле падения давления масла в системе смазки и др.).

Наибольшую опасность для турбины представляет возможность разгона ее в случае неплотного закрытия (заедания) регулирующих и стопорного клапанов, обратных клапанов регенеративных отборов, а также вследствие дефектов системы регулирования. К серьезной аварии с выплавлением подшипников может привести неисправность масляных насосов и систем автоматического включения их из резерва.

Перед пуском турбины собирается схема дренажей, проверяются уровень масла в маслобаке, работа указателей уровня, положение задвижек на маслопроводах и производится опробование маслораспределителей.

Для предупреждения неустойчивости масляной пленки и вибрации вала масло на входе в подшипники должно иметь температуру в пределах 40—45° С. Обычно при пуске турбин масло в баке имеет более низкую температуру, поэтому для подогрева масла осуществляется прокачка его в течение некоторого времени с помощью пускового насоса. При работе пускового масляного насоса производится опробование элементов системы регулирования и защиты турбины. Перед пуском турбины проверяется также работа блокировок оборудования береговой насосной, конденсатных насосов, сливных насосов ПНД, насосов газоохладителей и маслоснабжения генератора, производится опробование АВР и средств защиты питательных насосов. Для блочных установок проверяется также действие средств защиты и блокировок клапанов БРОУ и растопочных РОУ, прекращающих сброс пара через эти элементы в конденсатор при определенном понижении вакуума и в случае прекращения подачи воды на впрыски.

В объем подготовительных работ по пуску турбины входит также пуск конденсационной установки, который включает пуск циркуляционных насосов для подачи охлаждающей воды в конденсатор, пуск конденсатных насосов, включение эжекторов и создание вакуума в конденсаторе.

Для выпуска воздуха из циркуляционной системы открываются воздушники на верхних точках сливных труб, закрытие которых производится после появления в них воды. Если циркуляционные насосы рассчитаны на работу с сифоном на сливных линиях конденсатора, перед пуском их необходимо включить эжектор циркуляционной системы для создания разрежения в сливных линиях и в водяном пространстве конденсатора.

Перед пуском конденсатного насоса паровое пространство конденсатора заполняется конденсатом или химически обессоленной водой на 3/4 высоты водомерного стекла и включается линия рециркуляции конденсата. Рециркуляция необходима для обеспечения достаточного расхода конденсата через охладители эжекторов и сальниковые подогреватели в течение пуска и при малых конденсационных нагрузках турбины. С помощью клапана рециркуляции в конденсаторе поддерживается постоянный уровень конденсата.

После включения конденсатных насосов конденсат подается на уплотнение арматуры, находящейся под разрежением, и трубных досок (для конденсаторов с двойными трубными досками).

Для первоначального создания разрежения в конденсаторе

используются пусковые, а затем подключаются основные пароструйные эжекторы. Пусковые эжекторы отключаются при вакууме порядка 500—550 мм рт. ст. (68—75 кПа). В турбоустановках, оборудованных водоструйными эжекторами, пусковые эжекторы не предусматриваются.

Для облегчения создания пускового вакуума в конденсаторе и герметизации корпуса турбины в местах выхода вала из цилиндров перед включением эжекторов производится подача пара на концевые уплотнения, например от станционной магистрали или деаэраторов соседнего блока. Подача пара на уплотнения при неподвижном роторе запрещается, так как это может привести к прогибу ротора. Поэтому предварительно необходимо включить в работу валоповоротное устройство турбины. Турбины малой мощности не имеют валоповорота. В этом случае пар на уплотнения подается после толчка ротора, а набор пускового вакуума осуществляется без подачи пара на уплотнения. Для турбин, не имеющих валоповоротного устройства, должен быть установлен режим пуска в зависимости от времени простоя турбины, а также определен промежуток времени после останова, в течение которого повторный пуск запрещается из-за опасности значительного прогиба ротора.

Перед пуском турбины необходимо убедиться в отсутствии заеданий регулирующих клапанов уровня регенеративных подогревателей и проверить действие сигнализации и защиты ПВД. Слив конденсата из подогревателей собирается по чисто каскадной схеме на конденсатор. Включение регенеративных подогревателей в работу при пуске турбины происходит автоматически в случае появления расхода воды через их трубную систему и соответствующего повышения давления в отборах турбины.

На блочных ТЭС деаэратор включается в работу при растопке котлоагрегата, чтобы обеспечить питание его деаэрированной водой, и подключается обычно к общестанционной магистрали. На ТЭС с поперечными связями по питательной воде и пару пуск турбины производится при уже включенном в работу деаэраторе.

При пуске турбины на скользящих параметрах пара в блоке с котлоагрегатом прогрев главного паропровода осуществляется одновременно с толчком и прогревом турбины. При пуске турбины паром номинальных параметров от общей магистрали перед подачей пара в турбину необходимо тщательно прогреть главный паропровод, выдерживая оговоренные в инструкции скорости прогрева. В турбоустановках с промежуточным перегревом пара необходимо также прогреть паропроводы промперегрева, что производится обычно свежим паром через РОУ. Для паропроводов сверхкритического давления инструкцией не только устанавливается средняя допустимая скорость прогрева, но

и регламентируется в отдельности скорость прогрева при различном температурном состоянии металла. При общей рекомендуемой скорости прогрева $2\text{--}4^\circ\text{C}/\text{мин}$ в случае, если температура металла паропровода ниже 400°C , допускается скорость прогрева до $3\text{--}4^\circ\text{C}/\text{мин}$, а при более высокой температуре металла скорость прогрева ограничивается величиной $2\text{--}3^\circ\text{C}/\text{мин}$.

2. Толчок ротора и повышение скорости вращения до номинальной. Перед толчком ротора необходимо проверить величину биения вала, которая для различных турбин не должна превышать $0,03\text{--}0,05\text{ мм}$. К моменту толчка ротора в конденсаторе необходимо набрать пусковой вакуум, величина которого указывается в инструкции по пуску турбины и составляет не менее $300\text{ мм рт. ст. (40 кПа)}$.

Толчок ротора следует производить перегретым паром, так чтобы его температура превышала температуру насыщения не менее чем на 50°C . Пуск турбины перегретым паром уменьшает опасность возникновения тепловых ударов при прогреве и возможность заброса воды в турбину, а также снижает количество конденсата, образующегося в цилиндрах при конденсации пара. При применении перегретого пара прогрев турбины происходит несколько медленнее, чем при использовании насыщенного пара, но более равномерно по длине и периметру цилиндра.

До толчка турбины следует прогреть стопорные клапаны и перепускные трубы ЧВД. Для этого при закрытых регулирующих клапанах частично открываются стопорные клапаны и байпасы главной паровой задвижки (ГПЗ). В этом случае предупреждается сильное охлаждение пара при впуске его в турбину. Перепускные трубы ЧВД и сам цилиндр могут предварительно прогреваться также путем подачи постороннего пара со стороны выхлопа цилиндра при вращении ротора с помощью валоповорота. Толчок турбины может производиться с помощью как регулирующих клапанов, так и байпаса ГПЗ. В последнем случае турбина пускается при полностью открытых регулирующих клапанах, что обеспечивает более равномерный прогрев ее по окружности. Поэтому такой способ пуска является более предпочтительным, и в современных турбоустановках проходное сечение байпасного клапана выбирается по условию обеспечения полного разворота турбины и частичного ее нагружения [29].

При толчке ротор турбины набирает скорость $300\text{--}500\text{ об/мин}$. При этом валоповоротное устройство должно автоматически отключиться. На этих скоростях производится тщательное прослушивание турбины с целью выявления задеваний в проточной части и осуществляется первоначальный прогрев турбины.

В начальный период прогрева происходит обильная конденсация пара в турбине, и внутренние стенки ее быстро нагревают-

ся до температуры насыщения, не превышающей 80°C . При этом конденсат должен надежно удаляться через дренажи цилиндра и паропроводов отборов. Затем постепенно температура металла внутренней стенки повышается выше температуры насыщения, а пар протекает через цилиндр в перегретом состоянии. Для предотвращения больших термических напряжений на внутренней стенке нельзя допускать чрезмерного превышения температуры пара по сравнению с температурой стенки.

Время прогрева турбины на пониженных скоростях вращения и график дальнейшего их повышения устанавливаются инструкцией по пуску в соответствии с условием сохранения допустимых температурных разностей и термических напряжений в деталях турбины. Общие положения по прогреву турбины и величинам допустимых температурных разностей приведены в § 5.1. При соблюдении этих положений необходимо стремиться к достижению минимальной длительности прогрева.

Если детали турбины имеют температуру t и к ним подводится тепло среды (пара) с температурой t' , то уравнение теплообмена имеет вид

$$Q = \frac{1}{R} (t' - t) = C \frac{dt}{d\tau},$$

где R — суммарное термическое сопротивление; C — теплоемкость тела.

Как видно, скорость изменения температуры тела, а значит, и температурные напряжения пропорциональны разности температур $t' - t$. Для уменьшения до минимума времени прогрева желательно эту разность поддерживать все время на максимально допустимом уровне. При этом следует добиваться соблюдения линейного закона изменения температуры металла турбины во времени.

На рис. 5.9 показаны изменение температуры цилиндра (*а*) и непосредственно измеренные в стенке его температурные напряжения (*б*) при пуске турбины с противодавлением [81]. Как видно, в отдельные моменты термические напряжения достигают большой величины. Если бы в течение того же времени прогрева температура металла изменялась прямолинейно (пунктир на рис. 5.9, *а*), то термические напряжения не превысили бы 100 МПа (рис. 5.9, *б*).

Скорость вращения обычно поднимают ступенчато с выдержкой турбины на промежуточных скоростях для ее прогрева. Как в начальный период прогрева, так и при дальнейшем повышении скорости вращения необходимо тщательно контролировать относительное удлинение ротора, разность температур верха и низа цилиндра, по ширине фланца и между фланцем и шпилькой, вибрацию турбины, осевой сдвиг ротора турбины. Эти величины не

должны выходить за пределы, указанные в инструкции по пуску. Важным показателем состояния турбины при пуске является ее вибрация; она может быть следствием искривления ротора, задеваний в проточной части из-за тепловой деформации цилиндра, а также ненормального состояния проточной части турбины. При появлении вибрации, превышающей допустимую, необходимо снизить скорость вращения и продолжить прогрев турбины при малых скоростях, а затем снова начать повышение скорости вращения. При повторном повышении вибрации необходимо закрыть стопорный клапан и перевести турбину на вращение валоповоротным устройством в течение 1 ч, а затем повторить пуск турбины.

Во время пуска турбины в момент, указанный в инструкции, производится включение в работу системы обогрева фланцев и шпилек. Для мощных турбин обогрев фланцев обычно начинается, когда относительное удлинение ротора высокого давления превышает 1 мм, а обогрев шпилек включается, когда разность температур фланца и шпильки достигает 20°C . Необходимо также своевременно подать охлаждающую воду на маслоохладители, не допуская повышения температуры масла на сливе из подшипников сверх 60°C .

При подходе к номинальной скорости вращения останавливают пусковой масляный насос, так как главный насос на валу турбины уже создает необходимый напор, а при некоторых скоростях вращения, достаточно близких к номинальным и определяемых степенью неравномерности регулирования и положением синхронизатора, вступает в работу система регулирования турбины. К моменту достижения турбиной номинальной скорости вращения вакуум в конденсаторе доводится до нормального, а также производится включение системы охлаждения генератора. На холостом ходу необходимо турбину еще раз осмотреть

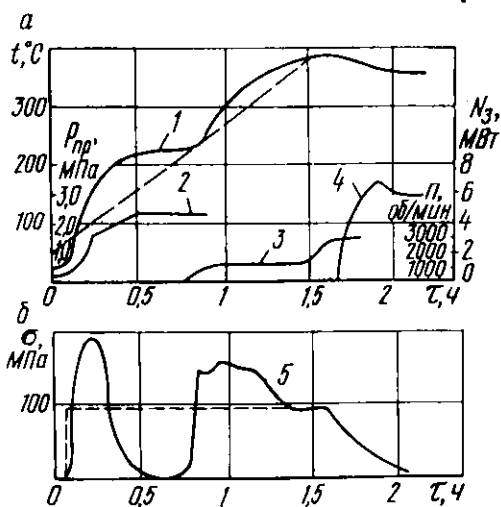


Рис. 5.9. Температура металла и термические напряжения в стенке корпуса при пуске турбины с противодавлением:

1 — температура металла; 2 — противодавление; 3 — скорость вращения; 4 — нагрузка; 5 — измеренные тангенциальные напряжения на наружной стенке корпуса за вычетом напряжений от внутреннего давления.

и проверить показания приборов, характеризующих механическое и температурное состояния турбины.

3. *Включение турбогенератора в сеть и набор нагрузки.* Продолжительная работа турбины на холостом ходу не рекомендуется, так как из-за потерь на трение и вентиляцию в ступенях турбины возможен перегрев выхлопного патрубка, что вызывает расцентровку турбины и повышение ее вибрации. Поэтому необходимо произвести синхронизацию и включение генератора в сеть и сразу же набрать некоторую минимальную, но видимую по показаниям приборов нагрузку на турбине, чтобы не допускать перевода ее в моторный режим работы при закрытии по каким-либо причинам регулирующих клапанов.

Обычно применяют метод точной синхронизации генератора, при котором достигается равенство частоты и напряжения подключаемого генератора и сети, а также обеспечивается совпадение их одноименных фаз. Для осуществления точной синхронизации используется, кроме вольтметров и частотомеров, синхроноскоп — прибор, скорость вращения стрелки которого пропорциональна разности частот сети и подключаемого генератора.

При скорости вращения турбогенератора, близкой к синхронной, в обмотку генератора подается возбуждение и с помощью щитового реостата напряжение на обмотках статора доводится до номинального. Генератор можно включать в сеть, когда стрелка синхроноскопа останавливается в вертикальном положении и конец ее совпадает с чертой на циферблате. При этом будут иметь место совпадения как частот, так и фаз. Обычно включение генератора производится с некоторым опережением (с учетом времени срабатывания выключателя генератора), когда стрелка синхроноскопа медленно приближается к вертикальной черте.

Более простой и быстрый метод самосинхронизации, согласно ПТЭ [60], применяется в аварийных условиях. В этом случае генератор разворачивается до скорости вращения, близкой к синхронной, и без возбуждения включается в сеть. После этого на обмотки ротора подается возбуждение, и турбогенератор автоматически втягивается в синхронизм. Недостатком такого способа включения генератора является возможность резкой посадки напряжения на шинах и появления значительных динамических усилий в элементах подключаемого генератора.

Дальнейший набор нагрузки необходимо осуществлять по рекомендуемому инструкцией графику, так как при увеличении расхода пара растет давление по ступеням турбины и происходит ее дальнейший прогрев. Для снижения температурных разностей в толстостенных элементах турбины и уменьшения термических напряжений обычно делаются выдержки во времени на определенных величинах нагрузки.

При нагружении турбины автоматически включаются в работу регенеративные подогреватели. При этом необходимо прекратить каскадный слив конденсата из ПНД и включить сливной насос, а дренажи ПВД переключить на деаэратор. При расходах пара в конденсатор около 0,25 — 0,30 номинального отключается линия рециркуляции. В дальнейшем необходимо постепенно открывать задвижки на линии обводов охладителей эжекторов и сальникового подогревателя, которые уже не могут пропустить весь конденсат. При определенном наборе нагрузки производится переключение деаэратора на работу от собственного отбора турбины. При достижении заданной нагрузки окончательно устанавливается расход воды через маслоохладители и газоохладители. Суммарная продолжительность пуска конденсационных турбин составляет несколько часов.

Точно выполнить заданный график пуска турбины затруднительно, поэтому для снижения затрат времени и топлива на пуски необходимо внедрять разрабатываемые в настоящее время системы автоматического пуска оборудования.

5.5. Особенности пуска теплофикационных турбин

Теплофикационные турбины с отборами пара пускаются в конденсационном режиме с выключенными регуляторами давления в регулируемых отборах. При этом органы парораспределения в ЧСД и ЧНД (регулирующие клапаны и поворотные диафрагмы) полностью открыты, и порядок пуска теплофикационных турбин не отличается от изложенного выше.

Когда расход пара в конденсатор превысит минимально-вентиляционный пропуск, можно произвести включение регулируемых отборов. Для этого вводят в работу регуляторы давления, поднимают давление в регулируемых отборах до необходимой величины и открывают задвижки на паропроводах, соединяющих турбину с магистралями отборного пара. Дальнейшее изменение мощности турбины и нагрузки регулируемых отборов осуществляется системой автоматического регулирования с помощью регуляторов скорости и давления.

Увеличение отбора пара должно производиться со скоростью не более 5% номинальной в минуту. Если отбор турбины включается на магистраль, которая питается от РОУ или от других турбин, то открытие задвижки на отборе должно начинаться при давлении в камере отбора на 0,02—0,03 МПа больше, чем в магистрали.

Перед включением отопительного отбора необходимо убедиться, что вентиль на линии, соединяющей камеру мембраны регулятора давления с отбором, открыт и камера мембраны за-

полнена конденсатом. Эта операция выполняется для предотвращения образования в камере воздушной пробки.

При пуске турбин со ступенчатым подогревом сетевой воды сетевые подогреватели должны включаться последовательно, начиная с нижнего. Отключение их производится в обратном порядке.

Во избежание разгона турбины паром из магистрали запрещается включение регулируемого отбора при неисправности обратного или предохранительного клапана данного отбора. Это относится также к регенеративным отборам всех турбин. Согласно ПТЭ [60], проверка посадки обратных клапанов всех отборов производится один раз в месяц. Проверка плотности обратных клапанов регулируемых отборов и срабатывания предохранительных клапанов производится не реже одного раза в год и перед испытанием на сброс нагрузки. Проверка плотности обратных клапанов регулируемых отборов осуществляется в процессе пуска турбины (при скорости вращения около 2000 об/мин) или на холостом ходу. Для этого в трубопровод регулируемого отбора после обратного клапана подается пар от постороннего источника давлением 0,2—0,3 МПа. Неплотность клапана определяется по увеличению частоты вращения ротора турбины. Пар должен подаваться от паропровода, имеющего отключающую арматуру и манометр.

Турбины с противодавлением в конструктивном отношении более просты, обычно имеют одноцилиндровое исполнение, небольшие осевые размеры и малое число ступеней, что упрощает их прогрев. Кроме того, в турбинах с противодавлением отсутствуют регенерация низкого давления и конденсационная установка, что также упрощает процесс их пуска. Однако пуск противодавленческих турбин имеет свои особенности. При пуске их на магистраль под давлением при любом расходе пара давление в цилиндре превышает давление в магистрали, что может вызвать недопустимые скорости начального прогрева турбины и появление чрезмерных термических напряжений. Поэтому современные турбины с противодавлением, имеющие валоповоротные устройства, в начальный период прогреваются со стороны выхлопа паром, подаваемым из паропровода отбора. При этом турбина вращается валоповоротом. После плавного подъема давления в выхлопном паропроводе выполняются толчок ротора свежим паром и дальнейший прогрев турбины и набор скорости вращения.

Пуск турбины с противодавлением производится с отключенным регулятором давления, который вводится в работу только после синхронизации генератора и включения его в сеть.

При отсутствии валоповоротного устройства и невозможности вращения ротора турбина с противодавлением не может про-

греваться со стороны выхлопа из-за опасности прогиба ротора. Поэтому пуск таких турбин осуществляется на выхлоп пара в атмосферу через специальный паропровод. После включения генератора в сеть выхлоп пара в атмосферу закрывают и турбину включают на паровую магистраль.

При пуске турбины с противодавлением на не заполненную паром магистраль, особенно при увеличении расхода пара через турбину, возможна перегрузка последней ступени в связи с ростом теплопадения в ней. Поэтому в данном случае необходимо очень внимательно контролировать перепад давлений на последней ступени, не допуская увеличения его по сравнению с расчетным значением. В особенности это важно для турбин, не имеющих специальной защиты от перегрузки последней ступени.

5.6. Пуск турбин из горячего состояния

Температурное состояние турбины определяется режимом останова и временем ее простоя. Турбина полностью остывает в течение нескольких суток. Если турбина останавливалась без специального расхолаживания, то после простоя в течение ночи (6—8 ч) или выходных дней (24—38 ч) температура металла ЧВД в области паровпуска будет превышать 150—180°С, т. е. турбина должна пускаться, как из горячего состояния. Такой пуск имеет ряд особенностей. Температура пара, подаваемого в турбину, должна соответствовать ее температурному состоянию. Пар должен быть перегретым, причем рекомендуется, чтобы его температура превышала температуру металла турбины в зоне паровпуска на 50—70°С. При подаче холодного пара возникает опасность резкого укорочения ротора, что может вызвать исчезновение входных осевых зазоров и задевания в проточной части. Кроме того, возможно возникновение больших температурных разностей в толще металла и появление чрезмерных термических напряжений. Необходимо иметь в виду, что котлоагрегаты, особенно прямоточные, остывают быстрее, чем турбина. Поэтому в случае блочной схемы пуска до подачи пара на турбину необходимо осуществить растопку котлоагрегата и поднять температуру пара на выходе из него до требуемых значений. В течение всего этого времени пар должен сбрасываться помимо турбины в конденсатор, что требует заблаговременного пуска конденсационной установки и набора вакуума в конденсаторе.

При пуске неостывшей турбины на уплотнения ЦВД и ЦСД должен подаваться горячий пар, так чтобы его температура несколько превышала температуру металла. В противном случае возможны сильное укорочение ротора и его прогиб. Кроме того, холодный пар, проникая в цилиндр, может вызвать значительную деформацию цилиндра и появление недопустимой разности

температур верха и низа цилиндра. Наиболее горячими являются передние уплотнения ЦВД и ЦСД турбины, а также уплотнения со стороны выхлопа ЦВД. Уплотнения ЧНД будут более холодными.

Желательно на уплотнения турбины подавать пар различных параметров. Обычно на уплотнения ЦВД и передние уплотнения ЦСД подается горячий пар, например с линии промперегрева, а остальные уплотнения питаются паром из деаэратора. Подача пара на уплотнения производится до включения в работу эжекторов.

Повышение скорости вращения при пуске горячей турбины производится быстрее, чем при пуске из холодного состояния, так как при медленном развороте могут произойти охлаждение ротора, его деформация и задевания в проточной части. Если па-

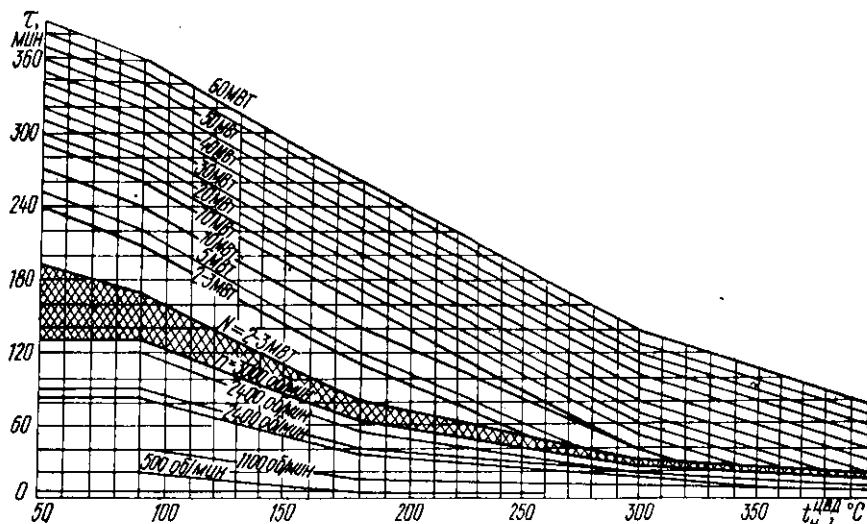


Рис. 5.10. Общее время пуска турбины ПТ-60-130/13(22) паром номинальных параметров и продолжительность отдельных пусковых операций в зависимости от температуры низа ЦВД (нижняя часть графика — разворот турбины; заштрихованная часть — холостой ход и синхронизация генератора; верхняя часть — нагрузка турбины).

раметры свежего пара соответствуют температурному состоянию турбины, то увеличение скорости вращения до номинальной можно осуществить за 10—15 мин, считая от момента толчка ротора.

При пуске горячей турбины контроль за допустимыми разностями температур, механическим состоянием и тепловой деформацией турбины следует осуществлять с особой тщательностью, учитывая значительную скорость пуска и возможность остаточ-

ных деформаций ротора и цилиндра. Необходимо внимательно следить, чтобы перед толчком турбины ротор не имел прогиба, превышающего 0,04 мм. Опыт эксплуатации показывает, что большинство прогибов ротора турбин происходит при пусках из неостывшего состояния по причине отступлений от режимов пуска.

Для уменьшения деформации цилиндра и разности температур верха и низа его при остывании турбины и облегчения последующего пуска из горячего состояния большое значение имеет качественная изоляция корпуса по всему периметру. Это достигается при нанесении изоляции методом напыления, который в настоящее время широко применяется на ТЭС.

Оптимальные графики и режимы пуска турбин из различных тепловых состояний разрабатываются специальными наладочными организациями. Такой график пуска турбины ПТ-60-130/13(22) паром номинальных параметров приведен в качестве примера на рис. 5.10.

5.7. Требования, предъявляемые к пусковым схемам блочных паротурбинных установок, и особенности их выполнения

В случае блочных паротурбинных установок операции пуска и останова котлоагрегатов и турбин совмещаются во времени и неразрывно связаны между собой. Это потребовало нового подхода к организации режимов пуска оборудования, планового и аварийного его останова, сброса нагрузки до холостого хода, а также разработки специальных пусковых схем. К пусковым схемам блоков предъявляются следующие требования: 1) возможность пуска блока при любом тепловом состоянии котлоагрегата и турбины при безусловном соблюдении условий надежности работы оборудования; 2) обеспечение минимальной продолжительности пусковых операций при минимальных затратах топлива и потеря конденсата и соблюдение оптимальных условий прогрева котлоагрегата, паропроводов и турбины; 3) обеспечение надлежащего водного режима при пусках блоков; 4) предельное упрощение пусковых операций, возможность унификации режимов и программ пусков с внедрением систем автоматического управления ими; 5) возможность удержания блока в работе при сбросе нагрузки до холостого хода или нагрузки собственных нужд; 6) возможность ремонта одного из котлоагрегатов дубль-блока при работе турбины и второго котельного агрегата.

Пусковые схемы блоков с прямоточными котлоагрегатами должны обеспечивать растопочную нагрузку на уровне 30% номинальной и давление в испарительных поверхностях, близкое

к рабочему, по условию надежной работы котлоагрегата (см. § 5.3).

Для создания оптимальных условий пуска турбины пусковые схемы должны обеспечивать необходимую стартовую температуру свежего пара и пара промпрегрева, соответствующую температурному состоянию ЧВД и ЧСД турбины. Важным фактором является также обеспечение плавного регулирования температуры пара после первичного и вторичного пароперегревателей.

В настоящее время пуск блоков осуществляется на скользящих параметрах пара, т. е. при постепенном повышении параметров пара, выдаваемого котлоагрегатом. Такой способ пуска обладает по сравнению с пуском при номинальных параметрах пара рядом существенных достоинств:

- 1) при пусках на скользящих параметрах пара уменьшается общая продолжительность пусковых операций, так как паропроводы и турбина прогреваются одновременно с пуском котлоагрегата, а не последовательно, как в случае пуска при номинальных параметрах;

- 2) одновременно достигается уменьшение тепловых потерь, так как пуск турбины начинается уже при получении в котлоагрегате небольших расходов пара пониженных параметров. При этом даже в случае применения прямоточных котлоагрегатов лишь небольшое количество пара сбрасывается помимо турбины в конденсатор;

- 3) пуск блока происходит при небольших тепловыделениях в топке, что позволяет обеспечить благоприятный температурный режим его поверхностей нагрева;

- 4) при пуске на скользящих параметрах пара улучшаются условия прогрева паропроводов и турбины. Использование для этой цели пара малых давлений, имеющего большие удельные объемы, обеспечивает высокие скорости потока, за счет чего достигается равномерный прогрев всех элементов блока;

- 5) пуск на скользящих параметрах повышает надежность блоков и увеличивает срок службы отдельных узлов и элементов оборудования. Это объясняется как уменьшением абсолютной величины термических напряжений, так и тем, что пуск осуществляется при пониженных температуре и давлении, когда не снижаются прочностные характеристики металла и не происходят наложения термических напряжений на высокие механические напряжения от внутреннего давления.

В связи с этим метод пуска оборудования на скользящих параметрах пара применяется не только на блочных электрических станциях, но и на ТЭС с поперечными связями. В последнем случае при пусках с помощью секционных задвижек выделяются отдельные блоки котлоагрегат — турбина.

Переход со скользящего на номинальное давление при пусках блоков желательно осуществлять при максимальном наборе нагрузки, чтобы в наибольшей степени прогреть турбину при полностью открытых регулирующих клапанах. Для блоков с барабанными котлоагрегатами переход возможен при полном нагружении турбины. Для газомазутных блоков с прямоточными котлоагрегатами переход производится при 50—60% паропроизводительности, на которую рассчитана пропускная способность встроенных сепараторов. На пылеугольных блоках переход к номинальному давлению осуществляется при 30%-ной паропроизводительности, чтобы обеспечить надежную работу регуляторов при переводе котлоагрегата с растопочного на твердое топливо.

Каждая пусковая схема блока должна иметь систему байпасирования турбины, которая позволяет в необходимых случаях сбросить часть растопочного пара помимо турбины в конденсатор и предотвратить потерю конденсата при пуске. Система байпасирования турбины необходима также для удержания блоков в работе при частичном и полном сбросе нагрузки, в том числе и при сбросе нагрузки до холодного хода. Для всех блоков в этом режиме предусмотрен перевод котлоагрегата на растопочную нагрузку, включение системы байпасирования и сброс излишков пара в конденсатор.

По способу байпасирования турбины различают одно- и двухбайпасные пусковые схемы. Двухбайпасные схемы (рис. 5.11, а) применялись на первых отечественных блоках. В этом случае при растопках и сбросах нагрузки свежий пар обводится мимо ЦВД и через быстродействующую редукционно-охладительную установку № 1 (БРОУ1) поступает в промежуточный пароперегреватель, а затем с линии горячего промперегрева через БРОУ2 сбрасывается в конденсатор.

Высокое быстродействие редукционно-охладительных установок необходимо для того, чтобы при резком сбросе нагрузки, а также при срабатывании автомата безопасности и закрытии стопорных клапанов не допустить чрезмерного повышения давления в паропроводах и автоматически сбросить излишки пара в конденсатор. БРОУ должна обеспечивать байпасирование турбин в течение времени, пока дежурный персонал или автоматика не

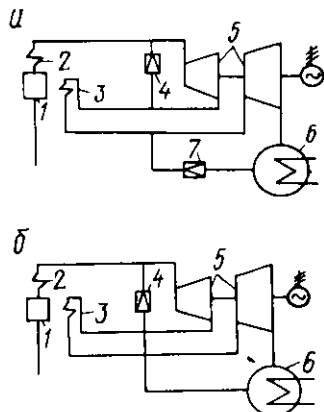


Рис. 5.11. Пусковая схема блока:

а — двухбайпасная; б — однобайпасная; 1 — котлоагрегат; 2 — первичный пароперегреватель; 3 — вторичный пароперегреватель; 4 — БРОУ1; 5 — турбина; 6 — конденсатор; 7 — БРОУ2.

приведут нагрузку котлоагрегата в соответствие с нагрузкой турбины. При этом необходимо учитывать значительную инерционность теплового режима котлоагрегата. БРОУ позволяет также в случае отключения генератора от сети перевести турбину на режим холостого хода.

Быстродействие системы байпасирования должно составлять несколько (5—6) секунд и обеспечивается применением электронно-гидравлического привода клапанов БРОУ, которые должны поддерживаться все время в прогретом состоянии.

Двухбайпасные схемы обеспечивают надежное охлаждение вторичного пароперегревателя при сбросах нагрузки. Однако они сложны в исполнении, требуют значительных расходов тепла на поддержание БРОУ в прогретом состоянии и отличаются сложностью в управлении в связи с трудностью обеспечения полной синхронности в работе отдельных звеньев.

Поэтому с 1964 г. блочные установки стали выполнять с однобайпасными пусковыми схемами (рис. 5.11, б). В этом случае применяется одна БРОУ, которая байпасирует сразу всю турбину и сбрасывает свежий пар в конденсатор. Это позволяет существенно упростить выполнение пусковой схемы и управление ею.

Однобайпасные схемы не обеспечивают охлаждения вторичного пароперегревателя при сбросах нагрузки. Поэтому вторичные пароперегреватели стали размещать в области умеренных температур газов в инвективном газоходе, чтобы в режиме растопочной нагрузки котлоагрегата они могли работать без охлаждения паром. Это потребовало увеличения поверхности промежуточных пароперегревателей и несколько усложнило регулирование температуры вторичного пара. Однако в целом применение однобайпасных пусковых схем повысило надежность и экономичность блоков и упростило их эксплуатацию.

При необходимости в период пусков в случае применения однобайпасных схем на охлаждение вторичного пароперегревателя можно подавать пар через обычную редуциционно-охладительную установку. Как правило, это производится при пуске блоков из горячего состояния, когда перед подачей пара на турбину требуется значительная форсировка мощности котлоагрегата.

Для блоков с прямоточными котлоагрегатами в наибольшей степени отмеченным выше требованиям отвечают пусковые схемы со встроенным сепаратором, позволяющие полностью реализовать преимущества пуска на скользящих параметрах пара. Все современные блоки обеспечивают возможность сепараторного пуска на скользящих параметрах пара.

5.8. Пусковые схемы и особенности пусковых режимов блоков с барабанными и прямоточными котлоагрегатами

Барабанные котлоагрегаты применяются для некоторых блоков мощностью 160 и 200 МВт. Однобайпасная пусковая схема моноблока 200 МВт с барабанным котлоагрегатом ТП-100 показана на рис. 5.12 [35].

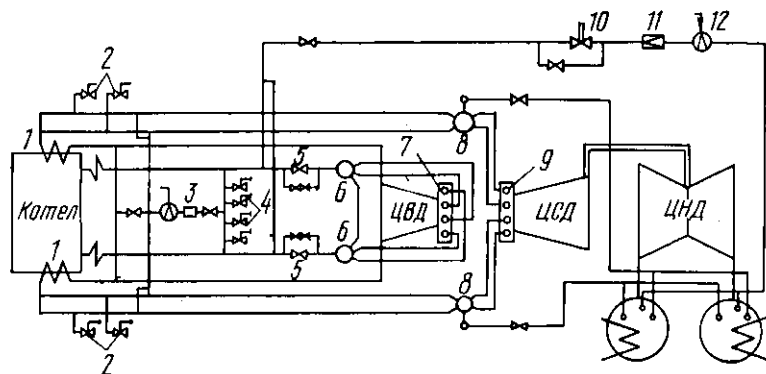


Рис. 5.12. Пусковая схема блока 200 МВт с барабанным котлоагрегатом.

Два главных паропровода диаметром 325×50 имеют по одной главной паровой задвижке (ГПЗ) 5, расположенной вблизи турбины, и одному стопорному клапану 6. Непосредственно перед ГПЗ подключена быстродействующая редукционно-охладительная установка, быстро включающийся клапан 10 которой для сброса пара во время растопки имеет специальную обводную задвижку. БРОУ включает также редукционный клапан 11 и пареоохладитель 12. Таким образом, весь главный паропровод при пусках прогревается одновременно с выходными коллекторами котлоагрегата. Каждая ГПЗ имеет байпас, включающий последовательно установленную запорную задвижку и дроссельный клапан, который используется для регулирования расхода пара при прогреве и увеличении скорости вращения турбины. Система парораспределения турбины включает 4 регулирующих клапана 7.

Главные паропроводы вблизи котлоагрегата соединены перемычкой, которая служит для выравнивания давления пара в обоих потоках и для подключения предохранительных клапанов 4. К этой перемычке подключена РОУ 140/25 3, которая позволяет подавать пар на прогрев и охлаждение линии вторичного перегрева и промежуточного пароперегревателя 1 при пусках и остановах блока.

Горячие нитки промперегрева включают четыре паропровода, что связано с увеличением удельных объемов пара после его перегрева. Скорость пара в паропроводах после промперегрева примерно 45 м/с. У паропроводов промперегрева нет отключающей арматуры. Они имеют только предохранительные клапаны 2, которые служат для защиты контура вторичного перегрева и выхлопной части ЦВД от чрезмерного повышения давления при закрытии регулирующих или отсечных клапанов ЦСД на работающей турбине. Отсечные клапаны ЦСД 8 предохраняют турбину от разгона за счет объема пара, находящегося в линии промперегрева, при срабатывании автомата безопасности и отключении генератора. Регулирующие клапаны ЦСД 9 служат для удержания турбины на холостом ходу при сбросах нагрузки. При срабатывании отсечных клапанов ЦСД пар из горячих линий промперегрева сбрасывается в конденсатор через специальные сбросные клапаны, которые выполняются отдельными или встроенными в отсечные клапаны и управляются от системы регулирования турбины.

В первый период пуска блока пар через БРОУ сбрасывается в конденсатор, в котором предварительно создается вакуум не менее 40 кПа (300 мм рт. ст.). Такая величина вакуума выбирается из-за ограниченной термостойкости анионита блочных обессоливающих установок (на уровне 40° С), а также для обеспечения устойчивой работы конденсатных насосов и предупреждения чрезмерного разогрева выхлопной части турбины и нарушения плотности вальцовочных соединений трубок конденсатора. Для всех блоков при выходе турбины на холостой ход вакуум должен составить не менее 86,5 кПа (650 мм рт. ст.). Охлаждение первичного и вторичного пароперегревателей, паропроводов свежего пара и промперегрева до давления пара в них 0,098—0,196 МПа производится через дренажи, а в дальнейшем — через БРОУ и растопочную РОУ. Перед подачей пара в турбину растопочная РОУ отключается.

При достижении давления в барабане котла около 0,6 МПа и температуры свежего пара 200° С можно производить толчок ротора холодной турбины. При заполнении котла горячей водой из деаэратора такие параметры пара достигаются примерно в течение 1 ч после начала растопки. Необходимая скорость вращения достигается за 60—70 мин. Давление пара за это время поднимается до 1,43 МПа (15 кгс/см²). Нагружение турбины и подъем параметров пара до номинальных производится за 4—5 ч.

При пуске неостывшего блока необходимо предусмотреть мероприятия по выравниванию температур отдельных элементов блока. Быстрее всех остывает котлоагрегат, несколько медленнее — паропроводы и еще медленнее — турбина. Поэтому при пуске неостывшего блока необходимо форсировать мощность

котлоагрегата для получения параметров пара, соответствующих температурному состоянию турбины, а предварительно до толчка турбины прогреть паропроводы свежего пара и линию промперегрева. Прогрев главных паропроводов производится свежим паром путем сброса его через БРОУ в конденсатор. Прогрев линии промперегрева осуществляется через РОУ со сбросом пара в конденсатор через трубопроводы от отсечных клапанов ЦСД.

При пусках блоков из горячего состояния необходимо обратить внимание на создание безопасных режимов для промежуточного пароперегревателя и на предупреждение значительного относительного укорочения роторов ЦВД и ЦСД, т. е. на соблюдение условий разворота и нагружения горячей турбины, изложенных в § 5.6.

Продолжительность пуска блока из горячего состояния зависит от длительности его простоя. Например, при пуске горячего блока после останова на 6—8 ч подъем параметров пара до толчка турбины производится в течение 60—100 мин, разворот турбины — 30 мин, набор нагрузки — 100 мин.

Пусковые схемы блоков с прямоточными котлоагрегатами за последние годы значительно усовершенствовались в отношении упрощения пуско-сбросных устройств, повышения надежности и экономичности схем при различных режимах пуска.

Для первых блоков применялись пусковые схемы с выносным сепаратором на всем потоке пара (рис. 5.13). Однако опыт эксплуатации таких блоков показал, что из-за неравномерного распределения среды между параллельно включенными пароперегревателями в них могут возникнуть недопустимые разверки температур. Поэтому пуск блоков с выносными сепараторами в начальный период проводится с получением избыточного пара, а значит, с повышенными потерями тепла. В связи с этим для современных блоков применяются исключительно схемы со встроенными сепараторами на каждом регулируемом потоке котлоагрегата. Примеры пусковых схем конкретных блоков приведены в приложении (рис. 1, 2, 3).

На основе накопления опыта эксплуатации была создана типовая усовершенствованная пусковая схема для блоков как на докритические, так и на сверхкритические параметры пара. Такая схема приведена на рис. 5.14. Основной особенностью ее является двухступенчатая схема сепарации, включающая встроенный сепаратор и растопочный расширитель. Ко второй ступени сепарации подключена линия от БРОУ, что делает схему более гибкой и маневренной.

В представленной схеме часть тепла растопочной среды в виде пара из растопочного расширителя используется для питания деаэратора или для прогрева трубопроводов промперегрева при пуске блока из холодного состояния. Применение второй ступени

расширения и отвод из нее воды в конденсатор позволяет обеспечивать надежный водный режим при минимальных потерях конденсата. Наличие парового шибера на выходе из встроенного сепаратора исключает попадание холодной среды в горячие паропроводы при пуске блока из неостывшего состояния. Подключение пароперегревателя осуществляется при достижении заданной температуры пара на выходе из сепаратора, что позволяет производить пуск блока из любого теплового состояния при минимальных затратах топлива.

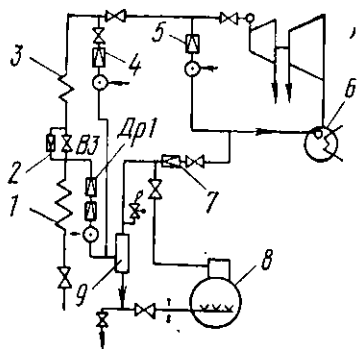


Рис. 5.13. Пусковая схема блока с прямоточным котлоагрегатом и выносным сепаратором: 1 — парогенерирующий тракт; 2 — байпас ВЗ; 3 — пароперегреватель; 4 — РОУ; 5 — БРОУ; 6 — конденсатор; 7 — клапан на сбросе пара из выносного сепаратора; 8 — деаэрактор; 9 — выносной сепаратор; ВЗ — встроенная задвижка; Др1 — клапаны на подводящем трубопроводе сепаратора.

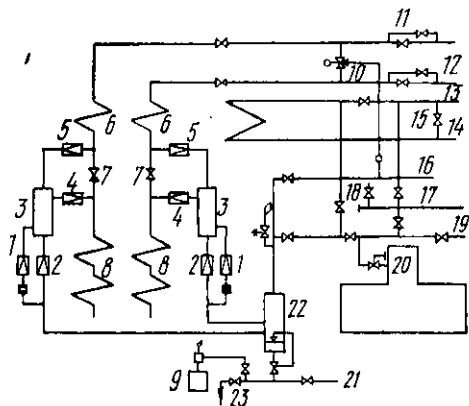


Рис. 5.14. Типовая модернизированная пусковая схема с прямоточными котлоагрегатами:

1, 2 — сбросные клапаны из встроенного сепаратора; 3 — встроенный сепаратор; 4 — шибберные клапаны; 5 — отсечной клапан сепаратора; 6 — первичный пароперегреватель; 7 — встроенная задвижка; 8 — испарительная поверхность котла; 9 — бак запасного конденсата; 10 — БРОУ; 11 — байпас ГПЗ; 12 — пар к турбине; 13 — холодная линия промперегрева; 14 — горячая линия промперегрева; 15 — паровой байпас; 16 — линия к пароприемным устройствам конденсатора; 17 — стационарный коллектор 1,275 МПа; 18 — пар от пусковой котельной; 19 — линия от отборов турбины; 20 — деаэрактор; 21 — линия к водоприемным устройствам конденсатора; 22 — растопочный расширитель; 23 — сброс в канализацию.

Достоинством типовой схемы является применение частичного байпасирования промежуточного пароперегревателя с помощью байпаса для регулирования температуры вторичного пара при пусках блоков, а также применение электрического привода клапанов БРОУ, отличающегося большей простотой и надежностью в работе, чем электрогидравлический привод [29].

Последовательность и характеристика пусковых операций при пуске блока с прямоточным котлоагрегатом из холодного состояния вкратце сводятся к следующему (применительно к бло-

кам мощностью 300 МВт). Вначале выполняется предпусковая деаэрация питательной воды при работе одного из бустерных насосов на рециркуляцию. Пар к деаэратору подводится от постороннего источника. После снижения до нормы содержания кислорода и повышения температуры воды в деаэраторе до 104—110°С тракт котла до встроенных задвижек заполняется водой, для чего производится пуск питательного электронасоса. Далее производятся пуск конденсационной и блочной обессоливающей установок и промывка питательного тракта и поверхностей нагрева котла до встроенных задвижек при сбросе воды из растопочного расширителя сначала на сброс или в промежуточный бак, а затем в конденсатор турбины. После этого осуществляются подготовка и включение в работу тягодутьевых устройств, системы смазки турбины, газомасляной системы генератора, регенеративной установки, а также дренажной системы.

Растопка котлоагрегата выполняется на сепараторном режиме при закрытых встроенных задвижках и отключенном пароперегревателе. Начальное тепловыделение в топке устанавливается на уровне 10% номинального, что обеспечивает надежный режим отключенного пароперегревателя, так как температура газов в поворотной камере примерно лишь 450°С. БРОУ находится в открытом положении.

При повышении давления пара в растопочном расширителе до 0,294—0,392 МПа (3—4 кгс/см²) питание деаэратора осуществляется паром из расширителя.

После повышения давления во встроенном сепараторе до определенной величины, характеризующейся степенью сухости поступающей в него пароводяной смеси $x=0,1—0,15$ (примерно при температуре среды перед встроенными задвижками 270°С), постепенно ступенчато открывается отсечной клапан сепаратора, и пар из сепаратора начинает отводиться в пароперегревательный тракт котлоагрегата за встроенную задвижку. В дальнейшем по мере роста температуры среды перед встроенной задвижкой производитсякрытие клапанов на сбросе из встроенных сепараторов. При этом происходит прогрев главных паропроводов через БРОУ и дренажи, а также прогрев блоков парораспределения до регулирующих клапанов ЦВД. Прогрев ЦВД и перепускных труб до регулирующих клапанов осуществляется за счет подачи пара со стороны выхлопа ЦВД. Одновременно после получения пара в растопочном расширителе прогревается также система промпрегрева через сбросные клапаны.

Прогрев ЦВД и перепускных труб производится до температуры металла 150—160°С, главных паропроводов — до 250°С, блоков парораспределения — до 200°С, паропроводов горячего промпрегрева — до 160—170°С. При увеличении температуры пара в сбросных трубопроводах после БРОУ до 180—200°С вво-

дится в работу впрыск БРОУ для поддержания температуры сбросного пара на заданном уровне.

После достижения определенных параметров пара перед ГПЗ (на уровне 2,45—2,94 МПа, 270—280°С) и температуры пара промперегрева перед отсечными клапанами 210—220°С производится обеспаривание промперегрева и толчок ротора турбины с помощью регулирующих клапанов. Время разворота ротора до скорости 3000 об/мин составляет 50—55 мин. В течение повышения скорости вращения давление свежего пара сохраняется на уровне 2,45 МПа.

После синхронизации генератора и включения его в сеть принимается электрическая нагрузка 10—15 МВт за счет полного открытия регулирующих клапанов и закрытия БРОУ. Дальнейший набор нагрузки осуществляется за счет увеличения тепловой нагрузки котлоагрегата и повышения параметров свежего пара. При нагрузке 30% номинальной (для пылеугольных моноблоков) или 50—60% (для газомазутных блоков) котлоагрегат переводится на прямоточный режим работы, а давление свежего пара повышается до номинального путем прикрытия регулирующих клапанов. Затем нагрузка блока увеличивается до 300 МВт с одновременным повышением до номинального значения температуры свежего пара.

В процессе нагружения блока и увеличения давления в регенеративных отборах питание деаэратора переводится на отбор из турбины и производится переход с питательного электронасоса на турбонасос.

Общая продолжительность пуска блока 300 МВт из холодного состояния без учета времени промывки тракта котлоагрегата примерно 8 ч.

5.9. Особенности пуска блоков из неостывшего и горячего состояний

Технология пуска блоков зависит от исходного теплового состояния котлоагрегата, паропроводов и турбины, которое определяется продолжительностью простоя блока. Наиболее быстро остывает котлоагрегат. Так, например, прямоточный котлоагрегат ПК-47 полностью остывает (давление в испарительных поверхностях его падает до атмосферного) за 6—9 ч. Барабанные котлоагрегаты остывают более медленно. Еще медленнее (в течение 1—1,5 суток) остывают перепускные трубы и паропроводы промперегрева. Паропроводы свежего пара и стопорные клапаны остывают в течение 2—3 суток. Наиболее медленно остывают цилиндры турбин: время их естественного остывания доходит до 5—6 суток. Таким образом, при данной продолжительности простоя блока основные элементы его будут иметь различную

температуру, что должно учитываться при разработке графиков пуска блока.

Различают пуски блоков из неостывшего (при температуре паропроводов или турбины выше 150°C) и из горячего состояния, когда в котле сохраняется давление, близкое к номинальному [60]. Указанная классификация пусков является в определенной мере условной и для конкретного оборудования может несколько изменяться. Так, для блоков 300 МВт к группе пусков из горячего состояния отнесены пуски при сохранившемся избыточном давлении в тракте котла до встроенной задвижки и температуре паровпускных частей турбины выше 420°C [58]. В этом случае применяется одинаковая технология сепараторного пуска котлоагрегата с «отсечкой» пароперегревателя в начальный его период.

Для различных исходных тепловых состояний блока разрабатываются свои графики-задания по пуску, которые должны обеспечить отсутствие тепловых ударов, допустимые скорости прогрева или охлаждения элементов блока, соблюдение критериев механической надежности турбины, а также минимальное время пуска. С этой целью необходимы надлежащий выбор параметров пара для толчка турбины, выдерживание оптимального времени разворота турбины и ее нагружения, а также прогрев паропроводов свежего пара и паровпускных органов турбины, чтобы не допустить значительного снижения температуры пара, подаваемого в горячую турбину.

Пуск неостывшего блока осуществляется при соблюдении следующих условий: температура свежего пара и после промежуточного перегрева должна не менее чем на 50°C превышать температуру наиболее нагретых элементов соответственно ЦВД и ЦСД турбины; на уплотнения ЦВД и передние уплотнения ЦСД необходимо подавать горячий пар температурой $300\text{—}320^{\circ}\text{C}$; прогрев ЦВД и перепускных труб высокого давления следует осуществлять при подаче в турбину пара через байпас ГПЗ при полностью открытых регулирующих клапанах и вращении ротора турбины со скоростью примерно 500 об/мин.

Пуск из горячего состояния производится аналогично пуску неостывшего блока, но без предварительного прогрева тракта промежуточного перегрева и перепускных труб высокого давления. Такой пуск позволяет быстро нагрузить блок, но одновременно предъявляет жесткие требования ко времени выполнения отдельных операций. Очень важно своевременное установление растопочного расхода питательной воды и топлива.

За 1—1,5 мин до розжига форсунок необходимо установить растопочный расход среды с целью обеспечения нормального гидравлического режима и предупреждения перегрева поверхностей нагрева. Для предупреждения расхолаживания котлоаг-

регата необходимо также быстро (в течение 2—3 мин) поднять расход топлива до растопочной величины.

Начальное тепловыделение в топке устанавливается примерно равным 20% номинального. Подключение пароперегревателя производится при повышении температуры газов в поворотной камере до 500°С.

После подключения пароперегревателя необходимо отрегулировать тепловую нагрузку котлоагрегата для получения необхо-

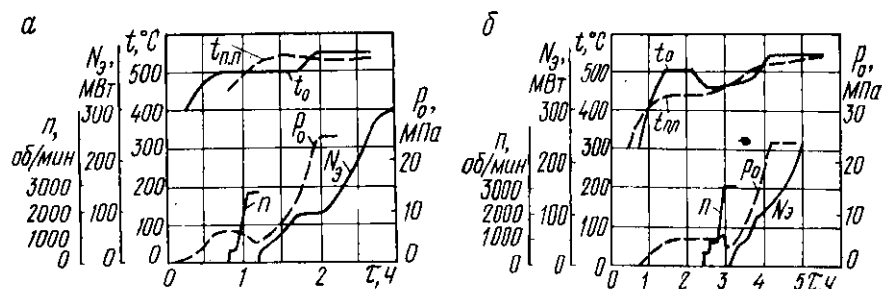


Рис. 5.15. График пуска блока 300 МВт из различных тепловых состояний: а — после простоя 6—8 ч; б — после простоя 24—36 ч.

димого предтопкового уровня температуры свежего пара. Подъем скорости вращения и нагружение турбины производятся согласно графику-заданию, разработанному применительно к данному тепловому состоянию блока перед пуском. График пуска блока 300 МВт из различных тепловых состояний приведен на рис. 5.15.

5.10. Методы ускорения пусков паротурбинных установок. Автоматизация пусковых операций

Время пуска паротурбинных установок зависит от типа котлоагрегатов и турбин, начальных параметров пара, исходного теплового состояния, режима пуска основного оборудования и других факторов.

Продолжительность пуска котлоагрегатов в зависимости от их типа и начального давления находится в пределах 1—6 ч. Время пуска турбин с начальным давлением 12,75 МПа паром номинальных параметров в зависимости от исходного температурного состояния ЧВД составляет 80—390 мин (см. рис. 5.10). В зависимости от длительности простоя продолжительность пус-

ка дубль-блоков 300 МВт характеризуется следующими величинами:

Длительность простоя, ч	6—8	16—18	55—60	90
Продолжительность пуска, мин	200	310	390	550

Время пуска паротурбинных установок в значительной мере определяется допустимыми скоростями прогрева их наиболее толстостенных элементов (фланцы ЦВД и ЦСД для турбин и барабаны для котлоагрегатов). Поэтому для ускорения пуска турбин высокого давления применяется обогрев фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД. Обогрев фланцев снаружи позволяет существенно снизить разность температур по ширине фланцев, между стенкой и фланцем, а также уменьшить относительные удлинения ротора ЦВД и время пуска турбины. Обогрев фланцев следует производить одновременно с дополнительным обогревом шпилек, чтобы не допустить появления значительной разности температур между фланцем и шпилькой.

В СССР нашел применение паровой способ обогрева фланцев и шпилек. Для обогрева фланцев пар подводится в короба, приваренные к наружной поверхности фланцев. Шпильки обогреваются снаружи за счет подвода пара через углубление в плоскости горизонтального разъема фланцев или изнутри путем подачи пара через центральное отверстие в шпильке.

Для прогрева фланцев и шпилек более целесообразно использование не свежего пара, а пара из камеры регулирующей ступени или из пространства между внутренним и внешним корпусами ЦВД. При этом исключается возможность перегрева фланцев и шпилек и уменьшается температурный перекоп по длине фланца. Кроме того, такой способ подачи пара обладает свойством саморегулирования, так как по мере роста нагрузки турбины температура и расход греющего пара автоматически увеличиваются, что соответствует требуемому режиму обогрева фланцев и шпилек. В установках с промперегревом для обогрева фланцев и шпилек рекомендуется использовать пар из линии промперегрева, так чтобы фланцы обогревались снаружи и изнутри паром одинаковых параметров.

Рациональным методом ускоренного пуска барабанных котлоагрегатов является предварительный разогрев их паром от параллельно работающих котлоагрегатов, что позволяет уменьшить разность температур между верхом и низом барабана, а также способствует более быстрому возникновению циркуляции в котле. Подогрев посторонним паром производят до достижения давления в котле на уровне 0,5 номинального, а в случае применения с этой целью пара пониженного давления — до давления, составляющего примерно 75% давления греющего пара [18].

Наиболее перспективным и современным способом ускорения

пуска мощных паротурбинных установок является освоение и широкое внедрение систем автоматического управления пусками на основе применения управляющих машин и автоматов пусков.

При ручном управлении обслуживающий персонал не в состоянии провести все пусковые операции с максимально допустимыми разностями температур и скоростями прогрева. Обычно из опасения появления чрезмерных термических напряжений время пуска затягивается.

Использование при пусках электронных вычислительных машин и автоматов позволяет с большей оперативностью и тщательностью учитывать температурное состояние оборудования и обеспечивать минимальную продолжительность пуска. Применение систем автоматического пуска сокращает на 20—25% время пусковых операций [29].

При использовании управляющих вычислительных машин (УВМ) полнота автоматизации пусков может быть различной. Опыт показывает, что автоматизация ряда вспомогательных предпусковых операций нецелесообразна. Эти операции выполняются задолго до основных пусковых операций, причем при наличии развитой системы блокировок и защиты вероятность ошибочных действий персонала небольшая и непосредственно не угрожает надежности оборудования. В то же время отказ от автоматизации предпусковых вспомогательных операций значительно сокращает число объектов управления и упрощает программы пусков и задачу УВМ.

Такой принцип был использован ВТИ при разработке систем автоматического пуска блоков 200 МВт [52]. Подготовка оборудования и приведение его в предпусковое состояние производятся обслуживающим персоналом. После этого УВМ осуществляет автоматический пуск блока, проверив предварительно соответствие теплового состояния блока типу пуска, заданному УВМ оператором. Структурная схема последовательности проведения пусковых операций приведена на рис. 5.16. УВМ производит необходимые переключения в пусковой схеме, включает и отключает механизмы собственных нужд и регуляторы, управляет автоматизированными растопочными форсунками. В процессе проведения всех операций производится непрерывный контроль за температурным и механическим состоянием элементов оборудования и параметрами пара. Полученные после обработки этих данных результаты сравниваются с величинами, заложенными в памяти машины, такими, как допустимая разность температур, допустимая скорость прогрева элементов, вибрация и др. УВМ не только производит пуск оборудования с оптимальными скоростями, но при необходимости осуществляет также ликвидацию аварийных ситуаций.

В случае невыполнения какой-либо команды УВМ пуск при-

останавливается. Пуск с помощью управляющей машины будет продолжен после выполнения данной команды персоналом и получения УВМ соответствующего сигнала.

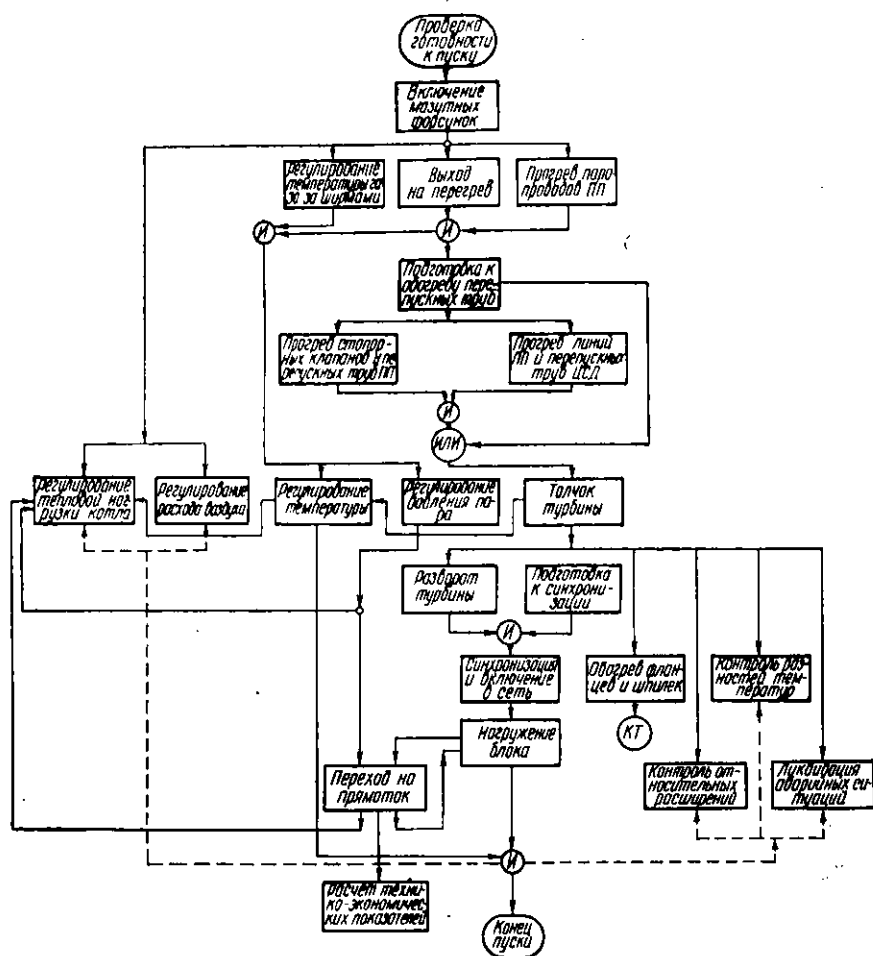


Рис. 5.16. Структурная схема автоматического пуска блока 200 МВт.

Для осуществления автоматического пуска требуется решение сложных логических и вычислительных задач с использованием значительного объема информации. При этом производится воздействие на большое количество объектов управления и регулирование целого ряда параметров. К надежности и объему внешней памяти УВМ предъявляются высокие требования. Не-

обходимо также тщательно отработанное математическое обеспечение УВМ, т. е. наличие развитой системы программ.

Хотя использование ЭЦВМ для непосредственного цифрового управления пусковыми операциями в полном их объеме имеет очевидные достоинства и является перспективным, в связи со сложностью и недостаточной отработанностью таких систем широкое применение получают в настоящее время различные автоматы пуска. Они выполняют ограниченные задачи пуска оборудования по заранее заданной программе, такие, как прогрев паропроводов и других элементов, толчок ротора и его разворот, подъем нагрузки турбины или котлоагрегата и т. д. Автоматы могут пускать оборудование из любого теплового состояния, для чего имеется набор соответствующего количества программ.

Системы автоматического управления пусками строятся с использованием стандартных первичных датчиков, причем их дублирование обычно не предусматривается. В случае выхода из строя отдельных элементов системы имеется возможность перехода на ручное дистанционное управление соответствующими пусковыми операциями.

В настоящее время отработке и внедрению систем автоматического пуска оборудования уделяется большое внимание.

5.11. Останов турбоагрегатов

Как и при пуске, при останове турбины происходят изменение ее термического и механического состояний и деформация деталей. Поэтому при останове турбины также необходимо выдерживать определенный режим расхолаживания и вести контроль за термическим расширением и механическим состоянием элементов турбоагрегата. Следует помнить, что при останове турбины происходят охлаждение и относительное укорочение ротора, что является весьма опасным ввиду небольших входных осевых зазоров в проточной части турбины. Различают следующие виды останова турбоагрегата: нормальный останов в горячий и холодный резервы; останов в ремонт с принудительным расхолаживанием турбины; аварийный останов.

Нормальный останов производится в плановом порядке с проведением необходимых подготовительных операций и соблюдением всех требований инструкции. Останов в горячий резерв осуществляется без специальных мер расхолаживания с целью максимального сохранения аккумулированного в турбоагрегате тепла. Как с этой точки зрения, так и для предупреждения резкого охлаждения и деформации деталей турбины наиболее целесообразным было бы мгновенное прекращение подачи пара на турбину, т. е. полный сброс нагрузки, что обеспечивает медлен-

ное остывание турбины и исключает возможность возникновения опасных термических напряжений и задеваний в проточной части.

Однако мгновенный сброс большой нагрузки нежелателен с точки зрения работы энергетической системы, так как может вызвать значительное снижение напряжения и частоты. Поэтому при нормальном останове турбоагрегата в горячий резерв производят обычно достаточно быстрое снижение электрической нагрузки до 30—35% номинальной с последующим мгновенным сбросом оставшейся нагрузки путем закрытия стопорных и регулирующих клапанов. При таком способе останова в турбине аккумулируется достаточное количество тепла, а толчок нагрузки в системе будет незначительным. При останове турбины в холодный резерв она полностью разгружается. Снижение нагрузки обычно производится ступенчато с выдержкой времени на промежуточных нагрузках. Снижение нагрузки осуществляется со скоростью 0,5—1%/мин. Разгрузка турбин, работающих на общую магистраль, а также в блоке с прямоточными котлами, производится путем прикрытия регулирующих клапанов. Разгрузка турбин, работающих в блоке с барабанными котлоагрегатами, может осуществляться при полностью открытых регулирующих клапанах путем снижения давления пара перед турбиной, т. е. на скользящих параметрах.

Подготовка к останову турбин предполагает расхаивание регулирующих и стопорных клапанов, проверку работы вспомогательных маслосасосов и исправности приводов РОУ и БРОУ. По мере снижения нагрузки в соответствии с инструкцией по обслуживанию данного турбоагрегата производятся необходимые переключения в тепловой схеме: отключается испаритель, питание деаэратора и эжекторов переводится на резервный источник, останавливаются сливные насосы ПНД, а дренажи регенеративных подогревателей переводятся по каскадной схеме на конденсатор. Если при полной нагрузке на блоке работают по два питательных и конденсатных насоса, то оставляют в работе по одному насосу. Необходимо также убедиться в открытии клапана на линии рециркуляции конденсата. В блочных турбоустановках с пускорезервным питательным насосом с электроприводом при нагрузках 30—50% номинальной питание котлоагрегата переводится на электронасос, а питательный турбонасос, согласно местной инструкции, останавливается.

В процессе снижения нагрузки необходимо тщательно контролировать относительное укорочение роторов, следить за разностями температур верха и низа ЦВД и ЦСД турбины, за разностью температур по ширине фланца и между фланцем и шпилькой, за вибрационным состоянием турбоагрегата, контролировать уровень конденсата в конденсаторе и работу системы

подачи пара на уплотнения, температуру масла на сливе из подшипников, параметры пара перед турбиной и вакуум в конденсаторе. Относительное укорочение роторов происходит вслед за снижением нагрузки и температуры пара со значительным отставанием во времени. Поэтому необходимо по показаниям приборов заранее оценить величину максимально возможного укорочения ротора при данном режиме останова турбины.

После разгрузки турбины воздействием на электромагнитный выключатель прекращают подачу пара в нее, а затем, убедившись в том, что стопорные, регулирующие и отсежные клапаны полностью закрылись и генератор работает в моторном режиме (ваттметр показывает отрицательную мощность), генератор отключают от сети и закрывают ГПЗ. Время работы турбины в моторном режиме не должно превышать 4 мин из-за опасности разогрева выхлопной части.

После отключения турбины необходимо включить резервный масляный насос и убедиться в том, что он создает требуемое для системы смазки давление масла. Температура масла после маслоохладителей все время должна поддерживаться на уровне 40—42° С за счет сокращения подачи воды на маслоохладители. Необходимо также уменьшить подачу воды для охлаждения генератора, чтобы не допустить резкого охлаждения обмоток статора и ротора генератора.

При останове турбин периодически снимается кривая выбега ротора, представляющая графическую зависимость скорости вращения ротора от времени, прошедшего с момента отключения генератора от сети. На кривой выбега (рис. 5.17) можно выделить три характерных участка. В начальный период (участок *I*) происходит быстрое падение скорости вращения ротора из-за интенсивных вентиляционных потерь при большой скорости вращения. Затем падение скорости вращения замедляется (участок *II*), а на участке *III* происходит резкое торможение ротора в связи с разрушением масляной пленки и возрастанием потерь на трение в подшипниках. Начало участка *III* позволяет установить ту скорость вращения, при которой можно производить прогрев турбины после толчка ротора без опасности износа баббитовой заливки подшипников.

Сравнение снятой при останове турбин кривой выбега с эталонной кривой позволяет оценить механическое состояние турбины. Сокращение времени выбега указывает на наличие задеваний в уплотнениях турбины, а увеличение времени выбега — на недостаточную плотность парозапорных органов.

Эталонная кривая выбега снимается при вводе турбоагрегата в эксплуатацию или после капитального ремонта. Для достижения сравнимости результатов все кривые выбега должны сниматься при одинаковом вакууме в конденсаторе, чтобы исклю-

чить искажающее влияние различной плотности пара на величину вентиляционных потерь и скорость торможения турбины.

Если при останове турбины кривая выбега не снимается, то по мере понижения скорости вращения можно ухудшать вакуум, прикрывая подачу пара на эжекторы. В течение всего времени сохранения вакуума в конденсаторе турбины необходимо обеспечивать подачу пара на уплотнения, чтобы исключить проникновение холодного окружающего воздуха в горячую турбину. Причем при остановах турбины на передние уплотнения ЦВД и ЦСД целесообразно подавать горячий пар от постороннего источника, так как пар из линии деаэраторов для этих уплотнений оказывается слишком холодным. Если при нормальной работе турбины этот пар не проникал внутрь турбины из-за наличия встречного потока пара из цилиндра до камеры отсоса в сальниковый подогреватель, то с появлением в цилиндре вакуума более глубокого, чем в камере отсоса, он будет поступать в цилиндр и может вызвать сильное охлаждение деталей турбины и укорочение ротора.

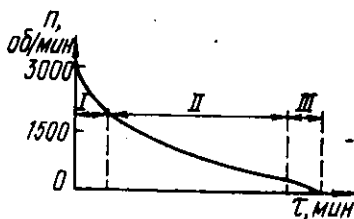


Рис. 5.17. Кривая выбега ротора турбины.

После прекращения подачи пара в турбину разные части ее остывают с различной скоростью. Более массивные детали остывают медленнее, причем скорость охлаждения турбины существенно зависит от качества тепловой изоляции. Наименьшие скорости охлаждения характерны для ЦВД турбины, наибольшие — для тонкостенных перепускных труб ЦНД. Нижняя часть цилиндра остывает всегда быстрее верхней в силу указанных выше (см. § 5.1) причин, что вызывает прогиб цилиндра.

Чтобы иметь возможность пуска турбины через любой промежуток времени после останова, необходимо не допускать возрастания разности температур верха и низа цилиндров выше оговоренного в инструкции предела. Для этого очень важное значение имеет качество изоляции. Для предупреждения прогиба ротор должен проворачиваться до полного охлаждения турбины. Ротор, оставленный неподвижным, при охлаждении будет выгибаться вверх, так как из-за естественной конвекции воздуха в цилиндре верхние слои металла ротора остывают медленнее, чем нижние. Пуск турбины после кратковременного останова станет невозможным.

Поэтому после останова ротора необходимо включить в работу валоповоротное устройство и вращать ротор непрерывно в течение времени, указанного в инструкции. После этого обычно

переходят на периодическое проворачивание ротора через каждые 20—30 мин на 180° до полного остывания турбины. В случае отсутствия валоповоротного устройства проворачивание ротора производится вручную с помощью специального приспособления.

Когда разрежение в конденсаторе снижается до нуля, прекращается подача пара на уплотнения и останавливается конденсатный насос. Циркуляционные насосы останавливаются после снижения температуры выхлопного патрубка турбины до 55°C . Масляный насос смазки должен оставаться в работе до полного остывания турбины.

При охлаждении ЦВД турбины до 150°C открываются дренажные линии цилиндров и паропроводов, а также линии обеспаривания. Необходимо тщательно следить за тем, чтобы не допустить попадания в остановленную турбину пара и воды, что может вызвать коррозию металла и изгиб ротора.

При выводе турбины в ремонт ее целесообразно останавливать с принудительным расхолаживанием, чтобы быстрее приступить к ремонтным работам, которые можно производить при остывании корпусов цилиндров до $150\text{—}180^\circ\text{C}$, и тем сократить общее время простоя агрегата. Особенно это важно для современных мощных турбоагрегатов, отличающихся большой металлоемкостью, работающих при высоких параметрах пара и остывающих естественным образом в течение длительного времени, составляющего, например, для турбины К-300-240 примерно 6 суток.

Расхолаживание турбины может производиться различными способами с использованием свежего пара, низкопотенциального пара отборов, а также воздуха.

В случае блочных установок широко применяется расхолаживание турбин путем постепенного снижения начальной температуры пара. Типовой график расхолаживания турбины дубль-блока 300 МВт, разработанный ВТИ и ОРГРЭС, приведен на рис. 5.18. Как видно, вначале за время примерно 0,5 ч нагрузка блока

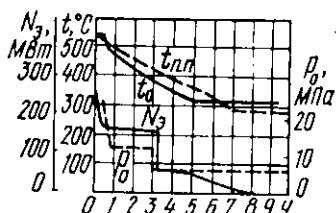


Рис. 5.18. График принудительного расхолаживания турбины К-300-240 ЛМЗ.

при постоянных параметрах пара снижается до 60% номинальной. Затем начинается постепенное снижение начальной температуры пара путем уменьшения тепловыделения в топке и включения впрысков. Одновременно в течение первого часа производится уменьшение начального давления, и дальнейшее расхолаживание турбины осуществляется при скользящем давлении и полностью открытых регулирующих клапанах. Как показал опыт, за 9,5 ч турбина К-300-240 может быть охлаждена до температуры, соот-

ветствующей естественному остыванию ее в течение 70—75 ч.

Основным фактором, ограничивающим снижение температуры пара при расхолаживании турбины, является более высокий темп охлаждения ротора, что может привести к его значительному относительному укорочению и вызвать появление большой обратной разности температур по ширине фланцев. Поэтому скорость снижения параметров пара при расхолаживании турбин должна строго выдерживаться в соответствии с графиком-заданием.

При расхолаживании турбин температура пара должна сохраняться выше температуры насыщения при данном давлении не менее чем на 50° С. Расхолаживание насыщенным паром может вызвать тепловой удар в связи с резким, скачкообразным увеличением коэффициента теплоотдачи.

Для расхолаживания турбины, работающей на общую магистраль, удобно использовать паропромысловое устройство (ППУ). Схема и режим расхолаживания теплофикационных турбин с помощью ППУ описаны в работе [77]. В этой схеме температура пара, подаваемого на турбину, регулируется вентилем, установленным на байпасе клапана впрыска ППУ, и контролируется термopарами, установленными в паропроводе после ППУ или в корпусе стопорного клапана. Для улучшения режима охлаждения фланцев и шпилек ЦВД была организована схема подачи на эти элементы пара из камеры регулирующей ступени, а для повышения температуры пара, подаваемого на уплотнения, была проложена линия, связывающая общестанционный коллектор производственного отбора с коллектором уплотнений турбины. Общее время расхолаживания турбин ПТ-50-130/7 и ПТ-60-130/13 составило в опытах 10 ч.

В последнее время все более широкое применение находит способ принудительного расхолаживания турбин воздухом с использованием воздухоудаляющих устройств конденсатора. Расхолаживание теплофикационных турбин воздухом производится следующим образом [77]. После останова турбины и сборки схемы расхолаживания создается движение воздуха через турбину за счет открытия стопорного и регулирующих клапанов, а также вентили на линии обеспаривания стопорного клапана и включения эжектора для отсоса воздуха из конденсатора. Для увеличения расхода воздуха через турбину и повышения скорости охлаждения турбины на завершающем этапе расхолаживания открывается линия продувки в атмосферу перепускных труб высокого давления и подключается второй эжектор турбины. При расхолаживании турбин организуется охлаждение воздухом шпилек и фланцев, а также обеспечивается подача на уплотнения пара температурой 180—200° С. Ротор турбины проворачивается с помощью валоповоротного устройства.

Общее время расхолаживания различных турбин составляет 22—28 ч, т. е. примерно в два раза больше, чем при расхолаживании их паром. Однако использование воздуха для расхолаживания турбин имеет то преимущество, что позволяет осуществить тонкую регулировку процесса охлаждения и исключает опасность возникновения опасных режимов. Кроме того, охлаждение воздухом можно вести и при низких температурах металла турбины,

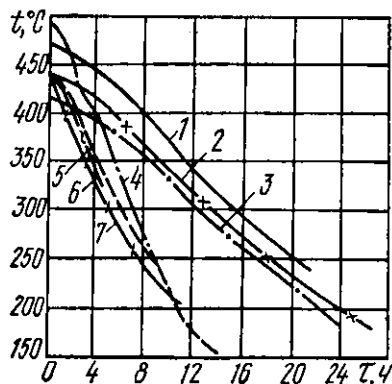


Рис. 5.19. График изменения температуры паровпуска ЦВД теплофикационных турбин при различных способах расхолаживания:

расхолаживание остановленной турбины воздухом (1 — ПТ-50-130/7 УТМЗ; 2 — ПТ-60-130/13 ЛМЗ; 3 — Т-55-130 УМТЗ); расхолаживание турбины под нагрузкой с использованием ППУ (4 — ПТ-50-130/3; 5 — ПТ-60-130/13); расхолаживание турбины низкопотенциальным паром при вращении ротора (6 — ПТ-50-130/7; 7 — ПТ-60-130/13).

когда котлоагрегат уже остановлен и турбина обычно остывает только естественным путем.

Значительный интерес представляет расхолаживание турбин с помощью низкопотенциального пара, сочетающее технологическую простоту воздушного расхолаживания с высокой эффективностью использования в качестве охлаждающего агента пара.

Порядок расхолаживания теплофикационных турбин низкопотенциальным паром приведен в работе [77]. Расхолаживание производится при отключенном от сети генераторе и скорости вращения ротора 500—800 об/мин путем подачи на турбину через линию обеспаривания стопорного клапана вначале пара из общестанционной линии производственных отборов, а затем при температуре ЦВД 250—300°С — пара из уравнительной линии деаэраторов. Общее время расхолаживания турбин

низкопотенциальным паром составляет 12 ч. Средняя скорость остывания турбины примерно 0,35°С/мин.

Графики охлаждения турбины при различных способах расхолаживания приведены на рис. 5.19 [77].

Аварийный останов турбины производится при аварийном изменении режима работы турбоагрегата, повреждении отдельных элементов турбины или угрозе такого повреждения. Аварийный останов осуществляется путем прекращения доступа пара в турбину воздействием на электромагнитный выключатель с последующим отключением генератора от сети.

Различают аварийный останов со срывом и без срыва вакуума. Останов со срывом вакуума производится в случае необходимости быстрого торможения ротора турбины. Для срыва вакуума

ма открывают вентиль на линии подачи воздуха в конденсатор и останавливают эжекторы. При подаче воздуха в конденсатор и в турбину резко возрастают потери на трение и вентиляцию в связи с увеличением плотности среды, в которой вращается ротор. При этом время полного торможения ротора сокращается примерно в два раза. Однако подача холодного воздуха в турбину вызывает резкое охлаждение ротора и внутренней поверхности цилиндров, что особенно нежелательно для современных турбин на параметры пара 12,75 и 23,5 МПа. Поэтому останавливать турбины со срывом вакуума без необходимости нельзя. Случаи останова турбин со срывом и без срыва вакуума будут приведены ниже.

5.12. Останов котлоагрегатов

В зависимости от условий расхолаживания различают нормальные остановки котлоагрегатов в горячий и холодный резерв и аварийный останов.

Как и в случае останова турбин, при остановках котлоагрегатов в горячий резерв принимаются меры для сохранения аккумулированного в них тепла. При нормальных остановках в холодный резерв котлоагрегат расхолаживают, соблюдая безопасные скорости охлаждения его элементов. Аварийные остановки котлоагрегатов вызываются повреждением их поверхностей нагрева и других элементов и необходимостью срочного ремонта. В зависимости от характера повреждений применяется полное ускоренное расхолаживание котлоагрегата со спуском воды (например, при повреждении экранных поверхностей) или частичное расхолаживание.

Нормальный останов производится по диспетчерскому графику с предварительным снижением паропроизводительности котлоагрегата. Аварийный останов выполняется в экстренном порядке, что предопределяет необходимость резкого снижения нагрузки котлоагрегата до нуля.

Барабанный котлоагрегат нормально останавливается в такой последовательности: постепенно снижается нагрузка, затем отключаются горелки и производится отключение котлоагрегата от паровой магистрали, закрываются непрерывная продувка и пробоотборники, котлоагрегат подпитывается до верхнего уровня и отключается питание. После погасания факела и вентиляции котлоагрегата в течение примерно 10 мин отключают тягодутьевые механизмы.

В начальный период после останова котлоагрегата происходят кратковременное повышение давления пара и рост температуры стенок пароперегревателя за счет аккумулированного в обмуровке тепла. Поэтому на некоторое время (примерно 15 мин)

необходимо открыть продувку пароперегревателя через РОУ. При дальнейшем естественном расхолаживании котлоагрегата пароперегреватель, имеющий большую поверхность нагрева, будет интенсивно охлаждаться за счет конвекции воздуха, и в змеевиках его начнется конденсация пара.

Водяные экономайзеры в начальный период после останова также воспринимают тепло, аккумулированное в обмуровке, что может вызвать повышенный нагрев труб вследствие прекращения подачи воды. В таких случаях производят прокачку питательной воды через экономайзер.

Экранные поверхности нагрева котла и вода в них охлаждаются сравнительно быстро. Охлаждение барабана происходит в основном за счет циркуляции воды, так как отдача тепла изолированным барабаном в окружающую среду невелика.

При охлаждении экранных поверхностей в контурах котла возникает обратная циркуляция, так как температура воды в опускных изолированных трубах оказывается выше, чем в экранных. Интенсивность циркуляции и скорость охлаждения барабана зависят от многих факторов (объемного паросодержания, способа ввода паротводящих труб и др.). Верхняя часть барабана, омываемая паром, охлаждается медленнее, чем нижняя. Это объясняется меньшим значением коэффициента теплоотдачи от верхней стенки к пару, чем от нижней стенки к омывающей ее воде. Температурная разность между верхом и низом барабана, как и в период растопки, не должна превосходить 40—50° С.

Режим расхолаживания котлоагрегата устанавливается в зависимости от вида останова. При прекращении подачи топлива и погасании факела аккумулированное в котлоагрегате тепло начинает расходоваться на излучение и конвекцию во внешнюю окружающую среду, на подогрев воздуха, омывающего поверхности нагрева за счет самотяги, с паром, продуваемым из пароперегревателя, и с продувкой из нижних точек котла. В наибольшей степени котлоагрегат охлаждается за счет конвективного теплообмена между поверхностями нагрева и воздухом, который проникает через неплотности в топку и газоходы за счет возникающей в них самотяги.

Большое влияние на процесс расхолаживания котлоагрегата оказывает подача питательной воды. Подпитка котлоагрегата питательной водой, имеющей температуру ниже, чем температура котловой воды, увеличивает скорость снижения давления и охлаждения котлоагрегата.

При останове котлоагрегата в горячий резерв на 6—8 ч для уменьшения потерь тепла после вентиляции топки закрываются все лючки, лазы, заслонки на газовоздушном тракте, а продувка и подпитка выдерживаются минимальными. При увеличении

давления в барабане котла пар сбрасывается через продувку пароперегревателя.

При останове котлоагрегата в ремонт с целью его расхолаживания через 5—6 ч после погасания факела производится вентиляция газоходов путем открытия направляющих аппаратов дымососов и продувка котла через нижние точки коллекторов экранов. Через 8—10 ч можно повторить продувку нижних точек, усилить вентиляцию газоходов и при необходимости включить дымосос.

РОУ отключается при давлении примерно 0,5 МПа, а при падении давления до нуля открывается линия аварийного сброса и сливается вода через нижние точки котла.

При необходимости останова котлоагрегата для срочного ремонта давление в нем снижается за счет интенсивной продувки через РОУ. Скорость снижения температуры насыщения при этом регламентируется местными инструкциями, а разность температуры металла барабана по его периметру не должна превышать 40—50° С. При давлении примерно 0,5 МПа отключается РОУ и открывается продувка пароперегревателя на расширитель. После падения давления до нуля включается дымосос, спускается вода, открываются лазы и производится полное расхолаживание котлоагрегата.

Нормальный останов прямоточных котлоагрегатов без их расхолаживания проводится с прекращением после погасания факела подачи питательной воды и остановом питательных насосов. После отключения котлоагрегата продуваются линии впрысков и закрываются запорные вентили впрысков, выпускается пар из пароперегревателя и обеспаривается система промперегрева. Топка и газоходы вентилируются в течение 5—10 мин, после чего отключаются тягодутьевые машины, закрываются их направляющие аппараты и газовые шиберы перед РВП, и котлоагрегат переходит в режим естественного расхолаживания.

Если останов осуществляется с принудительным расхолаживанием котлоагрегата и паропроводов, то после выпуска пара из пароперегревателя производится прокачка воды через тракт котлоагрегата со сбросом среды через дренажные линии перед ГПЗ. При останове котлоагрегата с расхолаживанием тракта до встроенной задвижки прокачка воды осуществляется при закрытой встроенной задвижке со сбросом среды из встроенных сепараторов в растопочный расширитель.

Котлоагрегаты остывают значительно быстрее турбин. Особенно быстро остывают прямоточные котлоагрегаты, не имеющие заполненного водой барабана, играющего роль аккумулятора тепла. Продолжительность ускоренного расхолаживания прямоточного котлоагрегата составляет примерно 3—5 ч, естественно — 6—12 ч. Продолжительность расхолаживания барабанного

котлоагрегата зависит от его производительности и конструктивных особенностей. При нормальном останове она доходит до 24—36 ч. Котлоагрегаты, имеющие дефекты (трещины в стенках барабана и труб и др.), должны расхолаживаться медленнее.

5.13. Особенности и виды останова блочных установок

При останове блока и снижении его нагрузки до определенного предела производится включение в работу БРОУ и РОУ. В блочных установках с прямоточными котлоагрегатами включение БРОУ осуществляется при уменьшении нагрузки на турбине до 30% номинальной и вызывается необходимостью сохранения растопочного расхода среды через контуры котлоагрегата. В блочных установках с барабанными котлоагрегатами включение БРОУ или РОУ производится с целью охлаждения первичного и вторичного пароперегревателей, длительность которого определяется местной инструкцией.

На весь период работы БРОУ в конденсаторе должен сохраняться вакуум и обеспечиваться нормальная подача пара на концевые уплотнения. В зависимости от применяемой технологии различают следующие виды останова блоков: без расхолаживания котлоагрегата, турбины и паропроводов; с расхолаживанием турбины; с расхолаживанием котлоагрегата и паропроводов; с расхолаживанием тракта котла до встроенной задвижки (для блоков с прямоточными котлоагрегатами); аварийный.

Останов без расхолаживания оборудования производится при выводе блока в резерв, а также при необходимости проведения ремонтных работ, не связанных с тепловым состоянием котлоагрегата, турбины и паропроводов.

Останов с расхолаживанием турбины производится при выводе блока в капитальный ремонт, а также в случаях, когда предполагаются ремонтные работы, требующие остывания турбины.

Останов с расхолаживанием котлоагрегата и паропроводов применяется при необходимости ремонтных работ на котлоагрегате и паропроводах свежего пара, если останов не вызван разрывом труб поверхностей нагрева.

Останов с расхолаживанием тракта котла до встроенной задвижки производится при необходимости ремонтных работ в топке и на пароводяном тракте до встроенной задвижки.

Технология различных видов останова блоков включает операции, выполняемые при соответствующем виде останова турбины и котлоагрегата, которые были рассмотрены выше.

Аварийный останов блока осуществляется системой защиты или воздействием на ключ останова в ситуациях, которые мо-

гут вызвать повреждение отдельных элементов блока. При этом необходимо проверить выполнение всех воздействий на механизмы и аппаратуру, предусмотренных системой защиты и блокировок, обратив особое внимание на закрытие стопорных и регулирующих клапанов турбины, а также обратных клапанов на ее отборах. Необходимо также проверить отключение генератора и выпустить избыток пара через БРОУ, не допуская повышения давления за котлоагрегатами свыше указанного в инструкции предела.

После ликвидации аварийной ситуации можно произвести пуск блока в соответствии с его температурным состоянием. В случае невозможности пуска блока и необходимости проведения ремонтных работ технология дальнейшего останова выбирается в зависимости от характера предстоящих ремонтных работ.

Глава 6. ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЭС

6.1. Организация эксплуатации основного оборудования ТЭС

1. Общие положения

С увеличением единичной мощности оборудования и параметров пара усложнились условия пуска, повысились требования к водному режиму, к режиму работы металла и появились новые сложные схемы автоматики и защиты. Вследствие этого эксплуатация энергетического оборудования современных ТЭС требует от обслуживающего персонала тщательного изучения его устройства, хорошего понимания физических процессов, протекающих в отдельных его элементах, и в целом высокой технической квалификации. Возросшие масштабы производства электроэнергии на ТЭС, применение пара более высоких параметров, усложнение оборудования и технологических схем требуют перехода к новым, качественно более совершенным методам их эксплуатации. В основу этих методов должно быть положено применение вычислительной техники, управляющих машин и систем, а также организационной комплексной системы управления качеством труда на базе разработки и внедрения стандартов предприятия.

Выход из строя оборудования ТЭС приносит значительный материальный ущерб, особенно в случае недоотпуска энергии ответственным потребителям. Эксплуатация теплосилового оборудования связана с использованием вращающихся механизмов, высоковольтных электродвигателей и аппаратуры, сосудов и трубопроводов под давлением, сложной автоматики и приборов, взрывоопасных газов и токсичных жидкостей. Эти обстоятельства требуют высокого уровня организации эксплуатации, строгой регламентации работы эксплуатационного персонала, особых методов подготовки и аттестации персонала [68], разработки производственных и противоаварийных инструкций, проведения противоаварийных тренировок, организации безопасных условий производства ремонтных, наладочных работ и эксплуатации, а также ряда других мероприятий, оговоренных в ПТЭ [60]. Особое значение на современных ТЭС приобретают вопросы научной организации труда на основе внедрения передового опыта и достижений науки и техники в производство.

2. Персонал и организация его работы

Согласно принятой в настоящее время организационной структуре, эксплуатация паросилового оборудования ТЭС осуществляется котлотурбинным цехом. Состав обслуживающего персонала определяется действующими нормативами и зависит от типа и мощности оборудования, от специфики схемы (блочная или с поперечными связями).

Весь обслуживающий персонал можно разделить на административно-технический, оперативный и ремонтный.

В обязанности административно-технического персонала входит: организация эксплуатации и ремонтов оборудования и поддержание его на высоком техническом уровне в соответствии с правилами технической эксплуатации (ПТЭ), правилами техники безопасности (ПТБ) и директивными материалами; организация и обеспечение бесперебойной, безопасной и экономичной работы оборудования; организация режимно-наладочных и исследовательских работ с целью повышения эффективности работы оборудования; организация рационализаторской работы; подготовка, аттестация и расстановка кадров; ведение технической документации и отчетности.

Обязанности оперативного (дежурного) персонала состоят в обеспечении безаварийной, безопасной и экономичной эксплуатации оборудования на основе соблюдения действующих инструкций; выполнении графика электрической и тепловой нагрузки и обеспечении заданных параметров отпускаемой энергии (частота и напряжение для электричества, параметры пара и горячей воды для тепла).

Ремонтный персонал должен качественно выполнять ремонт оборудования с соблюдением установленных сроков вывода оборудования в ремонт.

Особенностью организации работы оперативного персонала является двойная подчиненность: в административном отношении он подчиняется руководству цеха, в оперативном — вышестоящему оперативному руководству. Административно-технический персонал в оперативную работу, как правило, не вмешивается, за исключением случаев испытания оборудования, проведения наладочных работ (если это предусмотрено специальными программами) или ликвидации аварии. В последнем случае руководство цеха, главный инженер могут взять руководство ликвидацией аварии на себя, с вытекающей из этого ответственностью.

Руководящий административный и оперативный персонал несет ответственность за неправильные действия подчиненного ему персонала.

3. Инструкции по эксплуатации оборудования и подготовка эксплуатационного персонала

На основании положений ПТЭ, ПТБ, заводских и типовых инструкций, директивных материалов, рекомендаций наладочных организаций разрабатываются местные должностные, производственные и противоаварийные инструкции с учетом конкретных условий эксплуатации и особенностей оборудования.

Должностные инструкции определяют основные требования к работнику, подчиненность, зону обслуживания, права и обязанности, ответственность, а в необходимых случаях взаимоотношения и взаимосвязь с персоналом.

Производственные инструкции регламентируют: порядок приемки и сдачи смены; порядок наблюдения, регулирования, обслуживания и поддержания заданного режима работы оборудования во время нормальной эксплуатации; порядок ремонтов, осмотров и опробования резервного оборудования; предельные допустимые нормы отклонения различных параметров, характеризующих работу оборудования (давление и температура пара, воды, вакуум в конденсаторе, давление в контрольных ступенях турбин и т. д.); требования техники безопасности и противопожарные требования при эксплуатации оборудования.

Противоаварийные инструкции определяют аварийные режимы оборудования и порядок их ликвидации.

Особенностью энергетического оборудования является быстрое развитие аварийных ситуаций, причем причиной аварийной ситуации могут быть относительно незначительные дефекты или нарушения режима работы. Поэтому обслуживающий персонал должен уметь быстро распознавать признаки возникающей аварии и принимать правильные меры к ликвидации аварийного положения.

Для подготовки персонала используются различные формы обучения, в том числе с применением технических средств (обучение на специальных пультах и тренажерах, применение автоматических экзаменаторов, объемных макетов оборудования и действующих моделей отдельных узлов и механизмов).

Для обучения быстрой и точной оценке ситуаций и выявления причин нарушений режима получает распространение метод последовательного описания процесса оценки ситуации с использованием так называемых деревьев оценки ситуации (ДОС). ДОС представляет карты всех возможных путей возникновения нарушения режима [80]. В реальной ситуации существует один из этих путей. Персонал должен не только знать все пути, но и уметь найти единственный путь, соответствующий конкретному нарушению режима. В качестве указателей, позволяющих выбрать путь на ДОС, могут быть показания приборов, резуль-

таты осмотра и прослушивания оборудования, диагностические действия — искусственное изменение «входа» элемента или узла технологической схемы с целью наблюдения за изменением «выхода», по которому и судят о возможной причине отклонения.

Важнейшим элементом подготовки персонала являются противоаварийные тренировки, преследующие цели проверки знаний оборудования, схем и инструкций, развития до автоматизма приемов ликвидации аварийных ситуаций, психологической подготовки оперативного персонала к работе в аварийных условиях.

4. Организация рабочего места и связи рабочих мест

Организация рабочего места обслуживающего персонала должна обеспечивать хороший обзор работающего оборудования, близость аппаратуры управления и приборов контроля.

Совершенствование рабочего места должно быть первоочередной задачей программы НОТ, с учетом требований которой разрабатываются и внедряются проекты организации рабочих мест. Эти проекты предусматривают требования эстетики и эргономики, необходимый уровень освещенности, кондиционирование воздуха, низкий уровень шума. Рабочее место должно быть укомплектовано необходимыми схемами, инструкциями, режимными картами, графиками и другой оперативной документацией.

Для обеспечения четкой работы персонала и быстрой ликвидации аварий необходима правильно налаженная связь рабочих мест. На ТЭС находят применение следующие виды связи: переговорные трубы, машинный телеграф для связи машиниста турбины с электрическим щитом управления с целью передачи команды и аварийных сигналов, телефонная с центральным вызовом через коммутатор и прямая связь, система громкой связи, состоящая из мощных динамиков на рабочих местах и микрофонов для обеспечения двусторонней связи.

5. Новые методы повышения качества и эффективности эксплуатации ТЭС

Задачи десятой пятилетки — пятилетки качества и эффективности — обуславливают необходимость применения новых методов организации производства с целью повышения его эффективности. К таким методам, в частности, могут быть отнесены комплексная система управления качеством эксплуатации, применение вычислительной техники для решения задач управления на основе разработки АСУ ТЭС или отдельных ее элементов.

Согласно ГОСТ 15467—70, управление качеством продукции

должно предусматривать установление, обеспечение и поддержание необходимого уровня качества продукции при ее производстве и потреблении на основе систематического контроля качества и целенаправленного воздействия на влияющие на него условия и факторы.

Применительно к ТЭС систему управления качеством продукции следует рассматривать как систему управления качеством эксплуатации, качеством труда. Использование этой системы должно решать три главные проблемы эксплуатации: надежность, экономичность и безопасность производства. В связи с отсутствием на ТЭС склада готовой продукции высокий уровень эксплуатации и бездефектность труда являются необходимым условием бесперебойного отпуска энергии потребителям.

Комплексная система управления качеством эксплуатации является системой управления трудовым социалистическим коллективом. Система должна быть направлена на обеспечение единства политического и хозяйственного руководства, успешное выполнение государственного плана, рост творческой инициативы работников, повышение эффективности энергетического производства на базе непрерывного научно-технического прогресса, стандартизации, совершенствования качества труда и продукции, достижение безопасности персонала. В комплексную систему управления качеством эксплуатации на ТЭС входят следующие подсистемы: идейно-политического воспитания коллектива; организации социалистического соревнования; автоматизации управления производством; управления стандартами предприятия; организации бездефектного труда; контроля качества труда и его стимулирования.

В основе современной системы управления ТЭС должна быть эффективная организация сбора первичной информации, ее переработки, анализа и принятия оперативных и правильных решений, что невозможно без использования вычислительной техники. Применение вычислительной техники является необходимой технической основой повышения эффективности управления на базе хорошо организованного анализа показателей топливоиспользования и других сторон производственно-хозяйственной деятельности.

6.2. Задачи эксплуатации основного оборудования ТЭС в нормальных режимах работы

Основными задачами эксплуатации ТЭС являются обеспечение длительной надежной и безопасной работы оборудования при максимальной экономичности и выдерживании заданных

графиков нагрузок. Важным является также обеспечение высокого качества производимой энергии.

В нормальных условиях эксплуатации турбины работают в автоматическом режиме (управление ими осуществляется системой регулирования). При этом термические напряжения в деталях турбины, как правило, не выходят за допустимые пределы.

Нагрузка турбоагрегатов задается диспетчерским графиком и должна изменяться в нормальных условиях со скоростью 0,5—1% номинальной в минуту. Турбина допускает изменение нагрузки с большими скоростями, однако при этом усложняется задача поддержания номинальных параметров пара за котлоагрегатами.

Частота в системе и скорость вращения ротора турбины должны находиться в пределах 49,5—50,5 Гц. Большее изменение частоты снижает вибрационную надежность турбоагрегата, так как уменьшается величина отстройки собственной частоты колебаний лопаточных аппаратов отдельных ступеней от резонансной. Могут произойти также нарушение нормальной работы системы регулирования и недопустимое изменение напора главного масляного насоса. Одновременно изменяются характеристики (производительность и напор), надежность и экономичность различных вспомогательных механизмов ТЭС — насосов и тягодутьевых установок.

Превышение скорости вращения турбины по сравнению с номинальной более чем на 10—12% недопустимо из-за опасного увеличения центробежных напряжений в деталях ротора. В этом случае должен срабатывать автомат безопасности и осуществляться аварийный останов турбины.

Основными параметрами работы барабанных котлоагрегатов являются давление и температура вырабатываемого пара. По давлению пара судят о соответствии паропроизводительности котлоагрегата потреблению пара и ведут регулирование топочного режима. Основной причиной изменения паропроизводительности и давления пара является изменение тепловосприятости поверхностей нагрева. Температура перегретого пара находится в сложной зависимости от конструктивных и режимных характеристик котлоагрегата, в частности от соотношения площади радиационных и конвективных поверхностей пароперегревателя, нагрузки котлоагрегата, величины шлакования поверхностей и др. Очень сильно проявляется влияние температуры питательной воды. Температура перегретого пара регулируется с помощью пароохладителей, разрешающая способность которых составляет несколько десятков градусов.

Особенностью прямоточных котлоагрегатов является то, что изменение тепловыделения в топке не ведет непосредственно

к изменению их паропроизводительности и давления пара, а вызывает смещение зон подогрева воды, испарения и перегрева и изменение температуры перегретого пара. Смещение зоны испарения в сторону входа питательной воды приводит к изменению водяной емкости котлоагрегата и обуславливает некоторое увеличение паропроизводительности сверх расхода питательной воды. Регулирование нагрузки прямоточных котлоагрегатов осуществляется одновременным изменением подачи топлива и питательной воды, показателем правильного соотношения которых является температура перегретого пара. Более тонкое регулирование температуры перегрева производится впрысками.

При эксплуатации необходимо обеспечивать надежность собственно котлоагрегата, его вспомогательного оборудования, заданные производительность, параметры и качество пара, экономичный и бесшлаковочный режим работы. Режим работы котлоагрегата должен осуществляться в строгом соответствии с режимной картой, составленной на основе испытаний [60]. В режимной карте в регулировочном диапазоне нагрузок указываются значения основных параметров и показателей, обеспечивающих оптимальный режим работы котлоагрегата. Приводятся рекомендации по необходимому количеству и режиму работы горелок и вспомогательного оборудования. Важным показателем режимной карты является содержание O_2 или CO_2 в дымовых газах.

При эксплуатации котлоагрегата необходимо выдерживать надлежащий гидравлический и температурный режим поверхностей нагрева, строго соблюдать регламентированный местной инструкцией предел изменения параметров свежего пара и пара проперегрева. Превышение предельно допустимой температуры пара может привести к немедленному повреждению труб или вызвать ускорение ползучести и окалинообразования.

При организации эксплуатационного контроля температуры пара необходимо иметь в виду возможность разверок температуры, причиной которых является неодинаковое по ширине и глубине газопотоков тепловосприятие параллельно включенных змеевиков. Поэтому число и расположение точек измерения температуры для каждого нового котлоагрегата определяются заводом-изготовителем.

На котлоагрегатах, работающих на сернистом мазуте, сжигание топлива должно осуществляться, как правило, при малых (1,02—1,03) избытках воздуха [60]. За счет этого достигается снижение температуры точки росы примерно до $70^\circ C$ и уменьшается низкотемпературная коррозия поверхностей нагрева. Однако при работе с малыми избытками воздуха требуются высокая культура эксплуатации, хорошая плотность топ-

ки, равномерное распределение топлива и воздуха между горелками, наличие достаточного количества налаженных приборов контроля, в том числе кислородомеров и дымомеров. В противном случае при нарушении режима возможно значительное увеличение потерь с химическим недожогом, отложение на поверхностях нагрева сажи и ее загорание.

Для предупреждения интенсивной низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя и поддержания температуры поверхностей нагрева его выше температуры точки росы температура воздуха на входе в воздухоподогреватель должна поддерживаться на определенном уровне. В частности, при сжигании сернистого мазута она должна быть не менее 110°C перед трубчатыми воздухоподогревателями и не менее 70°C перед регенеративными воздухоподогревателями [60]. Такая температура воздуха обеспечивается за счет подогрева его в калориферах.

Непременным условием нормальной эксплуатации котлоагрегатов является правильное питание их водой и поддержание нормального уровня в барабане. Питание котлоагрегата осуществляется автоматически, перепад давления на регулирующем питательном клапане выбирается примерно 10% рабочего давления, что создает необходимый резерв для усиленного питания в аварийных случаях.

Для обеспечения надежной работы турбоагрегатов необходимо тщательно контролировать их вибрационное и механическое состояние, обеспечивать заданные параметры масла в системе смазки и давление жидкости в системе регулирования, поддерживать уровень масла в баке, давление водорода и расход охлаждающей воды в системе охлаждения и перепад давления «масло—водород» в системе уплотнения генератора, контролировать температуру выхлопного патрубка, давление пара в контрольных ступенях турбины.

Контроль за вибрационным состоянием турбоагрегата производится по амплитудам вибрации подшипников, измеряемым в трех направлениях: вертикальном, горизонтальном и осевом. Причиной повышения вибрации могут быть: нарушение центровки роторов, в частности из-за чрезмерного и быстрого разогрева выхлопного патрубка или корпусов подшипников; заклинивание в направляющих шпонках, мешающее нормальному тепловому расширению цилиндров; появление динамической неуравновешенности роторов вследствие ослабления посадки деталей на валу или его прогиба, обрыва бандажей и лопаток, неравномерного заноса солями лопаточного аппарата и др.; подплавление или нарушение формы баббитовой заливки подшипников; работа в области резонансных чисел оборотов; потеря устойчивости вала на масляной пленке, например вслед-

ствие сильного изменения вязкости масла; появление возмущающих сил электромагнитного происхождения (двойное замыкание на землю); уменьшение статической жесткости системы из-за нарушения нормальных тепловых расширений турбины или некачественного монтажа турбоагрегата; заброс воды в турбину и др.

Снижение уровня масла в баке и давления масла в системе смазки является аварийным режимом и может произойти в результате появления утечки масла, повреждения главного масляного насоса, попадания инородного тела в маслопроводы и их закупорки, ухудшения условий всасывания главного масляного насоса, например из-за неисправности инжектора.

Температура масла в подшипниках турбоагрегата в нормальных условиях работы должна быть в пределах 40—65°С. Причиной медленного роста температуры масла чаще всего бывает загрязнение маслоохладителей с водяной стороны. Быстрое повышение температуры масла может быть следствием прекращения подачи охлаждающей воды на маслоохладители, закупорки маслопровода к данному подшипнику, повреждения баббитовой заливки подшипника. Контроль перепада давления «масло — водород» необходим в связи с тем, что падение давления масла может привести к утечкам водорода и пожару на генераторе.

Осевой сдвиг ротора контролируется по показаниям реле осевого сдвига, а нагрузка на упорный подшипник — по температуре колодок подшипника с помощью зачеканенных в них термомпар.

Задачи обеспечения высокой экономичности и надежной работы ТЭС являются взаимосвязанными. Для успешного их решения требуется обеспечивать хорошее техническое состояние оборудования и высокую культуру эксплуатации.

Необходимо поддерживать заданное качество питательной воды и пара, достаточную плотность топки и газового тракта, предупреждать образование накипи, шлакование и занос поверхностей нагрева котлоагрегатов. Газовое сопротивление тракта не должно заметно отличаться от данных режимных карт, периодически нужно производить обдувку и очистку поверхностей нагрева. Для очистки конвективных поверхностей нагрева широко применяется дробеочистка, которая должна быть постоянно готова к действию и включаться регулярно с первых же дней после пуска котлоагрегата [60].

Техническое состояние подогревателей регенеративной системы турбин контролируется по величине температурного напора. Необходимо обеспечивать минимальную величину недогрева питательной воды в каждом подогревателе, оптимальный режим работы испарителей, дзаэраторов, сетевой установки,

минимальные величины переохлаждения конденсата и температурного напора в конденсаторе.

Большое значение имеет осуществление эксплуатационного контроля состояния проточной части турбин и степени заноса их солями, а также своевременное проведение промывки турбин и вывода их в ремонт.

При эксплуатации ТЭС возникает также комплекс вопросов, связанных с защитой окружающей среды, которым в настоящее время уделяется большое внимание.

6.3. Нарушения нормального режима работы котлоагрегатов и меры по их предотвращению

К основным нарушениям режимного характера относятся: нарушения нормального питания; отклонения давления и температуры перегретого пара от допустимой величины; повреждения труб поверхностей нагрева; нарушение аэродинамического режима (недостаток тяги, отклонения подачи воздуха в топку от нормы); разуплотнение газового тракта; повреждения обмуровки, разогрев конструкций каркаса; нарушение топочного режима, погасание топки. Причинами нарушений режима могут также быть: выход из строя устройств автоматического регулирования технологических процессов; отключение механизмов собственных нужд вследствие выхода их из строя или нарушения схемы электроснабжения; отказ устройств технологической защиты и блокировки; пожар в котельной.

1. Нарушения нормального питания котлоагрегата водой. В процессе эксплуатации возможны нарушения питания, связанные с частичным или полным падением давления питательной воды при больших ее утечках или срыве питательных насосов, а также с резким изменением давления пара.

При резком падении давления в барабане уровень воды сначала быстро повышается, затем падает. При резком увеличении давления наблюдается обратная картина. Это связано с изменением количественного соотношения двух фаз в пароводяной эмульсии (при понижении давления происходит частичное вскипание воды и «набухание» уровня). При эксплуатации котлоагрегата может иметь место как постепенное падение уровня воды, замечаемое персоналом, так и быстрое, незамеченное падение уровня. В первом случае должны быть приняты меры к выявлению причины понижения уровня (проверка работы регулятора питания, пуск дополнительного питательного насоса в случае низкого давления питательной воды, нормализация топочного режима и давления пара, если возникли их отклонения); в случае быстрого и незамеченного понижения уровня

воды ниже минимально допустимого котлоагрегат должен быть немедленно остановлен.

При возникновении угрозы или наличии признаков перепитки котла (недопустимое повышение уровня воды, резкое понижение температуры пара) большое значение имеют правильные оперативные действия персонала по предупреждению серьезных аварийных последствий перепитки (гидравлические удары в паропроводе, в турбине, осевой сдвиг ротора турбины, раскрытие фланцевых соединений). В таких случаях должны быть приняты немедленные меры по открытию продувки пароперегревателя, дренажей паропроводов, сбросу воды из барабана котла через устройство аварийного сброса и при необходимости останову котлоагрегата.

Для прямоточных котлоагрегатов не допускается даже самый короткий перерыв в поступлении питательной воды, в этом случае котлоагрегат должен быть немедленно отключен. Останов барабанных котлоагрегатов при перерыве питания производится по уровню воды в барабане, теоретически же допустимый перерыв в поступлении воды составляет 30—40 с и определяется запасом воды в барабане сверх минимально допустимого количества ее, соответствующего минимальному уровню.

2. Аварийные отклонения параметров пара от нормы. Быстрые и резкие изменения параметров пара, являющиеся следствием нарушений топочного режима или отказов автоматических регуляторов процессов горения и регулирования температуры пара, понижают надежность котлоагрегата и турбины и могут вызвать повреждения пароперегревателя, труб экранной системы (если при этом возникают нарушения циркуляции), а также турбины.

Резкое снижение температуры пара может явиться следствием: быстрого увеличения нагрузки котлоагрегата, вызывающего бурное парообразование в барабане и заброс воды в пароперегреватель; вспенивания и бросков воды из-за неудовлетворительного качества котловой воды (избыток щелочности, наличие механических примесей, повышенное содержание нефтепродуктов); нарушения плотности пароохладителей поверхностного типа; нарушения работы регулятора соответствия в схеме регулирования прямоточного котлоагрегата (в этом случае в зависимости от характера несоответствия может иметь место также повышение температуры пара).

Резкое повышение температуры пара обычно вызывается нарушением топочного режима из-за повышения избытка воздуха при наличии преимущественно конвективных ступеней пароперегревателя, перемещения вверх ядра факела, подачи в топку некондиционной пыли крупного помола, резкого снижения температуры питательной воды при аварийном отключении реге-

неративных подогревателей питательной воды. Влияние этих факторов на температуру перегрева пара рассмотрено в § 2.6. Причиной резкого повышения температуры пара может быть также форсировка топki для быстрого набора нагрузки, при которой возникает несоответствие в условиях теплообмена между продуктами сгорания и различными поверхностями нагрева. Подобное явление наблюдается, в частности, при чрезмерной форсировке топki, которой предшествовало аварийное ее погасание.

Резкие изменения давления пара могут иметь место вследствие нарушения циркуляции воды и питания котлоагрегата водой.

3. Нарушения циркуляции и вызываемые ими повреждения. К числу нарушений циркуляции для котлов с естественной циркуляцией относятся расслоение пароводяной смеси, недостаточная скорость циркуляции, сопровождающаяся выпадением шлама, неравномерное распределение воды по трубам, образование свободного уровня воды в трубках, неудовлетворительная гидродинамика в циркуляционных трубах, нарушения циркуляции и опрокидывании ее при резких изменениях давления в котлоагрегате.

Расслоение пароводяной смеси может произойти в слабонаклонных трубах циркуляционного контура, в особенности при значительных понижениях нагрузки. Возможные режимы движения пароводяной смеси в горизонтальных трубах показаны на рис. 6.1. Наиболее опасным является «пробковое» движение (схема в), которое сопровождается значительным повышением температуры верхней образующей трубы.

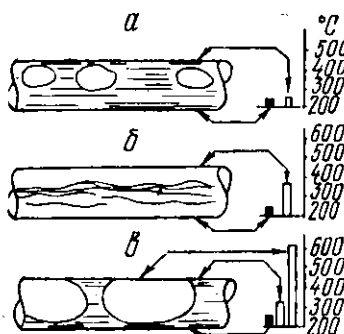
Недостаточная скорость циркуляции может иметь место в отдельных трубах циркуляционного контура по причине тепловой разверки и низкого тепловосприятия этих труб.

Неравномерное распределение воды по трубам циркуляционного контура происходит вследствие тепловой разверки в топке, неравномерного тепловосприятия труб, неудачной конструкции, большого числа параллельно работающих труб, соединенных общими коллекторами и работающих в разных с точки зрения гидравлики и теплообмена условиях. Предельным случаем подобного нарушения является «опрокидывание» циркуляции в отдельных трубах, когда вода движется вниз, а пузырьки пара, выделившиеся из пароводяной смеси,— вверх.

Образование свободного уровня может иметь место в отдельных трубах, по которым пароводяная смесь поступает в барабан выше уровня воды в нем. Условием для возникновения подобного нарушения является сильно заторможенная циркуляция в отдельных трубах. Свободный уровень воды образуется

при неравномерном шлаковании, тепловой разверке в топке, пульсации и обрыве факела.

Кавитация в водоопускных трубах — попадание в опускные трубы циркуляционного контура паровых пузырей — может иметь место в результате поверхностной кавитации, при которой на поверхности воды в барабане котла образуется воронка и происходит подсос пара в трубы из парового пространства барабана. Образование пара над поверхностью воды может



■ температура стенки
внизу трубы
□ то же сверху трубы

Рис. 6.1. Три режима движения пароводяной смеси в горизонтальной трубе:

а — движение жидкости при малом парообразовании; б — «лотковое» движение при раздельном омывании водой и паром стенок труб; в — «пробковое» движение при периодическом омывании паром и водой верхней части труб.

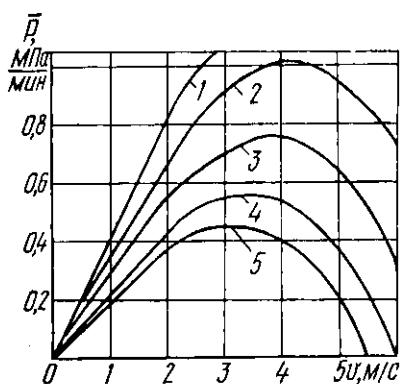


Рис. 6.2. Максимальная расчетная скорость снижения давления в котлоагрегате $\bar{p}$, при которой отсутствует самоиспарение в опускных трубах, в зависимости от скорости воды в водоопускных трубах (начальное давление 9,8 МПа, внутренний диаметр труб 64 мм):

1, 2, 3, 4, 5 — угол наклона трубы к горизонту соответственно 90, 60, 45, 35 и 30°.

быть также следствием внутренней кавитации, при которой происходит образование «паровых пробок» в условиях неравномерной, пульсирующей циркуляции. Для предотвращения кавитации рекомендуется выбор минимальной высоты уровня воды осуществлять согласно условию.

$$h_{\min} = 1,5 \frac{\omega^2}{2q},$$

где ω — скорость воды в трубах, м/с.

Нарушение циркуляции возможно и при резких изменениях давления в котлоагрегате. В период резкого снижения давления происходит самоиспарение части воды в подъемных (обогревае-

мых), а в некоторых случаях и в опускных трубах. Примерные величины максимально допустимой скорости падения давления по условию предотвращения самонагрева приведены на рис. 6.2. Самонагревание тем более вероятно, чем выше уровень рабочего давления, и может стать опасным в тех случаях, когда относительная скорость образующегося пара приблизится к скорости движения воды вниз в опускных трубах. Гораздо существеннее на надежности циркуляции сказывается резкое повышение давления. В практике эксплуатации подобные резкие повышения давления наблюдаются в результате форсировки топki, которой предшествовало аварийное снижение давления. При резком повышении давления значительно возрастает экономизерная высота подъемных труб. Испарение в эти моменты происходит только в верхней части труб, что способствует опрокидыванию циркуляции, образованию в менее обогреваемых трубах «пробкового» режима движения воды, появлению в отдельных трубах свободного уровня воды. Повреждения котлоагрегатов, связанные с нарушениями циркуляции, проявляются в виде разрыва или раздутия экранных труб и по своему характеру и развитию являются наиболее серьезным видом повреждения котельных агрегатов.

К числу основных эксплуатационных мероприятий по предотвращению нарушений циркуляции можно отнести: соблюдение нормального топчного режима, исключаящего наличие неравномерного обогрева экранных труб, больших локальных теплонпряжений; бесшлакочный режим и своевременная расшлаковка топki, исключаящие неравномерное покрытие шлаком отдельных труб экрана; качественное регулирование параметров пара, своевременное принятие мер в аварийных ситуациях для предотвращения резкого понижения давления, исключение случаев резкого повышения давления (ориентировочной величиной допустимой скорости подъема давления на работающем котлоагрегате может быть 0,1 МПа за 2 мин); качественное регулирование нагрузки котлоагрегата с целью исключения резких отклонений параметров пара; соблюдение требования допустимого эксплуатационного диапазона нагрузки котлоагрегата; особенно важно не допускать снижения нагрузки ниже допустимого минимума по условиям надежности циркуляции (этот минимум колеблется в пределах 0,3—0,7 номинальной нагрузки в зависимости от типа котлоагрегата и вида топлива); строгое соблюдение требований к растопочному режиму, при котором более вероятными являются условия для неравномерного обогрева экранных труб вследствие низкой тепловой нагрузки.

Нарушения циркуляции возможны и в прямоточных котлоагрегатах. Эти нарушения связаны главным образом с гидро-

динамической разверкой параллельно работающих труб. В силу специфики гидродинамического режима многовитковых прямоточных котлоагрегатов большое значение имеют равномерность распределения воды по параллельно включенным виткам и примерно одинаковая величина их тепловосприимчивости. При спиральном расположении экранных труб в топке неоднородность обогрева отдельных труб в значительной степени выравнивается, однако все же она достигает 10%. Разница значений коэффициентов сопротивления отдельных витков тоже достигает 10%. Поэтому для прямоточных котлоагрегатов выполнение всех требований по обеспечению нормального топочного режима, поддержанию чистоты поверхностей нагрева и параметров пара не менее актуально, чем для барабанных. Для прямоточных котлоагрегатов одним из методов выравнивания гидродинамики параллельных витков является их дросселирование. Для котлов с естественной циркуляцией выравнивание гидродинамики экранных труб достигается их максимальным секционированием.

Весьма существенным является то обстоятельство, что нарушения циркуляции (гидродинамики) в большинстве случаев не сразу проявляются в виде повреждений труб, а ведут к образованию, развитию и накоплению очагов пониженной надежности (образование отдулин на трубах и изменение структуры металла вследствие перегрева), которые с течением времени приводят к разрыву труб и аварийному останову котлоагрегата.

4. *Воспламенение уноса или сажи и взрыв газов или угольной пыли в газовом тракте котлоагрегата.* Несгоревшие частицы топлива постепенно накапливаются в газоходах до момента появления условий, благоприятствующих их воспламенению. Часто воспламенение отложений происходит через некоторое время после останова котлоагрегата, в результате появления в газоходе свободного кислорода. Начавшееся горение развивается интенсивно, сопровождается быстрым возрастанием температуры и может привести к повреждению воздухоподогревателя и металлических газоходов. Загорание обнаруживается персоналом по повышению температуры в газовом тракте (для этой цели находят применение сигнализаторы температуры), а также визуально путем выявления очагов тления отложений при осмотре газоходов через специальные лючки. Для ликвидации горения уноса и сажи необходимо немедленно погасить котлоагрегат, остановить все тягодутьевые механизмы, перекрыть газовые и воздушные заслонки и применить средства пожаротушения (подача воды и пены в газоход).

Профилактическим средством против пожара в газоходе служит регулярная очистка поверхностей нагрева и газоходов.

Взрыв газов или угольной пыли является следствием по-

ступления в газоходы несгоревшей угольной пыли или горючих газов и их воспламенения. При незначительных масштабах взрыв имеет характер хлопка с раскрытием взрывных клапанов на газовом тракте. В практике эксплуатации встречаются и серьезные повреждения конструкций котлоагрегатов и трубных систем при подобных взрывах. В качестве профилактического мероприятия против взрывов используется вентиляция газоходов перед растопкой котлоагрегата, в том числе после погасания толпки вследствие нарушения режима, а на остановленном котлоагрегате должны быть приняты меры к исключению поступления топлива в толпку.

5. Повреждения труб поверхностей нагрева котлоагрегата. Они могут быть следствием перегрева, в том числе из-за нарушений циркуляции, из-за дефектов металла и сварки, эрозивного износа, наклепа в результате работы дробовой очистки. Повреждения могут иметь вторичный характер (повреждения истекающей струей). При незначительных повреждениях (образование свища), которые не сопровождаются большой потерей воды и пара и не угрожают быстрым развитием аварии (повреждение соседних труб, разрыв обмуровки водой), при необходимости допускается кратковременное оставление котлоагрегата в работе до включения резервного. При разрывах труб, сопровождающихся большой потерей воды и пара, котлоагрегат необходимо немедленно остановить. При значительных потерях воды питание водой остановленного котлоагрегата производить не следует, так как это приводит к резкому охлаждению металла, к разрушению обмуровки и к последующему развитию наружной коррозии труб.

Основными профилактическими мероприятиями по предотвращению повреждения труб являются контроль металла и своевременное выявление и устранение его дефектов, исключение нарушений режима, сопровождающихся значительными повышением температуры, нарушениями циркуляции, предотвращение значительных тепловых разверок, своевременное выявление выбегов температуры и устранение их причин.

Аварийный останов котлоагрегата производится, как правило, действием средств защиты, а при их отказе выполняется персоналом.

Согласно ПТЭ [60], котлоагрегат должен быть немедленно остановлен в случаях: прекращения действия всех питательных устройств (насосов), недопустимого повышения или понижения уровня воды в барабане или выхода из строя всех водоуказательных приборов; выхода из строя всех расходомеров питательной воды прямоточного котлоагрегата (если при этом возникают нарушения, требующие подрегулировки питания) или прекращения питания любого из потоков прямоточного котла

на время более 30с; разрыва труб пароводяного тракта или обнаружения трещин и свищей в паропроводах и паровой арматуре; недопустимого повышения давления в пароводяном тракте и отказа в срабатывании предохранительных клапанов; недопустимого повышения или понижения давления в тракте прямооточного котла до встроенных задвижек; погасания факела в топке или недопустимого понижения давления газа или мазута за регулирующим клапаном; отключения всех дымососов или дутьевых вентиляторов или всех регенеративных воздухоподогревателей; взрыва в топке или газоходах, загорания горючих отложений, разогрева докрасна несущих балок каркаса, при обвале обмуровки, а также других повреждениях, угрожающих персоналу или оборудованию; прекращения расхода пара через промежуточный пароперегреватель. Здесь перечислены случаи, требующие немедленного останова котлоагрегата во избежание больших повреждений.

Упуск воды из барабана может привести к массовым пережогам экранных труб. Не менее опасным является и перепитка котлоагрегата водой. Если своевременно не принять меры к останovu котлоагрегата при его перепитке, может произойти заброс воды в пароперегреватель, что в лучшем случае вызовет резкое снижение температуры перегретого пара и появление значительных температурных напряжений в толстостенных элементах, а также может привести к недопустимому относительному укорочению ротора турбины. При значительных ее размерах перепитка может явиться причиной непосредственного заброса воды в турбину (гидравлического удара) и повреждения проточной части.

Промедление с остановом котлоагрегата при обнаружении свищей и трещин в паропроводах и паровой арматуре, помимо опасности быстрого развития повреждений, представляет опасность и для обслуживающего персонала.

Разрыв экранной или пароперегревательной трубы определяется по резкому шуму и выбиванию газов из лючков топки и газоходов, а также по большому расхождению показаний расхода воды и пара и снижению разрежения вверху топки. Разрыв экранной трубы сопровождается резким снижением уровня воды в барабане и давления пара.

Недопустимое по условиям прочности поверхностей нагрева повышение давления перед встроенной задвижкой прямооточного котлоагрегата может произойти при ее закрытии, а при пусках — из-за закрытия дроссельных клапанов на линии сброса среды к сепаратору. При резком снижении давления до встроенной задвижки обычно появляется пульсация среды в трубах нижней радиационной части, что может привести к пережогу отдельных труб.

При погасании факела в топке немедленный останов котлоагрегата с прекращением подачи топлива в топку необходим во избежание взрыва в топке, который сопровождается большими разрушениями. Включение котлоагрегата в работу можно производить после вентиляции топки и газоходов в течение примерно 10 мин. При недопустимом снижении давления мазута резко ухудшается работа форсунок и нарушается топочный режим. Несгоревший мазут сепарируется на поду топки и поверхностях нагрева, что может привести к взрыву.

Прекращение подачи воздуха при останове дутьевых вентиляторов или прекращение его нагрева при останове регенеративных воздухоподогревателей вызывает резкое снижение параметров пара и заброс несгоревшего топлива в топку и газоходы. При останове дымососов происходит выброс газов в помещение котельной.

Обеспаривание промежуточного пароперегревателя может привести к пережогу его поверхностей нагрева и является следствием закрытия запорных задвижек или открытия предохранительных клапанов холодного промперегрева.

Котлоагрегат должен быть также остановлен персоналом в течение времени, определяемого конкретными условиями (степень повреждения, наличие резерва и т. п.), в случаях: обнаружения свищей в трубах поверхностей нагрева, питательных трубопроводах, течи и парения в арматуре, фланцевых и вальцовочных соединениях, недопустимого повышения температуры металла поверхностей нагрева, если снизить температуру изменением режима работы котлоагрегата не удастся; выхода из строя всех дистанционных указателей уровня воды в барабане; резкого ухудшения качества питательной воды по сравнению с установленными нормами. Перечисленные случаи не требуют немедленного останова котлоагрегата. Однако следует иметь в виду, что длительная работа с указанными повреждениями может привести к тяжелым последствиям и аварийному останову котлоагрегата. Так, при длительной работе со свищем в трубе могут возникнуть повреждения соседних труб, попавших под струю пара или воды. Течи в арматуре и фланцевых соединениях также могут привести к значительным повреждениям, в первую очередь уплотняющих поверхностей. Длительная работа поверхностей нагрева с превышением температуры металла выше допустимой может явиться причиной их повреждения и аварийного останова котлоагрегата.

Нарушение норм качества питательной и котловой воды приводит к ухудшению качества пара и интенсивному отложению накипи на поверхностях нагрева, что может явиться причиной их пережога. Поэтому, если принятые меры по быстрому выявлению и устранению причин нарушения норм качества

воды не дают результата, котлоагрегат должен быть остановлен.

Для обеспечения своевременного обнаружения нарушений режима и отключения оборудования котельных установок применяются предупредительная технологическая сигнализация, технологическая защита и блокировка [49, 67].

6.4. Аварийные режимы работы турбины

Аварийные режимы работы турбины характеризуются опасным изменением состояния турбоагрегата и возникновением ситуаций, которые могут привести к повреждению отдельных элементов турбинной установки. При возникновении аварийного режима турбина останавливается или незамедлительно выполняются операции по предупреждению опасного развития ситуации.

Особую опасность представляют случаи разгона турбины, когда резко (пропорционально квадрату скорости вращения) возрастают напряжения от центробежных сил в деталях ротора, а также ситуации, при которых могут возникнуть повреждения элементов турбины и сильные задевания в проточной части. Причинами таких повреждений могут быть гидравлические удары в турбине, а также аварийные режимы, характеризующиеся внезапным появлением сильной вибрации, недопустимыми величинами осевого сдвига и относительного изменения длины ротора, прослушиванием ударов в проточной части. В этих случаях требуется немедленный останов турбины с ускоренным торможением ротора, что достигается за счет срыва вакуума в конденсаторе. Останов со срывом вакуума необходим также при аварийном нарушении режима работы системы смазки, когда появляется опасность возникновения сухого трения вала в подшипниках и их выплавления.

Необходимость срыва вакуума при останове турбины определяется местной инструкцией в соответствии с указанием завода-изготовителя. Обычно аварийный останов со срывом вакуума производится в следующих оговоренных ПТЭ [60] случаях: при повышении скорости вращения турбины сверх предела уставки срабатывания автомата безопасности; при недопустимых осевом сдвиге и относительном изменении длины ротора; при недопустимом (до третьего предела) снижении давления масла в системе смазки или уровня в масляном баке, а также при недопустимом (до 75° С) повышении температуры масла на сливе из любого подшипника; при внезапном появлении сильной вибрации турбоагрегата; при слышимых металлических звуках и необычных шумах внутри турбины; при появлении искр или дыма из подшипников и концевых уплотнений турбины или генерато-

ра; при воспламенении масла на турбине и невозможности немедленно ликвидировать пожар имеющимися средствами; при появлении признаков гидравлического удара в турбине. Признаками гидравлического удара являются резкое снижение температуры свежего пара, появление влажного пара из фланцев регулирующих клапанов, металлический шум и удары в турбине, а также гидравлические удары в паропроводах свежего пара и линии промперегрева.

Заброс воды в турбину может также произойти по паропроводу отбора в случае разрыва трубок, переполнения корпуса подогревателя и неполного закрытия обратного клапана на паропроводе. При этом возникают гидравлические удары в паропроводе отбора и происходят резкое снижение температуры нижней части цилиндра и его коробление. При забросе воды в турбину может произойти резкое увеличение осевого усилия и выплавление упорного подшипника с последующим осевым сдвигом. Поэтому при наличии хотя бы одного признака заброса воды турбина должна быть экстренно остановлена и тщательно прослушена. Если при выбеге ротора будут слышны задевания в проточной части, турбину следует вывести в ремонт.

Аварийный останов турбины без срыва вакуума производится в случаях, когда для предупреждения опасного развития ситуации достаточно прекратить подачу пара в турбину и отключить генератор, а именно: при аварийном изменении параметров свежего пара и пара промперегрева, а также недопустимом ухудшении вакуума; при перегрузке последней ступени турбины с противодавлением; при внезапном падении давления водорода, если нельзя быстро ликвидировать утечку, а также уменьшении перепада давления «масло — водород» в системе уплотнения генератора ниже предельной величины; при появлении дыма из генератора или возбудителя.

Влияние изменения начальных и конечных параметров пара, а также величины противодавления на экономичность и надежность паротурбинных установок рассмотрено в § 2.5. Выход этих параметров за определенные пределы опасен из-за возможности перегрузки отдельных ступеней турбины, снижения длительной прочности металла, недопустимого изменения осевых зазоров и задеваний в проточной части, роста осевых усилий и чрезмерного разогрева цилиндра низкого давления и появления сильной вибрации.

Аварийное уменьшение перепада давления «масло — водород» может явиться причиной разуплотнения генератора и большой утечки водорода, который в определенной пропорции с воздухом образует взрывоопасную смесь.

Появление искр или дыма из генератора, работающего с воздушным охлаждением, является признаком пожара обмоток ге-

нератора. В этом случае после отключения генератора и гашения магнитного поля необходимо принять немедленные меры для тушения пожара.

Турбина также должна быть разгружена или остановлена в течение времени, определяемого главным инженером ТЭС, в следующих случаях [60]: при обнаружении неисправностей в системе регулирования, препятствующих нормальной работе турбины, например при заедании стопорных, регулирующих клапанов, поворотных диафрагм или обратных клапанов отборов; при нарушении нормальной работы вспомогательного оборудования, схемы и коммуникаций установки, если устранение причин нарушений невозможно без останова турбины, например в случае появления парения или течи воды в элементах тепловой схемы, если нельзя отключить поврежденный участок; при обнаружении свищей в трубопроводах пара, основного конденсата и питательной воды, а также в маслопроводах. Кроме того, турбина должна быть остановлена при значительном нарушении водяной плотности конденсатора, что может привести к попаданию больших количеств солей жесткости в питательный тракт паротурбинной установки.

В значительной части рассмотренных случаев аварийного останова со срывом и без срыва вакуума происходит срабатывание соответствующих средств защиты турбоагрегата и автоматическое закрытие стопорных и регулирующих клапанов. После этого следует выполнить все другие необходимые операции по останову турбины.

Аварийные ситуации могут возникнуть также при набросах и сбросах нагрузки, отключении подогревателей питательной воды, потере напряжения в линиях собственных нужд [35].

Внезапный наброс нагрузки может произойти при понижении частоты в системе, ошибочных действиях обслуживающего персонала, неисправности системы регулирования, отключении группы ПВД. Если при этом нагрузка турбины превысит допустимую, ее необходимо уменьшить до исходной. Если наброс нагрузки произошел из-за снижения частоты в системе и мощность турбины не превысила допустимой величины, то разгружать турбину не следует. Во всех случаях наброса нагрузки турбину необходимо тщательно осмотреть и проверить.

Сброс нагрузки может быть частичным и полным. Причины частичного сброса являются возрастание частоты в системе, неполадки в системе регулирования, резкое уменьшение давления свежего пара, ошибочные действия обслуживающего персонала. Если сброс нагрузки произошел не из-за увеличения частоты в системе, мощность турбины необходимо вернуть к прежнему значению.

Сброс нагрузки до холостого хода происходит при срабаты-

вании электрических средств защиты. Система регулирования турбины должна удерживать ее на холостом ходу, при этом скорость вращения турбины будет увеличиваться в соответствии с величиной степени неравномерности статической характеристики регулирования. Если степень неравномерности регулирования равна 4%, то при сбросе нагрузки до холостого хода скорость вращения турбины возрастет на $0,04 \cdot 3000 = 120$ об/мин. Однако мгновенное динамическое увеличение скорости вращения турбины в момент отключения генератора может быть существенно больше, достигая 200 об/мин и более.

Полный сброс нагрузки с закрытием стопорных, защитных и регулирующих клапанов (отключение турбины) происходит при срабатывании средств защиты турбины или производится обслуживающим персоналом при возникновении аварийных ситуаций. Если турбина отключена из-за ложной работы защиты или ошибочных действий персонала, то можно вновь открыть клапаны и нагрузить ее.

При сбросах нагрузки необходимо тщательно контролировать скорость вращения, приводя ее к номинальной величине с помощью синхронизатора. Если система регулирования не может удерживать турбину на холостом ходу, то должен срабатывать автомат безопасности и автоматически перекрываться доступ пара в турбину. В случае отказа автомата безопасности турбина должна быть экстренно отключена вручную, причем последующий пуск турбины запрещается до устранения неисправности в автомате безопасности.

При отключении какого-либо регенеративного подогревателя (или группы подогревателей) растет расход пара через ступени турбины, расположенные после данного отбора. При этом возможна перегрузка, в частности последней ступени. Для предупреждения этого необходимо выдерживать заданные заводом-изготовителем предельные величины нагрузки турбины и давления в регулирующей ступени при различных режимах работы системы регенерации, в том числе при отключенных группах ПВД и ПНД, а также при полностью отключенной системе регенерации.

В случае полной потери напряжения в линиях собственных нужд нормальная работа паротурбинных установок становится невозможной, и требуется их останов. Для обеспечения надежного останова турбин в таких условиях масляные насосы смазки имеют аварийный привод постоянного тока от аккумуляторных батарей. При частичной потере напряжения собственных нужд возможна работа паротурбинных установок со сниженной нагрузкой.

6.5. Занос солями и контроль состояния проточной части турбины

В процессе эксплуатации состояние и экономичность проточной части паровых турбин могут существенно изменяться за счет разработки уплотнений, эрозии лопаточного аппарата и т. п. Значительное снижение экономичности и надежности вызывается отложениями в турбине солей. При отложении солей в каналах сопловых и рабочих решеток происходят перераспределение тепловых перепадов по ступеням и снижение их к. п. д. за счет отклонения режима работы от расчетного. Одновременно отложение солей увеличивает шероховатость поверхности и вызывает заметное увеличение профильных потерь, особенно в ступенях высокого давления. Выпадение солей в каналах сопловых решеток увеличивает перепад давления на диафрагмах, приводит к повышению напряжений в них и увеличению утечек через диафрагменные уплотнения. Солевой занос каналов рабочих лопаток вызывает рост степени реактивности ступени, увеличивает утечки через разгрузочные отверстия дисков и радиальные уплотнения, а также может привести к значительному увеличению осевого усилия и перегрузке подшипника турбины.

Занос солями лабиринтовых уплотнений снижает эффективность их работы и приводит к увеличению протечек пара как через концевые, так и через диафрагменные уплотнения турбины. Выпадение солей в элементах парораспределения нарушает их нормальную работу и снижает надежность турбин. Например, при заносе штоков клапанов может произойти их зависание и как следствие разнос турбины при сбросах нагрузки.

В целом даже небольшая величина солевого заноса может привести к значительному снижению экономичности и надежности турбины (по данным Донецкого отделения ОРГРЭС, отложение 1 кг солей в проточной части ЦВД турбины К-100-90 приводит к снижению к. п. д. этого отсека на 1% абсолютный). Кроме того, отложения солей увеличивают сопротивление проточной части и приводят к уменьшению пропускной способности и мощности турбины.

Соли, выпадающие в турбинах, разделяются на водорастворимые (соединения натрия и частично кальция) и нерастворимые или плохо растворимые в воде (соединения кремния, железа, меди, магния, алюминия и частично кальция). Водорастворимые соединения попадают в проточную часть в основном за счет капельного уноса жидкости и более характерны для турбин среднего давления.

Водонерастворимые соединения выносятся в турбину за счет молекулярного уноса, возникающего вследствие растворимости солей и окислов в паре высокого давления, поэтому их доля

увеличивается с ростом давления пара перед турбиной. Если отложения в турбинах среднего давления в основном состоят из водорастворимых солей натрия, то в установках на 8,8 и 12,75 МПа существенная доля в твердых осадках принадлежит соединениям кремния и железа, а в турбинах сверхкритических параметров в значительных количествах откладываются соединения меди. Соединения меди появляются в паре в результате коррозии латунных трубок конденсаторов и подогревателей низкого давления. Они выпадают в ЦВД турбин и оказывают существенное влияние на экономичность вследствие малых сечений сопел и рабочих лопаток.

В целом переход к блокам сверхкритического давления усложнил проблему солевых отложений в связи с увеличением растворимости различных соединений в паре и применением исключительно прямоточных котлоагрегатов, из тракта которых эффективный вывод солей невозможен. Несмотря на жесткие требования к качеству питательной воды и пару, избежать солевого заноса турбин сверхкритического давления не удается.

Водонерастворимые соли отличаются способностью плотно соединяться с металлом турбины, что затрудняет их удаление. Водорастворимые соли образуют более рыхлые соединения, кроме того, турбины частично очищаются от водорастворимых солей при частых пусках и остановках их в результате «самопромывания».

Наиболее распространенными методами удаления солей из проточной части турбин являются:

- 1) механическое удаление солевых отложений путем обдувки межлопаточных каналов воздухом с тонким сухим песком или золой, а также с помощью металлических щеток, наждачного полотна и др. Практикуется также помещение деталей турбин с плотными отложениями в ванны со слабым раствором кислот и щелочей. Такой способ чистки эффективен, однако требует вскрытия турбин, поэтому его периодичность согласуется со сроками проведения капитальных ремонтов;

- 2) промывка турбин влажным паром под нагрузкой, когда турбина не отключается от сети, а только производится снижение ее мощности до 25—30% номинальной. Это позволяет сохранить высокую готовность турбины и надежность электроснабжения. Увлажнение пара осуществляется путем впрыска питательной воды в главный паропровод с помощью специального увлажнительного устройства, а в случае блочных установок — за счет снижения тепловыделения в топке и использования эксплуатационных и аварийных впрысков. Промывка турбин влажным паром позволяет достаточно полно удалить только водорастворимые соли. Нерастворимые соединения удаляются лишь частично, главным образом за счет разрушения твердых отложений

под воздействием термических напряжений, возникающих при расхолаживании турбины, и механического воздействия струи пара;

3) промывка турбины влажным паром с добавкой к нему химических реагентов. Такая промывка производится с отключением генератора при малых расходах пара, т. е. при пониженной скорости вращения турбины. Это позволяет уменьшить расход реагентов с сохранением их достаточной концентрации в паре. Под воздействием химических реагентов, например пиперидина ($C_5H_{11}N$), плотные соединения металлов становятся рыхлыми и удаляются потоком влажного пара. В последнее время химическая промывка турбин находит все большее распространение и позволяет в значительной мере решить проблему удаления водонерастворимых солей из проточной части турбин без их вскрытия.

Контроль солевых отложений в турбинах обычно осуществляется путем измерения давления в контрольных ступенях. Повышение давления пара в данной контрольной точке турбины при неизменном расходе пара (неизменном положении регулирующих клапанов) свидетельствует о повышении сопротивления последующих ступеней, а значит, о возможном заносе их солями. В качестве контрольных используют давления в камере регулирующей ступени и в некоторых регенеративных отборах. Относительное повышение давления в контрольной точке

$$\Delta p_k = \frac{p_3 - p_4}{p_4} 100\%,$$

согласно ПТЭ [60], не должно превышать 10—15% (p_3 , p_4 —давление в одних и тех же контрольных ступенях при занесенной и чистой проточной части). Такой метод контроля не отличается высокой точностью и чувствительностью вследствие зависимости давления в контрольных ступенях от начальных параметров пара, расхода воды через систему регенерации и не позволяет непосредственно оценить изменение к. п. д. проточной части как основного показателя ее состояния. Поэтому в последнее время для контроля состояния проточной части с точки зрения заноса ее солями и других возможных изменений все более широкое применение находит метод упрощенных тепловых испытаний (так называемых экспресс-испытаний) турбин, позволяющий с достаточной точностью оценить относительное изменение к. п. д. турбин в процессе эксплуатации [86].

Сущность этого метода состоит в получении зависимости приведенного давления пара в контрольных ступенях $p_i^{пр}$ от приведенной мощности турбины $N_s^{пр}$. Приведенные величины давления и мощности получают путем приведения опытных величин к со-

поставимым (номинальным) условиям. Для облегчения приведения измеренных величин к номинальным условиям и повышения точности конечного результата опыты по оценке изменения состояния проточной части выполняются при отключенной системе регенерации и неизменном положении органов парораспределения с достаточно узким допустимым диапазоном изменения параметров пара (температура должна изменяться в пределах не более $\pm 8^\circ\text{C}$, а давление $\pm 5\%$).

Приведение электрической мощности производится по формуле

$$N_s^{\text{np}} = A \beta_i^0 N_s^{\text{оп}} \pm \Delta N_{\kappa}, \quad (6.1)$$

где A — коэффициент, учитывающий изменение расхода пара на турбину из-за отклонения начальных параметров пара при неизменном положении регулирующих клапанов:

$$A = \sqrt{\frac{(p_0^{\text{n}})^2 - (p_2^{\text{n}})^2}{(p_0^{\text{оп}})^2 - (p_2^{\text{оп}})^2}} \sqrt{\frac{p_0^{\text{оп}} v_0^{\text{оп}}}{p_0^{\text{n}} v_0^{\text{n}}}};$$

p_0 , v_0 , p_2 — начальные параметры пара и конечное давление на выходе из турбины (степень «н» означает номинальные параметры пара, «оп» — опытные). Если пренебречь влиянием конечного давления, что допустимо для конденсационных турбин, то

$$A = \sqrt{\frac{p_0^{\text{n}} v_0^{\text{оп}}}{p_0^{\text{оп}} v_0^{\text{n}}}}.$$

Коэффициент β_i дает поправку к мощности на изменение теплоперепада на турбину в связи с отклонением начальных параметров пара от номинальных и определяется как

$$\beta_i^0 = 1 + \frac{\alpha_i}{100},$$

где α_i — относительное (в процентах номинального) изменение теплоперепада на турбину.

Абсолютная величина изменения располагаемого теплоперепада при этом может определяться с помощью i — S -диаграммы как изменение перепада тепла при отклонении начальной температуры от номинальной до некоторой условной i_0^Φ , представляющей начальную температуру «фиктивного» процесса с номинальным начальным давлением и той же начальной энтальпией, что и в условиях опыта, т. е.

$$i_0^\Phi = i_0^{\text{n}} - \frac{i_0^{\text{n}} - i_0^{\text{оп}}}{C_p},$$

где i_0^{n} , $i_0^{\text{оп}}$ — начальная энтальпия пара при номинальных параметрах и в условиях опыта; C_p — теплоемкость пара.

Поправка к мощности турбины на отклонение конечного давления определяется, исходя из величины приведенного давления:

$$p_2^{np} = p_2^{on} A$$

и может быть найдена с помощью «универсальной» кривой поправок на вакуум или по относительному изменению срабатываемого в турбине перепада тепла.

Формула (6.1) записана применительно к турбоустановкам без промежуточного перегрева пара при отключенной системе регенерации. При наличии пром-

перегрева к электрической мощности турбоагрегата необходимо ввести поправки $\beta_i^{n,n}$ и $\beta_{\Delta p}^{n,n}$ на отклонение от номинальных значений температуры промперегрева и падения давления в тракте промперегрева, которые также определяются по относительным изменениям перепада тепла на турбину, т. е.

так же, как и β_i^0 . Кроме того, экспресс-испытания обычно не удается провести при полностью отключенной регенерации, и в работе остаются один-два ПНД. Поэтому для приведения опытных

значений мощности к условиям работы турбины с полностью отключенной регенерацией вводится поправочный коэффициент k_{N_i} , величина которого определяется расчетным путем как $1 + \frac{N_i}{N_9^{on}}$, где N_i — недовыработка мощности соответствующего отбора. Для турбины К-160-130 значения k_{N_i} приведены на рис. 6.3, а.

Тогда в общем виде выражение для приведения мощности примет вид

$$N_9^{np} = A \beta_i^0 \beta_i^{n,n} \beta_{\Delta p}^{n,n} k_{N_i} N_9^{on} \pm \Delta N_k.$$

Приведение к номинальным условиям давления в контрольной степени производится по формуле

$$p_i^{np} = p_i^{on} \frac{p_0^n}{p_0^{on}} \sqrt{\frac{T_0^{on}}{T_0^n}} k_\tau k_{p_i},$$

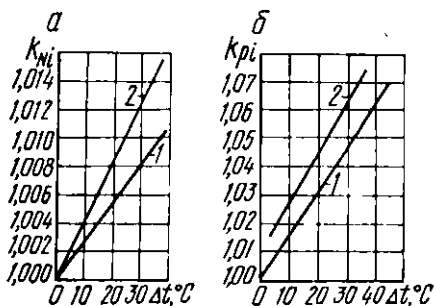


Рис. 6.3. Поправочные коэффициенты к мощности (а) и к давлению (б) при включенных ПНД1 (линия 1) и ПНД2 (линия 2) для турбины К-160-130 в зависимости от нагрева воды в ПНД.

где k_{pi} — поправка, учитывающая влияние включенных во время опыта ПНД (рис. 6.3, б); k_η — коэффициент, учитывающий изменение температуры пара перед контрольной ступенью при ухудшении к. п. д. предшествующих ступеней. Коэффициент k_η вводится, если в результате испытаний достоверно выявлено значительное (на 3—5%) изменение экономичности проточной части. Значения k_{pi} , k_η определяются по известной зависимости Стодола—Флюгеля.

Для турбин с промперегревом необходимо также ввести поправку на отклонение температуры промперегрева.

Для оценки изменения экономичности турбины в качестве контрольной ступени выбирается ступень низкого давления или одна из последних ступеней части среднего давления турбины, которые менее подвержены заносу солями и на давление перед которыми реальное изменение зазоров практически не влияет. При этом контрольная ступень вместе с последующими ступенями играет роль расходомерного устройства, а давление перед ней

$p_{\text{контр}}^{\text{пр}}$ однозначно определяет расход пара через турбину.

Получаемая в результате экспресс-испытаний зависимость $p_{\text{контр}}^{\text{пр}} = f(N_s^{\text{пр}})$ является основной характеристикой состояния проточной части. Эта зависимость для всех случаев линейная, но угол наклона ее зависит от к.п.д. турбины. Увеличение угла наклона зависимости $p_{\text{контр}}^{\text{пр}} = f(N_s^{\text{пр}})$ свидетельствует о соответствующем снижении экономичности проточной части, причем изменение к.п.д. за период времени между испытаниями

$$\Delta\eta = \left(\frac{p_{\text{контр}}^{\text{пр}}}{p_{\text{контр}0}^{\text{пр}}} - 1 \right) \eta_0$$

(индекс нуль относится к исходному (в начальный период) состоянию турбины).

При экспресс-испытаниях строятся зависимости $p_i^{\text{пр}} = f(N_s^{\text{пр}})$ для нескольких ступеней. Сравнивая их, можно оценить характер изменения проточной части различных цилиндров. Например, относительно большее увеличение угла наклона зависимостей $p_i^{\text{пр}} = f(N_s^{\text{пр}})$ для ступеней ЧВД, чем для ступеней ЧНД, свидетельствует о заносе промежуточных ступеней солями. При обратном характере изменения зависимостей $p_i^{\text{пр}} = f(N_s^{\text{пр}})$ можно предположить местное повреждение проточной части (или уплотнений) с увеличением проходных ее сечений.

В целом экспресс-испытания дают возможность оперативно и с малыми затратами сил и времени оценить изменения состояния и экономичности проточной части турбины в процессе эксплуатации. Они позволяют также более объективно оценить

качество ремонтов турбоагрегатов и обоснованно установить необходимую периодичность их проведения.

6.6. Основы эксплуатации топочных устройств котельных агрегатов

1. Общие положения

Обеспечение эффективного протекания процесса горения топлива базируется на правильной организации аэродинамики топки, определяемой ее конструкцией, видом и способом сжигания топлива, и предупреждении шлакования топки. Важнейшими режимными факторами являются коэффициент избытка воздуха в топке, правильное соотношение между первичным и вторичным воздухом, оптимальные скорости воздуха.

Работа топочных устройств характеризуется видимым теплонапряжением топочного объема

$$qv = \frac{BQ_p^p}{V_T},$$

где B — расход топлива, кг/с; Q_p^p — располагаемое тепло топлива, кДж/кг (кДж/м³); V_T — объем топочной камеры, м³.

С повышением qv растет температура газов на выходе из топки, что при сжигании зольных топлив может привести к шлакованию пароперегревательных поверхностей нагрева и радиационных поверхностей нагрева в топке. При шлаковании топки тепловосприятие радиационных поверхностей нагрева уменьшается, увеличивается тепловая разверка для отдельных труб, снижаются паропроизводительность и экономичность котлоагрегата. Поэтому большое значение имеет эффективное использование обдувочных устройств для обдувки топочных, фестонных и ширмовых поверхностей нагрева.

Должны приниматься также меры для обеспечения равномерного распределения температуры и однородности газового потока по сечению топки, что достигается за счет равномерной загрузки горелочных устройств и индивидуального контроля за работой каждой горелки.

Влияние состава и качества топлива и основных режимных факторов на работу котлоагрегатов было рассмотрено в гл. 2. Ниже приводятся особенности эксплуатации различных видов топочных устройств.

2. Эксплуатация топок с прямым вдуванием пыли

Камерные топки с прямым вдуванием пыли могут сочетаться с различными размольными устройствами. Наиболее характер-

ным видом подобных топок являются шахтно-мельничные. На экономичность топочного процесса шахтно-мельничной топки влияют тонкость и влажность пыли, избыток воздуха в топке, соотношение и скорость подачи первичного и вторичного воздуха и тепловые нагрузки топочного пространства. Угрубление помола сопровождается, с одной стороны, уменьшением расхода энергии на размол топлива, с другой — повышением потерь от механического и химического недожога топлива. Схема определения наивыгоднейшей тонны помола показана на рис. 6.4. Оптимальная тонна соответствует минимальной величине

$$\Sigma q = q_3 + q_4 + q_n,$$

где q_n — относительный расход тепла на размол топлива, т. е. доля топлива, затрачиваемого на получение электроэнергии, необходимой для размола топлива.

Для шахтно-мельничных топок практикуется разделение вторичного воздуха на несколько потоков: верхний, нижний и задний. Верхний вторичный воздух, подаваемый через верхнее сопло, полезен при больших нагрузках топки и в случаях необходимости снижения ядра факела (направления его наклонно вниз). Нижний воздух предотвращает сепарацию топлива, опускание факела и шлакование нижней части топки. Задний воздух необходим для мощных топок, имеющих значительную глубину, способствует более равномерному заполнению топки, обеспечивает питание кислородом наиболее интенсивно горящей зоны факела и предотвращает шлакование задней стенки за счет смещения ядра факела в глубь топки. Задачей эксплуатации является правильное использование и поддержание необходимых параметров для всех потоков воздуха в соответствии с отработанными режимными картами.

При правильной работе топки горение начинается на небольшом расстоянии (примерно 0,5 м) от выходного сечения амбразуры и заканчивается до экранных труб, цвет пламени ярко-соломенный, факел не должен иметь горящих мушек, указывающих на наличие в потоке грубых частиц, и темных полос, являющихся результатом недостатка воздуха или неправильного его распределения.

При прямом вдувании пыли применяются и другие размольные устройства — мелющие вентиляторы при сжигании влажных

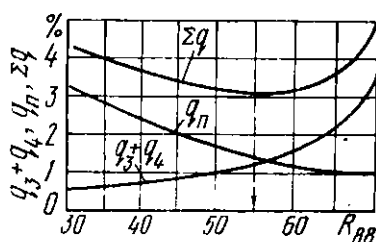


Рис. 6.4. Определение наивыгоднейшей тонны помола.

бурых углей и фрезерного торфа, а также среднеходные и шаровые барабанные мельницы.

3. Эксплуатации топок с промежуточным бункером

Наиболее важным фактором для таких топок является воздушный режим, определяемый общим избытком воздуха α_t и соотношением первичного и вторичного воздуха. С увеличением выхода летучих в топливе необходимо увеличивать α_t и подачу первичного воздуха, чтобы обеспечить требуемую скорость и полноту их выгорания. Увеличение α_t понижает q_3 , однако при чрезмерном увеличении избытка воздуха процесс горения ухудшается из-за понижения его температурного уровня.

Сжигание низкореакционных углей (АШ, Т) связано со специфическими трудностями, обусловленными пониженной устойчивостью процесса горения. Сниженная интенсивность воспламенения пыли ведет к замедлению начала образования факела и увеличению времени, потребного для ее выгорания. Для улучшения топочного процесса необходимо обеспечивать исправное состояние зажигательного пояса в области горелок, выполняемого на ошипованных экранах нанесением карборундовой (или хромитовой, что хуже) массы и обеспечивающего повышение температуры в области ядра факела. Большое значение имеет состояние горелочных устройств. Насадки горелок и сами амбразуры должны в эксплуатации сохранять правильную первоначальную форму. Обгорание насадок и амбразур приводит к смещению факела, сепарации топлива, шлакованию, температурным разрывкам. Важнейшим условием для обеспечения длительной работоспособности горелочных устройств является выдерживание отработанного и заданного режимными картами аэродинамического режима (скоростей и расходов воздуха) при всех режимах работы котлоагрегата. Особо опасным для горелочных устройств является режим нахождения их в резерве, когда охлаждение их деталей может быть нарушено. Поэтому отключение горелок крайне нежелательно.

Наличие промежуточного бункера для пылевого топлива позволяет лучше использовать размольные устройства за счет возможности их работы с полной нагрузкой и остановки в случае необходимости в резерв. Неправильная эксплуатация пылевого бункера может вызвать нарушение работы топки вследствие неравномерной подачи пыли.

4. Особенности эксплуатации топок с жидким шлакоудалением

Для топок с жидким шлакоудалением характерны наличие утепленного пода, устройств для выпуска и приема расплавлен-

ного шлака и его гранулирования, а также повышенный уровень теплонапряжения для обеспечения высокой температуры в топке, достаточной для плавления шлака. К достоинствам топки с жидким шлакоудалением следует отнести повышение надежности топки с точки зрения шлакования, теплонапряжения и мощности топки, устойчивости топочного процесса, экономичности агрегатов за счет уменьшения уноса и снижения топочных потерь, а также появление возможности использования более грубой пыли, что снижает расход электроэнергии на размол.

В процессе эксплуатации топки с жидким шлакоудалением нужно учитывать и следующие ее недостатки: 1) более ограниченный диапазон нагрузок и как следствие — понижение маневренности котлоагрегата. Нельзя допускать работу с нагрузкой ниже установленного минимума (60—70%) во избежание нарушения процесса удаления расплавленного шлака вследствие его застывания при уменьшении температуры в топке, сопровождающем снижением нагрузки; 2) химическое взаимодействие шлака с материалом обмуровки и футеровки и разрушение последних вследствие этого (для уменьшения интенсивности этих процессов необходим соответствующий подбор состава обмуровочных материалов и футеровки); 3) появление увеличенных потерь с физическим теплом шлака вследствие увеличения доли золы, улавливаемой в топке. Имеются методы использования физического тепла шлаков, в частности тепла воды, в которой гранулируется и охлаждается шлак, однако это повышает стоимость установки. Использование шлака для промышленных целей может компенсировать увеличение потерь тепла; 4) недостаточную устойчивость выхода жидкого шлака для ряда топлив (при $t_3 > 1500^\circ \text{C}$). Устойчивость выхода жидкого шлака может нарушиться также при сепарации топлива на под.

Причиной нарушения устойчивости выхода жидкого шлака может явиться изменение состава и качества топлива. «Длинные» шлаки, у которых вязкость плавно меняется при изменении температуры, более пригодны для жидкого шлакоудаления. Для углей с «короткими» шлаками целесообразно применять флюсующие добавки, выбираемые с учетом состава золы и понижающие вязкость шлака.

Применение топок с жидким шлакоудалением наиболее целесообразно при сжигании топлив с малым выходом летучих (АШ, Т). Для многозольных топлив переход на жидкое шлакоудаление также выгоден, так как облегчает условия золоулавливания и золоудаления.

Для улучшения режима шлакоулавливания в топке, выхода расплавленного шлака применяются двухкамерные топки, топки с предтопками (в частности, с циклонами). В первой камере или в предтопке имеют место повышенное теплонапряжение, более

высокие температурные уровни, более интенсивный тепло- и массообмен, в результате чего повышаются надежность и эффективность процессов улавливания и удаления шлака.

5. Особенности эксплуатации мазутных топок

Мазут сжигается в распыленном виде, для чего применяются механические или паровые форсунки. Мазут перед сжиганием должен быть подогрет до $100\text{--}120^\circ\text{C}$ для улучшения условий для его распыливания и воспламенения. Мазут легко воспламеняется и устойчиво горит ярким факелом. Для повышения экономичности, снижения вредных выбросов и низкотемпературной коррозии сжигание мазута должно производиться с малым избытком воздуха. Наиболее распространенной в настоящее время является работа с $\alpha_{\text{т}} = 1,03\text{--}1,05$. Однако даже такие относительно малые избытки воздуха не обеспечивают вполне надежной работы мазутных котлоагрегатов, поэтому имеет место тенденция перехода на работу с предельно низким $\alpha_{\text{т}} = 1,01\text{--}1,02$ и даже $\alpha_{\text{т}} = 1,005$. Понижение избытка воздуха приводит к снижению генерации серного ангидрида SO_2 и температуры точки росы, при которой происходит конденсация влаги и паров серной кислоты на поверхностях нагрева воздухоподогревателя.

Для улучшения распыливания мазута применяется относительно высокий уровень рабочего давления мазута перед форсунками ($2,5\text{--}3\text{ МПа}$), и существует тенденция повышения как давления (до 6 МПа), так и температуры (до $150\text{--}200^\circ\text{C}$).

Есть два способа регулирования нагрузки мазутных котлоагрегатов: качественное и количественное. При *качественном* регулировании число работающих горелок остается постоянным. Изменение нагрузки достигается изменением подачи топлива и воздуха сразу во все горелки. При *количественном* регулировании изменяется число работающих горелок. При качественном регулировании снижаются скорость воздуха, давление мазута, замедляются процессы смешения топлива и воздуха, укрупняются капли мазута, увеличивается время их сгорания. Перечисленные факторы приводят к необходимости ограничения диапазона нагрузки и увеличения $\alpha_{\text{т}}$ котлоагрегатов. Количественное регулирование тоже имеет свои недостатки: ухудшается заполнение топки факелом, увеличиваются температурные разверки.

Важнейшими задачами эксплуатации мазутных котлоагрегатов являются обеспечение равномерного распределения мазута и воздуха между горелками при поддержании минимального $\alpha_{\text{т}}$, выдерживание соответствия между количествами мазута и воздуха. Для этого на ряде установок применяются приборный контроль расхода мазута и воздуха на каждую отдельную горелку и соответствующее регулирование их соотношения. Большое зна-

чение имеют также мероприятия по ограничению присосов воздуха в топку, так как наличие заметных местных присосов при общем α_T , близком к единице, приводит к работе отдельных горелок с дефицитом воздуха.

6.7. Эксплуатация устройств пылеприготовления

1. Классификация систем пылеприготовления

Системы приготовления пыли разделяются на центральные и индивидуальные. В *центральных* системах приготовление пыли производится в отдельных сооружениях — пылезаводах. В *индивидуальных* системах каждая пылеприготовительная установка обслуживает только свой котлоагрегат, при этом может предусматриваться возможность ограниченной передачи пыли соседним котлоагрегатам с помощью пневмотранспорта или распределительного шнека.

Схема пылеприготовления может быть замкнутой или разомкнутой. В *замкнутой* схеме сушильные газы (горячий воздух, топочные газы), пройдя систему пылеприготовления, сбрасываются в топку. При *разомкнутой* схеме сушильные газы и водяные пары сбрасываются в атмосферу. Замкнутые схемы пылеприготовления с прямым вдуванием являются наиболее простыми, в них пыль из мельницы подается непосредственно в горелки. В подобных схемах используются молотковые, среднеходные мельницы и мелющие вентиляторы. Более сложны системы приготовления пыли с пылевыми бункерами, для которых применяются барабанные мельницы.

Основными показателями систем пылеприготовления являются их производительность, качество пыли (фракционный состав), удельный расход электроэнергии на пылеприготовление.

2. Системы пылеприготовления с молотковыми (шахтными) мельницами

Для эффективного использования шахтных мельниц необходимо предварительное дробление топлива. По данным ВТИ, зависимость производительности шахтной мельницы от крупности предварительного дробления характеризуется следующими данными:

Остаток R_5 , % (предварительное дробление)	10	20	30	40	50
Производительность мельницы B , %	108	100	96	93	92

В известных пределах без ущерба для топочного процесса производительность мельницы может регулироваться изменением ее вентиляции в сочетании с изменением подачи топлива,

при этом увеличение производительности сопровождается угрублением помола и наоборот. Более предпочтительным является регулирование производительности системы пылеприготовления изменением числа работающих мельниц. Разумеется, такой метод регулирования предполагает ступенчатый характер изменения нагрузки.

На рис. 6.5 приведена зависимость тонины помола от скорости потока в шахте, в табл. 6.1 — рекомендуемые параметры работы мельницы.

Таблица 6.1

Топливо	Рекомендуемая тонина помола, R_{88} , %	Рекомендуемая скорость сушильного агента в шахте, м/с
Угли с выходом летучих, %:		
30—35	45	1,5—2,0
35—40	50	2,0—2,5
40—45	70	2,5—2,8
Сланцы и фрезерный торф	70	2,8—3,0

Основные указания по обслуживанию и контролю за работой шахтно-мельничных установок сводятся к следующему.

1. Производительность, тонина помола, степень подсушки и потребляемая мощность связаны между собой. Регулирование этих характеристик достигается изменением подачи топлива и воздуха в мельницу. Увеличение подачи топлива при неизменных количестве и температуре воздуха ведет к повышению потребляемой мощности, понижению температуры и ухудшению сушки. Последнее необходимо учитывать в случае размла высоковлажного топлива. Повышение влажности топлива отрицательно сказывается на работе мельницы, понижая ее производительность, и на топочном процессе.

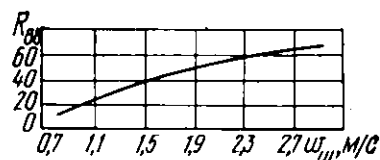


Рис. 6.5. Усредненная зависимость остатка на сите R_{88} от скорости потока в шахте $\omega_{ш}$.

Увеличение подачи в мельницу воздуха при постоянном расходе топлива приводит к угрублению помола, росту температуры аэросмеси, улучшению сушки, снижению потребляемой мощности. При уменьшении подачи воздуха картина будет обратной.

2. Регулирование подачи топлива в мельницу следует производить постепенно во избежание «завала» мельницы при резком

увеличении подачи топлива. В случае перегрузки двигателя мельницы необходимо временно отключить питатель сырого угля и прекратить подачу топлива.

3. Следует принимать меры к предотвращению попадания посторонних предметов, в частности металлических, с топливом в мельницы во избежание поломки бил мельницы.

4. Необходимо предусматривать опасность пожара, хлопков и взрывов, которые чаще всего возникают в сепарационной шахте в моменты пуска и останова мельницы, перерывов в подаче топлива. В такие периоды в мельнице могут образовываться опасные концентрации и увеличиваться температура аэросмеси. Одной из причин пожара, хлопка или взрыва являются отложения пыли, в которых образуются очаги самовозгорания. Причиной воспламенения в шахте могут быть также попадание металла в мельницу и искрообразование, пульсации потока и факела в топке, обуславливающие возникновение обратных токов, затягивающих топочные газы в мельницу. При загораниях должны применяться стационарные (подвод пара) и другие средства пожаротушения.

3. Системы пылеприготовления с шаровыми барабанными мельницами

Основные эксплуатационные характеристики шаровых барабанных мельниц (ШБМ) определяются шаровым, воздушным режимами, качеством и свойствами топлива, поступающего в мельницы, тониной помола и др.

Для обеспечения требуемой производительности мельницы необходимо поддерживать надлежащий качественный и количественный шаровой режим (вес шаровой загрузки и сортамент шаров). Расход шаров находится в пределах 0,2—0,7 кг/т у. т. и зависит от вида топлива (его размолоспособности) и режима работы мельницы. При работе мельниц с полной нагрузкой расход шаров ниже. На рис. 6.6 представлены зависимость производительности ШБМ и удельного потребления электрической мощности на размол от шаровой загрузки. Следует иметь в виду, что для поддержания производительности ШБМ необходимо своевременно заменять броню с изношенной волнистостью, так как волнистость брони обеспечивает подъем шаров в мельнице при ее вращении на нужную высоту. Основными режимными показателями работающей ШБМ являются вентиляция мельницы, загрузка ее топливом и температура аэросмеси за мельницей. Для контроля вентиляции мельницы измеряется ее сопротивление при контролируемом уровне загрузки топлива. В случае переменного по влагосодержанию топлива следует при увеличении влагосодержания повышать температуру сушильного агента,

вентилирующего мельницу, что достигается изменением температуры воздуха перед мельницей (за счет уменьшения присадки воздуха, отбираемого из промежуточной ступени воздухоподогревателя) или за счет количественного изменения рециркулирующего на мельницу потока.

Температура сушильного агента на выходе из любой мельницы лимитируется соображениями взрывобезопасности. Так, согласно ПТЭ [60], на установках с бункером пыли при сушке воздухом эта температура не должна превышать: для тощего и экибастузского углей — 130°C ; каменных и бурых углей — 70°C ;

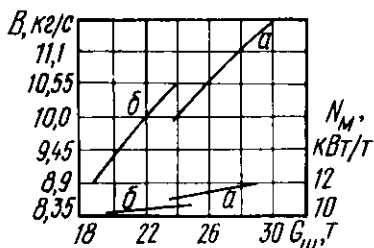


Рис. 6.6. Зависимость производительности ШБМ и удельного расхода электроэнергии на размол от веса шаров $G_{ш}$ при постоянной скорости вентиляции для подмосковного угля ($R_{88}=25\%$, ШМБ 287/487):

a — диаметр шаров 40 мм; б — диаметр шаров 30 мм.

для антрацитов и полуантрацитов температура не ограничивается. На установках с прямым вдуванием пыли при сушке воздухом температура отработавшего сушильного агента не должна превышать: для каменных углей — 130°C ; бурых углей и сланцев — 100°C ; фрезерного торфа — 80°C ; при сушке смесью дымовых газов с воздухом для всех углей и сланцев — 180°C , для фрезерного торфа — 150°C .

Большое значение для обеспечения нормальной работы пылесистем, в особенности с разветвленной схемой, имеет их плотность. Присосы воздуха в пылесистему нарушают ее аэродинамический режим, режим сушки,

приводят к понижению производительности. Присосы воздуха в пылеприготовительную установку нормируются, в частности для схем с бункерами пыли и шаровыми барабанными мельницами они не должны превышать 20—40% количества сушильного агента. Меньшая величина присосов относится к пылесистемам производительностью по АШ более 14 кг/с.

Надежность и экономичность работы пылесистемы с ШБМ в значительной степени зависит от работы таких узлов, как пылевой бункер, питатель пыли, сепаратор пыли, циклон.

Основным требованием, предъявляемым к работе бункера пыли, является отсутствие зависания пыли, что может быть причиной нарушения непрерывности истечения пыли из бункера, периодических разрушений и обвалов образующихся сводов. Для соблюдения этого требования следует обеспечить относительно постоянное заполнение бункера пылью примерно на 60—80%. Перед остановом пылесистемы в бункере должно оставаться

ся минимальное количество пыли во избежание ее слеживания и последующего сводообразования.

Питатели пыли должны обеспечивать требуемую подачу пыли путем изменения скорости вращения. Шнековые питатели пыли при низких уровнях пыли в бункере не имеют однозначной характеристики, поэтому при их эксплуатации необходимо строго соблюдать требования по поддержанию уровня пыли в бункере. Более благоприятны и близки к однозначным характеристики дисковых питателей пыли. Основным требованием к питателям пыли является поддержание минимальных зазоров между вращающимися и неподвижными деталями для максимального снижения самопроизвольного (нерегулируемого) истечения пыли.

Сепаратор пыли должен обеспечивать отделение готовой пыли от относительно грубой, подлежащей возврату в мельницу для домалывания. С учетом этого режим работы сепаратора наряду с режимом вентиляции и загрузки ШБМ определяет тонину помола пыли.

Работу сепаратора характеризуют: к. п. д. сепаратора

$$\eta_c = \frac{B'' D'_{88}}{B' D'_{88}} 100\%$$

и кратность циркуляции топлива

$$K_c = \frac{B'}{B''},$$

где B'' и B' — количество пыли, выдаваемой из сепаратора и поступившей в сепаратор; D'_{88} — процент прохода пыли до сепаратора через сито 88 мк: $D'_{88} = 100 - R'_{88}\%$; D''_{88} — то же после сепаратора.

Регулирование работы сепаратора осуществляется изменением положения его створок. На рис. 6.7 приведены основные характеристики работы сепаратора.

Работа циклона характеризуется его к. п. д., аэродинамическим сопротивлением и зерновой характеристикой пыли, выносимой из циклона. В условиях эксплуатации нормальная работа циклона нарушается из-за появления неплотностей или неправильной работы мигалок. При неплотностях в циклоне воздух проникает в него и выносит пыль. Встречаются явления забивания циклона вследствие переполнения бункера пылью, а также в результате задерживания пыли в циклоне при местном охлаж-

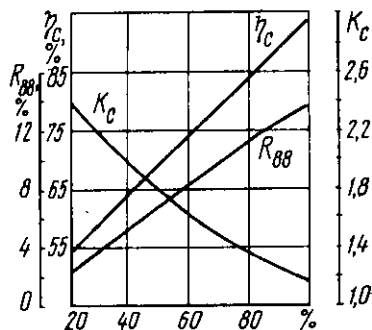


Рис. 6.7. Изменение к. п. д. сепаратора, кратности циркуляции пыли через сепаратор и тонкости пыли в зависимости от степени открытия створок сепаратора.

дении его и попадании посторонних предметов. В этом случае схема начинает работать по принципу прямого-вдувания, что приводит к нерегулируемому повышению подачи топлива в топку и к нарушению топочного режима.

4. Особенности эксплуатации разомкнутых систем пылеприготовления

Разомкнутые схемы с удалением влаги топлива в атмосферу применяются для высоковлажных топлив с целью повышения теплоты сгорания топлива, поступающего в топку. Существенное значение при этом имеет очистка дымовых газов, используемых для сушки, от золы. При низком к. п. д. золоулавливания угольная пыль дополнительно обогащается золой. Эффективность пылесистемы в целом существенно зависит от к. п. д. пылеуловителей. При двухступенчатой очистке к. п. д. пылеуловителей достигает 99%, а потеря тепла с уносом пыли составляет не более 1,2—1,5%.

Для разомкнутой схемы обязательным является поддержание постоянной температуры газов перед мельницами, независимо от нагрузки котлоагрегата. Управление схемой сводится к поддержанию постоянной температуры в шахте регулированием подачи сырого угля, регулированию температуры сушильного агента перед мельницей за счет изменения расхода воздуха через воздухоподогреватель, поддержанию постоянного давления в коллекторе первичного воздуха, регулированию подачи пыли и воздуха в зависимости от нагрузки котлоагрегата и тяги по разрежению в топке.

Получили применение разомкнутые схемы пылеприготовления с использованием молотковых мельниц. Одним из направлений является использование разомкнутых схем в сочетании с паровыми сушилками, работающими на отборном паре, на центральном пылезаводе. Эти схемы применяются на крупных ТЭС, работающих на дешевых высоковлажных углях открытых разработок.

6.8. Эксплуатация вспомогательных установок паровых турбин

1. Основные задачи обслуживания и возможные неполадки в работе конденсационных установок

Конденсационные установки предназначены для создания необходимого вакуума в конденсаторах турбины и получения чистого конденсата. Вакуум в конденсаторе получается за счет конденсации пара и поддерживается путем удаления воздуха, посту-

пающего в вакуумную систему через неплотности, с помощью воздухоотсасывающих устройств. Давление отработавшего пара однозначно определяется температурой насыщения пара:

$$t_{н} = t_{в1} + \Delta t + \delta t, \quad (6.2)$$

где $t_{в1}$ — температура охлаждающей воды на входе в конденсатор; Δt — нагрев охлаждающей воды; δt — температурный напор в конденсаторе.

Из уравнения (6.2) видно, что при заданной температуре охлаждающей воды на входе и паровой нагрузке конденсатора основными причинами ухудшения вакуума являются: уменьшение расхода охлаждающей воды; увеличение подсоса воздуха в вакуумную систему и ухудшение условий теплообмена в конденсаторе, вызывающие соответствующий рост температурного напора δt ; ухудшение работы воздухоотсасывающих устройств; загрязнение поверхности конденсатора.

Уменьшение расхода охлаждающей воды может произойти вследствие загрязнения трубных досок и трубок конденсатора, срыва сифона или уменьшения разрежения в сифоне, наличия подпора на сливной или напорной линии конденсатора, а также вследствие износа рабочих колес и подсоса воздуха через уплотнения вала циркуляционных насосов, ухудшения условий их всасывания или выхода из строя части насосов. Для предупреждения или устранения этих неполадок необходимо периодически производить чистку конденсатора, контролировать гидравлическое сопротивление циркуляционной системы и величину разрежения в сифоне, обеспечивать надлежащее техническое состояние циркуляционных насосов и производить чистку грубых решеток и вращающихся сеток водоприемных устройств.

Для предупреждения срыва сифона при малых расходах охлаждающей воды задвижка на сливной линии должна находиться в прикрытом состоянии и обеспечивать некоторый подпор, так чтобы поток воды в сливной трубе заполнял все ее сечение. Восстановление сифона производится включением эжектора циркуляционной системы. На ТЭС с центральной подачей воды от береговой насосной в случае выхода из строя одного из насосов с помощью АВР включается в работу резервный насос.

Важнейшим условием обеспечения нормальной работы конденсационной установки является поддержание достаточной воздушной плотности конденсатора. Значительные присосы воздуха могут вызывать перегрузку воздухоудаляющих устройств и ухудшение вакуума. Кроме того, наличие воздуха в паровом объеме конденсатора существенно уменьшает коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам конденсаторных труб и увеличивает температурный напор δt , а также приводит к насыщению конденсата кислородом, в особенности при наличии значи-

тельного переохлаждения конденсата, т. е. уменьшения его температуры по сравнению с температурой насыщения.

Величина присосов воздуха в вакуумную систему нормируется ПТЭ [60] и контролируется непосредственным измерением расхода воздуха с помощью воздухомера, установленного на выхлопном патрубке пароструйного эжектора. В установках с водоструйными эжекторами применяется метод количественной оценки плотности вакуумной системы, разработанный ВТИ и основанный на использовании зависимости между давлением в конденсаторе и количеством отсасываемого воздуха при работе эжекторов в области перегрузки (с наклонным участком характеристики). Согласно ПТЭ [60], присосы воздуха при номинальной нагрузке турбины мощностью 50, 100, 200 и 300 МВт не должны превышать соответственно 10, 15, 20 и 30 кг/ч. Внезапное повышение присосов воздуха может произойти вследствие нарушений в нормальной работе задних концевых уплотнений, например из-за неисправности регулятора давления пара на уплотнения.

Причинами ухудшения вакуума из-за неудовлетворительной работы пароустройных эжекторов являются: малый расход рабочего пара из-за засорения сопел эжектора или падения давления в источнике рабочего пара; повышение температуры паровоздушной смеси из-за загрязнения охладителей эжекторов и воздухоохладителя конденсатора, затопления охладителей эжекторов конденсатом или уменьшения расхода воды через них; рециркуляция воздуха между ступенями эжекторов и между первой ступенью и конденсатором при наличии неплотностей в перегородках между ступенями или по причине неудовлетворительной работы гидрозатвора.

Аварийные случаи в работе пароструйных эжекторов связаны либо с их «запариванием», либо с «захлебыванием». «Запаривание» — это нарушение нормальной работы пароструйного эжектора, возникающее вследствие неполной конденсации пара в охладителях эжекторов при недостаточном расходе через них конденсата. Для предупреждения «запаривания» эжекторов при малых расходах пара в конденсатор включается линия рециркуляции конденсата. «Захлебывание» эжекторов — переполнение их охладителей конденсатом вследствие неудовлетворительной работы системы сброса конденсата в конденсатор.

Наиболее распространенной причиной ухудшения вакуума в процессе эксплуатации является загрязнение трубок конденсаторов с водяной стороны, что не только снижает расход охлаждающей воды, но и увеличивает термическое сопротивление и как следствие вызывает рост температурного напора в конденсаторе. По своему характеру загрязнения подразделяются на механические, биологические и солевые. Для предупреждения и удаления

них применяются промывки конденсаторов обратным током воды, непрерывная (с помощью резиновых шариков) и периодическая механическая очистка трубок, термическая сушка конденсаторов, а также различные способы химической обработки охлаждающей воды [29].

Качество конденсата характеризуется содержанием в нем агрессивных газов и солей и определяется деаэрирующей способностью конденсатора и его гидравлической плотностью. На современных ТЭС предъявляются повышенные требования к качеству конденсата. Для установок с прямоточными котлоагрегатами жесткость конденсата (до конденсатоочистки) не должна превышать 1 мкг — экв/кг, а для установок с барабанными котлоагрегатами высокого давления — 3 мкг — экв/кг. Для поддержания таких норм требуются очень высокая гидравлическая плотность конденсатора и практически полное исключение присосов охлаждающей воды в его паровое пространство. Например, для блоков с прямоточными котлоагрегатами величина присосов охлаждающей воды не должна превышать 0,001—0,005 % (по отношению к расходу конденсата) при пресной охлаждающей воде и 0,0001—0,00001 % при сильно минерализованной и морской воде [29].

Для поддержания высокого качества конденсата необходимо предупреждать появление течей и неплотностей в вальцовочных соединениях конденсаторных труб с трубными досками и в самих трубках, которые могут явиться следствием механических, эрозийных и коррозионных повреждений. К мероприятиям, которые предусматриваются для повышения гидравлической плотности конденсатора, относятся: применение двойных трубных досок с уплотнением пространства между ними с помощью конденсата; организация соленых отсеков в паровом пространстве конденсатора; нанесение уплотняющих покрытий на трубные доски и выступающие концы трубок со стороны водяных камер; приварка трубок к трубным доскам. Контроль гидравлической плотности конденсатора осуществляется путем регулярного химического анализа конденсата.

Для предотвращения обогащения конденсата коррозионно-активными газами, прежде всего кислородом, необходимо обеспечивать высокую деаэрирующую способность конденсатора, снижение которой происходит при увеличении присосов воздуха, в особенности в случае появления значительного переохлаждения конденсата. Это объясняется тем, что при охлаждении конденсата ниже температуры насыщения происходит интенсивное поглощение газов из парогазовой смеси, имеющей большую концентрацию газов на поверхности раздела фаз. Одновременно переохлаждение конденсата ухудшает экономичность паротурбинной установки в связи с увеличением потерь тепла с охлаж-

дающей водой и необходимостью дополнительного нагрева конденсата в системе регенерации.

Современные конденсаторы регенеративного типа имеют минимальное паровое сопротивление и незначительное (на уровне 1°C) переохлаждение конденсата при нормальных условиях работы. Значительное переохлаждение конденсата может явиться следствием повышенных присосов воздуха, подачи больших количеств очень холодной циркуляционной воды и затопления конденсатом нижних конденсаторных труб.

Содержание кислорода в конденсате для современных паротурбинных установок не должно превышать 20 мкг/кг. Для обеспечения этого требования и повышения деаэрирующей способности конденсаторов в последнее время начали применяться конденсаторы с деаэрационными устройствами барботажного типа [29]. Необходимо также уменьшать присосы воздуха, особенно в зону вакуумной системы, заполненной конденсатом, а слив всех дренажей и потоков, содержащих растворенный кислород, должен производиться в паровое пространство конденсатора.

2. Обслуживание деаэрационных установок

Управление работой деаэрационной установки может полностью осуществляться с блочного или группового щита управления, на который выведены показания давления и уровня в деаэраторе с сигнализацией предельных значений, а также ключи управления задвижками на подаче пара и воды и автоматическим регулятором давления в головке.

Основной задачей эксплуатации деаэраторов является обеспечение высокой степени деаэрации питательной воды. Содержание кислорода в питательной воде после деаэратора строго регламентируется ПТЭ [60] и для установок на высокие параметры пара (с давлением 9,81 МПа и выше) не должно превышать 10 мкг/кг.

Для обеспечения качественной работы деаэратора необходимо не только обеспечить прогрев всей деаэрируемой воды до температуры насыщения, но и обеспечить условия для быстрого удаления выделившихся из воды газов. С этой целью величина выпара для деаэраторов повышенного давления должна быть не менее 1,5—2 кг пара на 1 т деаэрируемой воды (рис. 6.8).

Нагрев воды в деаэраторе должен быть не менее $5\text{--}6^{\circ}\text{C}$, так как в противном случае в связи с малым расходом греющего пара ухудшаются условия вентиляции головки и эффективность термической деаэрации. Особенно неблагоприятными являются режимы с отрицательным тепловым балансом деаэратора, когда тепло, вводимое с различными потоками, становится избыточным

и требуется полное закрытие регулирующего клапана на линии греющего пара. При этом не только ухудшается качество деаэрации воды, но и снижается надежность работы в связи с повышенной опасностью внезапного снижения давления в деаэраторе и кавитации (вскипания воды на входе) питательных насосов. Для предупреждения таких режимов прибегают к снижению нагрева в последнем по ходу воды ПНД путем дросселирования греющего пара.

Причинами ухудшения деаэрации могут быть также недогрев воды вследствие периодического падения давления в головке, засорение отверстий в ситах, вызывающее перелив воды через борта тарелок или другие неисправности в головке, тепловая или гидравлическая перегрузка деаэратора, т. е. поступление слишком холодной воды или увеличение ее расхода.

При тепловой перегрузке деаэратора и чрезмерном увеличении скорости движения пара происходит подбрасывание воды вверх, что сопровождается гидравлическими ударами в головке. Гидравлические удары представляют значительную опасность, так как приводят к разрушению тепловой изоляции, разрыву сварных швов и пробиванию прокладок во фланцевых соединениях.

Надежная и безопасная работа деаэраторов обеспечивается системой автоматических регуляторов и предохранительными клапанами. Число предохранительных клапанов должно быть не менее двух, они рассчитываются на пропуск максимального количества пара, подаваемого в деаэратор, и отрегулированы на давление, превышающее рабочее примерно на 15%. Перед включением деаэратора в работу производится проверка исправности предохранительных клапанов.

При возникновении пропаривания в сварных швах аккумуляторного бака или головки требуется отключение деаэраторов. Появление трещин в сварных швах и их пропаривание могут вызвать резкое падение давления в деаэраторе, сопровождающееся вскипанием воды на входе питательных насосов и их срывом.

Деаэраторы блочных установок должны иметь резервный подвод пара от постороннего источника для обеспечения возможности деаэрации воды при пуске блока. Кроме того, наличие резервного подвода пара позволяет поддерживать избыточное давление в деаэраторе в период кратковременных остановов блока, что предупреждает растворение кислорода в питательной воде и обеспечивает готовность деаэрационной установки к пуску.

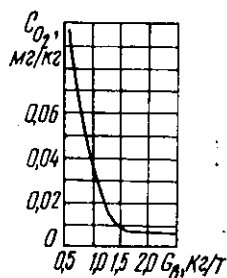


Рис. 6.8. Зависимость содержания кислорода в деаэрированной воде от величины расхода пара G_p .

При пуске деаэраторов с опорожненным баком предварительно необходимо прогреть деаэратор паром и поставить его под небольшое избыточное давление. Это позволит обеспечить деаэрацию подаваемой на заполнение баков обессоленной воды. Если бак деаэратора заполнен остывшей водой, то перед включением деаэратора необходимо обеспечить циркуляцию этой воды, забирая ее из нижней части бака и подавая в верхнюю часть головки.

3. Основы эксплуатации регенеративной системы турбины

Регенеративные подогреватели при всех режимах работы паротурбинной установки остаются включенными по нормальной схеме. При пуске турбины они вступают в работу по мере поступления воды через их трубную систему и повышения давления пара в отборах. Необходимо лишь на определенном этапе нагружения турбины перевести дренажи ПВД на деаэратор, прекратить чисто каскадный сброс дренажей ПВД и включить сливные насосы. Иногда при пусках турбины ПВД, не обладающие достаточной воздушной плотностью, отключаются по пару, что уменьшает присосы воздуха в вакуумную систему и облегчает набор вакуума. Необходимым условием надежной работы охладителей эжекторов и сальниковых подогревателей при пусках блоков и малых конденсационных нагрузках турбин является включение линии рециркуляции.

Отключение подогревателей производится в случае их повреждения и осуществляется путем последовательного прекращения подачи пара, открытия обводной линии по воде, закрытия задвижек входа и выхода воды и отключения дренажных линий и линии отсоса воздуха.

При эксплуатации регенеративной установки необходимо контролировать уровень конденсата в подогревателях и нормальную работу конденсатоотводчиков и регуляторов уровня. При падении уровня возможен проскок пара в нижний подогреватель, что снижает экономичность паротурбинной установки в связи с вытеснением греющего пара более низких отборов. При чрезмерном повышении уровня снижается конденсирующая способность подогревателя за счет затопления части поверхности нагрева.

Основными показателями работы подогревателей являются нагрев воды и температурный напор (недогрев воды до температуры насыщения), а также гидравлическое сопротивление паропроводов отборов.

Температурный напор для подогревателей без пароохладителей характеризует интенсивность процесса теплопередачи, причем рост температурного напора может явиться следствием загрязнения поверхности нагрева, затопления ее конденсатом, плохого отвода неконденсирующихся газов, пропуска воды помимо

трубной системы, нарушения нормальной схемы движения пара в корпусе подогревателя. Для достижения максимальной эффективности регенеративного подогрева воды величина температурного напора должна быть минимальной. Следует, однако, иметь в виду, что снижение температурного напора (недогрев воды) может произойти и за счет проскока пара из верхнего подогревателя, что, как уже отмечалось, приводит к снижению экономичности паротурбинной установки.

При эксплуатации регенеративной системы необходимо контролировать и систематически опробовать работу обратных клапанов отборов, АВР сливных насосов, а также действие сигнализации и защиты ПВД.

Обратные клапаны предохраняют турбину от заброса в нее воды при разрыве трубной системы подогревателей, а также от разгона ее при сбросах нагрузки паром, содержащимся в объеме подогревателей и паропроводов и образующимся в результате вскипания конденсата. Для повышения надежности работы

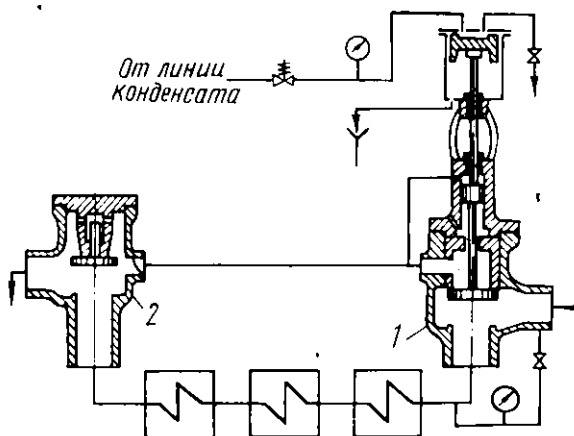


Рис. 6.9. Схема защиты ПВД от переполнения.

обратные клапаны имеют устройства принудительного закрытия в виде гидравлических сервомоторов, силовой жидкостью для которых служит конденсат после конденсатных насосов, подаваемый через отдельные клапаны с соленоидным (электромагнитным) приводом (клапан КЭС). Импульс на срабатывание обратных клапанов поступает при отключении воздушного выключателя генератора или при закрытии стопорных клапанов турбины.

ПВД имеют автоматическое регулирование, сигнализацию и защиту по уровню конденсата. Повышение уровня в ПВД из-за разрыва трубок может не только вызвать заброс воды в турбину,

но и поставить корпус подогревателя под полное давление воды после питательного насоса, на которое он не рассчитан. В современных установках выполняется групповая защита подогревателей высокого давления, отключающая всю группу ПВД при превышении уровня воды в любом из подогревателей. Принцип работы ее показан на рис. 6.9. При повышении уровня в каком-нибудь из ПВД импульс от датчика уровня поступает на соленоидный клапан, в результате чего открывается подача конденсата на гидравлический сервомотор. Сервомотор закрывает впускной клапан 1, и вода направляется по обводной линии. При этом закрывается обратный клапан 2, и вся группа ПВД оказывается отключенной.

В современных блочных установках, помимо защиты по отключению группы ПВД, применяется также защита, действующая на отключение блока при дальнейшем (до II предела) повышении уровня воды в ПВД и запрещающая включение питательных насосов. Опробование защит ПВД от переполнения по I и II пределам производится не реже одного раза в три месяца.

6.9. Организация контроля металла оборудования ТЭС

1. Общие положения

Применение высоких и закритических параметров пара в сочетании с повышением единичной мощности теплоэнергетических установок обуславливает повышение требований к надежности работы металла. Повреждаемость металла в этих условиях имеет более серьезные последствия с точки зрения безопасной эксплуатации и надежности оборудования. Последнее обусловлено влиянием масштабного фактора — наличия большого количества труб, сварных стыков и гибов, которые являются одними из самых уязвимых элементов трубных систем тепломеханического оборудования.

Для обеспечения надежной работы металла необходимо улучшение технологии его изготовления, применение новых, высокопрочных качественных сталей. Наряду с этим должен осуществляться в большем объеме и более точный входной (перед монтажом) и эксплуатационный контроль металла, имеющий целью выявление дефектов металла, допущенных заводом-изготовителем и возникших в процессе эксплуатации.

Контроль исходного состояния металла осуществляется заводами-изготовителями оборудования, однако опыт показал, что этим контролем ограничиваться нельзя. Контроль при монтаже частично дублирует заводской контроль и охватывает дополнительно монтажные сварные соединения. Эксплуатационный контроль имеет целью выявление изменений в металле и сварных

соединениях, обусловленных воздействием высоких температур и напряжений, своевременное обнаружение дефектов, оценку эксплуатационной надежности металла и сварных соединений. Одной из задач контроля металла на ТЭС является выявление и исключение применения не соответствующих условиям эксплуатации сталей.

2. Входной контроль металла

Для определения марки стали, рассортировки деталей по маркам широко применяется спектральный анализ [4, 13]. Наибольшее распространение получил эмиссионный спектральный анализ по линейным спектрам.

Испускание светящихся паров металла возникает под действием дугового или искрового разряда между двумя электродами, одним из которых является исследуемый металл, а вторым — медный, железный или угольный электрод. Возбужденные атомы, образующие разрядное облако, дают излучение, длина волны которого определяется природой элемента. Это излучение с помощью оптической системы разлагается в спектр по длинам волн. Поскольку атомы излучают энергию дискретно, спектр состоит из отдельных линий разной интенсивности. Положение линии в спектре характеризуется длиной волны, излученной атомами данного элемента, а ее интенсивность — количеством этих атомов. Определение элементов сводится к отысканию в спектре линий, соответствующих данному элементу.

Спектральный анализ может быть количественным, полуколичественным и качественным. В практике монтажа и эксплуатации преимущественно применяется полуколичественный анализ, когда наличие и концентрацию примеси определяют визуально, путем сравнения заранее составленных таблиц спектров с полученным спектром исследуемого металла по интенсивности линий излучения. Для подобного спектрального анализа применяются стационарные и переносные стилоскопы, а сам анализ называется *стилоскопическим*.

Для точного определения химического состава металла применяются спектрографы. Спектр исследуемого металла фотографируют в спектрографе на пластину для последующего сопоставления с эталонными образцами.

Основным преимуществом метода стилоскопирования является возможность быстрого качественного и примерного количественного определения химического состава металла на месте установки действующего оборудования, в том числе и в труднодоступных местах, в местах его складирования, без применения разрушающих методов.

3. Контроль состояния металла в период эксплуатации

Контроль ползучести. Под совместным воздействием температуры свыше 450°C и напряжений как от внутреннего давления, так и циклических, вызываемых нарушениями процессов генерации пара и топочных, в металле труб пароперегревателей, коллекторов и паропроводов развивается ползучесть (КРИП). Ползучесть представляет медленное и непрерывное накопление

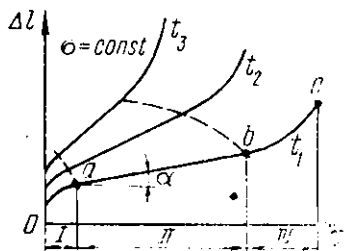


Рис. 6.10. Диаграмма ползучести для различных значений температуры.

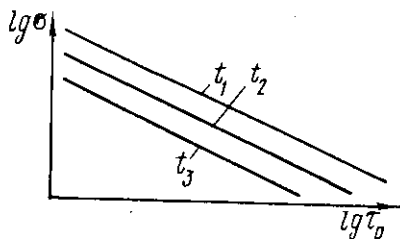


Рис. 6.11. Зависимость предела длительной прочности металла от времени до разрушения.

пластической деформации, т. е. постепенное увеличение размера детали. Процесс этот протекает при напряжениях ниже предела текучести. При достижении определенной величины пластической деформации металл разрушается. Поэтому размеры деталей, работающих в условиях, допускающих развитие ползучести, необходимо постоянно контролировать.

На рис. 6.10 представлена диаграмма ползучести для трех значений температуры $t_1 < t_2 < t_3$. Участок затухающей ползучести соответствует короткому начальному периоду *I*, когда металл даже несколько упрочняется. Периоду *II* соответствует участок *ab*, в пределах которого деталь может работать надежно, не разрушаясь. Скорость ползучести в этом периоде постоянна: $v_{II} = \lg \alpha$. В течение периода *III* интенсивно нарастает деформация, и в точке *с* наступает разрушение.

Надежная работа возможна только в течение периода *II*. Напряжение, при котором скорость ползучести в периоде *II* не превышает допустимой, или напряжение, вызывающее за данный срок службы суммарную деформацию не более допустимого предела, называется *условным пределом ползучести* и обозначается σ_{II} . Для стали допускается предельная суммарная деформация 1% за 100 тыс. ч работы, чему соответствует скорость ползучести $v_{II} = 10^{-7}$ мм/мм·ч, или $10^{-6}\%$ /ч.

В условиях ползучести длительность работы детали до разру-

шения зависит от величины напряжения. Напряжение, вызывающее разрушение металла в течение заданного периода, называется *пределом длительной прочности* и обозначается $\sigma_{дл}$. Общий характер зависимости длительности работы металла до разрушения τ_p от напряжения σ показан на рис. 6.11.

Контроль за остаточной деформацией труб вследствие ползучести осуществляется путем периодического замера их диаметров. Методика контроля за остаточной деформацией труб и ее измерения изложена в специальной литературе [13, 15, 25].

Ползучесть пароперегревательных труб определяется с помощью шаблонов с учетом допускаемой остаточной деформации, равной для труб из углеродистых сталей 3,5%, из легированных сталей 2,5% по отношению к номинальному диаметру. Участки с плюсовой деформацией выше указанной подлежат замене.

Контроль изменения структуры и механических свойств металла. Под влиянием диффузионных процессов, интенсифицирующихся при повышенных температурах, могут изменяться структура металла и его свойства. Так, в углеродистой и низколегированной стали, не содержащей хрома, в зоне термического влияния сварки может происходить разложение цементита с выделением свободного углерода в форме графита — графитизация, сопровождающаяся сильным разупрочнением (снижением прочности, пластичности и ударной вязкости). Другая разновидность изменения микроструктуры этих же сталей — сферондизация, заключающаяся в том, что карбиды перлита, имеющие в исходном состоянии пластинчатую форму, превращаются постепенно в округлые частицы — сферонды, которые в дальнейшем коагулируют. Для оценки степени графитизации и сферондизации разработана балльная система. В сферондизированном состоянии, соответствующем баллу 6 (наивысшему), пределы прочности и текучести снижаются на 25%, ударная вязкость — на 50—80%, скорость ползучести увеличивается в 2—2,5 раза [15].

У легированных сталей наблюдаются фазовые превращения — переход легирующих элементов в процессе эксплуатации при высоких температурах из твердого раствора в карбидную фазу, что отрицательно влияет на жаропрочность стали.

Для аустенитных сталей (в частности, X18H9T, X18H12T) большое значение имеют величина зерна и расположение зерен, характеризующие качество структуры металла; отрицательно на работоспособности стали сказывается как крупнозернистая, так и мелкозернистая структура.

В целях наблюдения за структурными изменениями, ползучестью и прочностными характеристиками металла предусматривается выделение контрольных участков главных паропроводов перегретого пара и горячих ниток паропроводов вторичного пара, работающих при температуре 450°С и выше. Контрольные

участки должны быть предусмотрены при проектировании паропроводов и выполнены при монтаже. Трубы контрольных участков поставляются заводами-изготовителями из числа труб, изготовленных из плавок с наименее благоприятными механическими свойствами, химическим составом и структурой. Контрольный участок должен быть прямолинейным, длиной между сварными соединениями не менее 4 м, без каких-либо опор и располагаться на горизонтальных участках паропровода, как правило, вблизи котлоагрегата.

При исследовании металла контрольных участков определяют: полный химический состав, в том числе содержание легирующих элементов в карбидах; механические свойства при 20° С и рабочей температуре (предел прочности, предел текучести, относительное удлинение, относительное сужение); ударную вязкость при 20° С и твердость (НВ); микроструктуру и неметаллические включения; ползучесть при расчетных параметрах.

Контроль исходного состояния металла контрольного участка выполняется перед монтажом, последующий контроль — не позже чем через 20 тыс. ч работы паропровода и затем при отсутствии существенных изменений структуры и свойств металла — через каждые 25—30 тыс. ч работы.

Вследствие большого количества труб в котлоагрегате массовый контроль их микроструктуры и механических свойств нерентабелен. Поэтому ограничиваются выборочным контролем при обнаружении ползучести пароперегревательных труб или при их повреждениях [15].

Расчетным сроком службы деталей теплосилового оборудования, в том числе и паропроводов высокого давления, принято считать 100 тыс. ч. Сверх расчетных сроков металл может работать за счет принятого запаса прочности. Для оценки степени снижения этого запаса, т. е. работоспособности металла, используются: металлографический анализ, при котором в низколегированных сталях выявляются степени сфероидизации перлита, обезуглероживания поверхностных слоев, образование структурно свободного цементита и других хрупких выделений по границам зерен, наличие и количество выделившихся альфа- и сигма-фаз в аустенитных сталях, наличие межкристаллитной коррозии; испытание механических свойств; карбидный анализ, выявляющий степень обеднения твердого раствора легирующими элементами, перешедшими в карбиды; замер остаточных деформаций.

На ТЭС применяются различные методы выявления дефектов металла: рентгено- и гаммаграфия, с помощью которых можно обнаружить пустоты, шлаковые включения, крупные трещины, дефекты в арматуре (наибольшее применение для этой цели получили радиоактивные изотопы кобальт-60, цезий-133); ультразвуковая дефектоскопия (УЗД), применяемая для обнаружения

внутренних дефектов, в том числе мелких трещин; магнитно-порошковая дефектоскопия, с помощью которой можно обнаружить поверхностные трещины на деталях, изготовленных из ферромагнитных материалов; магнитография, с помощью которой можно обнаружить дефекты в сварных швах трубопроводов с толщиной стенки до 12 мм; люминесцентная и цветная дефектоскопия, применяемая для обнаружения мелких трещин и пор; дефектоскопия с помощью вихревых токов, которая служит простым средством обнаружения поверхностных и подповерхностных трещин. Получили также развитие неразрушающие (безобразцовые) методы контроля микроструктуры и свойств металла с помощью переносного металлографического микроскопа, переносного прибора для определения твердости; кроме того, применяются методы карбидного анализа без вырезки образцов [15].

4. Контроль сварных соединений

Сварные соединения проверяются при помощи наружного осмотра, неразрушающих методов, металлографических исследований, механических и гидравлических испытаний.

При наружном осмотре в сварных соединениях могут быть выявлены смещение кромок стыкуемых элементов, неравномерность высоты и ширины швов, наплывы и подрезы в местах перехода от шва к основному металлу, трещины, выходящие на поверхность шва или зоны термического влияния, непровары, незаполненные кратеры, прожоги, пористость на наружной поверхности труб, осевые смещения труб.

Наружным осмотром удастся выявить только видимые относительно грубые поверхностные дефекты. Поэтому обязательно применение и других методов контроля, таких, как УЗД, рентгено- и гаммаграфирование. Наибольшее распространение получил метод УЗД.

Во всех случаях после изготовления сварного соединения должна производиться оценка его качества, для чего используются вышеперечисленные методы. Выбор методов проверки определяется действующими положениями. При обнаружении трещин, непроваров, пор, незаваренных прожогов и свищей сварные швы бракуются.

6.10. Повреждаемость оборудования ТЭС

Нарушения нормальной работы ТЭС, а также случаи повреждения энергетического оборудования в зависимости от характера нарушения, степени повреждения и их последствий квалифицируются как аварии и отказы в работе. Авария характеризуется нарушением нормальной работы электростанции, вызвавшим

серьезный перебой в энергоснабжении потребителей, повреждением оборудования, требующим его останова и восстановительного ремонта. Отказ характеризуется нарушением работоспособности оборудования электростанции.

Наиболее уязвимым оборудованием с точки зрения повреждаемости является котельное. Так, для ТЭС с поперечными связями распределение отказов между различными видами тепломеханического оборудования определяется данными, приведенными в табл. 6.2.

Таблица 6.2

Вид оборудования	Отказы, %
Котельные установки	81
Турбинные установки с вспомогательным оборудованием	8
Трубопроводы и арматура	6
Топливо-транспортное хозяйство	1
Тепловые сети и водогрейные котлы	4

Число отказов в течение одного года на один агрегат для турбинных установок находится на уровне 0,1, для котельных установок — на уровне 1,2.

Распределение отказов в работе котлоагрегатов на различные параметры и повреждаемости их отдельных элементов характеризуется данными, приведенными в табл. 6.3.

Таблица 6.3

Параметры пара		Распределение отказов, %			
МПа	°С	пароперегреватель	водяной экономайзер	испарительные поверхности	прочие поверхности
13,75	570	47	32	15	6
9,81	540	44	30	16	10
9,81	510	32	35	23	10

Основная часть (80%) отказов котлоагрегатов обусловливается повреждениями поверхностей нагрева. Отказы из-за повреждений поверхностей нагрева определяются повреждением пароперегревателей (~40%), водяных экономайзеров (~30%), испарительных экранов (~20%). Главными источниками повреждений поверхностей нагрева котлоагрегатов высокого давления являются недостатки эксплуатации, дефекты ремонта, в том числе золовый износ труб, технологические дефекты изготовления

элементов оборудования. Некоторое количество отказов оборудования обусловлено также повреждениями необогреваемых труб, среди которых особое место занимают повреждения гибов ($\sim 40\%$), которые вызваны дефектами металла.

Примерно 25% повреждений котельного оборудования высокого давления связаны с недостатками эксплуатации. Для турбоустановок распределение повреждаемости по элементам характеризуется данными, приведенными в табл. 6.4.

Таблица 6.4

Элементы оборудования и причины отказов	Отказы, %
Лопаточный аппарат	10
Валы, диски, диафрагмы, корпуса	3
Концевые и промежуточные уплотнения	1
Подшипники (в том числе и уплотнительные генераторов)	20
Регулирование, парораспределение	30
Трубопроводы в пределах турбоустановки	10
Конденсаторы	2
Работа защиты	2
Насосы	12
Нарушения режима	5
Прочие причины	5

6.11. Основные понятия о готовности к работе и надежности оборудования ТЭС

Готовность к работе оборудования и в целом ТЭС определяется временем нахождения агрегатов в работе и резерве и характеризуется коэффициентом готовности.

Коэффициент готовности оборудования фактический определяется по формуле [46]

$$k_{\Gamma}^{\Phi} = \frac{T_{\kappa} - T_{\text{рем}}^{\Phi}}{T_{\kappa}},$$

где T_{κ} — календарный отрезок времени, в течение которого оборудование работоспособно; $T_{\text{рем}}^{\Phi}$ — фактическая продолжительность ремонтов в течение рассматриваемого календарного периода:

$$T_{\text{рем}}^{\Phi} = T_{\text{рем}}^{\kappa, \tau} + T_{\text{н.п}}^{\Phi};$$

$T_{\text{рем}}^{\kappa, \tau}$ — фактическая продолжительность капитальных, средних и текущих ремонтов; $T_{\text{н.п}}^{\Phi}$ — приведенное время непредвиденного про-

стоя, в течение которого нагрузка оборудования ограничивалась частично или полностью. Для агрегатов КЭС и ТЭЦ соответственно:

$$T_{н.п. (КЭС)}^{\Phi} = \frac{\Delta N_{огр} T_{огр}}{N_{расп}}; \quad N_{расп} = N_{уст} - N_{разр};$$

$$T_{н.п. (ТЭЦ)}^{\Phi} = \frac{\Delta Q_{огр} T_{огр}}{Q_{расп}}; \quad Q_{расп} = Q_{уст} - Q_{разр}.$$

Здесь $N_{уст}$, $Q_{уст}$ ($N_{расп}$, $Q_{расп}$) — установленная (располагаемая) электрическая или тепловая мощность оборудования, МВт; $N_{разр}$, $Q_{разр}$ — разрыв между установленной и располагаемой электрической или тепловой мощностью, подлежащий устранению в установленные сроки, МВт; $\Delta N_{огр}$, $\Delta Q_{огр}$ — ограничение располагаемой электрической (тепловой) мощности агрегата (МВт), вызванное неплановыми остановами или снижением нагрузки основного либо вспомогательного оборудования; $T_{огр}$ — время, в течение которого имело место вынужденное ограничение мощности.

Коэффициент готовности ТЭС в целом определяется как средневзвешенная (по установленной мощности) величина коэффициентов готовности отдельных агрегатов и находится по формулам:

для блочных КЭС

$$k_{г(КЭС)}^{\Phi} = \sum_{i=1}^n k_{\delta i}^{\Phi} \alpha_i;$$

для ТЭЦ

$$k_{г(ТЭЦ)}^{\Phi} = \sum_{i=1}^n k_{\pi i}^{\Phi} \beta_i^{\pi} + \sum_{i=1}^{i=n_1} k_{г(ПВК)i}^{\Phi} \beta_i^{\text{ПВК}} + \sum_{i=1}^{i=n_2} k_{с.п i}^{\Phi} \beta_i^{с.п},$$

где $k_{\delta i}^{\Phi}$ — фактический коэффициент готовности по времени работы i -го блока или группы однотипных блоков; α_i — коэффициент, учитывающий долю установленной мощности блока (или группы блоков) в установленной мощности электростанции; $k_{\pi i}^{\Phi}$ — фактический коэффициент готовности i -го агрегата (группы однотипных агрегатов); β_i^{π} — коэффициент, учитывающий долю установленной тепловой мощности агрегата (группы агрегатов) в общей установленной мощности ТЭЦ; $\beta_i^{\pi} = \frac{Q_{уст i}^{\pi}}{Q_{уст}^{\text{ТЭЦ}}}$; $k_{г(ПВК)i}^{\Phi}$, $\beta_i^{\text{ПВК}}$ — коэффициент

готовности пикового водогрейного котла и коэффициент, учитывающий долю установленной тепловой мощности пикового водогрейного котла (группы однотипных котлов) в установленной тепловой мощности ТЭЦ;

$\beta_i^{\text{ПВК}} = \frac{Q_{\text{уст } i}^{\text{ПВК}}}{Q_{\text{уст}}^{\text{ТЭЦ}}}$; $k_{\text{с.п } i}^{\Phi}$, $\beta_i^{\text{с.п}}$ — то же для котлоагрегатов, отпуска-

ющих свежий пар: $\beta_i^{\text{с.п}} = \frac{Q_{\text{уст } i}^{\text{с.п}}}{Q_{\text{уст}}^{\text{ТЭЦ}}}$; $Q_{\text{уст}}^{\text{ТЭЦ}} = Q_{\text{уст}}^{\text{т}} + Q_{\text{уст}}^{\text{ПВК}} + Q_{\text{уст}}^{\text{с.п}}$.

Готовность к работе является одним из основных показателей, по которому судят о надежности ТЭС.

Для расчетов надежности ТЭС используют также показатель готовности во времени p , не учитывающий время нахождения агрегатов в плановом ремонте, и показатель аварийности $q = 1 - p$, которые определяются по формулам [12]:

$$p = \frac{\tau_{\text{раб}}}{\tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{ав}}};$$

$$q = \frac{\tau_{\text{ав}}}{\tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{ав}}},$$

где $\tau_{\text{раб}}$, $\tau_{\text{ав}}$ — время, в течение которого агрегат находится в работе и в аварийном ремонте. Эти показатели представляют вероятность нахождения оборудования в исправном рабочем и аварийном состояниях. Причем готовность во времени блока равна произведению готовности во времени отдельных его звеньев — котлоагрегата, турбины, генератора, трансформатора:

$$p_{\text{бл}} = p_{\text{ка}} p_{\text{т}} p_{\text{г}} p_{\text{тр}}.$$

Наиболее аварийным звеном блока, как уже отмечалось выше, является котлоагрегат.

Коэффициент готовности для современных мощных блоков составляет 0,82—0,88 [12], однако полных данных о влиянии различных факторов на надежность оборудования нет. Анализ влияния некоторых факторов на надежность блоков по зарубежным данным приведен в работе [72]. По этим данным прослеживается снижение надежности с ростом единичной мощности блоков, что связано с их усложнением, и увеличение аварийности при применении твердого топлива (по сравнению с газом или мазутом) (см. табл. 6.5).

Таблица 6.5

Топливо	$q, \%$			
	Мощность блока, МВт			
	55	110	200	500
Твердое	2,6	3,6	4,7	6,3
Газ или мазут	2,0	2,8	3,5	4,6

Повышенная аварийность имеет место в первые годы эксплуатации, когда производится выбраковка дефектных элементов и выявляются недостатки конструкции и монтажа. Надежность ТЭС снижается также при повышении начальных температуры и давления пара.

Вероятный недоотпуск электроэнергии можно определить, зная вероятность одновременного выхода из строя различных сочетаний блоков. При установке в энергосистеме n_1 блоков одного типа и n_2 блоков другого типа вероятность одновременного выхода из строя m_1 и m_2 блоков первой и второй группы определяется по формуле [12]

$$q_{n_1 n_2}^{m_1 m_2} = C_{n_1}^{m_1} q_1^{m_1} p_1^{n_1 - m_1} C_{n_2}^{m_2} q_2^{m_2} p_2^{n_2 - m_2},$$

где $C_{n_1}^{m_1}$, $C_{n_2}^{m_2}$ — число сочетаний из n_1 элементов по m_1 и из n_2 элементов по m_2 :

$$C_{n_1}^{m_1} = \frac{n_1!}{m_1! (n_1 - m_1)!};$$

$$C_{n_2}^{m_2} = \frac{n_2!}{m_2! (n_2 - m_2)!}.$$

Вероятный дефицит мощности в системе и недоотпуск электроэнергии $\Delta \mathcal{E}$ в течение года будут снижаться с увеличением резервной мощности.

Глава 7. ВОПРОСЫ ОХРАНЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЭС

7.1. Производственные стоки ТЭС и их очистка

Проблема охраны окружающей среды становится все более актуальной, и возрастание ее значения является результатом увеличивающегося отрицательного влияния деятельности человека на окружающую среду.

Применительно к ТЭС работа в области охраны окружающей среды включает комплекс инженерно-технических, технологических и организационных мероприятий, направленных на защиту воздушного бассейна, рациональное использование водных ресурсов, предотвращение загрязнения рек и водоемов промышленными стоками, охрану зеленых насаждений, благоустройство и содержание территории станции в порядке.

Решение проблемы существенного снижения вредных выбросов ТЭС не только предотвращает нарушение экологического равновесия, но имеет также большое значение для решения вопроса повышения предельной мощности ТЭС, которая сейчас в ряде случаев ограничивается из соображений недопустимого загрязнения окружающей среды.

Источниками загрязнения атмосферы являются производственные стоки и вредные выбросы продуктов сгорания.

К числу сточных вод, сбрасываемых ТЭС, относятся: воды, содержащие нефтепродукты в виде примесей масел и мазута; воды после обмывки поверхностей нагрева котлоагрегатов; сбросные воды после установок химической очистки воды; сбросные воды после консервации и химических промывок теплотового оборудования, а также воды, содержащие «Иввиоль»; воды, сбрасываемые системами гидрозолоудаления (ГЗУ).

Допустимые концентрации загрязняющих веществ в водоемах установлены органами здравоохранения дифференцированно для каждого вида водоемов (культурно-бытового водопользования и для рыбохозяйственных целей) [69].

Сточные воды ТЭС отрицательно влияют на санитарный режим водоемов и должны подвергаться предварительной очистке, которая осуществляется на специальных очистных сооружениях [9], обеспечивающих необходимую чистоту сточных вод, исключая нарушение установленных требований к составу и свойствам воды водоемов. Для сточных вод после очистных сооруже-

ний нормируется ряд показателей. В частности, стоки не должны увеличивать содержание взвешенных веществ в водоемах общего назначения более чем на 0,75 мг/кг и вызывать окраску, появление запахов и привкусов; величина рН не может превышать 6,5—8,5; полная биохимическая потребность в кислороде (окисляемость) не должна быть более 6 мг/кг; токсичные вещества не должны содержаться в концентрациях, могущих оказать прямо или косвенно вредные воздействия на живые организмы.

Загрязнение сточных вод нефтепродуктами происходит в результате попадания в контур используемой технологической воды мазута и разных масел. Источником загрязнения сточных вод мазутом являются такие элементы мазутного хозяйства, как подогреватели мазута в случае их неплотности, система охлаждения сальников мазутных насосов, система продувки и очистки мазутных форсунок, мазутопроводов и оборудования мазутного хозяйства паром при отключениях для ремонтов или опорожнения с целью предотвращения застывания мазута при выводе оборудования в холодный резерв. Не могут полностью быть исключены и различного рода нарушения: переливы емкостей, утечки через неплотности, перелив мазута в районе эстакады слива и попадание его в ливнестоки.

Источником загрязнения сточных вод маслами являются утечки масла из маслосистем турбин и других механизмов, аварийные утечки масла и утечки при ремонте оборудования. В качестве примера для оценки размеров утечек можно указать на нормируемый расход турбинного масла на долив (восполнение потерь, связанных с утечками) для турбин К-300-240 и Т-100-130, равный соответственно 17,5 и 5,9 т в год.

Загрязнение водоемов нефтепродуктами выражается в образовании пленки на поверхности воды и появлении запаха и привкуса. Вода, содержащая более 0,1 мг/кг нефтепродуктов, становится не пригодной для хозяйственно-питьевого водоснабжения. Пленка нефтепродуктов нарушает процесс газообмена и проникновения световых лучей, что препятствует процессу естественного самоочищения водоема микроорганизмами.

На ТЭС в схемах очистных сооружений используются методы непосредственного выделения нефтепродуктов из сточных вод: отстаивание (применение нефтеловушек), флотация и фильтрование. Обычно применяется сочетание этих методов [57].

Наиболее перспективной и одновременно более сложной является флотационная очистка. В схемах очистных сооружений применяется воздушная флотация, при которой в качестве гидрофобной поверхности используется поверхность воздушных пузырьков, которыми насыщается очищаемая вода. При дросселировании потока воды с растворенным в ней воздухом образуются комплексы «частица нефтепродуктов — пузырек» с

последующим отделением выделившихся пузырьков от обрабатываемой жидкости и удалением нефтяной пены с поверхности флотатора вращающимся скребком (рис. 7.1).

Для современных установок по очистке от нефтепродуктов характерно также применение метода фильтрования эмульгированных нефтепродуктов через пористые среды. В качестве фильтрующих материалов применяются сульфогли СК-1, СК-2, синтетические смолы КУ-1, АН-2Ф, активированный уголь и др.

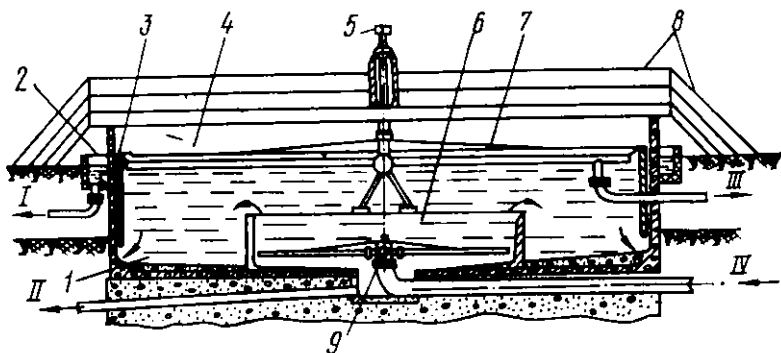


Рис. 7.1. Радиальный флотатор:

1 — отстойная камера; 2 — сбросной лоток для воды; 3 — пеноудерживающая перегородка; 4 — пеносбросный желоб; 5 — электропривод; 6 — флотационная камера; 7 — скребки; 8 — мостик; 9 — вращающийся водораспределитель; I — очищенная вода; II — труба для опорожнения камеры; III — пена; IV — очищаемая вода.

На рис. 7.2 показана принципиальная схема очистки воды от нефтепродуктов. Для улучшения процесса флотации в качестве коагулянта используется гидроокись алюминия. Приведенная трехступенчатая схема очистки воды от нефтепродуктов обеспечивает снижение содержания нефтепродуктов до 0,3—0,5 мг/кг.

Для котлоагрегатов, работающих на мазуте, характерно образование отложений на поверхностях нагрева, особенно низкотемпературных. Единственным эффективным средством очистки поверхностей нагрева перед производством ремонтных работ в газоходах является их обмывка водой [54]. Необходимость такой предремонтной обмывки обусловлена токсичностью отложений. Необходимость периодической обмывки поверхностей нагрева возникает и в процессе эксплуатации для улучшения показателей котлоагрегатов. Периодическая обмывка регенеративных воздухоподогревателей (РВП) через 15—20 суток работы необходима для поддержания их работоспособности.

Обмывочные воды отличаются высокой токсичностью, обусловленной содержанием серной кислоты и растворимых соеди-

нений ванадия, меди, никеля, железа; в них содержатся и механические примеси в виде окислов железа, продуктов механического недожога и др. Количество обмывочных вод, по данным ВТИ, равно 2—2,5% расхода мазута.

На рис. 7.3 приведена принципиальная схема установки для нейтрализации обмывочных вод. В баке-отстойнике 1 механические примеси (окислы железа, продукты механического недожога и др.) отделяются и с небольшим количеством воды подаются насосом 2 на фильтр-пресс 4, откуда механические примеси по-

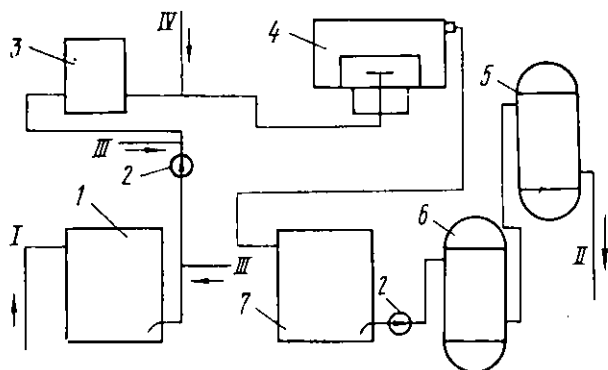


Рис. 7.2. Принципиальная схема очистки воды от нефтепродуктов с напорной флотацией:

1 — приемный резервуар-отстойник; 2 — насос; 3 — напорный бак; 4 — флотатор; 5 — фильтр угольный; 6 — фильтр механический; 7 — резервуар флотированной воды; 8 — бак-нейтрализатор; I — загрязненная вода; II — очищенная вода; III — подвод воздуха на флотацию; IV — подача коагулянта.

падают посредством шнека 5 в контейнер для шлама 6, а жидкость из бака сброса фильтрата 7 направляется в бак-реактор 3 или бак-нейтрализатор 8. В бак-реакторе раствором хлорной извести производится окисление железа из двухвалентного в трехвалентное таким образом, чтобы количество образовавшегося трехвалентного железа было достаточно для совместного осаждения ванадия. В бак-реакторе производится также частичная нейтрализация кислого раствора едким натром до $\text{pH} = 3-4$. Образующийся при этом гидрат окиси железа $\text{Fe}(\text{OH})_3$ осаждает практически весь ванадий. Феррованадиевый шлам направляется на фильтр-пресс 4. Жидкость из бака-реактора 3 поступает в бак-нейтрализатор 8, где производится ее окончательная нейтрализация известью до $\text{pH} = 10$. При этом осаждает-

ся шлам из гидратов окислов металлов, который подается на шламоотвал. Осветленная вода возвращается в бак-отстойник для повторного использования.

Установки для химической подготовки воды являются источником кислых и щелочных вод, шлама и вод с высоким содержанием. Концентрация кислоты и щелочей в сточных водах колеблется в широких пределах в зависимости от схемы водоподготовки, достигая соответственно 0,5—1 и 1—2%. Сброс подобных вод изменяет величину pH воды в водоеме, что отрицательно сказывается на жизни его флоры и фауны. Сброс шлама, содержащего органические вещества, приводит к снижению содержания кислорода и нарушению самоочищающей способности водоема.

Задача очистки сточных вод после установки для химической подготовки воды сводится к их нейтрализации и удалению шлама [9]. Обычно нейтрализация осуществляется путем смешивания в баке-нейтрализаторе кислых и щелочных вод с добавлением известкового молока для компенсации недостатка щелочной воды. Осаждение шлама производится в осветлителях с последующей откачкой его на шламоотвал очистных сооружений.

Для защиты внутренней стороны поверхностей нагрева тепло-механического оборудования и пароводяного тракта от коррозии при нахождении в холодном резерве (стояночной коррозии) используется консервация оборудования. Для консервации в большинстве случаев применяется «мокрый» метод, в основе которого лежит заполнение оборудования водой, содержащей определенные реагенты, такие, как гидразин, аммиак, нитрит натрия. Для удаления загрязнений и отложений продуктов коррозии производятся предпусковые и эксплуатационные химические промывки. В качестве реагентов для химической промывки служат кислоты, щелочи, соли аммония, моющие растворы ОП-7 и ОП-10, трилон Б, гидразин, уротропин и др. Для обезвреживания отработанных растворов после консервации и химических промывок оборудования применяется нейтрализация кислых и щелочных

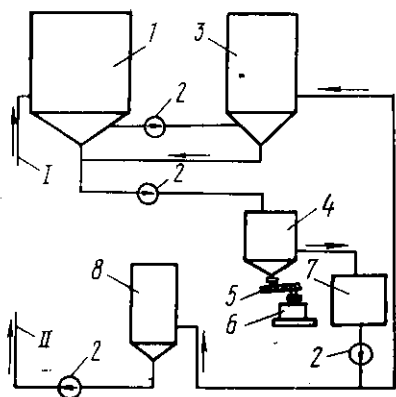
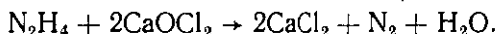


Рис. 7.3. Принципиальная схема установки для нейтрализации обмывочных вод:

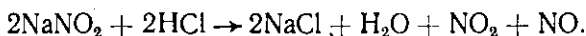
I — обмывочная вода; II — шлам, направляемый на шламоотвал.

вод, а также разрушение некоторых примесей химическим способом.

Так, гидразин подвергается окислению хлорной известью



Для разрушения нитрита натрия используется кислота



Разрушение аммиака основано на взаимодействии с хлорной известью:

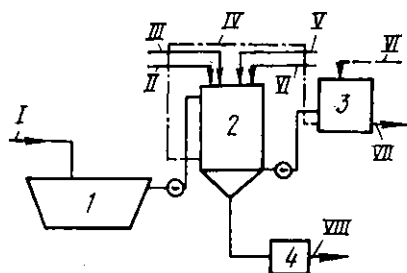
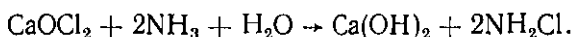


Рис. 7.4. Схема очистки сточных вод после химической очистки оборудования:

I — очищаемая вода; *II* — хлорная известь; *III* — известковое молоко; *IV* — воздух; *V* — сульфид натрия; *VI* — кислота; *VII* — сброс; *VIII* — на фильтр-пресс.

Шлам, осаждающийся из отработанных растворов, удаляется на шламоотвал.

На рис. 7.4 приведена одна из схем очистки отработанных вод после химической промывки оборудования. Технология очистки по этой схеме следующая: в котловане 1 осуществляется сбор сточных вод; в осветлителе 2 — подщелачивание жидкости известковым молоком до $\text{pH}=10,5$ и химическая обработка отдельных загрязняющих составляющих с осаждением шлама; шлам отводится в шламоотстойник 4, осветленная вода нейтрализуется до $\text{pH}=7-8,5$ в отстойнике 3.

Сбрасываемая из системы гидрозолоудаления вода может иметь повышенную минерализацию, щелочность и содержать взвешенные вещества.

Для уменьшения количества стоков необходимо стремиться к созданию оборотных систем ГЗУ, исключаящих или существенно уменьшающих сброс осветленной воды из золоотвала в водоем. Сброс осветленной воды после ГЗУ в водоемы возможен при условии снижения в ней концентрации примесей до пределов допустимого загрязнения водоемов путем разбавления или очистки.

Допустимое содержание взвешенных веществ в сбросной воде определяется по формуле

$$b = a + c \left(\frac{Q}{g} + 1 \right),$$

где a , b — содержание взвешенных веществ соответственно в воде водоема и сбросной воде, мг/кг; Q — расход воды в водоеме, м³/с; g — расход сбрасываемой осветленной воды; c — допустимое увеличение взвеси после смешения сточной воды и воды водоема, мг/кг. В тех случаях, когда после смешения сбросной воды и воды водоема показатель рН воды водоема выходит за пределы 6,5—8,5, осветленная вода до сброса в водоем должна подвергаться нейтрализации.

Для систем регулирования мощных турбин применяется огне-стойкая жидкость «Иввиоль», содержащая высокотоксичные эфиры фосфорной кислоты. Утечки «Иввиоля» могут иметь место при ремонтах системы регулирования турбин. «Иввиолем» обогащаются растворы, используемые для промывки деталей регулирования. Сброс «Иввиоля» в водоемы даже в небольших количествах недопустим, поэтому отработанные промывочные растворы подвергаются нейтрализации известью. Обезвреженные стоки направляются на биологическую доочистку на станцию очистки фекальных вод. Твердая фракция после нейтрализации выгружается в контейнеры и подлежит захоронению.

7.2. Эксплуатационные мероприятия по уменьшению вредных стоков и перспективы организации работы ТЭС без стоков

Исходное содержание вредных примесей в сточных водах и количество сточных вод зависят от уровня культуры эксплуатации, поэтому одной из задач эксплуатации является своевременное выявление и устранение причин повышенного загрязнения сточных вод. Основным условием правильной организации эксплуатации с точки зрения предотвращения загрязнения сточных вод нефтепродуктами является предотвращение утечек мазута и масел при их сливе, ремонтах оборудования мазутного и масляного хозяйств, своевременное выявление и устранение неплотностей трубной системы в подогревателях мазута и маслоохладителях. Особо важное значение имеет правильная эксплуатация схем опорожнения мазутопроводов и других элементов мазутного хозяйства при выводе их в холодный резерв. Обычно для этих целей применяется метод вытеснения мазута паром. Неправильные оперативные действия при этом могут быть причиной попадания мазута в пароводяной тракт, что приводит к загрязнению оборудования, в особенности поверхностей нагрева теплообменников, к снижению эффективности теплообмена, а также обогащению сточных вод нефтепродуктами.

Для слива масел из турбин и трансформаторов, в том числе аварийного, должны быть предусмотрены специальные емкости; слив масел из маслонаполненных аппаратов и мазута при ремонтах оборудования должен производиться организованно в

специальные емкости. Собранные нефтепродукты могут быть затем слиты в емкости мазута, предназначенного для сжигания.

В ряде случаев может оказаться целесообразным повторное использование незначительно загрязненных или очищенных от нефтепродуктов сточных вод для технологических нужд, в частности для системы золоудаления, обмывки РВП, гидравлической уборки помещений и др. [69].

Большое значение имеет вопрос наладки технологической схемы водоподготовительных установок, так как при неналадженности схемы и низком уровне эксплуатации они могут быть источником повышенного количества сточных вод. Количество отработанных обмывочных вод зависит от уровня и интенсивности наружных загрязнений поверхностей нагрева котлоагрегатов, которые определяются режимом работы топки и поверхностей нагрева. Выдерживание оптимального воздушного режима, хорошая организация процесса горения, поддержание температурного режима труб низкотемпературных поверхностей нагрева на уровне выше точки росы — основные условия максимального ограничения процесса загрязнения поверхностей нагрева.

Количество отработанных обмывочных вод после химических очисток определяется уровнем эксплуатации и в особенности водным режимом котлоагрегатов: соблюдение нормального водного режима, поддержание топочного режима, исключающего большую разверку, теплонапряжений и значительные локальные теплонапряжения поверхностей нагрева, являются условиями снижения интенсивности образования внутренних отложений и скорости коррозионных процессов.

Для систем золоудаления с учетом содержания в сбросной воде взвешенных веществ необходимо регулировать время пребывания осветленной воды на золоотвале за счет изменения площади отстойника и уровня воды в нем. Спуск осветленной воды из золоотвала осуществляется через сбросной колодец, расположенный в наибольшем удалении от места выпуска золошлаковой пульпы. В колодце ниже зеркала воды не должно быть неплотностей, в ограждающей золоотвал дамбе — промоин, через которые с водой будут выноситься взвешенные вещества.

Самым перспективным мероприятием по уменьшению сброса сточных вод является применение замкнутой системы ГЗУ. Наиболее широко для снижения количества сточных вод применяется повторное использование вод в схеме водоснабжения отдельных технологических объектов ТЭС с употреблением для этой цели системы оборотного водоснабжения, сброса отдельных потоков в систему ГЗУ, использования продувочных вод. Так, продувочная вода систем оборотного водоснабжения может применяться для охлаждения подшипников механизмов, для систе-

мы гидрозолоудаления; продувочная вода котлоагрегатов в некоторых случаях может быть использована для подпитки теплосети.

Весьма существенным и определяющим показателем является качество работы очистных сооружений, наладка и отработка оптимальных режимов схем нейтрализации и обезвреживания вредных примесей в сточных водах.

Применяемые схемы, как правило, не обеспечивают полной очистки сточных вод от загрязнений. В настоящее время сформулированы следующие перспективные направления организации работы ТЭС с комплексным решением вопроса ликвидации стоков.

1. Сточные воды химводоподготовительных установок после нейтрализации имеют высокое солесодержание. Солесодержание сбрасываемых вод не должно превышать 1000 мг/кг, в том числе хлоридов должно быть не менее 350 мг/кг, сульфатов — менее 500 мг/кг. Перспективным способом прекращения сброса сильно минерализованных вод является переход на термический (дистилляционный) способ приготовления добавочной воды. Схема обессоливания и обезжелезивания должна применяться в паросиловом цикле для всех потоков конденсата. Количество солевых сбросов в этом случае уменьшается в сотни раз.

2. Создание оборотных систем ГЗУ в большинстве случаев не решает проблемы полного прекращения сброса, так как необходима продувка системы. Сочетание оборотной системы ГЗУ с использованием продувочной воды после предварительной ее обработки для питания испарителей может позволить полностью прекратить сброс воды из системы ГЗУ.

3. Система обмывки РВП и поверхностей нагрева котлоагрегатов должна быть полностью замкнутой. Это возможно при условии полной нейтрализации отработанных растворов с применением аммиака. Обезвоженный шлак может быть использован на металлургических заводах для извлечения ванадия, никеля, меди. Применение аммиака увеличивает концентрацию серноокислого аммония в оборотной системе обмывки, в связи с чем возникает необходимость ее продувки с использованием продувочной воды для агротехнических целей вместо обычных азотных удобрений.

4. Имеется принципиальная возможность существенного упрощения схем очистки вод от нефтепродуктов и ограничиться нефтеловушками при условии повторного и многократного использования этих вод для охлаждения механизмов, мокрого золоулавливания и др. Разумеется, в этом случае должны применяться более эффективные многоярусные нефтеловушки.

5. Воды после химической очистки теплосилового оборудования и после его консервации должны сбрасываться в систему

ГЗУ или в качестве добавки в систему охлаждения. Продувочные воды испарителей и паропреобразователей следует подвергать глубокому упариванию; образующиеся при этом осадки должны перерабатываться или подвергаться захоронению.

6. Перспективным может считаться метод термической переработки сточных вод. В основе этого метода лежит концентрация загрязняющих примесей в стоках с последующим «сжиганием» этих концентратов совместно с основным топливом или с использованием автономных горелочных устройств. Концентраты нефтепродуктов целесообразно дозировать в основное топливо — ма-

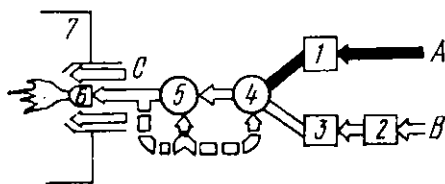


Рис. 7.5. Схема сжигания эмульсии:

1 — подогреватель мазута; 2 — дозирующее устройство; 3 — подогреватель воды; 4 — смеситель; 5 — насос низкого давления; 6 — горелки; 7 — котлоагрегат; А — мазут; В — вода; С — воздух.

зут, превращая смесь мазут — вода в топливную эмульсию. Равномерность распределения и тонкое диспергирование капель воды в эмульсии обеспечивают долговечность этих эмульсий, устойчивость и надежность работы топочных устройств.

Тонкодисперсная эмульсия, попадая в камеру сгорания, подвергается воздействию высоких температур. Вода, заключенная в оболоч-

ке топлива, быстро нагревается и за счет разности температур кипения воды и жидкого топлива, переходя в парообразное состояние, разрывает оболочку, т. е. происходит «микровзрыв» капли. Это явление играет роль вторичного диспергирования топлива, тем самым способствуя увеличению скорости и полноты горения. Схема приготовления и сжигания водомазутной эмульсии приведена на рис. 7.5.

Комплексное решение вопроса ликвидации стоков не только уменьшает загрязнение окружающей среды, но и позволяет упростить отдельные элементы очистных сооружений и снизить их стоимость, утилизировать отходы для промышленных и сельскохозяйственных целей.

Проблему организации бессточной работы ТЭС, очевидно, можно решить посредством применения технико-экономически обоснованного сочетания перечисленных нами и ряда других методов ликвидации отдельных стоков.

7.3. Составляющие вредных выбросов с дымовыми газами в атмосферу

В связи с быстрым ростом промышленности и энергетики, концентрацией энергетических мощностей перспектива наруше-

ния экологического равновесия вследствие загрязнения атмосферы вредными выбросами заставляет искать действенные пути их ограничения.

Дымовые газы котельных установок ТЭС загрязняют воздушный бассейн летучей золой (уносом, содержащим золу и недожог топлива), окислами серы и азота. При неудовлетворительном топочном режиме или нарушениях его в дымовых газах могут содержаться СО и углеводороды.

Для ограничения выбросов и соблюдения предельно допустимых концентраций (ПДК) загрязняющих примесей в атмосфере установлены следующие категории ПДК: ПДК_{р.з} — концентрация вредного вещества в воздухе рабочей зоны; эта концентрация не должна вызывать профессиональных заболеваний или отклонений в состоянии здоровья работающих в рабочей зоне; ПДК_{м.р} — максимальная разовая концентрация вредного вещества в воздухе населенных мест; эта концентрация не должна вызывать рефлекторных реакций в организме человека; ПДК_{с.с} — среднесуточная концентрация вредного вещества в воздухе населенных мест; эта концентрация не должна оказывать на человека прямого или косвенного вредного воздействия в условиях неопределенно долгого круглосуточного вдыхания. Значения перечисленных ПДК (мг/м³), утвержденные Главной санитарной инспекцией СССР, приведены в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Компоненты	ПДК _{р.з}	ПДК _{м.р}	ПДК _{с.с}
SO ₂	10	0,500	0,050
NO ₂	5	0,085	0,085
ПДК ^{SO₂} /ПДК ^{NO₂}	2	6,000	0,600

В последней строке приведено отношение токсичности SO₂/NO₂ (в рабочей зоне NO₂ вреднее SO₂ в 2 раза, при максимальном, разовом восприятии — в 6 раз, а в случае непрерывного воздействия при среднесуточных уровнях ПДК SO₂ оказывается токсичнее). ПДК_{м.р} для взвешенных твердых частиц золы в приземном слое атмосферы составляет 0,5 мг/м³, для СО — 3 мг/м³; для пятиоксида ванадия ПДК_{с.с}=0,002 мг/м³.

С точки зрения токсичности с учетом количественного фактора наибольшую опасность представляют окислы азота и серы. Следует учитывать также суммирование токсического действия при наличии в атмосфере нескольких токсичных ингредиентов, которые в сумме оказывают такое же воздействие на окружающую природу, как эквивалентное количество одного из компо-

нентов. Допустимая сумма концентраций NO_2 и SO_2 определяется по выражению

$$\frac{C_{\text{SO}_2}}{\text{ПДК}^{\text{SO}_2}} + \frac{C_{\text{NO}_2}}{\text{ПДК}^{\text{NO}_2}} \leq 1.$$

Величина максимальной приземной концентрации вредного вещества в атмосферном воздухе при выбросе уходящих газов рассчитывается по формуле (СН 369—74) [76]

$$C_{\text{max}} = \frac{AM_{\text{тр}} Fmn}{H^{2,3} \sqrt{V_{\text{тр}} \Delta t_{\text{yx}}}}, \quad (7.1)$$

где A — коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы, $\text{с}^{2,3} \cdot \text{мг/кг} \cdot \text{град}^{1,3}$; $M_{\text{тр}}$ — количество выбрасываемого через трубу вредного вещества, г/с; F — безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе; m, n — безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода дымовых газов из трубы; H — высота трубы, м; Δt_{yx} — разность между температурой выбрасываемых газов и температурой воздуха, $^{\circ}\text{C}$; $V_{\text{тр}}$ — объем выбрасываемых из трубы дымовых газов, $\text{м}^3/\text{с}$. Значения коэффициентов A, F, m, n определяются из СН 369—74.

Расчет выбросов золы (с учетом механического недожога), SO_2 и NO_2 производится по формулам [16]:

$$\begin{aligned} M_z &= 0,01 (A^p + q_4) B a_{\text{yn}} (1 - \eta_z); \\ M_{\text{SO}_2} &= 0,02 S^p B (1 - \eta'_{\text{SO}_2}) (1 - \eta''_{\text{SO}_2}); \\ M_{\text{NO}_2} &= \beta KB, \end{aligned}$$

где B — расход натурального топлива, кг/с ; η_z — к.п.д. золоуловителя (доля улавливаемой золы); a_{yn} — доля золы, уносимой газами из топки; $\eta'_{\text{SO}_2}, \eta''_{\text{SO}_2}$ — доля окислов серы, улавливаемых с летучей золой в газоходах котлоагрегата и в золоуловителе (η'_{SO_2} равен для мазута 0,02, для большинства топлив — 0,1; для сухих золоуловителей $\eta'_{\text{SO}_2} = 0$, для мокрых — 0,1—0,2); K — выход окислов азота на 1 кг натурального топлива, кг/кг ; β — безразмерный коэффициент, учитывающий влияние конструкции топки и специальных мероприятий по снижению образования NO_2 .

Из формулы (7.1) видно, что самым радикальным средством для снижения концентрации вредных веществ в приземном слое атмосферы за счет рассеивания является увеличение высоты дымовой трубы, что и объясняет современную тенденцию строительства дымовых труб высотой 180, 250 м и выше. Наряду с этим, в особенности для действующих станций, могут применяться также некоторые организационные и режимные мероприятия.

Фактическая концентрация вредных веществ на уровне земли существенно зависит также от некоторых метеорологических факторов, характеризующих состояние атмосферы, в частности от уровня интенсивности турбулентности, зависящей от средней скорости ветра по горизонтали (рост ее уменьшает интенсивность турбулентности), и от пульсаций вертикальной составляющей скорости ветра (увеличение пульсаций повышает интенсивность турбулентности). Поэтому могут оказаться эффективными мероприятия по кратковременному снижению вредных выбросов в атмосферу при особо неблагоприятных метеорологических условиях.

Весьма эффективны методы регулирования выбросов SO_x для полупиковых ТЭС и городских ТЭЦ за счет варьирования качеством (с точки зрения серосодержания) сжигаемого топлива с учетом кратковременности периодов работы электростанций с максимальными нагрузками, в течение которых должно сжигаться топливо с минимальным серосодержанием. Достаточно эффективное использование такого метода при сжигании мазута возможно лишь при условии наличия технологической схемы подачи топлива в котельную и мазутных емкостей, обеспечивающих дифференцированное хранение и подачу в котельную мазута с различным серосодержанием.

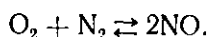
Ниже рассмотрены основные вредные выбросы ТЭС в атмосферу и меры по их снижению.

7.4. Выбросы окислов азота и методы их подавления

При сжигании органического топлива при высокой температуре азот топлива и воздуха подвергается окислению до NO . Доля окислов азота, образовавшихся за счет окисления азота топлива, зависит как от температуры процесса (с повышением температуры она падает), так и от концентрации азота в топливе [21].

Содержание азота в топливе изменяется в широком диапазоне. Так, в гумусовых углях оно изменяется от 0,4 до 4,2%, для сапропелитов — до 5,7%. Наиболее низкое содержание азота в молодых бурых углях (0,6—1%) и антрацитах (0,4—1%), в мазутах — 0,3—0,6%.

При сжигании топлива с незначительными избытками воздуха в зоне горения окись азота преимущественно образуется за счет окисления азота воздуха, и этот процесс является определяющим. Скорость окисления азота зависит от скоростей прямой и обратной реакций, и всякое изменение температуры смеси изменяет величину равновесной концентрации NO :



Повышение температуры за счет горения вызывает течение реакции в сторону образования NO, последующее понижение температуры газов за счет их охлаждения — в сторону разложения. Доказано [54], однако, что разложение образовавшейся окиси азота возможно лишь при скоростях охлаждения ниже 10°C/s . Так как такие малые скорости охлаждения создать в газоходах котлоагрегатов невозможно, то при обычном сжигании топлива трудно бороться с высокими концентрациями окиси азота путем ее разложения в процессе охлаждения.

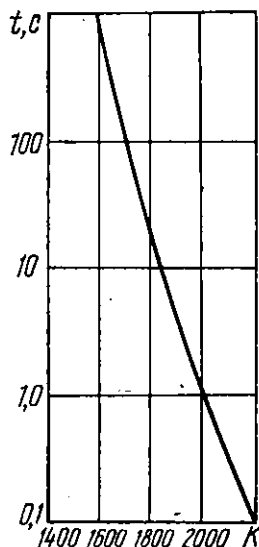
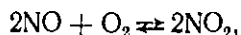


Рис. 7.6. Характерное время реакции окисления азота.

С повышением температуры горения увеличивается образование окиси азота в связи с уменьшением характерного времени реакции, представляющего время, в течение которого достигается равновесная концентрация NO при постоянной скорости реакции, равной начальной. Зависимость характерного времени реакции окисления азота от температуры процесса представлена на рис. 7.6 [88].

Расчеты токсичных выбросов окислов азота с дымовыми газами производятся с учетом окисления NO до NO_2 :



причем в котельном агрегате лишь небольшая доля NO окисляется до NO_2 , основная масса NO окисляется в атмосфере [88].

Изучение механизма образования окислов азота позволяет сделать вывод, что уменьшение образования окислов азота из азота воздуха в топках может быть достигнуто за счет снижения температуры в ядре факела, уменьшения концентрации кислорода и времени пребывания газов в зоне высоких температур.

Уменьшение температуры процесса возможно посредством ввода рециркулирующих дымовых газов, пара или воды, уменьшения нагрева воздуха. Снижение температуры и одновременно избытка воздуха ниже стехиометрического достигается организацией двухступенчатого сжигания, при котором все количество топлива сжигается при значительном недостатке воздуха, а недогоревшее топливо дожигается при избытке воздуха более 1 после зоны с максимальной температурой.

Рециркуляция дымовых газов в настоящее время является широко распространенным методом снижения образования окис-

лов азота. Эффективность рециркуляции главным образом зависит от способа ввода рециркулирующих газов в топку. На рис. 7.7 приведены данные зарубежных исследований разных методов ввода рециркуляции [21], на рис. 7.8—результаты отечественных исследований влияния способа ввода рециркулирующих газов на снижение концентрации окислов азота при сжигании мазута (данные ВТИ). Эти результаты свидетельствуют, что наиболее широко применяемые в настоящее время методы ввода рециркулирующих газов через под топки или через шлицы

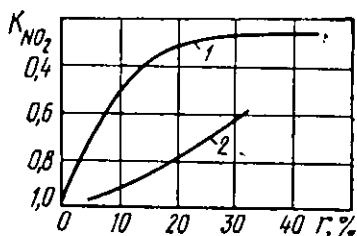


Рис. 7.7. Влияние доли рециркуляции дымовых газов на снижение концентрации окислов азота:

1 — ввод рециркулирующих газов через горелки; 2 — ввод рециркулирующих газов через холодную воронку.

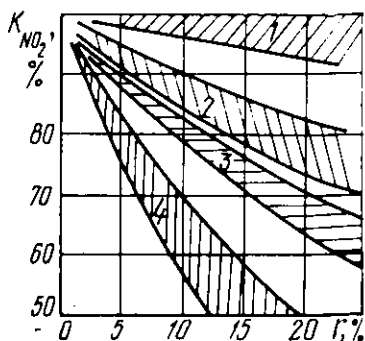


Рис. 7.8. Влияние способа ввода рециркулирующих газов на снижение концентрации окислов азота (топливо — мазут):
1 — через шлицы, расположенные в поду топки; 2 — через шлицы, расположенные под горелками; 3 — во вторичный воздух горелок; 4 — в воздуховод перед горелками.

в районе горелок являются наименее эффективными. При вводе же рециркулирующих газов в воздуховоды перед горелками даже в сравнительно небольших количествах (12—20%) количество образующихся окислов азота снижается в два раза. Влияние различных способов ввода рециркулирующих газов обусловлено различным достигаемым уровнем температуры процесса горения: чем ниже этот уровень, тем эффективнее способ.

Выход окислов азота уменьшается при снижении нагрузки котлоагрегата, что объясняется уменьшением температуры горения, а также при уменьшении избытка воздуха в топке, хотя при этом и происходит повышение температуры процесса. Количественная сторона этих зависимостей определяется видом топ-

лива и конструкцией топки, однако указанный качественный характер их свойствен всем топкам и видам топлива.

Существенный эффект наблюдается при двухступенчатом сжигании топлива. Здесь, как уже было отмечено, имеет место действие двух положительных факторов: снижение коэффициента избытка воздуха в ядре горения до уровня ниже стехиометрического и понижение температуры процесса. При ступенчатом сжигании достигается снижение образования окислов азота на 30—50% при сжигании газа и на 20—35% при сжигании мазута.

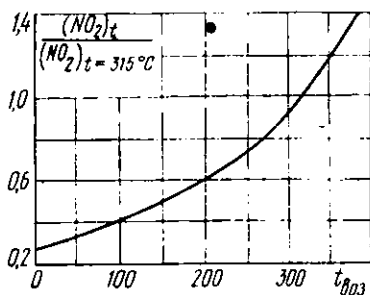


Рис. 7.9. Влияние температуры подогрева воздуха на выход азота.

Есть основания считать перспективным метод уменьшения образования окислов азота путем впрыска воды в топку в целях снижения температуры процесса. Для мазутных котлов речь должна идти об использовании водомазутных эмульсий по схеме рис. 7.5 в сочетании с применением для приготовления эмульсии сточных нефтесодержащих вод.

Уменьшение подогрева воздуха влияет в направлении снижения образования окислов азота, однако вследствие того, что подогрев воздуха связан с утилизацией тепла уходящих газов, осуществление специальных мер для снижения подогрева воздуха вызывает заметную потерю экономичности. Влияние температуры подогрева воздуха на выход NO_2 иллюстрируется рис. 7.9.

Кроме устройств рециркуляции дымовых газов и двухступенчатой схемы сжигания, на выход окислов азота влияют и другие конструктивные особенности топок. Для подавления окислов азота горелочные устройства должны быть малопроизводительными с равномерным распределением по всему периметру топочной камеры. Для горелок большой производительности вследствие концентрации факела в малом объеме характерны повышенные локальные температуры и как следствие повышенное образование окислов азота.

Конструкцией, благоприятной для снижения образования окислов азота, является топка с многоярусными угловыми горелками при тангенциальном расположении их. В целом количество образующихся окислов азота определяется по выражению

$$M_{\text{NO}_2} = M_{\text{NO}_2}^{\max} k_a k_{\text{воз}} k_{\text{рец}} k_{\text{сж}}$$

где $M_{\text{NO}_2}^{\text{max}}$ — максимальное количество образующихся окислов азота в привязке к конкретному режиму, кг/с; k_z , $k_{\text{воз}}$, $k_{\text{рец}}$, $k_{\text{сж}}$ — безразмерные коэффициенты, учитывающие уменьшение окислообразования соответственно за счет снижения избытка и температуры воздуха, ввода рециркулирующих газов и двухступенчатого сжигания ($k_{\text{сж}} = 0,6-0,7$).

Предложены и другие формулы для расчета образования окислов азота, отражающие основные зависимости окислообразования от режимных факторов. В частности, Институтом газа АН УССР и Саратовским политехническим институтом предложена формула

$$C_{\text{NO}_2} = k\alpha_{\tau}^3 \frac{D}{D_n} (1-2r),$$

где k — удельная величина выбросов окислов азота для данного котлоагрегата (мг/м^3) при номинальной паропроизводительности и значениях $\alpha_{\tau} = 1$, $r = 0$; α_{τ} — коэффициент избытка воздуха в топке; $\frac{D}{D_n}$ — относительная нагрузка котлоагрегата; r — степень рециркуляции.

Имеются данные о влиянии системы газоочистки на выбросы окислов азота в атмосферу. Так, для электрофильтров экспериментально установлено снижение содержания окислов азота примерно на 20%, что связано с окислением NO в NO₂ озоном, образующимся при коронировании и нейтрализации NO₂ компонентами летучей золы, имеющими основной характер. При «мокрой» системе газоочистки снижения содержания окислов азота не наблюдается вследствие незначительной растворимости в воде NO.

Многочисленными зарубежными опытами установлено, что в настоящее время отсутствуют присадки к топливу, которые можно было бы признать эффективными для использования с целью снижения образования окислов азота или их связывания (разложения) [21].

В табл. 7.2 приведены данные о сравнительной эффективности способов подавления NO_x по результатам зарубежных исследований [91].

Наиболее правильным подходом к решению проблемы подавления окислов азота в дымовых газах следует считать применение сочетания различных способов с обязательной оценкой их технико-экономической эффективности.

В связи с перспективой более широкого применения газотурбинных установок (ГТУ) вопрос ограничения выбросов окислов азота с отработавшими газами ГТУ также приобретает большое значение. Основными токсичными компонентами выбросов от ГТУ при сжигании жидкого и газообразного топлива являются

Таблица 7.2

Топливо	Снижение образования NO_x , %					
	а	б	а + б	в	а + в	г
Природный газ	33	50	90	33	80	10
Мазут	33	40	73	33	70	10
Уголь	25	35	60	33	55	10

Примечания: а — снижение избытка воздуха; б — двухступенчатое сжигание; в — рециркуляция продуктов сгорания; г — впрыск воды.

окислы азота. Объемная концентрация NO в продуктах сгорания ГТУ находится на уровне 0,03—0,06%. Основными способами снижения образования NO_x в ГТУ являются: интенсификация смесеобразования во фронтальной зоне камеры сгорания (применение многорелочных устройств, струйно-стабилизаторного способа сжигания и др.) при коэффициенте избытка первичного воздуха $\alpha_T \geq 1,6$ —1,8, что дает возможность снизить локальные максимальные температуры в зоне горения (при этом экспериментально получено снижение образования окислов азота в 1,8—2,5 раза); впрыск воды в зону горения в количестве $G_H/G_T = 0,8$ —1,1 (снижение концентрации NO_x в 2—2,5 раза); применение высокофорсированных камер сгорания с последовательным подводом воздуха (многоступенчатое сжигание), что дает возможность уменьшить время пребывания продуктов сгорания в зоне максимальных температур.

7.5. Выбросы окислов серы

При сжигании топлива вся сера, содержащаяся в его горючей массе, окисляется с образованием SO_2 и SO_3 . При стехиометрическом сжигании топлива практически вся сера окисляется до SO_2 , а концентрация SO_3 ничтожно мала.

Основными факторами, определяющими образование SO_3 при сжигании топлива, являются содержание серы в топливе, концентрация кислорода и температура в зоне образования SO_3 (нагрузка котлоагрегата). На рис. 7.10 приведены основные зависимости, определяющие связь между концентрацией SO_3 и режимными параметрами котлоагрегатов, работающих на сернистом мазуте [43].

Конверсия SO_2 в SO_3 из-за незначительной величины концентрации SO_3 в дымовых газах не имеет серьезного значения с точки зрения количества токсичных выбросов окислов серы. Отрицательное влияние конверсии SO_2 в SO_3 заключается не столько

в непосредственном воздействии SO_3 на окружающую среду, сколько в существенном повышении коррозионной агрессивности продуктов сгорания, в результате чего имеют место значительные коррозионные разрушения и наружные загрязнения поверхностей нагрева в низкотемпературной области газового тракта котлоагрегата. Интенсификация коррозионных процессов и рост отложений продуктов коррозии приводят к необходимости более частых обмывок поверхностей нагрева, что увеличивает количество вредных стоков. Низкотемпературная коррозия может вызывать также нарушения режима котлоагрегата, увеличивающие выброс агрессивных газов в атмосферу.

Разработанные методы снижения выбросов SO_2 (снижение исходного содержания серы в топливе, связывание SO_2 химическим воздействием на уходящие газы) пока не получили еще заметного промышленного развития. Это связано как со сложностью, так и высокой стоимостью этих методов.

Очистка дымовых газов от окислов серы принципиально может быть осуществлена адсорбцией окислов серы или химическим превращением их в другие вещества. Технологически различаются две группы методов очистки: «мокрые» и «сухие».

В качестве поглотителей в «мокрых» методах применяются водные растворы (суспензии) веществ, переводящих окислы серы в сернокислые или сернистоокислые соли.

«Сухие» методы основаны на взаимодействии окислов металлов (Al, Mn, Fe, Na и др.) с окислами серы с образованием сульфитов и сульфатов.

В СССР разработаны и экспериментально проверены некоторые методы очистки дымовых газов от SO_2 :

- 1) известковый «мокрый» (поглотитель — водная суспензия известня);
- 2) магнезитовый (поглотитель — водная суспензия магнезита);
- 3) аммиачно-автоклавный и аммиачно-циклический (поглотитель — раствор сульфит-бисульфита аммония);
- 4) щелочно-алюминатный «сухой» (адсорбент — подщелоченный гель окиси алюминия).

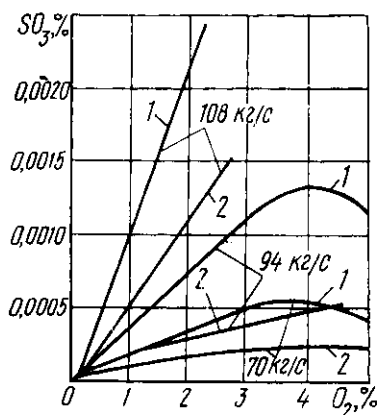


Рис. 7.10. Зависимость концентрации сернистого ангидрида от избытка кислорода в дымовых газах за пароперегревателем при различной паропроизводительности котлоагрегата и разном содержании серы в мазуте: 1 — $\text{SP} = 2,4\text{--}2,6\%$; 2 — $\text{SP} = 1,5\text{--}1,6\%$.

Степень очистки в перечисленных методах 80—90%, побочными продуктами являются в зависимости от метода очистки элементарная сера, сульфат аммония, серная кислота, сульфит и сульфат кальция. Относительно отработаны и рекомендуются к внедрению магнезитовый и аммиачно-циклический методы.

Перспективны процессы газификации мазута и получения из нефти малосернистых топлив путем гидрокрекинга, что является радикальным методом с точки зрения защиты воздушного бассейна и защиты котельного агрегата от коррозии и золотого износа.

7.6. Выбросы золы

Проблема снижения выбросов золы в атмосферу успешно решается посредством применения эффективных схем золоулавливания. Повышение эффективности золоулавливания достигается в результате применения электрофильтров, мокрых золоуловителей (МП-ВТИ, золоуловителей с сопловыми струйными аппаратами типа «Вентури»), двухступенчатых схем золоулавливания. Для улавливания взвешенного уноса мазутных котлоагрегатов применяются высокотемпературные электрофильтры, которые в целях повышения эффективности их работы, в особенности при сжигании малосернистых топлив, устанавливаются в расщелку конвективной шахты при температурах 350—450°С [61].

Представляет интерес комплексный подход к решению проблемы снижения выбросов золы в атмосферу. Эти выбросы содержат не только золу, но и продукты недожога, образующие в совокупности «унос».

Одним из возможных методов существенного снижения потерь с механическим недожогом является возврат и дожигание горючих уноса.

Весьма актуален также вопрос использования минеральной части топлива. Актуальность проблемы использования золы и шлака, с одной стороны, обусловлена высокими темпами развития энергетики и возрастающими в связи с этим трудностями при решении вопросов золоудаления и складирования золы. Повышение эффективности золоулавливающих устройств, которое диктуется требованиями уменьшения выбросов в атмосферу, означает соответствующее увеличение выхода золы, которая должна поступать на золоотвал. С другой стороны, эта проблема имеет и самостоятельное экономическое значение, так как зола и шлак могут быть сырьем для получения стройматериалов и изготовления изделий, применяемых в строительстве и промышленности.

Зола и шлак электростанций не только являются даровым сырьем, но в большинстве случаев имеют «отрицательную» стоимость, так как их использование позволяет снизить затраты на транспорт и складирование.

Комплексным решением вопроса является энерготехнологическая схема дожигания уноса и утилизации золы. По этой схеме унос, улавливаемый в сухом золоуловителе, возвращается в дожигательный циклон, подключаемый в качестве предтопка к топке котлоагрегата. В качестве топлива для дожигательного циклона используется газ или мазут. Продукты сгорания этого топлива и уноса поступают из циклона в топку с последующим использованием их тепла по тракту котлоагрегата. По охлаждающей воде циклон включается в циркуляционный контур котлоагрегата. Для улавливания уноса с целью последующего возврата и дожигания горючих устанавливаются сухие золоуловители. В случае применения мокрого золоулавливания они могут устанавливаться в качестве предвключенной ступени. Такая двухступенчатая схема целесообразна не только с точки зрения организации возврата уноса, но и в интересах охраны окружающей среды.

Описанная схема с учетом результатов ее экспериментальной проверки позволяет решить вопрос эффективного дожигания горючих уноса [55]. В дожигательном циклоне можно добиться высокой интенсификации процесса при значениях теплонапряжения 6—8 МВт/м³. Выход уноса, транспортируемого на золоотвал, снижается при этом на 10—15% по весу. Кроме того, можно практически полностью расплавить возвращенную в циклон золу (выход жидкого шлака 85—90%) и организовать утилизацию шлака для целей промышленности и строительства. Выход шлака вместо золы на золоотвал предпочтительнее, так как при этом примерно в два раза снижается необходимая емкость золоотвала.

Использование циклона для получения стабильного выхода расплава золы требуемой вязкости становится возможным благодаря автономности режима циклона, не связанного с режимом работы котлоагрегата. Эта автономность обеспечивается тем, что теплопроизводительность циклона равна 5—6% номинальной теплопроизводительности котлоагрегата, в связи с чем могут быть обеспечены стабильный режим его работы и постоянное теплонапряжение в нем, независимо от нагрузки и режима котлоагрегата.

7.7. Экономическая эффективность снижения выбросов вредных веществ в окружающую среду

Ликвидация вредного воздействия хозяйственной деятельности на окружающую среду возможна на основе создания безотходных технологических процессов, утилизирующих вредные для биосферы вещества, или на основе обезвреживающей очистки выбросов, создания защитных санитарных зон в районе предприятий — источников выбросов.

Как организация безотходной технологии, так и обезвреживание выбросов и создание защитных зон связаны со значительными капитальными и эксплуатационными затратами. Сложность решения этих вопросов, наличие вариантов решения, которым соответствуют различные уровни эффективности и затрат, предполагают необходимость технико-экономического анализа для выбора оптимального варианта решения вопроса защиты окружающей среды в каждом конкретном случае. Подобный анализ возможен с учетом экономического ущерба от загрязнения окружающей среды не утилизируемыми и необезвреженными выбросами, однако определение этого ущерба в единицах, сопоставимых с затратами, связанными с устранением ущерба, является трудной задачей. Величина этого ущерба должна определяться с учетом обусловленной выбросами коррозии основных фондов и материалов в зоне загрязнения, снижения урожайности и питательной ценности сельскохозяйственных культур, ухудшения лесного фонда, уменьшения продуктивности рыбного хозяйства, увеличения затрат на обеспечение необходимого качества потребляемой воды, роста потерь рабочего времени и связанных с этим затрат на медицинское обслуживание, социальное страхование и др.

Расчет дополнительных затрат в отраслях хозяйства в результате загрязнения окружающей среды методологически пока еще не отработан. Имеются лишь данные ориентировочной оценки этих затрат (ущерба). Так, согласно анализу планово-прогнозных разработок на 1971—1980 гг., ориентировочный эффект намечаемых мероприятий по охране воздушного бассейна от загрязнения составит более 2 млрд. руб. в год [14]. По данным ВТИ, в США ущерб от выброса в атмосферу 17 млн. т SO_2 в год доходит до 1,4 млрд. долларов, при этом ущерб от выброса 1 т составляет 50 долларов, а от выбросов SO_2 , связанных со сжиганием 1 т мазута ($S^p = 3\%$), — 3 доллара.

Условие целесообразности применения безотходной технологии на базе утилизации отходов или обезвреживания стоков определяется формулой

$$S_2 - S_1 + \Delta R > 0,$$

где S_1 — приведенные затраты на продукцию, дополнительно получаемую путем утилизации отходов (или на обезвреживание отходов в исходном варианте); S_2 — приведенные затраты на получение аналогичной продукции в конкурирующем технологическом процессе (или на обезвреживание отходов в конкурирующем варианте); ΔR — увеличение экономического ущерба от загрязнения окружающей среды при переходе от исходного варианта к конкурирующему.

Глава 8. ОПЕРАТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ И ОСНОВЫ АСУ ТЭС

8.1. Понятие системы оперативного управления на ТЭС и ее структура

Система оперативного управления данным объектом представляет комплекс связанных с объектом и между собой технических средств управления оборудованием, сбора, обработки и представления информации, при помощи которой обслуживающий персонал может управлять объектом на всех режимах его работы и обеспечивать ведение технологического процесса с заданными технико-экономическими показателями.

Организация и структура системы оперативного управления на ТЭС зависят от конструктивной сложности и компоновки оборудования, его статических и динамических характеристик, уровня автоматизации технологических процессов.

Система управления оборудованием ТЭС состоит из информационной подсистемы и подсистем сигнализации, дистанционного управления, автоматического регулирования, технологической защиты и блокировки [2].

Функциональная задача информационной подсистемы заключается в непрерывном сборе, обработке и представлении информации о ходе технологического процесса и состоянии оборудования, а также в получении данных, необходимых для расчета технико-экономических показателей и анализа режимов работы ТЭС. Информационная подсистема включает первичные приборы (датчики), преобразователи, вторичные приборы, а также средства передачи, представления и обработки информации. На ТЭС применяются информационные подсистемы различной степени сложности с использованием как обычных средств контроля и ручной обработки информации, так и современных средств централизованного контроля и обработки данных, включая расчет технико-экономических показателей с помощью вычислительных машин. Применение сложных информационных систем с использованием ЭВМ технико-экономически оправдано прежде всего для мощных ТЭС с блоками 200 МВт и выше, а также для крупных ТЭЦ, в первую очередь с турбинами Т-250-240.

Задача подсистемы сигнализации состоит в организации в виде светового или звукового сигнала информации о нарушении нормальной работы оборудования и нормального хода технологического процесса. Такая информация позволяет своевременно

обратить внимание персонала на возникшие нарушения и способствует принятию правильных решений, направленных на восстановление нормального режима работы оборудования и предупреждение аварийного развития ситуации. Сигнализация подразделяется на технологическую, предупреждающую об отклонении параметров работы оборудования от установленных пределов и нарушении нормального режима технологического процесса, и аварийную, дающую информацию о положении механизмов и аварийном состоянии оборудования. Как правило, звуковые сигналы служат для дублирования световых сигналов, осуществляемых лампами различного цвета и световыми табло.

Подсистемы дистанционного управления и автоматического регулирования включают средства и устройства дискретного воздействия на приводы различных механизмов и запорно-регулирующей аппаратуры, осуществляемого дистанционно со щитов управления или автоматически по заданной программе. Дистанционное управление может быть индивидуальным, характеризующимся наличием отдельного коммутационного устройства для каждого привода, или групповым. В последнем случае обеспечивается одновременная подача команды на ряд приводов или на один привод группы функционально связанных механизмов, дальнейшее управление которыми будет производиться автоматически по определенной заданной программе. Высший уровень организации автоматического управления обеспечивается применением специализированных и универсальных управляющих машин, осуществляющих координацию действий различных подсистем оперативного управления оборудованием ТЭС.

Современные ТЭС характеризуются высокой степенью централизации дистанционного управления, так что примерно 80% приводов запорно-регулирующей аппаратуры и 90% вспомогательного оборудования управляются с блочных или групповых щитов управления [2].

Подсистема автоматического регулирования является важнейшей составной частью системы управления и служит для поддержания регулируемых параметров на заданном уровне или изменения их по определенному закону, а также для обеспечения заданного соотношения между отдельными величинами и оптимального протекания технологического процесса. Автоматическое регулирование повышает экономичность и надежность работы оборудования ТЭС, облегчает условия работы персонала и повышает производительность труда.

На ТЭС могут применяться автоматические регуляторы различных типов. Наибольшее применение получили электронные регулирующие приборы и электрические исполнительные механизмы.

Подсистема технологической защиты и блокировки служит

для предупреждения аварий и повреждений оборудования. Средствами технологической защиты и блокировки оснащается как основное, так и вспомогательное оборудование ТЭС. При помощи их производится автоматическое отключение неисправных агрегатов и механизмов и включение резервных, а также снижение нагрузки, останов блоков или перевод их на холостой ход и растопочную нагрузку.

Структура управления существенно различается для ТЭС с блочной компоновкой оборудования в виде отдельных блоков котлоагрегат — турбина — генератор — трансформатор и ТЭС с поперечными связями на пару и питательной воде.

Применение блочной компоновки основного оборудования ТЭС обусловило переход на новые принципы управления, которые характеризуются созданием единой централизованной системы управления агрегатами блока, все элементы которой размещаются на блочном щите управления, и отсутствием цеховой структуры оперативной подчиненности персонала. Организация управления на ТЭС с поперечными связями основывается, как правило, на раздельном управлении однотипным оборудованием. По схеме с поперечными связями в настоящее время сооружаются теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) с начальным давлением пара до 12,75 МПа. Такую же схему имеют также ранее строившиеся КЭС, работающие на цикле без промперегрева.

8.2. Использование для управления на ТЭС вычислительных машин

Усложнение энергетического оборудования и внедрение блоков, представляющих комплекс согласованно действующих основных агрегатов и их вспомогательных механизмов, вызвало резкое увеличение объема средств контроля и регулирования и выдвинуло более высокие требования к качеству управления. Для обеспечения экономичности и надежности современных энергоблоков требуется непрерывный (в темпе производства) контроль большого числа параметров и быстрый расчет и анализ технико-экономических показателей работы и состояния оборудования. Сбор и обработка такого значительного объема информации «вручную» становится не под силу самому квалифицированному персоналу. Это обуславливает необходимость применения в современных системах контроля и управления на ТЭС электронных вычислительных машин. На ТЭС могут применяться достаточно сложные вычислительные машины, выполняющие функции как контроля, так и управления (централизованные системы управления), либо специализированные вычислительные машины с ограниченными функциями управления.

В СССР внедрение вычислительной техники на ТЭС осу-

ществляется с 1960 г. За это время применительно к определенному типу энергетических блоков разработано несколько управляюще-вычислительных комплексов («Сириус», «Комплекс», «М-7», «Днепр», АСВТ «Комплекс») и информационно-вычислительных машин. Краткая характеристика разработанных систем автоматического управления приведена в табл. 8.1 [29].

Таблица 8.1

Мощность блока, МВт	Топливо	Характеристика основного оборудования	Система автоматического управления и ее функциональные возможности
200	Уголь	Барабанный котел, $p_0 = 12,75$ МПа (130 кгс/см ²)	УВМ типа «Комплекс» в качестве центрального органа управления, регулирования и контроля. Независимая система защиты
500	Уголь	Двухкорпусный прямоточный котел, $p_0 = 23,5$ МПа (240 кгс/см ²)	То же
200	Уголь	Прямоточный котел, $p_0 = 12,75$ МПа (130 кгс/см ²)	УВМ типа М-7 с ограниченными функциями управления. Независимая система контроля, регулирования и защиты
800	Уголь	Двухкорпусный прямоточный котел, $p_0 = 23,5$ МПа (240 кгс/см ²), турбина двухвальная	То же
200	Уголь	Барабанный котел, $p_0 = 12,75$ МПа (130 кгс/см ²)	УВМ типа «Днепр» и функциональные логические устройства. Независимая система контроля и защиты
300	Уголь, газ, мазут	Прямоточный котел, $p_0 = 23,5$ МПа (240 кгс/см ²)	Информационно-вычислительная машина ИВ-500

Во всех системах вычислительная машина осуществляет циклический опрос параметров (предусматривается также возможность избирательного опроса), обработку полученной информации и расчет технико-экономических показателей блока, а также сигнализацию об отклонениях контролируемых параметров за заданные пределы. Основные результаты контроля и переработки данных периодически фиксируются на цифровом устройстве и электронных цифровых табло. В последнее время начинает находить применение система представления информации с ЭЛТ (электронно-лучевыми трубками). Возможности различных систем различаются в основном объемом функций управления.

Система «Комплекс» в соответствии с проектом должна обеспечивать возможность автоматического пуска и останова блока, автоматического регулирования основных параметров на всех режимах работы блока, а также выполнение переключений и изменение рабочих параметров, необходимых для оптимизации режима работы оборудования в связи с изменением нагрузки и выходом из строя части оборудования. Функции аварийной защиты оборудования выполняются независимой системой.

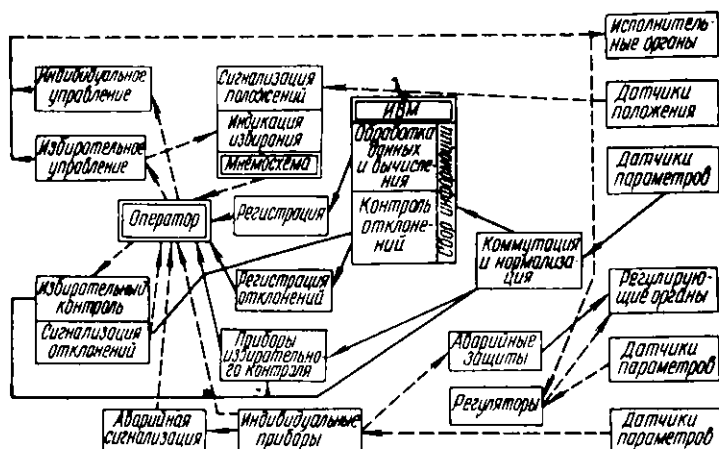


Рис. 8.1. Структурная схема организации управления и контроля блока 300 МВт с информационно-вычислительной машиной ИВ-500.

Вычислительная машина типа М-7 выполняет ограниченные функции управления. Она может производить пуск блока из различных температурных состояний, а также останов блока с различной программой расхолаживания.

Система управления «Сириус» базируется на использовании вычислительной машины «Днепр», причем основная роль в управлении блоком принадлежит автономным логическим управляющим устройствам-автоматам. В функции вычислительной машины входит включение и отключение автоматов, координация и контроль их работы, изменение заданий автоматам, если изменение технологических процессов не учитывается заложенными в них программами, а также управление объектами, не подчиненными автоматам.

Некоторые блоки мощностью 300 МВт снабжены информационно-вычислительными машинами ИВ-500. Структурная схема контроля и управления блоком 300 МВт с использованием машины ИВ-500 приведена на рис. 8.1. Вычислительная машина осу-

шестволяет контроль более 80% параметров, характеризующих работу блока, а также производит сигнализацию и регистрацию отклонений параметров за заданные пределы, обработку полученной информации и расчет технико-экономических показателей блока. Остальные параметры контролируются индивидуальными приборами, с помощью которых выполняются аварийная сигнализация и защита.

Точное определение экономической эффективности применения вычислительных машин в системах управления на ТЭС в настоящее время еще не представляется возможным. Однако грубая оценка показывает, что окупаемость систем с информационно-управляющими машинами составляет 3,5—5 лет [29]. Применение вычислительных машин — основной путь перехода к более высокому уровню автоматизации энергетических блоков, повышения качества управления на ТЭС и является закономерным процессом.

8.3. Понятие АСУ ТЭС и ее функциональная структура

Высшей формой организации управления предприятиями являются автоматизированные системы управления (АСУ), которые в настоящее время широко внедряются во всех отраслях народного хозяйства, в том числе и в энергетике. Функциональная структура и порядок создания АСУ ТЭС регламентируются «Основными положениями по автоматизированной системе управления ТЭС» [53] и рядом более поздних документов.

АСУ ТЭС представляет систему управления с применением экономико-математических методов и методов оптимального управления, современных средств вычислительной техники, а также традиционных средств контроля и управления, позволяющих персоналу регулярно осуществлять наиболее эффективное оперативно-диспетчерское управление и управление производственно-хозяйственной деятельностью на основе использования технологической и экономико-статистической информации, вводимой автоматически или вручную. Основная задача АСУ ТЭС заключается в обеспечении наилучшего использования материальных, финансовых и трудовых ресурсов ТЭС для обеспечения надежного и качественного производства и отпуска энергии в соответствии с заданием энергосистемы. АСУ ТЭС рекомендуется создавать прежде всего на электростанциях с блоками 150 МВт и более при общей мощности ТЭС 1200 МВт и выше, а также на блочных ТЭС с турбинами Т-250-240 [53].

При разработке АСУ ТЭС реализуется ряд общих для всех АСУ принципов.

1. Принцип новых задач, состоящий в том, что для достижения максимального эффекта от использования вычислительной

техники с помощью ее должны решаться в первую очередь такие задачи, которые не могут быть решены в полном объеме с применением традиционных средств управления. К таким задачам, например, можно отнести непрерывный (в темпе производства) анализ состояния и технико-экономических показателей работы оборудования, а также распределение нагрузки между энергоблоками ТЭС на основе расчета реальных энергетических характеристик оборудования по состоянию его в момент решения задачи.

2. Принцип системного подхода, заключающийся в комплексности решаемых задач и выборе критериев управления с учетом многообразия влияющих факторов на основе единой информационной базы.

3. Принцип непрерывного развития системы, означающий, что развитие АСУ должно осуществляться путем наращивания задач и требуемых для их решения средств вычислительной техники.

АСУ ТЭС — это комплексная система, состоящая из функциональной и обеспечивающей частей. Функциональная часть включает комплекс технологических и экономико-организационных методов оптимального решения задач оперативно-диспетчерского, производственно-технического и хозяйственного управления. В обеспечивающую часть входят информационная база, комплекс технических средств и математического обеспечения решаемых задач.

Функциональная часть АСУ ТЭС строится на основе анализа функциональной модели управления ТЭС и включает специализированные производственные, а также функциональные и обеспечивающие подсистемы.

В специализированные производственные подсистемы входят подсистемы оперативно-диспетчерского управления, управления производственно-хозяйственной деятельностью и управления энергоремонтom.

В задачу функциональных и обеспечивающих подсистем АСУ ТЭС входит планирование и составление периодической отчетности по основному производству, финансовой деятельности, материально-техническому снабжению и кадрам, а также составление текущих отчетов о финансовой и бухгалтерской деятельности.

Важнейшими задачами АСУ ТЭС являются задачи оперативно-диспетчерского управления и управления энергоремонтom. Возможность автоматизированного решения этих задач определяется главным образом наличием достаточно достоверной исходной информации и математических методов их формализации и решения. Современные энергетические блоки представляют очень сложные объекты, характеризуются высокими

скоростями протекания технологических процессов и предъявляют повышенные требования к скорости сбора, обработки и обмена информацией для оперативного (в темпе производства) управляющего воздействия на производственный процесс.

В подсистеме оперативно-диспетчерского управления намечен следующий комплекс первоочередных автоматизируемых задач:

1) сбор и обработка первичной исходной информации с контролем ее достоверности и выявлением неисправных каналов измерений;

2) оперативный контроль работы и состояния оборудования с регистрацией и отображением текущей, периодической и аварийной информации и автоматическим ведением суточных ведомостей и ведомостей отклонения параметров;

3) расчет и анализ технико-экономических показателей работы энергетического оборудования и ТЭС в целом;

4) оперативный прогноз и распознавание предаварийной ситуации;

5) оперативный контроль с выдачей рекомендаций по пуску и останову оборудования;

6) расчет и построение энергетических характеристик оборудования;

7) оптимальное распределение нагрузок с выбором наивыгоднейшего состава работающего оборудования;

8) управление передвижением топлива по направлениям, связывающим разгрузочное устройство, склады, котельную, а также непрерывный учет имеющегося топлива;

9) обмен оперативно-диспетчерской информацией с АСУ вышних уровней;

10) оптимизация и контроль оперативных переключений в электрических схемах в нормальных и аварийных условиях.

Первоочередными задачами оптимального автоматического управления энергоремонтами являются:

1) сбор, обработка и анализ статистической информации о надежности основного и вспомогательного оборудования и его элементов;

2) сбор и обработка информации о динамике изменения тепловой экономичности оборудования и отдельных его узлов;

3) прогнозирование состояния оборудования;

4) сбор, обработка и анализ оперативных заявок на вывод из работы основного и вспомогательного оборудования;

5) обоснованное планирование сроков и объема проведения ремонтно-профилактических работ;

6) оперативная обработка и анализ информации об организации и проведении ремонтных работ.

Для нормального функционирования АСУ ТЭС энергоблоки должны оснащаться АСУТП, которые в рамках отдельных блоков могут выполнять часть указанных выше функций по сбору и первичной обработке информации.

В объем задач подсистемы управления административно-хозяйственной деятельностью ТЭС входят:

1) сбор и обработка информации о производственно-технической и хозяйственной деятельности, включая данные о запасах и движении материалов, резервного оборудования, инструментов, запчастей;

2) анализ производственной деятельности оперативного персонала ТЭС и представление руководству ТЭС информации о производственно-хозяйственной деятельности станции.

Функциональные задачи производственно-технического и хозяйственного управления, а также задачи функциональных и обеспечивающих подсистем АСУ должны уточняться для конкретных ТЭС, так как они, как правило, решаются на уровне энергосистемы на основе обмена соответствующей информацией между АСУ ТЭС и АСУП энергосистемы. Необходимо учитывать, что для своего решения задачи по финансовой и экономической деятельности требуют очень большого объема памяти для хранения постоянной информации (прейскуранты, ценники и т. п.), при этом используется нормативно-справочная информация в основном одна и та же для всех электростанций и энергосистем. Поэтому включать финансовые и экономические задачи в контур АСУ ТЭС необходимо предельно обоснованно, в первую очередь те, которые, с одной стороны, играют особо важную роль в оперативном анализе производственно-хозяйственной деятельности, а с другой стороны, для своего решения не требуют большой загрузки вычислительных машин.

Обеспечивающая часть АСУ ТЭС состоит из информационного, математического, технического и организационного обеспечения.

Основой информационного обеспечения является организация информационной базы АСУ ТЭС, включающей как текущую информацию о состоянии объекта управления, так и нормативно-справочную информацию, заранее подготавливаемую разработчиком АСУ.

При разработке информационного обеспечения АСУ ТЭС задачи АСУ группируются в комплексы в соответствии со спецификой технологических и экономических процессов на основе анализа структуры решаемых задач функциональной модели управления ТЭС и ее связей с АСУ высших уровней.

Важной составляющей информационного обеспечения является

ся система кодирования информации, которая должна обеспечивать не только надежное функционирование АСУ ТЭС, но и информационное соответствие с системами управления верхних уровней. Это достигается применением отраслевых и общегосударственных классификаторов информации.

Система математического обеспечения состоит из комплекса алгоритмов и программ, обеспечивающих решение задач АСУ. Она включает системы общего (внутреннего) и специального (внешнего) математического обеспечения. Внутреннее математическое обеспечение состоит из систем автоматизации программирования, разрабатывается при создании ЭВМ и входит в комплект поставки ЭВМ. В специальное математическое обеспечение входят программы решения задач АСУ, программы управления прохождением задач и программы типовых процедур.

Техническое обеспечение АСУ ТЭС представляет комплекс технических средств, обеспечивающих хранение информации и решение всех задач АСУ. Сюда входят средства сбора и переработки информации, средства связи, устройства ввода и отображения информации и устройства вычислительного комплекса. Система технического обеспечения определяет материальные затраты на создание АСУ ТЭС, а также надежность и эффективность ее функционирования. Поэтому вопросы выбора технических средств являются одними из важнейших при создании АСУ ТЭС.

Комплекс технических средств должен быть построен по агрегатному принципу с целью обеспечения возможности поэтапного развития АСУ, постепенного расширения ее функций, замены устаревших агрегатов усовершенствованными и т. д. Должны также удовлетворяться требования максимальной унификации элементов технических средств и математического обеспечения.

При выборе ЭВМ необходимо основываться на объеме и характере обработки информации в АСУ ТЭС и учитывать возможность использования для решения отдельных задач производственно-хозяйственного управления, не требующих высокой оперативности, близлежащих вычислительных центров. К таким задачам можно отнести начисление зарплаты, анализ финансовой деятельности и др.

Указанный подход к выбору ЭВМ позволяет снизить затраты на создание и эксплуатацию АСУ ТЭС и ограничиться использованием более дешевых мини-ЭВМ, ориентированных в основном на решение задач технологического управления. В настоящее время в АСУ ТЭС используются агрегатированные средства вычислительной техники АСВТ-М, создаваемые на базе процессоров М-6000 и М-7000 и характеризующиеся развитым устройством связи с объектом, развитой внешней памятью на магнитных дисках и широкой номенклатурой устройств отображения

информации [70]. Недостатком этих ЭВМ является непригодность их к обработке больших массивов экономической информации. Поэтому в ряде случаев может быть оправданной установка на ТЭС наряду со специализированными ЭВМ более мощных универсальных ЭВМ с использованием их в качестве вычислительного центра энергосистемы. При выборе ЭВМ для решения экономических задач большое значение имеет характер имеющегося математического обеспечения.

Организационное обеспечение АСУ ТЭС основывается на комплексе организационных мероприятий, обеспечивающих оптимальное решение задач на отдельных стадиях создания АСУ и ее эффективное функционирование.

Работы по созданию АСУ включают следующие этапы: исследование объекта; разработку технического задания; разработку технического проекта; разработку рабочего проекта; внедрение.

В создании АСУ ТЭС участвуют три типа организаций: заказчик, разработчик и проектировщик.

Организационное обеспечение АСУ ТЭС предполагает создание на электрической станции специализированного подразделения, которое занимается вопросами проектирования, внедрения и эксплуатации АСУ. Предусматривается также разработка ряда мероприятий по упорядочению документооборота и инструкций для персонала ТЭС, деятельность которого затрагивается функционированием АСУ. Внедрение АСУ может потребовать частичного изменения организационной структуры управления ТЭС в целом.

8.4. Автоматизированный расчет и анализ технико-экономических показателей ТЭС

Важнейшей задачей АСУ, направленной на повышение экономичности ТЭС, является расчет и анализ технико-экономических показателей отдельных блоков и ТЭС в целом в темпе производства. Результаты такого анализа позволяют эксплуатационному персоналу своевременно принять меры по устранению недостатков в работе оборудования, а также получить информацию для решения таких задач, как оперативное управление и выбор оптимальных режимов работы оборудования, распределение нагрузок между агрегатами, планирование сроков проведения ремонтных и профилактических работ, оценка деятельности персонала и др.

На основе автоматизированного анализа технико-экономических показателей обеспечивается основная доля суммарного экономического эффекта от внедрения АСУ ТЭС. Глубокий (с учетом многообразия влияющих факторов) и быстрый анализ работы оборудования может быть осуществлен только в условиях

полностью автоматизированной системы сбора информации и использования ЭВМ для ее обработки.

Задача анализа состоит в том, чтобы вскрыть причины ухудшения экономичности и за их внешними проявлениями (ухудшение к. п. д., рост удельного расхода тепла и др.) определить источник перерасхода энергии, на который необходимо воздействовать, чтобы устранить выявленные недостатки в протекании технологических процессов. Причинами снижения экономичности блоков могут быть ухудшение состояния отдельных узлов турбины, котлоагрегатов и вспомогательного оборудования, ухудшение структуры тепловой схемы, т. е. нарушение оптимальной взаимосвязи между отдельными ее элементами (неправильное направление слива дренажей регенеративных подогревателей, неоптимальное число работающих насосов и др.), плохая работа технологической автоматики и обслуживающего персонала, внешние условия.

Качество работы технологической автоматики оказывает существенное влияние не только на надежность, но и на экономичность работы оборудования. Например, из-за неудовлетворительной работы регулятора уровня в регенеративном подогревателе возможен «проскок» пара в нижестоящий подогреватель и как следствие снижение регенеративной выработки электроэнергии и экономичности паротурбинной установки.

Под внешними условиями, определяющими экономичность работы данного агрегата, понимается совокупность параметров, величина которых не зависит от состояния агрегата или качества его обслуживания. Для турбины такими параметрами являются температура и давление свежего пара перед турбиной; для котлоагрегатов — температура холодного воздуха и его барометрическое давление, ассортимент и физико-химические характеристики топлива.

Метод автоматизированного анализа заключается в расчете изменений полного или удельного расхода тепла на агрегат, обусловленных той или иной причиной ухудшения экономичности. При этом должны быть даны ответы на следующие вопросы: каково состояние элементов агрегата; допускается ли по данной причине перерасход энергии; какова величина перерасхода и как она может быть устранена?

Составление алгоритма автоматизированного анализа технико-экономических показателей включает следующие этапы:

- 1) классификацию параметров, используемых в анализе, обоснование их перечня и технических требований к их первичной обработке, включая требования к точности измерения отдельных параметров;

- 2) составление математических зависимостей, характеризующих состояние и качество обслуживания агрегата, и выражений

для расчета влияния отдельных факторов и причин на изменение тепловой экономичности;

3) составление аналитических зависимостей для описания ряда термодинамических функций и вспомогательных величин, материальных и энергетических балансов;

4) составление последовательности расчета показателей экономичности и определение информационных связей алгоритма, а также результатов анализа, выдаваемых эксплуатационному персоналу.

Достоверность конечных результатов анализа определяется полнотой учета различных факторов и точностью математической модели объекта.

Все анализируемые параметры разделяются на две группы: *внешние* $P_i^{внш}$, не зависящие от эксплуатационного персонала; *внутренние* $P_i^{вн}$, определяемые качеством технологического процесса и состоянием оборудования и зависящие от эксплуатационного персонала (например, температура получаемого в котлоагрегате пара, коэффициент избытка воздуха в топке и др.).

По численной величине все параметры подразделяются на три группы: *проектные* $P_i^{пр}$, принимаемые при конструировании оборудования и проектировании ТЭС и определяющие проектные характеристики оборудования; *нормативные* $P_i^{н}$, которые определяются при фактических внешних условиях для реального состояния оборудования; *фактические* P_i , определяемые путем непосредственных измерений или косвенным образом через значения других параметров.

Разность $P_i^{н} - P_i^{пр}$, выраженная в единицах расхода тепла, топлива или электроэнергии, характеризует влияние внешних условий на изменение технико-экономических показателей оборудования и отличие нормативных характеристик оборудования от проектных, в частности за счет изменения его состояния.

Разность $P_i - P_i^{н}$ определяет степень несовершенства эксплуатации оборудования и должна снижаться до нуля путем повышения уровня эксплуатации.

По способу получения параметры подразделяются на *измеряемые* и *косвенные* (получаемые расчетом через другие параметры), по зависимости от режима работы оборудования — на *постоянные*, *переменные* и *оптимизируемые*.

Разделение параметров по способу получения и выделение из них косвенных способствует сокращению количества измерений и необходимых первичных датчиков.

Для обоснования объема необходимых теплотехнических измерений и полноты учета различных факторов при анализе технико-экономических показателей ТЭС необходимы специаль-

ные технико-экономические исследования. При этом для суждения об изменении эффективности анализа в зависимости от его глубины, т. е. количества учитываемых факторов, предварительно требуется накопить данные о практической эксплуатации системы автоматизированного анализа. Рекомендуется [19] анализировать все факторы и причины, которые могут приводить к отклонению к. п. д. агрегата от нормы на величину больше 0,05%. Величина 0,05% взята по данным опыта контроля качества эксплуатации оборудования тепловых электростанций Государственного энергетического управления Франции (ЭДФ). При этом, например, для турбоустановки Т-100-130 требуется измерять 60—70 параметров.

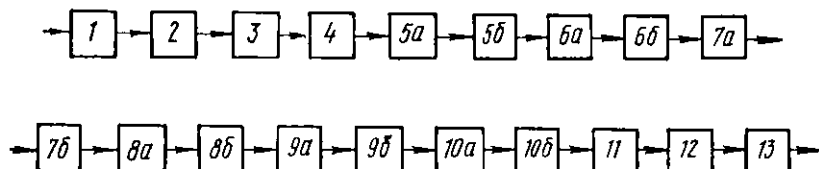


Рис. 8.2. Укрупненная граф-схема алгоритма анализа экономичности теплофикационного турбоагрегата.

Для автоматизированного анализа экономичности работы энергоблока необходима разработка алгоритма анализа расхода тепла на турбоагрегат, алгоритма анализа расхода топлива на котлоагрегат, алгоритма анализа расхода электроэнергии на механизмы собственных нужд и общего алгоритма анализа технико-экономических показателей блока. Алгоритмы составляются путем расчета поправок к расходу энергии (топлива) агрегатом при изменении различных анализируемых факторов на основе использования расчетных или опытных зависимостей экономичности агрегата от параметров работы.

Укрупненная граф-схема алгоритма анализа экономичности работы современного теплофикационного турбоагрегата показана на рис. 8.2 [48]. На схеме обозначены подмодели, выполняющие следующие функции: 1 — формирование массива входной информации (главными операциями этой подмодели являются усреднение измеряемых параметров в течение заданного промежутка времени, коррекция измеряемых потоков пара и воды на их фактические давления и температуры); 2 — решение логических условий, определяющих режим работы турбоагрегата; 3 — расчет тепловой схемы и материальных балансов для определения основных и вспомогательных потоков пара и воды турбоагрегата; 4 — расчет вспомогательных величин (удельной

выработки электрической мощности регенеративных отборов и пр.); 5—9 — расчет фактических и нормативных характеристик состояния узлов турбины (5а, 5б — проточной части; 6а, 6б — наружных уплотнений; 7а, 7б — конденсатора; 8а, 8б — бойлеров; 9а, 9б — регенеративных подогревателей); 10а, 10б — расчет фактических и нормативных характеристик структуры тепловой схемы; 11 — расчет поправок к электрической мощности турбоагрегата; 12 — расчет поправок к расходу тепла и небаланса; 13 — формирование результирующей информации, передаваемой в смежные алгоритмы, и информации, печатаемой на бланке в виде, удобном для просмотра эксплуатационным персоналом.

На основе данного алгоритма разработана программа анализа технико-экономических показателей (ТЭИ) турбинных установок Т-100-130 для ЭВМ «Урал-16» [48]. Программа имеет объем порядка 3100 расчетных операций.

Расчетный анализ погрешностей реализованных алгоритмов показывает, что точность используемых в эксплуатации измерительных устройств (расход пара или воды — класс 2,5; давление, температура и электрическая мощность — класс 1) позволяет производить достаточно достоверный автоматизированный анализ экономичности работы оборудования. Однако эффективность его можно существенно повысить увеличением точности измерения отдельных величин в 2—5 раз (для турбоустановки Т-100-130 количество таких параметров составляет 14—17 [48]). При этом для повышения точности сведения энергетического баланса турбоагрегатов необходимо увеличить точность измерения расходов свежего пара, сетевой воды и электрической мощности турбины.

8.5. Современное состояние АСУ ТЭС

В настоящее время АСУ разрабатываются и внедряются на многих ГРЭС и ТЭЦ, а опыт использования вычислительной техники на ТЭС насчитывает примерно 20 лет. Однако до настоящего времени нет установившегося мнения о месте вычислительной техники в общей системе контроля и управления как отдельными агрегатами, так и всей электростанцией в целом и окончательно не определен оптимальный объем задач АСУ ТЭС.

В § 8.3 дан полный перечень задач, которые могут решаться АСУ ТЭС [53]. Однако опыт показывает недостаточную эффективность решения задач административно-хозяйственного и экономического (финансового) управления электростанцией в системе АСУ ТЭС. Эти задачи должны решаться на уровне энергосистемы. Поэтому в течение 1976—1980 гг. АСУ ТЭС реализуются как системы технологического управления (АСУТП ТЭС).

Основными задачами таких систем является анализ технико-экономических показателей ТЭС, оптимальное распределение нагрузок между агрегатами станций (с учетом реального состояния оборудования), оптимизация пуско-остановочных режимов блоков, регистрация отклонений параметров от их номинальных значений и предупреждение аварийных ситуаций, а также подготовка данных для оптимизации сроков проведения профилактических и ремонтных работ. Эти задачи и прежде всего расчет и анализ технико-экономических показателей в настоящее время решаются на различном уровне на всех ТЭС, где внедряются АСУ и имеются необходимые средства вычислительной техники.

Опыт внедрения АСУ на различных ТЭС позволил выявить некоторые причины недостаточно высокой эффективности использования вычислительной техники на ТЭС и пути их устранения: до сих пор не узаконены формы отчетностей, выдаваемых вычислительными машинами, даже на ТЭС, где имеется соответствующая вычислительная техника, для официальной отчетности используются, как правило, традиционные средства сбора и обработки информации; разработка алгоритмов и матобеспечения для АСУ производится рядом организаций, но такие работы выполняются разрозненно, на различных алгоритмических языках и с различным уровнем достоверности окончательных результатов; практика установки на каждый энергоблок своей автономной вычислительной техники приводит к перерасходу материальных средств и снижению надежности из-за трудности обеспечения на каждом блоке необходимого резерва элементов вычислительной техники.

Для повышения эффективности функционирования АСУ ТЭС необходимо определить круг единых первоочередных задач, решаемых с помощью вычислительных машин, и рациональную структуру их алгоритмов, создать библиотеку стандартных программ для решения этих задач, обеспечить преемственность матобеспечения даже при смене типа вычислительных машин. Необходимо разработать единые требования к системе представления алгоритмов и формам представления информации, узаконить результаты расчетов, выполняемых вычислительными машинами при автоматическом сборе информации. Следует организовать на ТЭС единый вычислительный центр, на который возлагается решение основных расчетных задач АСУ, а в пределах отдельных блоков нужно располагать только те элементы вычислительной техники, которые обеспечивают отработку диспетчерских графиков и решение вопросов оперативной надежности оборудования.

Над решением этих и некоторых других задач оптимального развития АСУ ТЭС успешно работает ряд научно-исследовательских организаций.

Приложение. ПУСКОВЫЕ СХЕМЫ СОВРЕМЕННЫХ БЛОКОВ.

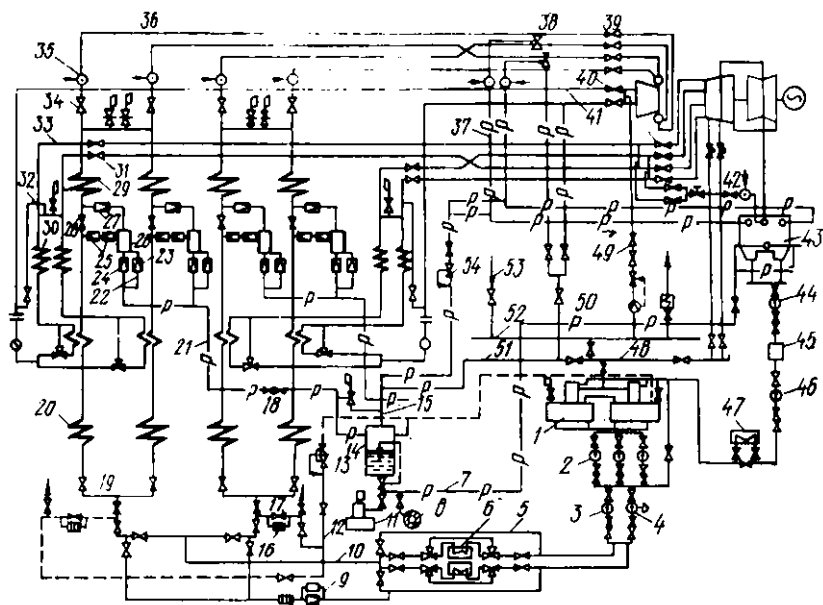


Рис. 1. Типовая пусковая схема дубль-блока 300 МВт:

1 — деаэрактор; 2 — бустерные насосы; 3 — питательный электронасос; 4 — питательный турбонасос; 5 — байпас подогревателей высокого давления; 6 — подогреватели высокого давления; 7 — трубопровод, отводящий воду из расширителя 2 МПа; 8 — циркуляционный водовод; 9 — питательный байпас с набором дроссельных шайб; 10 — питательный трубопровод; 11 — бак запаса конденсата; 12 — трубопровод рециркуляции впрысков в деаэрактор; 13 — регулирующий клапан; 14 — растопочный расширитель; 15 — трубопровод, отводящий пар из расширителя 2 МПа; 16 — набор дроссельных шайб на байпасе запорной задвижки; 17 — запорная задвижка; 18 — отключающие задвижки сбросного трубопровода; 19 — регулирующий клапан; 20 — экономайзерные поверхности и нижняя радиационная часть котлоагрегата; 21 — общий сбросной трубопровод; 22 — сбросной трубопровод сепаратора; 23 — дроссельный клапан на отводе среды из I ступени встроенного сепаратора; 24 — то же из II ступени сепаратора; 25 — дроссельный клапан на подводе среды к встроенному сепаратору; 26 — встроенный сепаратор; 27 — дроссельный клапан на отводе пара в пароперегреватель; 28 — встроенная задвижка; 29 — пароперегревательные поверхности; 30 — промежуточный пароперегреватель; 31 — задвижки; 32 — паровой байпас промежуточного пароперегревателя; 33 — горячие трубопроводы промежуточного пароперегревателя (ППГ); 34 — ГПЗ1; 35 — пусковой впрыск; 36 — трубопроводы свежего пара; 37 — сбросные трубопроводы; 38 — пускосбросное устройство (ПСБУ); 39 — ГПЗ2; 40 — задвижки; 41 — холодные трубопроводы промежуточного пароперегревателя (ППХ); 42 — сбросные трубопроводы промежуточного перегрева; 43 — конденсатор; 44 — конденсатные насосы I ступени; 45 — конденсатоочистка; 46 — конденсатные насосы II ступени; 47 — подогреватели низкого давления; 48 — коллектор собственных нужд; 49 — трубопровод отбора пара на общестанционную магистраль; 50 — трубопровод, подводящий пар на прогрев промежуточного пароперегревателя; 51 — трубопровод, подводящий пар к коллектору собственных нужд; 52 — общестанционная магистраль 1,3 МПа; 53 — подвод пара от постороннего источника; 54 — регулирующий клапан.

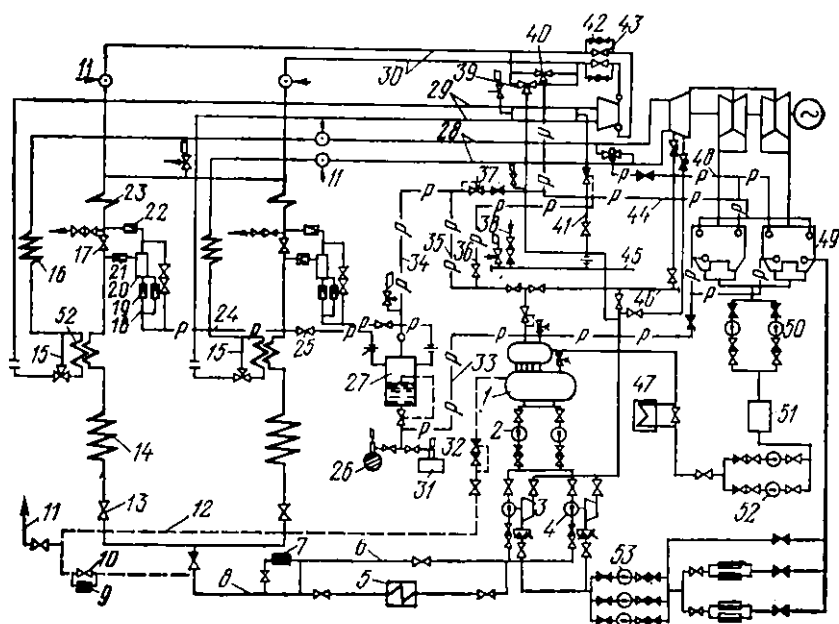


Рис. 2. Пусковая схема моноблока мощностью 500 МВт:

1 — деаэрактор; 2 — бустерные насосы; 3 — приводная турбина; 4 — питательный турбонасос; 5 — подогреватели высокого давления; 6 — байпас подогревателей высокого давления; 7 — питательный байпас с набором дроссельных шайб; 8 — питательный трубопровод; 9 — набор дроссельных шайб на байпасе запорной задвижки; 10 — запорная задвижка; 11 — пусковой впрыск; 12 — трубопровод рециркуляции впрысков в деаэрактор; 13 — регулирующий питательный клапан; 14 — экономайзерные поверхности и нижняя радиационная часть котлоагрегата; 15 — паровой байпас промежуточного пароперегревателя; 16 — промежуточный пароперегреватель; 17 — встроенная задвижка; 18 — сбросной трубопровод сепаратора; 19 — дроссельный клапан на отводе среды из сепаратора; 20 — встроенный сепаратор; 21 — дроссельный клапан на подводе среды к встроенному сепаратору; 22 — дроссельный клапан на отводе пара в пароперегреватель котла; 23 — пароперегревательные поверхности котла; 24 — общий сбросной трубопровод; 25 — отключающая задвижка сбросного трубопровода; 26 — циркуляционный водовод; 27 — растопочный расширитель; 28 — горячие паропроводы промежуточного пароперегревателя; 29 — холодные паропроводы промежуточного пароперегревателя; 30 — трубопроводы свежего пара; 31 — бак запаса конденсата; 32 — регулирующий клапан; 33 — трубопровод, отводящий воду из расширителя 2 МПа; 34 — трубопровод, отводящий пар из расширителя 2 МПа; 35 — трубопровод, подводящий пар к коллектору собственных нужд; 36 — трубопровод, подводящий пар на прогрев промежуточного пароперегревателя; 37 — регулирующий клапан; 38 — подвод пара от стороннего источника; 39 — БРОУ турбопитательного насоса; 40 — ПСБУ; 41 — трубопровод отбора пара на общестанционную магистраль; 42 — байпас ГПЗ; 43 — ГПЗ; 44 — сбросные трубопроводы ПСБУ; 45 — общестанционная магистраль 1,3 МПа; 46 — коллектор собственных нужд; 47 — подогреватели низкого давления; 48 — сбросные трубопроводы промежуточного пароперегревателя; 49 — конденсатор; 50 — конденсатные насосы I ступени; 51 — конденсатоочистка; 52 — конденсатные насосы II ступени; 53 — конденсатные насосы.

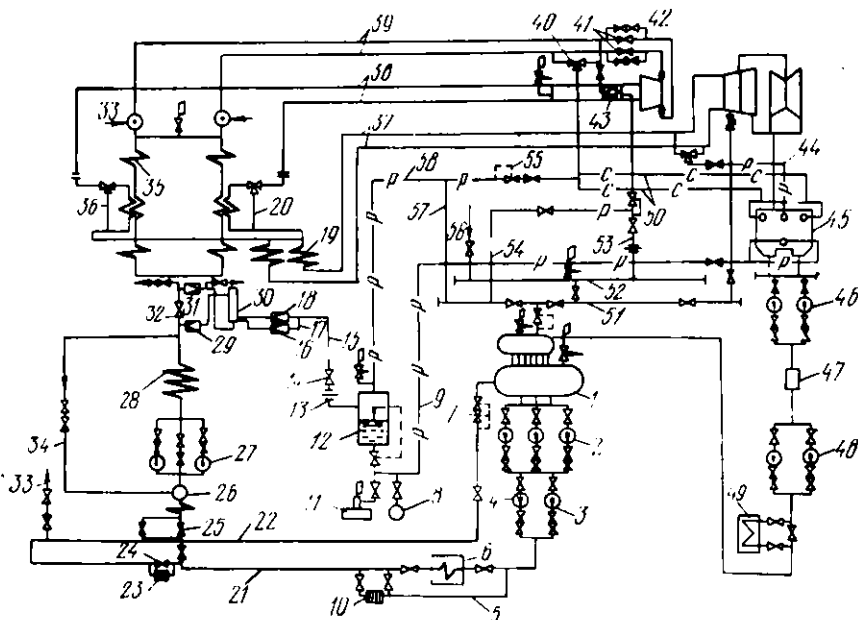


Рис. 3. Пусковая схема моноблока мощностью 300 МВт с принудительной циркуляцией среды в котле:

1 — деаэрактор; 2 — бустерные насосы; 3 — питательный турбонасос; 4 — питательный электронасос; 5 — байпас подогревателей высокого давления; 6 — подогреватели высокого давления; 7 — рециркулирующий клапан; 8 — циркуляционный водовод; 9 — трубопровод, отводящий воду из расширителя 2 МПа; 10 — набор дроссельных шайб на байпасе запорной задвижки; 11 — бак запаса конденсата; 12 — растопочный расширитель; 13 — подпорные шайбы; 14 — отключающие задвижки сбросного трубопровода; 15 — общий сбросной трубопровод; 16 — дроссельный клапан на отводе среды из 11 ступени встроенного сепаратора; 17 — сбросной трубопровод сепаратора; 18 — дроссельный клапан на отводе среды из I ступени встроенного сепаратора; 19 — промежуточный пароперегреватель; 20 — паровой байпас промежуточного пароперегревателя; 21 — питательный трубопровод; 22 — трубопровод рециркуляции впрыска в деаэрактор; 23 — набор дроссельных шайб на байпасе запорной задвижки; 24 — запорная задвижка; 25 — регулирующий питательный клапан; 26 — смеситель; 27 — насосы рециркуляции; 28 — экономайзерные поверхности и нижняя радиационная часть котлоагрегата; 29 — дроссельный клапан на подводе среды к встроенному сепаратору; 30 — встроенный сепаратор; 31 — дроссельный клапан на отводе пара в пароперегреватель; 32 — встроенная задвижка; 33 — пусковой впрыск; 34 — трубопровод рециркуляции; 35 — пароперегревательные поверхности; 36 — паровой байпас промежуточного пароперегревателя; 37 — ППГ; 38 — ППХ; 39 — трубопроводы свежего пара; 40 — ПСБУ; 41 — ГПЗ; 42 — байпас ГПЗ; 43 — РОУ; 44 — сбросные трубопроводы промежуточного пароперегревателя; 45 — конденсатор; 46 — конденсатные насосы I ступени; 47 — конденсатооткачка; 48 — конденсатные насосы II ступени; 49 — подогреватели низкого давления; 50 — сбросные трубопроводы ПСБУ; 51 — коллектор собственного расхода; 52 — общестанционная магистраль 1,2 МПа; 53 — трубопровод отбора пара на общестанционную магистраль; 54 — трубопровод, подводящий пар на прогрев промежуточного пароперегревателя; 55 — регулирующий клапан; 56 — подвод пара от постороннего источника; 57 — трубопровод, подводящий пар к коллектору собственного расхода; 58 — трубопровод, отводящий пар из расширителя 2 МПа.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Абрамов В. Н., Филиппов Г. А., Фролов В. В.* Тепловой расчет турбин. М., «Машиностроение», 1971.
2. Автоматизация крупных тепловых электростанций. Под ред. М. П. Шальмана. М., «Энергия», 1974.
3. *Акименкова В. М., Гиришфельд В. Я.* Определение аналитических выражений для тепловых характеристик теплофикационных турбин методом планирования эксперимента.— «Теплоэнергетика», 1970, № 11.
4. *Акользин П. А.* Предупреждение коррозии металла паровых котлов. М., «Энергия», 1975.
5. *Андрющенко А. И., Лапшов В. Н.* Парогазовые установки электростанций. М.—Л., «Энергия», 1975.
6. *Бененсон Е. И.* Определение оптимального расчетного режима теплофикационных турбин.— В кн.: Опыт создания турбин и дизелей. Свердловск, Средне-Уральское книжное издательство, 1969.
7. *Бененсон Е. И., Иоффе Л. С.* Теплофикационные паровые турбины. М., «Энергия», 1976.
8. Влияние режимов пуска на коробление цилиндров турбины ЛМЗ типа К-200-130.— «Теплоэнергетика», 1968, № 12.
9. Временные указания по техническому проектированию сооружений для очистки производственных сточных вод ТЭС. М., Теплоэлектропроект, 1971.
10. *Гиришфельд В. Я.* Конспект лекций по курсу «Режимы работы и вопросы эксплуатации блочных КЭС». М., МЭИ, 1976.
11. *Гиришфельд В. Я., Куликов В. Е.* Исследование маневренного блока 200 МВт.— «Теплоэнергетика», 1969, № 4.
12. *Гиришфельд В. Я., Морозов Г. Н.* Тепловые электрические станции. М., «Энергия», 1973.
13. *Голенский Ш. Ц.* Контроль металла на тепловых электростанциях. Киев, «Техника», 1965.
14. *Гофман К. Г.* Экономическая эффективность уменьшения выбросов вещества в окружающую среду.— «Изв. АН СССР», сер. экономическая, 1973, № 6.
15. *Гуляева В. Н., Борисова Л. В.* Контроль металла и сварных соединений оборудования тепловых электростанций. М., «Энергия», 1970.
16. *Данилова С. Т., Мамрукова Л. А.* Оценка эффективности мер по оздоровлению воздушного бассейна в районе расположения ТЭС.— «Энергетик», 1976, № 7.
17. *Длугосельский В. И.* Режимы работы ТЭЦ в неотапительный период.— «Электрические станции», 1974, № 9.
18. *Елизаров П. П.* Эксплуатация котельных установок высокого давления на электростанциях. М.—Л., ГЭИ, 1961.
19. *Ермаков В. С., Минков В. А., Миркин М. Л.* Автоматизированные системы экономического управления тепловыми электростанциями. М., «Энергия», 1970.
20. *Зальф Г. А., Звягинцев В. В.* Тепловой расчет паровых турбин. М.—Л., Машгиз, 1961.

21. Защита атмосферы от газообразных выбросов тепловых электростанций (обзор). М., Информэнерго, 1975.
22. Зоммерград Ф. М., Бывшев С. В. Требования к характеристикам мощных блоков при работе их в переменной части графика нагрузки энергосистемы.— «Теплоэнергетика», 1968, № 6.
23. Иванов В. А. Стационарные и переходные режимы мощных паротурбинных установок. Л., «Энергия», 1971.
24. Ильинский И. В. Температурный прогиб роторов паровых турбин.— «Котлотурбостроение», 1947, № 3.
25. Инструкция по наблюдению и контролю за металлом трубопроводов и котлов. М., СЦНТИ ОРГРЭС, 1970.
26. Исследование работы последних ступеней теплофикационной турбины при различных расходах пара.— «Теплоэнергетика», 1976, № 7.
27. Исследование работы турбинных отсеков на переменных режимах.— «Изв. вузов СССР.— Энергетика», 1969, № 7.
28. Кантор С. А., Орлов К. В. Усовершенствование схем регулирования энергетических установок при помощи вторичного импульса по нагрузке.— «Энергомашиностроение», 1958, № 2.
29. Капелович Б. Э. Эксплуатация паротурбинных установок. М., «Энергия», 1975.
30. Каплун С. М., Попырин Л. С., Чернецкий Н. С. Выбор профиля полупикового паротурбинного энергоблока мощностью 500 МВт.— «Теплоэнергетика», 1975, № 5.
31. Качан А. Д. Экономические характеристики теплофикационных турбин и оптимизация режимов работы ТЭЦ.— В сб.: «Теплоэнергетика». Вып. 1. Минск, «Высшая школа», 1970.
32. Качан А. Д., Леонков А. М., Муковозчик Н. В. Расчет энергетических характеристик теплофикационных турбин с помощью ЭВМ.— В сб.: «Научные и прикладные проблемы энергетика». Вып. 1. Минск, «Высшая школа», 1974.
33. Кириллов И. И., Кириллов А. И. Характеристики турбинных ступеней в широком диапазоне изменения u/c_0 .— «Энергомашиностроение», 1964, № 4.
34. Котельные и турбинные установки энергетических блоков. Опыт освоения, ВТИ. М., «Энергия», 1971.
35. Кроль А. Я. Эксплуатация блочных турбинных установок большой мощности. М., «Энергия», 1971.
36. Кулоян Л. Г. Тепло- и хладоснабжение в условиях теплого климата. Ереван, «Айастан», 1973.
37. Кусков И. А. Исследование маневренных свойств мощных энергоблоков. Автореф. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. Минск, 1975 (Белорус. политехн. ин-т).
38. Лавриненко К. Д., Мелентьев Л. А. Основные научные проблемы энергетика.— «Теплоэнергетика», 1975, № 11.
39. Левин Е. М., Шеварц А. В. Тепловые схемы и оборудование энергетических блоков. М., «Энергия», 1976.
40. Лейзерович А. Ш. Решение проблемы ежедневных пусков паровых турбин в Англии.— «Теплоэнергетика», 1966, № 7.
41. 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 СССР.— Энергетика», 1974, № 2.
42. Ляпин Э. А. Разработка и исследование систем аварийного управления турбин с регулируемыми отборами пара. Автореф. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. Л., 1975 (Ленингр. политехн. ин-т).
43. Магадеев В. Ш., Петросян Р. А. Условия снижения коррозионной агрессивности продуктов сгорания сернистого мазута.— «Электрические станции», 1975, № 3.
44. Материалы XXV съезда КПСС. М., Политиздат, 1976.
45. Мельников Б. Н. Исследование эффективности перевода мощных теп-

лофикационных турбоустановок на работу при скользящем начальном давлении пара и синтез их автоматического регулирования. Автореф. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. Л., 1974 (Ленингр. политехн. ин-т).

46. Методические указания и инструкция о порядке подсчета показателей готовности к работе электростанций и энергосистем. М., СЦНТИ ОРГРЭС, 1975.

47. Минков В. А., Ерголин М. Г., Голубев Г. С. Пути повышения надежности работы теплоэнергетического оборудования электрических станций. Минск, БелНИИТН, 1971.

48. Минков В. А., Шербиц В. И. Автоматизированный анализ экономичности работы турбинного оборудования ТЭЦ.— В сб.: «Теплоэнергетика». Вып. 3. Минск, «Высшая школа», 1973.

49. Объем и технические условия на выполнение автоматических защит энергетического оборудования блочных установок. М., БТИ ОРГРЭС, 1966.

50. Определение экономичности работы турбин Т-50-130 с трехступенчатым подогревом сетевой воды.— «Теплоэнергетика», 1971, № 11.

51. Оптимизация пиковых теплоэнергетических установок. Науч. сообщ. Вып. 8. Саратов, изд.-во Саратовск. политехн. ин-та, 1975.

52. Освоение энергоблоков (пусковые режимы, металл, водоподготовка и автоматика). М., «Энергия», 1971.

53. Основные положения по автоматизированной системе управления тепловыми электрическими станциями. М., Министерство энергетики и электрификации СССР, Министерство приборостроения, средств автоматизации и систем управления, 1973.

54. Очистка сточных вод на электростанциях.— В сб.: «Мат-лы ИТС в Мосэнерго». М., «Энергия», 1972.

55. Плисан И. Г., Дунский В. Д. О применении плавильных циклонов на электростанциях для утилизации минеральной части топлива и дожигания горючих уноса.— В сб.: «Циклонные энерготехнологические процессы и установки». М., Цветметинформация, 1967.

56. Плисан И. Г., Шнейдерман Ю. М., Васильева Г. В. Пути повышения экономической эффективности предварительного подогрева воздуха для мазутных котлов.— В сб.: «Научные и прикладные проблемы энергетики». Вып. 2. Минск, «Высшая школа», 1975.

57. Покровский В. Н., Аракчеев Е. П. Очистка от нефтепродуктов сточных вод и конденсатов тепловых электростанций. Экспресс-информация. М., СЦНТИ ОРГРЭС, 1975.

58. Пособие для изучения «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей». Теплотехническая часть. Под ред. А. М. Комарова. М., «Энергия», 1976.

59. Правила охраны поверхностных вод от загрязнения сточными водами. М., Министерство мелиорации и водного хозяйства СССР, Министерство здравоохранения СССР, Министерство рыбного хозяйства СССР, 1975.

60. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. М., «Энергия», 1977.

61. Применение высокотемпературных электрофильтров в энергетике. Экспресс-информация (Теплоэнергетика). М., ВИНТИ, 1975, № 40.

62. Пути повышения маневренности паровых турбин и конструктивные схемы полупикового агрегата.— «Теплоэнергетика», 1974, № 8.

63. Работа ТЭЦ в объединенных энергосистемах. Под ред. В. П. Корытникова. М., «Энергия», 1976.

64. Развитие энергетики в 1976 г. и задачи на 1977 г.— «Электрические станции», 1977, № 1.

65. Рубинштейн Я. М., Шепетильников М. И. Расчет влияния изменений в тепловой схеме на экономичность электростанции. М., «Энергия», 1969.

66. Рузанков В. Н. Универсальная характеристика для распределения нагрузок между крупными теплофикационными турбинами.— «Электрические станции», 1973, № 8.

67. Руководящие указания по объему оснащения тепловых электрических

станций контрольно-измерительными приборами, средствами авторегулирования, технической защиты, блокировки и сигнализации. М., СЦНТИ ОРГРЭС, 1969.

68. Руководящие указания по организации работы с персоналом на электростанциях, в электрических и тепловых сетях. М., «Энергия», 1972.

69. Руководящие указания по предотвращению загрязнений водных бассейнов сточными водами электростанций. М., СЦНТИ ОРГРЭС, 1969.

70. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. М., «Энергия», 1976.

71. Самойлович Г. С., Трояновский Б. М. Переменный режим работы паровых турбин. М.—Л., ГЭИ, 1955.

72. Сапрыкин Г. С. Надежность оборудования тепловых электростанций. Саратов, изд-во Саратовск. политехн. ин-та, 1972.

73. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М., «Энергия», 1975.

74. Технико-экономические основы развития теплофикации в энергосистемах. Сб. под ред. Г. Б. Левенталя и Л. А. Мелентьева. М., ГЭИ, 1961.

75. Трапнель В. Тепловые турбомашинны. М., ГЭИ, 1961.

76. Указания по расчету рассеивания в атмосфере вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. СН 369—74. М., Стройиздат, 1974.

77. Фискин Э. Э., Похорилер В. Л., Борисов В. В. Способы ускоренного расхолаживания теплофикационных турбин.—«Электрические станции», 1976, № 7.

78. Фридман М. О., Яновская Б. Б. Энергетические характеристики современных теплофикационных турбин.— В сб.: «Тр. ВНИПИэнергопрома». Вып. 6. М., ВНИПИэнергопром, 1974.

79. Харазян Р. С. Исследование инерционной способности систем теплофикации и ее использование в режимах работы ТЭЦ в энергосистемах. Автореф. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. М., 1970 (МЭИ).

80. Чачко А. Г., Гарник В. А., Земзин В. Н. Новый метод подготовки оперативного персонала электростанций.—«Электрические станции», 1975, № 5.

81. Чернецкий Н. С. Пуск современных паротурбинных установок большой мощности (обзор). М., ОРГРЭС, БТИ, 1960.

82. Черня Г. А. Суточные графики нагрузки объединенных энергосистем и вопросы повышения маневренности энергетического оборудования.—«Теплоэнергетика», 1975, № 11.

83. Шляхин П. Н., Бершадский Н. Л. Краткий справочник по паротурбинным установкам. М., «Энергия», 1970.

84. Щегляев А. В. Паровые турбины. М., «Энергия», 1976.

85. Экономичность и маневренность тепловых электростанций. Тр. МЭИ. Вып. 252. М., МЭИ, 1975.

86. Экспресс-испытания проточной части паровых турбин.—«Электрические станции», 1975, № 1.

87. Энергетика в девятой пятилетке и задачи на 1976 г.—«Электрические станции», 1976, № 1.

88. Эфендиев Т. Б. Образование окислов азота в топках котельных агрегатов.—«Теплоэнергетика», 1975, № 9.

89. Яковлев Б. В. Эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды у современных турбин.—«Изв. вузов СССР.—Энергетика», 1969, № 5.

90. Яковлев Б. В. Исследование выбора мест отопительных отборов пара у турбин со ступенчатым подогревом сетевой воды с учетом влияния различных факторов.—«Изв. вузов СССР.—Энергетика», 1969, № 8.

91. Meboldt H. Probleme der Luftreinigung im Hinblick auf die Emission gasförmiger Schadstoffe bei Verbrennungsprozessen.—«Fernwärme Int.», 1974, N 1.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	Стр. 3
Глава 1. Направления перспективного развития и особенности работы ТЭС в современных энергосистемах	
1.1. Современные тенденции и перспективы развития теплоэнергетики СССР	5
1.2. Графики электрических нагрузок, их особенности и характеристики	12
1.3. Позонное развитие ТЭС. Базовые, полупиковые и пиковые электрические станции	16
1.4. Способы получения дополнительной пиковой мощности на паротурбинных ТЭС	19
Глава 2. Характеристики и некоторые вопросы работы основного оборудования ТЭС при переменных режимах	
2.1. Методы оценки к. п. д. проточной части турбин при переменных режимах	26
2.2. Особенности работы и методы расчета теплового процесса для теплофикационных турбин	31
2.3. Показатели тепловой экономичности теплофикационных турбин	36
2.4. Энергетические характеристики турбин	42
2.5. Влияние начальных и конечных параметров пара на надежность работы и экономические характеристики паротурбинных установок	52
2.6. Тепловые характеристики котлоагрегатов	59
2.7. Скользящее начальное давление пара как метод регулирования нагрузки блоков	74
2.8. Особенности применения СНД пара для теплофикационных агрегатов	82
Глава 3. Режимы работы и маневренность блочных ТЭС	
3.1. Понятие маневренности и маневренные характеристики блочных паротурбинных установок	86
3.2. Аккумулирующая способность котлоагрегатов	92
3.3. Переходные процессы при нагружении блоков	94
3.4. Мобильность блоков	96
3.5. Способы прохождения минимальных нагрузок на КЭС	99
Глава 4. Режимы работы ТЭЦ и факторы, определяющие эффективность отпуска тепла от теплофикационных турбин	
4.1. Структура тепловых нагрузок и режимы работы ТЭЦ в неотопительный период	105
4.2. Факторы, определяющие эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды	112
4.3. Утилизация тепла отработавшего пара в конденсаторах турбин	119
4.4. Маневренные характеристики ТЭЦ	126

Глава 5. Режимы пуска и останова основного оборудования ТЭС

5.1. Общие положения по пуску и останову котлоагрегатов и турбин	131
5.2. Порядок и график пуска барабанных котлоагрегатов на общую магистраль котельной	137
5.3. Особенности пуска прямооточных котлоагрегатов	142
5.4. Пуск конденсационных турбин из холодного состояния	146
5.5. Особенности пуска теплофикационных турбин	153
5.6. Пуск турбин из горячего состояния	155
5.7. Требования, предъявляемые к пусковым схемам блочных паротурбинных установок, и особенности их выполнения	157
5.8. Пусковые схемы и особенности пусковых режимов блоков с барабанными и прямооточными котлоагрегатами	161
5.9. Особенности пуска блоков из неостывшего и горячего состояний	166
5.10. Методы ускорения пусков паротурбинных установок. Автоматизация пусковых операций	168
5.11. Останов турбоагрегатов	172
5.12. Останов котлоагрегатов	179
5.13. Особенности и виды останова блочных установок	182

Глава 6. Основы эксплуатации ТЭС

6.1. Организация эксплуатации основного оборудования ТЭС	184
6.2. Задачи эксплуатации основного оборудования ТЭС в нормальных режимах работы	188
6.3. Нарушения нормального режима работы котлоагрегатов и меры по их предотвращению	193
6.4. Аварийные режимы работы турбины	202
6.5. Занос солями и контроль состояния проточной части турбины	206
6.6. Основы эксплуатации топочных устройств котельных агрегатов	212
6.7. Эксплуатация устройств пылеприготовления	217
6.8. Эксплуатация вспомогательных установок паровых турбин	222
6.9. Организация контроля металла оборудования ТЭС	230
6.10. Повреждаемость оборудования ТЭС	235
6.11. Основные понятия о готовности к работе и надежности оборудования ТЭС	237

Глава 7. Вопросы охраны окружающей среды при эксплуатации ТЭС

7.1. Производственные стоки ТЭС и их очистка	241
7.2. Эксплуатационные мероприятия по уменьшению вредных стоков и перспективы организации работы ТЭС без стоков	247
7.3. Составляющие вредных выбросов с дымовыми газами в атмосферу	250
7.4. Выбросы окислов азота и методы их подавления	253
7.5. Выбросы окислов серы	258
7.6. Выбросы золы	260
7.7. Экономическая эффективность снижения выбросов вредных веществ в окружающую среду	261

Глава 8. Оперативное управление и основы АСУ ТЭС

8.1. Понятие системы оперативного управления на ТЭС и ее структура	263
8.2. Использование для управления на ТЭС вычислительных машин	265
8.3. Понятие АСУ ТЭС и ее функциональная структура	268
8.4. Автоматизированный расчет и анализ технико-экономических показателей ТЭС	273
8.5. Современное состояние АСУ ТЭС	277

Приложение. Пусковые схемы современных блоков

Литература	279
	282

Аркадий Дмитриевич Качан
РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОВЫХ
ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Редактор *С. Ю. Липец*
Мл. редактор *Т. С. Канцлер*
Обложка *И. Ф. Ревзина*
Худож. редактор *А. Г. Звонарев*
Техн. редактор *М. Н. Кислякова*
Корректор *Н. В. Васильева*

ИБ 440

Сдано в набор 16.02.78. Подписано в печать 25.08.78. АТ 05047.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага тип. № 3. Гарнитура «литературная». Вы-
сокая печать. Усл. печ. л. 18. Уч.-изд. л. 19,21. Изд. № 76—204.
Тираж 5000 экз. Тип. зак. 803. Цена 85 коп.

Издательство «Высшая школа» Государственного комитета Со-
вета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и книж-
ной торговли. Редакция литературы по математике, физике и энер-
гетике. 220048, Минск, Парковая магистраль, 11. Дом книги.

Ордена Трудового Красного Знамени типография издательства ЦК
КП Белоруссии. Минск, Ленинский пр., 79.