

СЕКЦИЯ 4 ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ ПЕРЕЧЕНЬ ДОКЛАДОВ

УВЕЛИЧЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА В ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧАХ

П.В. ШАНТАРЕНКО

Научный руководитель Н.Б. Карницкий, доктор технических наук, профессор

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ УСТАНОВОК ПРИ СОВМЕСТНОМ СЖИГАНИИ ДВУХ ВИДОВ ТОПЛИВА

Кузмич В.О.

Научный руководитель Тарасевич Л.А., канд. техн. наук, доцент

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ В МАЛОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ

Матвеев Е. А.

Научный руководитель Жихар Г.И., д.т.н., профессор

СОЗДАНИЕ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ НА ОСНОВЕ МОДЕЛЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ SCADA - СИСТЕМЫ TRACE MODE 6.0

Унукович А. Ю.

Научный руководитель: Воюш Н. В.

МИРНЫЙ АТОМ

Васильев Е.Д.

Научный руководитель Карницкий Н.Б., д.т.н., профессор

МЕМБРАННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ПОДГОТОВКЕ ВОДЫ ДЛЯ КОТЕЛЬНЫХ

Колбаско Н. В., Македон Н. Е., Никитина Н.Н.

Научный руководитель Чиж В. А. к.т.н., доцент

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ТУРБИН АЭС

Кулешов Е. А.

Научный руководитель к.т.н., доцент Чиж В. А.

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ПЛЁНОЧНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА В ПОДОГРЕВАТЕЛЕ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Шилко М.А.

Научный руководитель - Пронкевич Е.В.

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ ПОДГОТОВКИ ВОДЫ ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Байх И.В.

Научный руководитель к.т.н., доцент Чиж В. А.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ПОТОКОВ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН ДЛЯ ПОДОГРЕВ ПРИРОДНОГО ГАЗА ПЕРЕД ДЕТАНДЕР-ГЕНЕРАТОРНЫМ АГРЕГАТОМ

Тумашевский В. ,Сенько В.

Научные руководители Седнин А.В., Богданович М.Л.

**МЕТОДЫ РАЗДЕЛЕНИЯ РАСХОДОВ ТОПЛИВА НА ВЫРАБОТКУ
ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ НА ТЭЦ**

Бурий Ю.Э., Транчак Н.В.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ – АССИСТЕНТ НЕРЕЗЬКО А.В.

**СОВРЕМЕННЫЕ МИРОВЫЕ ТЕНДЕНЦИИ ПОВЫШЕНИЯ
ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК**

Жавино К.В., Хомич В.В.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ: КАЧАН С.А., К. Т. Н., ДОЦЕНТ

**АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ
ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

ХОССЕНЕ НАЗАР Н. КАДАМ, КЕДА В.А.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ: КАЧАН С.А., К. Т. Н., ДОЦЕНТ

**МАНЕВРЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК
УТИЛИЗАЦИОННОГО ТИПА**

БАРАНОВСКИЙ И.Н., АСПИРАНТ

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ: КАЧАН С.А., К. Т. Н., ДОЦЕНТ

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АЭС

Бурий Ю.Э., Транчак Н.В.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ: КАЧАН С.А., К. Т. Н., ДОЦЕНТ

УДК 621.78.04 + 536.7

Увеличение эффективности сжигания топлива в промышленных печах

П.В. Шантаренко

Научный руководитель Н.Б. Карницкий, доктор технических наук, профессор

Из общего количества газа, идущего на производственные нужды, значительная доля идет на термообработку материалов, основным технологическим оборудованием здесь являются различного рода печи. В настоящее время основной парк имеет ряд проблем:

- недостаточная модернизация и большой износ основного фонда оборудования;
- «наследие СССР», то есть оборудование не манёвренно и направленно на выпуск больших объемов и однотипного вида продукции.

В данной статье приведены основные мероприятия, направленные на снижение энергоёмкости выпускаемой продукции. Объект исследования – нагревательная печь, представлена на рисунках 1-4.

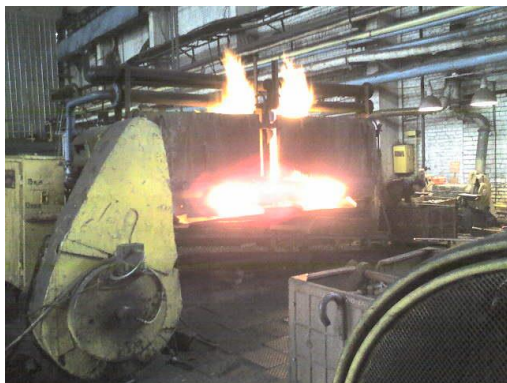


Рисунок - 1



Рисунок- 2



Рисунок - 3



Рисунок - 4

Применительно к данной печи можно назвать ряд недопустимых с технологической точки зрения недоработок:

- Нарушения обмуровки;
- Присосы холодного воздуха;
- Открытый костёр;
- Нет организованного сбора уходящих дымовых газов.

1. Применение волокнистых высокоэффективных огнеупорных и теплоизоляционных материалов для футеровки промышленных печей, некоторые

образцы представлены на рисунках 5-10, нашло широкое распространение в наше время.



Рисунок - 5



Рисунок - 6



Рисунок - 7



Рисунок - 8



Рисунок - 9



Рисунок - 10

К примеру, если температура внутри печи около 1300-1350°C, то при использовании керамоволокнистых модулей, можно (при толщине футеровки 400мм) получить на поверхности печи температуру не выше 65 °С; керамоволокнистых плит зарубежного производства (при толщине 300мм) температуру на поверхности не выше 55°C; российских (наиболее дешёвых) керамоволокнистых материалов (при толщине 400мм) температуру не выше 70°C.

Эффект от выполнения мероприятия. Экономия энергоносителей до 30% (в печах периодического действия) и до 15%(в печах непрерывного действия) Снижение габаритов печи за счет толщины кладки. Снижение массы футеровки печи до 10 раз. Сокращение сроков выхода на режим до 1,5-2 часов. Увеличение числа теплосмен до 1000-2000. Снижение трудоемкости монтажа футеровки в несколько раз.

Срок окупаемости. Для печей периодического действия до 6 месяцев. Для печей и термоагрегатов, работающих непрерывно – 1-1,5 года.

К сожалению, у данного мероприятия есть и недостатки, так применение волокнистых огнеупорных материалов для футеровки отрицательно влияет на прочностные характеристики внутренних поверхностей печи.

2. Применение современных газогорелочных устройств с автоматическим регулированием соотношения «газ-воздух». Применение рекуперативных, плоскопламенных, импульсных, акустических горелок.

Эффект от выполнения мероприятий. Экономия топлива до 10%. Снижение окалинообразования на 10 – 15%. Повышение безопасности работы тепловых агрегатов.

Срок окупаемости: 6 – 9 месяцев.

3. Установка индивидуальных приборов учета расхода природного газа.

Применение приборов учёта расхода природного газа печью само по себе не снижает потребление природного газа, но создаёт стимул к его рациональному использованию, поскольку в отсутствии счётчика затруднительно вести как технический учёт потребления природного газа, так и анализ получаемых данных, а, следовательно, нельзя судить, насколько эффективна работа технологического газового оборудования. Кроме того, в этом случае трудно оценить, насколько фактически эффективны мероприятия по снижению потребления газа печами.

4. Применение эффективных схем движения теплоносителя в тепловых агрегатах (противоток, П-образные печи с зонами рекуперации, принудительная конвекция, пламенные и тепловые завесы, рециркуляция продуктов сгорания).

Эффект от выполнения мероприятий. Экономия топлива до 40%. Повышение качества (равномерности нагрева) термообработки.

Срок окупаемости: 5 – 8 месяцев.

5. Применение рекуперативных, регенеративных устройств.



Рисунок - 11

Эффект от выполнения мероприятий: Экономия топлива 10 – 20%

Срок окупаемости: 6 – 8 месяцев

6. Автоматизация процессов нагрева в печах различного назначения

Эффект от выполнения мероприятий: Экономия топлива до 15%. Повышение качества термообработки.

Срок окупаемости: 1 – 1,5 года.

В заключении важно отметить, что конъюнктура рынков продукции на сегодняшний день такова, что высокая конкурентоспособность может быть достигнута не только за счёт снижения себестоимости, но и за счёт увеличения ассортимента выпускаемой продукции и, что наиболее важно, за счёт возможности выпуска минимальных объёмов партий.

Литература

Оснос С.П. , Котлицкая Ю.И. Энергосбережение при применении современных волокнистых огнеупорных и теплоизоляционных материалов и систем отопления в промышленности [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.basaltfm.com/ru/articles/article07.html>. - Дата доступа: 20.09.2008 г.

УДК 621.182

Определение эффективности работы установок при совместном сжигании двух видов топлива

Кузмич В.О.

Научный руководитель Тарасевич Л.А., канд. техн. наук, доцент

В промышленных установках и котлах часто сжигают совместно два вида топлива. Жидкое топливо, большей частью мазут, используют для повышения светимости факела горящего газа.

При совместном сжигании двух видов топлива теплотехнические расчёты и испытания установок и котлов, основанные на замере расхода каждого вида топлива, отборе средней пробы, анализе топлива и определении его теплоты сгорания существенно усложняются. В этом случае желательно применять методику теплотехнических расчётов, не требующих замеров расхода топлива и его анализа и основанную на применении обобщенных констант продуктов сгорания, мало меняющихся для определения видов топлива даже при значительных колебаниях их состава и теплоты сгорания. Однако при совместном сжигании двух видов топлива значения теплотехнических величин могут сильно колебаться. Так, например, при совместном сжигании газа и мазута жаропроизводительность может изменяться в зависимости от соотношения газа и мазута от 2010 до 2100⁰С, CO_{2max} – от 11,8 до 16,5%. Предлагаемая методика позволяет проводить теплотехнические расчёты без замеров расходов топлива, а только по составу продуктов сгорания и температуры уходящих газов.

Сущность методики следующая.

1. Проводится анализ состава продуктов сгорания. По данным содержания CO₂ и O₂ определяется CO_{2max} по следующей формуле:

$$CO_{2\max} = \frac{100 \cdot CO_2}{100 - 4,76 \cdot O_2}, \%$$

2. После определения CO_{2max} или RO_{2max} устанавливаются на основании этой величины обобщенные характеристики продуктов сгорания смешанных газов или продуктов сгорания газообразного и жидкого или газообразного и твердого топлива при одновременном их сжигании в топке.

К таким характеристикам относятся:

- жаропроизводительность $t'_{\max}$ при сжигании топлива в воздухе, содержащем около 1% влаги по всему весу; $t_{\max}$ при сжигании топлива в абсолютно сухом воздухе примерно на 30% выше, чем в воздухе, содержащем 1% влаги;
- низшая теплота сгорания P , отнесенная к 1м³ сухих продуктов сгорания в стехиометрическом объёме воздуха;
- отношение объёмов B сухих и влажных продуктов сгорания.

Значение величин $t'_{\max}$, P , B при сжигании двух видов топлива можно определить по справочной литературе.

3. На основании этих данных и температуры уходящих газов можно подсчитать потери тепла с уходящими газами q_2 по формуле:

$$q_2 = \frac{t_{\text{yx}} - t_a}{t'_{\max}} [C' + (h-1)B \cdot K] \cdot 100, \%$$

где C' и K поправочные коэффициенты (приводятся в справочной литературе); t_{yx} - температура уходящих газов; t_b – температура воздуха.

Коэффициент разбавления продуктов сгорания воздухом равен:

$$h = \frac{CO_{2\max}}{CO_2 + CO + CH_4}$$

4. Потери тепла вследствие химической неполноты горения q_3 определяются по формуле:

$$q_3 = \frac{(30,2 \cdot CO + 25,8 \cdot H_2 + 85,5 \cdot CH_4) \cdot h \cdot 100}{P}, \%$$

5. Потери тепла вследствие механической неполноты горения при сжигании газообразного и жидкого топлива практически равны нулю, т.е. $q_4=0$.

6. В тех случаях, когда потери тепла в окружающую среду q_5 легко определить (например, при сжигании топлива в котлах), можно вычислить КПД установки по формуле:

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5)$$

7. Максимальную температуру, подсчитанную без учёта диссоциации продуктов сгорания, называют калориметрической температурой горения $t_{\text{кал}}$ и определяют по следующей формуле:

$$t_{\text{кал}} = \frac{t_{\max}}{C' + (h - 1)KB}$$

8. Расчётную температуру горения можно определить на основе калориметрической температуры горения по формуле:

$$t_{\text{расч}} = \varphi \cdot t_{\text{кал}},$$

где φ – поправочный коэффициент, $\varphi = 0,95$ при калориметрической температуре горения от 2000 до 2100°C и 0,96 при калориметрической температуре горения от 1900 до 2000°C.

Как видно из приведенных зависимостей, использование данной методики позволяет достаточно просто производить систематический анализ эффективности работы топливосжигающих установок при сжигании двух видов топлива.

Литература

1. М.Б. Равич. Топливо и эффективность его использования. – М.: Наука, 1971-357с.
2. С.А. Ашуров. Подсчёт температуры горения природного и сжиженного газов. Газовая промышленность, 1970, №1, 32-34с.

УДК 620.9:662.638

Использование древесных отходов в малой энергетике

Матвеев Е. А.

Научный руководитель Жихар Г.И., д.т.н., профессор

Недостаточное обеспечение Республики Беларусь собственными запасами ископаемого топлива, 82-85% которого импортируется в республику из одного источника, и стремительный рост цен на нефть и природный газ на мировом рынке вынуждают по-новому взглянуть на решение проблемы обеспечения страны топливно-энергетическими ресурсами. Замещение местными видами топлива и горючими отходами производства импортируемых природного газа, нефтепродуктов и угля – одно из основных мероприятий Постановления Совета Министров Республики Беларусь от 30 декабря 2004г. №1680 «Об утверждении Целевой программы обеспечения в республике не менее 25 процентов объема производства электрической и тепловой энергии за счет использования местных видов топлива и альтернативных источников энергии на период до 2012 года». В связи с ростом цен на традиционные импортируемые энергоносители и повышением себестоимости производимой продукции в Республике Беларусь ведется поиск местных альтернативных источников энергии.

Одним из таких, пожалуй наиболее эффективных, источников является биотопливо. Использование только древесных отходов лесного комплекса на топливо при выработке только тепловой и электрической энергии, как минимум, эквивалентно 2,5 млн. тонн условного топлива (т.у.т.) и обеспечивает снижение импорта энергоресурсов в Республику. В настоящее время разрабатывается проект программы об увеличении доли потребления лесных ресурсов до 25%. Программа рассчитана на внедрение и осуществление до 2012г.

По данным за 2003 год доля местных ресурсов в структуре потребления котельно-печного топлива составило 4,2 млн. т.у.т. По оценке разработчиков программы, достижение необходимого показателя должны обеспечить в первую очередь древесное топливо (запланировано увеличить его потребление на 1,5 млн. т.у.т.) и торф (на 0,6 млн. т.у.т.). Потребление других местных топлив возрастет в общей сложности на 0,45 млн. т.у.т. Выполненный специальный анализ показал, что в одночасье обезопасить Беларусь от энергетической блокады невозможно.

Подвести страну к 25-процентному потреблению собственных ресурсов удастся не ранее 2012 года. Это обусловлено необходимостью реконструкции существующих топливо-добывающих предприятий и перевода значительной части используемого в данный момент оборудования на сжигание местных видов топлива. Эти мероприятия потребуют не только большого количества времени, но выделения на них больших денежных средств.

Дров и древесных отходов, которые можно использовать в качестве топлива, в республике достаточно. По данным Минлесхоза, в Беларуси имеются древесные ресурсы для увеличения заготовки в ближайшем будущем, как это уже было сделано, согласно программе, в 2005-2008 годах на 3 млн. кубических метров (0,8 млн. т.у.т.), а к концу 2009 года да 9,8 млн. кубических метров. (2,9 млн. т.у.т.)

В таблице 1 приведены общие сведения о лесах. Беларуси.

Как видно из таблицы 1, уже в 2001 году лесистость Беларуси составила 37,8%, что значительно больше многих стран Европы, за исключением Норвегии (39,2%), Австрии (47,6%), Швеции (74,1%) и Финляндии (74,8%).

Таблица 1.

Год учета лесного хозяйства	Площадь лесов, тыс. га				Лесисто сть, %	Запасы древесины, млн. м ³	
	Общая	В том числе				Общий	В том числе спелых древосто ев
		Всего лесных земель	Из нее покрыт о лесом	Спелых и перестойны х			
1993	8205,1	7478,5	7042,8	246,8	33,9	632,60	48,3
1988	8054,8	7301,6	7027,7	217,2	33,9	921,32	46,2
1994	8676,1	7775,9	7371,7	350,1	35,5	1093,23	74,5
2001	9247,5	8275,7	7851,1	623,0	37,8	1339,85	129,19

Структура баланса котельно-печного топлива Республики Беларусь до 2012 года: приведена в таблице 2.

Таблица 2.

Виды топлива, млн. т.у.т.	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
Газ природный	21,2	22,8	22,8	21,2	20,9	20,7	20,3	20,2	20,2	20,19
Собственный	0,33	0,33	0,32	0,31	0,31	0,3	0,29	0,29	0,28	0,27
Мазут	2,15	1,85	1,2	1,34	1,47	1,61	1,74	1,88	2,1	2,15
Собственный	0,96	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Уголь и кокс	0,32	0,2	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,36	0,52
Газ сжиженный	0,32	0,33	0,33	0,32	0,32	0,31	0,31	0,30	0,29	0,28
Газ НПЗ	0,55	0,50	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
Топливо печное бытовое	0,11	0,09	0,09	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
Прочие МВТ	2,20	2,49	2,59	3,30	3,63	3,95	4,23	4,36	4,57	4,7
Торф и легнин	0,64	0,80	1,00	1,07	1,12	1,18	1,19	1,20	1,24	1,24
Дрова	1,11	1,20	1,43	1,68	1,94	2,15	2,38	2,50	2,63	2,7
Прочее	0,45	0,49	0,52	0,55	0,59	0,62	0,66	0,66	0,7	0,76
Итого	26,9	28,3	27,9	26,9	27,1	27,3	27,3	27,5	28,1	28,4
Собственное топливо	3,71	3,94	4,37	4,69	4,99	5,28	5,53	5,62	5,83	5,93
Собственное топливо, %	14,6	14,7	16,5	18,4	19,5	20,5	21,4	21,6	21,9	22,0

По оценке специалистов Минлесхоза, в качестве топлива надо заготавливать в первую очередь древесные отходы, которые не используются полностью. Например, опилки – отходы деревообрабатывающих производств – используются для изготовления ДСП. Отходы лесозаготовки – кора, сучья, вершины деревьев – практически не перерабатываются. Одна из главных проблем в этом вопросе – транспортировка. Если опилки и ветки придется перевозить более чем за 50км от места заготовки, их стоимость резко возрастает. Для торфа требуется разрабатывать новые

месторождения и закупать дополнительное технологическое оборудование. Сегодня добычу торфа ведет 31 промышленное предприятие системы Минэнерго, обеспечив в 2008 году поставку 3,2 млн. тонн торфа (1,16 млн. т.у.т). В то же время эксплуатационные запасы торфа составляют 111 млн. тонн. Поэтому в ближайшие годы, по оценке разработчиков программы, можно увеличить добычу торфа и довести ее к 2012 году до 3,3 млн. тонн.

Для потребления местных видов топлива придется, что уже и делается, строить новые котельные и мини-ТЭЦ, либо переоснащать уже имеющиеся. Первая мини-ТЭЦ, работающая на древесном топливе, мощностью 1,2 МВт построена в 2005 году в Осиповичах. Несмотря на то, что природный газ является наилучшим топливом для электрической и тепловой энергии, запасы этого ресурса не безграничны, что приводит к повышению его стоимости. Это обстоятельство необходимо учитывать при рассмотрении возможности перевода газовых котельных на древесные отходы.

В периодической печати зарубежных стран, а в последнее время в связи со сложившейся энергетической ситуацией и в нашей республике, много внимания уделяется вопросам экономии энергии и топлива в лесных отраслях промышленности, а также замены, где это возможно и целесообразно, дефицитного нефтегазового сырья топливом из древесных отходов и низкосортной древесины. Обсуждаются проблемы использования древесной биомассы в качестве топлива, приводятся примеры работы электростанций и котельных установок на данном виде топлива, сведения о создании новых, более эффективных установок, работающих на древесном топливе, а также о разработке вспомогательного оборудования для подготовки, складирования, хранения и транспортировки данного топлива.

Американские специалисты считают, что вовлечение в топливный баланс древесных отходов может полностью удовлетворить потребности в топливе местных отраслей. Считают, что в лесопильном производстве почти половина сырья переходит в отходы, а на мебельных предприятиях еще половина пиломатериалов превращается в отходы. Все используемые для технологической переработки отходы лесозаготовок и деревообработки должны найти применение в энергетике предприятий. В целях увеличения эффективности энергетического использования древесной биомассы министерство энергетики США проводит в этой области, расширяющиеся с каждым годом научно-исследовательские работы.

В Канаде принята специальная программа правительства по использованию древесных отходов в качестве энергетического сырья. Цель программы – удвоить по сравнению с уже существующим уровнем и довести до 7% долю древесных и коммунальных отходов в топливном балансе страны.

Большие работы по вовлечению в топливный баланс древесной биомассы проводятся в Швеции. Активно ведутся работы в этом направлении в Финляндии, Норвегии, Австрии, Германии и Швейцарии.

На основании анализа энергетического использования древесной биомассы можно сделать вывод, что основными направлениями проведения научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ в этой области за рубежом являются:

- Поиски возможностей увеличения резервов древесной биомассы путем повышения производительности лесных массивов и оптимизации сроков рубки при заготовке энергетической биомассы;
- Повышение эффективности использования различных видов древесной биомассы при непосредственном сжигании ее в топках котлов для выработки тепловой и электрической энергии;
- Производство из древесной биомассы твердого топлива с повышенными показателями по транспортабельности, теплоте сгорания и водостойкости;

- Получение из древесной биомассы жидкого топлива для транспортных машин;
- Производство на основе древесной биомассы газообразного топлива, пригодного для использования в современных системах газоснабжения, а также в газобаллонных транспортных машинах.

Зарубежные специалисты выделяют два направления работы по увеличению древесной биомассы для энергетического использования: во-первых, создание энергетических плантаций и, во-вторых, повышение степени использования биомассы в существующих эксплуатируемых лесонасаждениях.

Непосредственно образующиеся в процессе заготовки древесины и ее первичной обработки древесные отходы и щепа имеют малую плотность и низкую теплоту сгорания. Вследствие этого они, как топливо, малотранспортабельные и при сжигании развивают недостаточно высокую температуру горения, что исключает их применение для высокотемпературных процессов и снижает теплопроизводительность и КПД котельных установок, в которых они используются. Так, в западных странах проводятся исследования по разработке и совершенствованию производства транспортабельного, высококачественного топлива на базе древесного сырья. Применение древесных брикетов, по мнению специалистов, особо привлекательно для бытового использования, т.к. в их составе не содержится серы и других вредных элементов.

В настоящий момент, в связи с обострением ситуации с энергоресурсами в их первичном виде (природный газ, нефтепродукты), вопросами использования древесины и древесных отходов для получения энергии занимаются специальные органы ООН. Комитет по лесоматериалам ФАО, отдел энергетики Европейской Экономической комиссии ЕЭК проанализировали тенденции и потенциальные возможности использования древесины как возобновляемого источника энергии. При этом было установлено, что в развитых странах доля энергии, получаемая из древесины, от общего потребления энергии невелика и составляет в США – 1,6%, в Канаде – 2,2%, во Франции – 1,8%, в Германии – 0,9%, Швейцарии – 1,1%; повышенное значение доли использования древесного топлива от общего потребления имеет место в Финляндии – 8,9%, в Швеции – 3,3%.

Экономически целесообразный потенциал использования дров и древесных отходов для производства тепловой и электрической энергии в Беларуси приведен в таблице 3.

Таблица 3.

Год	Дрова		Отходы деревообработки, млн. т.у.т.	Итого, млн. т.у.т.
	млн. м ³	млн. т.у.т.		
2003	4,18	1,11	0,28	1,39
2004	4,51	1,20	0,29	1,49
2005	5,36	1,43	0,31	1,74
2006	6,30	1,68	0,32	2,00
2007	7,29	1,94	0,33	2,27
2008	8,08	2,15	0,35	2,50
2009	8,95	2,38	0,36	2,74

Из таблицы 3 видно, что экономически целесообразный потенциал использования дров и древесных отходов для производства тепловой и электрической энергии в Беларуси в 2009г. увеличился более чем в два раза по сравнению с 2003г.

УДК 621.181

Создание лабораторных работ на основе моделей технологических объектов с использованием SCADA - системы TRACE MODE 6.0

Унукович А. Ю.

Научный руководитель: Воюш Н. В.

Подготовка специалистов по техническим направлениям в высших учебных заведениях и профессионально-технических училищах непременно включает в себя проведение лабораторных работ и наглядных экспериментов с целью лучшего понимания материала. Однако в связи со стремительным развитием технологий, используемые ранее лабораторные установки со временем теряют свою актуальность, либо приходят в негодность из-за износа. Замена этих установок связана с существенными материальными затратами, на что могут пойти далеко не все учебные заведения. Кроме того, установки, воссоздающие технологические процессы, зачастую занимают большое пространство, требуют применения высоких температур, давлений, больших значений токов и напряжений, а также потребляют значительную мощность. По этим, а также иным причинам в последнее время в образовании широко применяется компьютерное моделирование технологических процессов для проведения лабораторных опытов. Перед преподавательским коллективом встает задача поиска готовых, а в случае отсутствия таковых, создания новых лабораторных работ с применением программ позволяющих разрабатывать модели технологических объектов и протекающих в них процессов.

Целью данной работы является разработка комплекса лабораторных работ с использованием моделей технологических объектов для студентов, обучающихся на энергетическом факультете БНТУ по специальности «Автоматизация и управление энергетическими процессами на тепловых электрических станциях». В этот комплекс планируется включить работы охватывающие изучение практически всех систем автоматического регулирования, применяемых на тепловых электрических станциях, в том числе системы автоматического регулирования уровня в барабане котла, системы автоматического регулирования температуры перегретого пара, системы автоматического регулирования давления пара в магистрали, системы автоматического регулирования подачи топлива и воздуха в топку котла итд. Внешний вид модели, используемой в первой лабораторной работе по изучению системы автоматического регулирования температуры перегретого пара, представлен на рисунке 1.

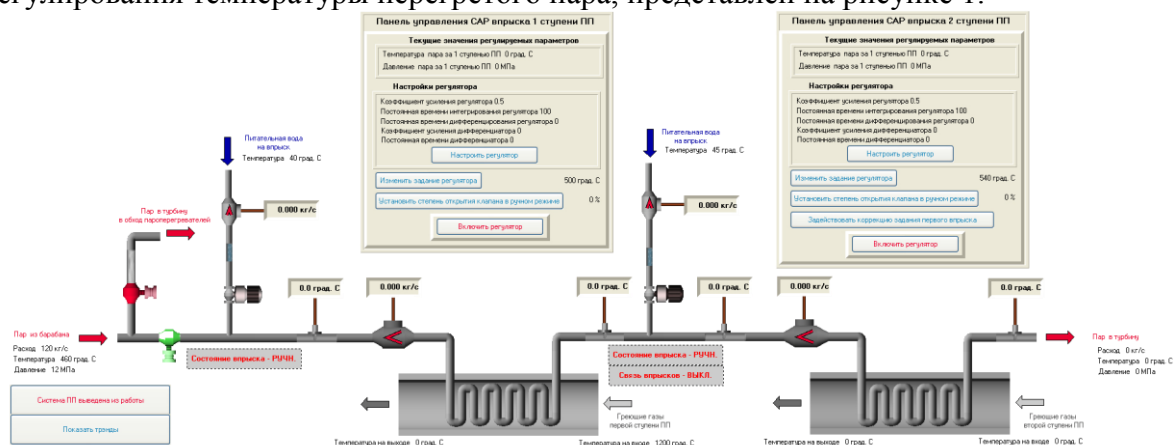


Рис. 1. Внешний вид модели.

В качестве основных элементов модели можно выделить четыре последовательно включенных теплообменника: регулируемый впрыск перед первой ступенью пароперегревателя (теплообменник смешивающего типа), первая ступень пароперегревателя (теплообменник поверхностного типа), регулируемый впрыск перед второй ступенью пароперегревателя (теплообменник смешивающего типа) и вторая ступень пароперегревателя (теплообменник поверхностного типа) соответственно.

Впрыск воды в пар смоделирован по правилам расчета теплообменников смешивающего типа на основе баланса энтальпий пара и воды до и после впрыска, с учетом того что процесс протекает по изобаре, то есть давление пара остается неизменным. При этом для определения недостающих параметров пара используется таблица термодинамических свойств воды и пара [4].

Каждая из ступеней пароперегревателя смоделирована с использованием нормативного метода теплового расчета котлов [5]. При этом на каждом цикле пересчета текущих параметров модели задаются приближенные значения температуры и давления пара на выходе ступеней пароперегревателя, а затем в цикле рассчитываются уточненные значения на основании входных параметров пара, приближенных выходных параметров, температуры греющих газов на входе в ступень пароперегревателя, параметров используемого топлива и конструктивных параметров каждой из ступеней пароперегревателя. Время пересчета текущих параметров модели на каждом шаге составляет от 50 до 300 мс. Для уточнения значений температуры и давления пара на выходе ступени на каждой итерации цикла пересчета используется метод деления пополам [1]. Расчет уточненных значений температуры и давления пара на выходе ступени на каждом шаге занимает от 18 до 50 мс. Погрешность расчета при этом не превышает 1%. Дальнейшее уменьшение погрешности значительно увеличивает длительность процесса пересчета уточненных значений, что может увеличить время пересчета текущих параметров модели на каждом шаге свыше 1 с, а это недопустимо по условию возможного искажения отображаемой информации.

Во всех расчетах для нахождения значений промежуточных, либо конечных параметров, заданных в виде двумерных таблиц применяется метод билинейно-кусочной интерполяции [1].

Помимо теплообменников, являющихся основным оборудованием, в данной модели также представлены измерительные приборы, позволяющие получать информацию о текущем состоянии системы, термопары и расходомеры. Они смоделированы в виде инерционных звеньев первого порядка.

Начальные параметры

Температура пара на входе в систему ПП 450.00

Давление пара на входе в систему ПП 12.00

Расход пара на входе в систему ПП 120.00

Настройка 1 ступени пароперегревателя

Настройка 2 ступени пароперегревателя

Зона чувствительности 1 регулятора 2.00

Зона чувствительности 2 регулятора 2.00

Параметры клапанов

Номер клапана	1	2
Коэффициент усиления	1.00	1.10
Большая истинная временная	30.00	35.00
Маленькая истинная временная	10.00	15.00
Максимальный расход воды через клапан	20.00	25.00
Температура воды	40.00	45.00

Параметры расходомеров пара

Номер расходомера	1	2	3
Коэффициент усиления	1.00	1.00	1.00
Постоянная времени	15.00	15.00	15.00

Параметры расходомеров воды

Номер расходомера	1	2
Коэффициент усиления	1.00	1.00
Постоянная времени	15.00	15.00

Параметры термопар

Номер термопары	1	2	3	4	5
Коэффициент усиления	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Постоянная времени	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00

Настройка погрешностей объектов

Рис. 2. Экран параметров модели

Параметры 1 ступени пароперегревателя

Внешний диаметр трубок 1200 м

Длина трубок 15.6 м

Толщина стенок трубок 0.002 м

Ширина газохода 2.396 м

Высота газохода 15.6 м

Поперечный шаг трубок 0.08

Продольный шаг трубок 0.086

Число трубок в ряду 24

Число рядов 8

Число параллельно включенных пучков 34

Коэффициент избытка воздуха 1.115

Температура греющих газов 1200 град.С

Параметры топлива и топика

Изменить параметры топлива

Тип топлива - газ

Газопровод Рудни-Минск

Расход топлива 3.75 кг/с (м3/с)

Содержание CO в топливе - 0 %

Содержание CO2 в топливе - 0.1 %

Содержание H2 в топливе - 0 %

Содержание H2S в топливе - 0 %

Содержание O2 в топливе - 0 %

Содержание N2 в топливе - 2.8 %

Содержание CH4 в топливе - 95.6 %

Содержание C2H6 в топливе - 0.7 %

Содержание C3H8 в топливе - 0.4 %

Содержание C4H10 в топливе - 0.2 %

Содержание C5H12 в топливе - 0.1 %

Планирование пучков

Корректировка расположения

Поперечное направление

Противоток

Рис.3. Экран параметров ступени ПП

Настройки параметров всех технологических объектов модели скрыты от студента на отдельных экранах, которые представлены на рисунках 2 и 3. Доступ к этим экранам имеет лишь преподаватель.

Основным объектом интереса студентов в данной работе является двухконтурная система автоматического регулирования с дифференцированием промежуточного параметра температуры перегретого пара за местом впрыска, своя для каждой из ступеней пароперегревателя. Непосредственно студенту доступны лишь органы управления этой САР, и его задачей при выполнении лабораторной работы с использованием данной модели является изучение влияния настроек регулятора на отработку системой возмущений. При создании системы автоматического регулирования применены готовые блоки Trace Mode Регулятор и Дифференциатор. Сигналы на эти блоки заведены с выходов измерительных приборов, а все настройки блоков предоставлены студентам для редактирования в реальном времени. Контроль отработки системой возмущений осуществляется по графику, на котором отображаются изменения температуры пара в точках парового тракта, где установлены термодатчики.

В ходе создания лабораторной работы была использована интегрированная среда разработки АСУ ТП Trace Mode 6. В состав продукта входит широкая база графических элементов, которая позволила создать наглядную модель, достаточно приближенную по внешнему виду к реальной установке и удобно сгруппировать все органы управления этой моделью, закрыв студентам доступ к некоторым из них. Моделирование технологических процессов было осуществлено с использованием встроенных в Trace Mode языков программирования стандарта IEC61131-3.

Литература:

1. Бахвалов Н.В., Жидков Н.П., Кобельков Г.М. Численные методы. - М: Лаборатория Базовых Знаний, 2002. 632 с., ил.
2. Кулаков Г.Т. Анализ и синтез САР: Спр. пособие. – Мн.: Выш. шк., 2000
3. Плетнев Г.П. Автоматизация технологических процессов и производств теплоэнергетики: Учебник для ВУЗов. – М.: Издат. дом, МЭИ, 2007. – 352с
4. Ривкин С. Л., Александров А. А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. - М.: Энергия, 1980. – 424 с., ил.
5. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Издание 3-е, переработанное и дополненное. – СПб.: Издательство НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с., ил.
6. Хрусталева Б.М., Несенчук А.П., Романюк В.Н. Техническая термодинамика. Ч.1 – Мн.: Технопринт, 2004. – 486 с

Мирный атом

Васильев Е.Д.

Научный руководитель Карницкий Н.Б., д.т.н., профессор

Актуальность темы следует из недостаточной изученности альтернативы использования “мирного” и “военного атома” в аспекте экологических последствий для планеты. Во время многочисленных военных конфликтов не привлекала достаточного внимания экологическая составляющая. Гибель людей в таких случаях заслоняла собой природоохранные проблемы.

Специфические заболевания “Балканского синдрома” и “синдрома войны в Персидском заливе”, которые вызваны применением обедненного урана. Из-за высокой плотности (в 1,7 раза больше плотности свинца) уран считался весьма перспективным для изготовления снарядов и бомб. Такие снаряды появились на вооружении израильской армии и активно применялись ею в процессе подавления восстания палестинцев. Установлено, что уран при взрыве образует аэрозоль, которая легко переносится ветром и попадает в дыхательные пути человека. Она не только радиоактивна, но и весьма токсична, а также обладает канцерогенным эффектом.

В результате длительного военного конфликта с применением обедненного урана оказались загрязнены обширные территории Палестины и сопредельных государств. Во время наиболее острой фазы конфликта в течение восьми недель было уничтожено 44 тысячи плодовых деревьев, разрушено достаточное количество источников водоснабжения, что в условиях Ближнего Востока равносильно экологической катастрофе.

В последние годы большое внимание уделяется обсуждению использования атомной энергии как в мирных, так и в военных целях. В настоящее время девять стран содержат в своих арсеналах баллистические ракеты с ядерными боеголовками. Продолжает расширять свою программу по обогащению урана Иран. Индия совершенствует возможности запуска ракет с ядерными боеголовками с поверхности земли, моря и с воздуха. Республика Беларусь имеет на вооружении баллистические ракеты дальностью полета до 800 км.

На сегодняшний момент в мире работают 435 атомных реактора. Тенденции развития атомной энергетики в наиболее развитых странах мира рассмотрена в таблице.

Таблица 1 Тенденции развития атомной энергетики

СТРАНА	“Мирный атом”, **	Энергосистема	2010	2020	2030	2050
США	103	778,6 млрд кВт·ч	?	?	?	300**
ФРАНЦИЯ	>50	80%	?	?	?	?
ЯПОНИЯ	55	29%	12**	7**	3**	?
ГЕРМАНИЯ	?	32%	?	?	?	?
КИТАЙ	11	8700 МВт	?	в 7 раз	100**	?
РОССИЯ	31	16%	1*	15*	20*	40*
* Вводимые в эксплуатацию ядерные мощности, в тысячах МВт						
** Число реакторов						

Ставится задача анализа последствий ядерного конфликта в сопоставлении с использованием “мирного атома” взамен углеводородных энергоносителей, исходя из концепций, согласно которым ядерный конфликт вызовет оледенение планеты

(военный вариант), а "мирного атома" остановит глобальное потепление и спасет человечество от тепловой экологической катастрофы.

При аварии только одного 4 энергоблока Чернобыльской АЭС произошла не локальная авария, а экологическая катастрофа с последствиями для всего человечества. Трансграничный перенос радионуклидов при ядерном конфликте и распространение дымовых аэрозолей от взрывов требует поиска примеров-аналогов. Изучив явления загрязнения воздушного бассейна обычными дымовыми шлейфами от обширных лесных пожаров, имевших место в различных регионах северного полушария с 1950 года [1], можно сделать вывод, что все пожары, в том числе и вследствие возможного ядерного конфликта, приводят к образованию дымовых шлейфов, распространяющихся по ветру на большие расстояния и на значительные высоты.

Основным материалом моделирования могут быть радиозонды, синоптические карты и карты барической топографии АТ850, АТ700, АТ500, АТ300 и паскалевой поверхности, соответствующие высотам уровня моря: 1,5 км; 3 км; 5,5 км; 9 км.

Приступим к исследованию общих синоптических правил переноса агрессивных аэрозолей от пожаров, возникающих в центральных частях антициклонов, циклонов, на их периферии и в других формах барического поля. При ядерных взрывах наиболее приемлемым и наглядным является картографическое моделирование. Выполняется с помощью высотных карт барической топографии, которые хорошо отображают динамические процессы в тропосфере, в том числе и перенос агрессивных аэрозолей от ядерных пожаров. Высотные карты барической топографии и аэрологические диаграммы радиозондирования атмосферы позволяют получить информацию о температуре воздуха, дефиците точки росы, скорости и направлении ветра на высоте расположения стандартных поверхностей - 1,5 км, 3 км, 5,5 км, 9 км.

Так как карты барической топографии отражают нахождение барической поверхности над уровнем моря, то области с высоким расположением изобарических поверхностей соответствуют более высокому давлению, а с более низким – более низкому давлению. Следовательно, барический градиент, создающий поток движения воздуха, направлен перпендикулярно изогипсам. На высотах выше 1000 м отсутствует влияние слоя трения подстилающей поверхности, то силу барического градиента уравнивает сила отклоняющего вращения Земли (сила Кориолиса). Математически данная зависимость выражается уравнением:

$$A = (2\omega \sin\varphi)v,$$

где A – сила Кориолиса, ω – угловая скорость вращения Земли, φ – географическая широта, v – скорость ветра.

Сила Кориолиса имеет важное значение для воздушных переносов, ориентируя их в свободной атмосфере (выше 1000 м) так, что движение воздушных субстанций происходит параллельно линиям изогипс. Это позволяет разработать правила воздушного переноса дымовых радионуклидных аэрозолей от атомных взрывов. Отметим, что аэрозольные частицы, забрасываемые в стратосферу при крупных вулканических извержениях, могут повлиять на радиационный баланс и на климат планеты в сторону похолодания.

Крупнейшим в истории человечества было извержение вулкана Тамбора в Индонезии в 1815 году. При его взрыве было поднято в воздух 150 м^3 вещества. Годом без лета был назван последующий 1816 год. На северо-востоке США летом 1816 года снег выпал в июне, были заморозки в июле и августе. В Швейцарии и Франции зарегистрировано самое позднее созревание урожая винограда, а в США, Швейцарии и Англии лето 1816 года было самым холодным с начала метеорологических наблюдений.

Установлено, что при возможном использовании "военного атома" в случае ядерного конфликта в первый день полному разрушению и сплошным пожарам будет

подвергнута территория более, чем в 1,1 млн км². При внешней границе поражающего воздействия в 27,3 км, разрушению и пожарам подвергнется территория свыше 22 млн км².

Исходя из этих фактов, мы видим, что с ростом атмосферного слоя аэрозоля, состоящего из выбрасываемых частиц и продуктов конденсации вулканических газов, преобладающим становятся эффекты, приводящие к похолоданию. Именно поэтому катастрофические извержения служат аналогом эффектов "ядерного" запыления и задымления атмосферы.

При прогнозе переноса аэрозолей следует руководствоваться следующим правилом. Аэрозоли в свободной атмосфере переносятся параллельными линиями изогипс, оставляя низкое значение давления слева (в Северном полушарии, в Южном - наоборот). Перенос радионуклидов в слое трения (ниже 1000) происходит по касательной к изогипсе (изобаре), на высоте 850 м составляя угол 15-20°, на высоте 12 м (на высоте флюгера) достигает 30-40°. Изложенные правила позволяют получить численные уравнения для определения направления движения аэрозолей при ядерном конфликте.

$$dp = \frac{df + d850 + d700 + d500 + d300}{5}$$

где dp – направление перемещения дымового шлейфа, градусы; df , $d850$, $d700$, $d500$, $d300$ – направления воздушного потока на уровне флюгера на высоте 1500 м, 3000 м, 5500 м, 9000 м, градусы.

Для прогнозирования скорости переноса аэрозолей можно использовать среднюю скорость воздушного потока на приземных синоптических картах и картах барической топографии в слое от земли до 5000 м. Тогда

$$v = \frac{v3 + v925 + v850 + v700 + v500}{5}$$

где v – скорость переноса шлейфов, км/ч; $v3$, $v925$, $v850$, $v700$, $v500$ – скорость ветра на высотах соответственно 12 м, 750 м, 1500 м, 3000 м, 5500 м, км/ч.

Основные правила прогноза переноса аэрозолей при ядерном конфликте для центральных частей антициклона и циклона следующие. При возникновении в центральных частях антициклона из-за нисходящих движений и наличия слоя инверсий аэрозольные вещества будут перемещаться в нижней части тропосфере по траектории движения антициклона, отклоняясь вправо от его оси на угол 20-30°.

Исследованы перемещения радионуклидных облаков от аварии 4-го энергоблока Чернобыльской АЭС [2]. В первом приближении облако обошло земной шар за 40 дней. Таким образом, нет сомнений, что при ядерном конфликте аэрозолями от взрывов, пожаров, воздушных переносов и турбулентных движений будет загрязнен весь земной шар, что ослабит обогрев планеты солнечной радиацией и приведет к оледенению планеты.

В случае ядерного конфликта произойдет оледенение планеты, температура в средних широтах летом понизится на 40-50 °С, из-за разности температур океана и суши на планете будут бушевать пыльные бури, ураганы антициклонного типа. Использование же "мирного атома" остановит дальнейшее повышение температуры планеты.

На наш взгляд необходимо ориентировать общественность на борьбу с распространением атомного оружия, исключить его применение в военных целях и осуществлять перевод энергетики на "мирный атом", что будет способствовать спасению человечества от планетарной экологической катастрофы.

Литература

1. Нестерук В.Н., Препляско К.А., Ярошевич Д.В., Малиновский П.Н., Рачко Е.В. географические, биологические, экологические последствия ядерного конфликта на планетарном уровне // Вопросы естествознания, 2007.
2. Нестерук В.Н., Никитина Н.И., Кравченко В.А., Васильев Е.Д., Заболоцкая А.Д., Заболоцкая А.А. Перенос радионуклидов при авариях АЭС, от лесных и торфяных пожаров //Актуальные вопросы антропологии. Мн., 2006.

УДК 621.182.12:621.311.22

Мембранные технологии в подготовке воды для котельных

Колбаско Н. В., Македон Н. Е., Никитина Н.Н.
Научный руководитель Чиж В. А. к.т.н., доцент

Применяемая в настоящее время прямоточная технология ионного обмена при подготовке подпиточной воды в котельных морально устарела, наблюдается и физический износ водоподготовительного оборудования. Перерасход реагентов и воды на регенерацию фильтров значительно ухудшает экономические и экологические показатели котельных. Назрела необходимость в переходе к новым технологиям водоподготовки.

В мировой практике наблюдается активный переход на мембранные технологии. Одним из основных преимуществ таких технологий является небольшой объем потребления химических реагентов и невысокое содержание солей в стоках по сравнению с традиционными ионообменными технологиями. Соответствие новым экологическим требованиям во многих случаях делают мембранные технологии предпочтительными при выборе схемы/метода подготовки воды. Следует отметить и тот факт, что обслуживание обратноосмотических установок не является сложным, особенно для персонала, уже владеющего опытом работы с ионообменными технологиями.

За годы использования мембранных систем в практике очистки поверхностных и подземных вод сложились определенные представления о типах применяемых мембран, о технологических схемах предварительной очистки воды перед мембранными установками, о требованиях к качеству подаваемой в установки воды, о применяемых реагентах для регенерации мембран и предотвращения образования кристаллических отложений на мембранах, о типах и конструкциях применяемых аппаратов.

В настоящее время для предотвращения отложений на мембранах воду, перед установкой обратного осмоса, умягчают на Na-катионитных фильтрах, но более целесообразно применение антискаланта. Антискалант – химическое вещество на основе органических соединений (обычно фосфонаты или дисперсанты), который имеет способность в низких концентрациях поддерживать концентрированные соли в растворе и обеспечивать их эффективный смыв с поверхности мембран. Можно отметить следующие преимущества применения антискаланта:

- успешная замена оборудования умягчения (экономия инвестиций и места);
- замена введения кислоты или значительное снижение ее количества;
- минимизирует частоту химических промывок мембран;
- применим для всех типов мембран;
- эффективный комплексообразователь железа;
- отдельные антискаланты разрешаются для производства воды питьевого качества;
- небольшая доза и эффективная стоимость применения.

Дополнительным фактором в пользу мембран является то, что технология обратноосмотического обессоливания за годы ее использования была значительно усовершенствована. Существенно изменились показатели, характеризующие эффективность обработки воды:

- удельная проницаемость мембран возросла с 8 л/м²ч до 40 л/м²ч;
- рабочее давление при обессоливании пресной воды снизилось с 30-50 кгс/см² до 10-16 кгс/см²;
- селективность мембран возросло с 92-95% до 99,5%;

- расход электроэнергии на прокачку воды через мембраны снизился с 3-4 кВтч/м³ до 0,75 кВтч/м³ при солесодержании воды до 2 г/л.

В последние годы конкурентоспособность обратного осмоса резко возросла также потому, что ужесточились нормы на сброс концентрированных солевых стоков, повышением цен на воду, реагенты и ионообменные материалы.

В представленной работе проведено расчетное сравнение двух вариантов схем подготовки подпиточной воды для котельной со следующим оборудованием: котлы Е-50-40 – 2 шт, топливо – газ.

1вариант – традиционная схема умягчения воды методом ионного обмена. Применяются две ступени Na-катионирования. Проведён технологический расчет схемы по методике[1,с.56], и результаты расчета представлены в таблице 1

Таблица 1 – Результаты расчета по методу ионного обмена

Показатель	Единицы	Na ₁	Na ₂	Всего
Объем загруз. материала (КУ-2)	м ³	10,8	8,1	18,9
NaCl техн. сут.	кг/сут	613	188,4	801,4
Расход воды на собственные нужды	м ³ /ч	1,04	0,8	1,84
Количество ионитных фильтров	шт.	3	3	6

Дополнительно рассчитаны солевые сбросы после регенерации с I ступени Na-катионитных фильтров. Общий объем жидких минерализованных стоков составил 46,8 м³/сут. Их химический состав: хлориды кальция – 280 кг/сут; хлориды магния - 90 кг/сут; хлориды натрия – 700 кг/сут.

2вариант – использование установки обратного осмоса. Произведён выбор мембранных элементов и установки обратного осмоса. Ниже дана ее краткая характеристика.

Установки обратного осмоса EUROTEC обычно задерживают 95-99% от всего количества растворенных неорганических веществ и более 90% от всех органических загрязнений. Мембранные элементы, используемые в установках EUROTEC, относятся к семейству TFC(Thin Film Composite) – тонкослойным композитным рулонным мембранным элементам. Мембраны TFC обладают высокой селективностью и хорошими рабочими характеристиками в широком диапазоне pH и температуры. Они не деградируют под действием микроорганизмов и сохраняют свою производительность в течение всего периода работы. Серия 03 с 6-24 мембранами. Каждый корпус заряжен тремя мембранными элементами.

Таблица 2 – Характеристика и габаритные размеры установки

Тип	Производительность, м ³ /ч	Мощность, кВт	Габариты рамы		
			Высота,мм	Длина,мм	Глубина,мм
03-24	33,6	22,0	2050	4000	1100

Сточные воды с установки обратного осмоса представляют собой те соли, которые содержатся в исходной воде, только в сконцентрированном виде. Дополнительные загрязнения возможны при проведении химических промывок мембран. Учитывая применение антискаланта, химические промывки будут редкими.

- . Достоинства установок обратного осмоса:
 - Обессоленная вода получается без применения химических реагентов.
 - Простая эксплуатация.
 - Малая энергоёмкость процесса.
 - Удаление бактерий и пирогенны.
 - Низкие эксплуатационные расходы.
 - Не требует утилизации стоков
 - Работа установки не связана с опасными реагентами.
 - Легко автоматизируются
 - Нет простоя на регенерацию.
 - Коррозионно- стойкие материалы конструкции.

Мировой опыт эксплуатации установок химводоподготовки показывает, что при их строительстве, либо модернизации предпочтение отдают безреагентным системам. Установки обратного осмоса в Республике Беларусь работают на котельных г.Осиповичи и Вилейки.

Литература

1. Чиж В.А., Карницкий Н.Б. Водоподготовка и водно-химические режимы ТЭС. – Мн.:БНТУ, 2004. – 100 с.
2. Волкова Е.Н., Волков А.А. Опыт применения антискалантов для предотвращения загрязнения мембранных элементов в установках обратного осмоса ОАО "ММК" — Энергосбережение и водоподготовка,2008,№1,с.26-27
3. Первов А.Г.,Юрчевский Е.Б. Использование мембранных технологий в системах водоподготовки энергетических объектов — Энергосбережение и водоподготовка,2005,№5,с.10-14

УДК 621.65

Особенности работы турбин АЭС

Кулешов Е. А.

Научный руководитель к.т.н., доцент Чиж В. А.

подавляющее большинство турбин АЭС работает на насыщенном паре. Особенности использования влажного пара в турбинах АЭС существенным образом влияют на их расчет и конструкцию. Рассмотрим некоторые из этих особенностей.

Малый располагаемый теплоперепад. В большинстве турбин насыщенного пара располагаемый теплоперепад приблизительно в 2 раза меньше, чем в турбинах на высокие начальные параметры пара. Так, например, в современных турбинах насыщенного пара с внешней сепарацией при $p_0 = 6,0$ МПа располагаемый теплоперепад составляет менее 60 % располагаемого теплоперепада турбины с $p_0 = 23$ МПа и

$t_0 = t_{nn} = 550^\circ\text{C}$. Следствием этого являются:

- 1) отсутствие ЦСД в большинстве влажно-паровых турбин;
- 2) выработка в ЦНД примерно 50—60 % всей мощности турбины, поэтому влияние ЦНД на экономичность оказывается весьма существенным;
- 3) заметное влияние на экономичность турбины потерь с выходной скоростью $\Delta H_{в.с.}$, эффективности выходного патрубка, потерь от дросселирования в паровпускных органах, в ресиверах, в тракте внешнего сепаратора-перегревателя.

Объемные расходы пара. В турбинах насыщенного пара из-за пониженных начальных параметров, меньшего располагаемого теплоперепада и пониженного КПД объемные расходы пара примерно на 60—90 % больше, чем в турбинах на высокие параметры той же мощности. В связи с этим для конструкции турбин АЭС характерны следующие особенности:

- 1) повышенные габариты паровпускных органов;
- 2) двухпоточное исполнение ЧВД турбин мощностью выше 500 МВт;
- 3) из-за больших высот лопаток уже первые ступени выполняют с переменным профилем лопаток по высоте;
- 4) большие высоты лопаток регулирующей ступени, что затрудняет применение парциального подвода пара, т.е. соплового парораспределения из-за значительных изгибающих напряжений в лопатках;
- 5) большие расходы пара в ЦНД, что требует увеличения числа потоков, применения пониженной частоты вращения.

Влажность пара. Для турбин АЭС особо важна проблема влажности, так как все ступени таких турбин работают в зоне влажного пара. Приблизительно можно считать, что увеличение средней влажности пара на 1 % приводит к уменьшению внутреннего относительного КПД турбины на 1 %.

Образование влаги в паре относительно высокой плотности в начале его расширения вызывает эрозионное разрушение элементов проточной части. В турбинах, работающих на влажном паре, существуют различные виды эрозии: ударная, межщелевая, эрозия вымывания, встречающаяся в ресиверах, сепараторах и других частях, на которые действует влага в виде струй.

Одним из эффективных методов снижения потерь от влажности пара является проектирование ступеней и решеток турбины с учетом особенностей течения влажного пара. В частности, увеличение зазора между сопловыми и рабочими решетками ведет к выравниванию потока при входе на рабочее колесо и дополнительному разгону капель влаги. Однако за счет этого уменьшается кинетическая энергия потока на входе в

рабочую решетку. Поэтому в каждой ступени существуют оптимальное соотношение размеров и оптимальный осевой зазор. Опыты показали, что увеличение осевого зазора существенно не сказывается на экономичности ступени. В некоторых турбинах размер осевого зазора в периферийной части последних ступеней достигает до 100 мм и более. Существуют и другие методы рационального проектирования ступени: уменьшение окружной скорости на периферии лопаток, достигаемое сокращением высоты лопаток, переходом на пониженную частоту вращения, уменьшением числа сопловых лопаток, благодаря чему сокращается количество крупной влаги, срывающейся с выходных кромок сопловых лопаток и попадающей на рабочие лопатки.

Единичная мощность. Из-за уменьшенного располагаемого теплоперепада турбины влажного пара ее мощность составляет лишь часть мощности турбины на сверхкритические параметры пара при одинаковом давлении в конденсаторе и равном числе однотипных выхлопов. Вопрос о целесообразной предельной единичной мощности быстроходных турбин АЭС ($n=50\text{ с}^{-1}$) решается главным образом в зависимости от допустимого числа цилиндров в одновальном агрегате, значений вакуума и выходных потерь. Например, конструктивная схема турбины мощностью 500 МВт включает пять цилиндров, в том числе четыре ЦНД.

Для повышения предельной мощности быстроходных турбин АЭС существуют следующие пути.

— Увеличение пропускной способности выхлопа. В настоящее время накоплен опыт эксплуатации турбин, имеющих площадь единичного выхлопа не более 9 м (для лопаток из стали).

Предельная мощность турбины с $n=50\text{ с}^{-1}$, рассчитанной для работы на насыщенном паре давлением на входе 6,0—7,0 МПа, на выходе до 4 кПа и имеющей восемь выхлопов на базе последней ступени с высотой рабочей лопатки около 1000 мм, оценивается в 700 МВт, а мощность 1000 МВт может быть достигнута при ухудшении вакуума, что приводит к уменьшению внутреннего относительного КПД турбины на 1%.

— Снижение экономичности турбины за счет повышения конечного давления рк или увеличения потерь с выходной скоростью. Переход от $p_k = 3,5\text{ кПа}$ к $p_k = 5\text{ кПа}$ при тех же размерах последней ступени повышает мощность турбины на 43 %, снижая КПД на $\Delta\eta_o/\eta_o = 0,9\%$. Увеличение $\Delta H_{в.с.}$ в 1,5 раза повышает мощность в 1,22 раза, снижая экономичность турбины на $\Delta\eta_o/\eta_o = 1,3\%$.

— Уменьшение частоты вращения вдвое. Турбины насыщенного и слабоперегретого пара для АЭС в настоящее время выполняют тихоходными ($n = 25\text{ с}^{-1}$), начиная с турбин мощностью 500—1000 МВт.

Надежность. К турбинам АЭС предъявляются повышенные требования по надежности. Причиной этого является невозможность немедленной остановки реактора при аварийной остановке турбины. В связи с этим при проектировании турбин АЭС предусматривают большие запасы прочности, применяют более качественные материалы, по возможности используют уже апробированные сопловые и рабочие решетки. Радикальным средством повышения надежности является уменьшение частоты вращения, позволяющее снизить напряжения в элементах ротора, увеличить его жесткость, сократить число цилиндров.

Влияние аккумулярованной в турбине влаги на разгонные характеристики турбоагрегата.

Как и в турбинах с промежуточным перегревом пара для ТЭС, в турбинах АЭС из-за большого объема и протяженности паропроводов между цилиндрами при сбросе нагрузки может увеличиться частота вращения ротора. В турбинах насыщенного пара к

этому добавляется вскипание и испарение влаги, сконденсировавшейся на поверхностях ротора, неподвижных деталях турбины, в сепараторе и т.п.

Расчеты и опыты показали, что за счет этого при сбросе нагрузки частота вращения может возрасти на 15—25 %. Для уменьшения разгона в турбинах АЭС используют следующие средства:

- 1) устанавливают специальную арматуру на входе в ЦНД после СПП;
- 2) сокращают размеры тракта между ЦВД и ЦНД, т. е. увеличивают разделительное давление, объединяют сепараторы и подогреватели;
- 3) улучшают дренаж из турбины и тракта.

Биологическая защита. Специфические особенности имеют турбины АЭС, работающие по одноконтурным схемам с радиоактивным паром в качестве рабочего тела. В таких условиях должна предусматриваться биологическая защита. На некоторых АЭС ограничиваются герметической обшивкой агрегата или герметизацией всей установки. Паропроводы радиоактивного пара прокладывают ниже отметки обслуживания.

Особые требования предъявляют к устранению утечек пара из турбины. Фланцевые соединения должны быть абсолютно плотными, иногда горизонтальные фланцы заваривают тонкой лентой. Широко применяют сварку трубопроводов. Предусматривают подвод нерадиоактивного пара в уплотнения из специальных котлов.

Литература

1. Шкотов Ю.Д. “Из истории создания паровых турбин”. Энергетик, 2005, №4, стр. 38.
2. Костюк А.Г. ,Фролов В.В. ,Булкин А.Е. , Трухний А.Д. “Турбины тепловых и атомных электрических станций”, уч. для ВУЗов, 2-ое издание. М.: изд-во МЭИ, 2001.- 488с.ил..

УДК 621.1.

Теплообмен при плёночной конденсации пара в подогревателе высокого давления

Шилко М.А.

Научный руководитель - Пронкевич Е.В.

Процесс конденсации заключается в том, что пар при определённых условиях может переходить как в жидкое, так и твёрдое состояние. Процесс конденсации часто встречается на практике – в конденсаторах паровых турбин, в опреснителях при получении питьевой воды из морей и океанов, в теплообменниках паровых установок.

Если насыщенный или перегретый пар соприкасается со стенкой, температура которой ниже температуры насыщения при данном давлении, то вследствие теплообмена пар охлаждается и конденсируется. Конденсат в виде плёнки или капель оседает на поверхности и стекает вниз.

В зависимости от состояния поверхности различают два вида конденсации: капельную и плёночную. Если поверхность конденсатора не смачивается жидкостью (покрыта каким-либо жиром, керосином, нефтяным продуктом и др.) и конденсат осаждается в виде отдельных капель, то происходит капельная конденсация. На смачиваемой поверхности конденсатора конденсирующийся насыщенный пар образует сплошную плёнку определённой толщины; такая конденсация называется плёночной.

Обычно в теплообменных аппаратах, работающих на чистом водяном паре, наблюдается плёночная конденсация. В верхней части вертикальной стенки или трубы плёнка стекает с малыми скоростями и движение плёнки ламинарное. По мере увеличения скорости конденсата движение плёнки переходит в турбулентное. При плёночной конденсации теплота пара передаётся поверхности плёнки конденсата, а плёнка передаёт теплоту стенке.

Рассмотрим теплоотдачу при плёночной конденсации в подогревателе высокого давления. Режим течения плёнки определяется числом Рейнольдса, при $Re_k < 100$ определение коэффициента теплоотдачи можно производить из равенства:

$$\alpha = CA \left(\frac{r}{l \Delta t} \right)^{0.25} E_r = b \left(\frac{1}{\Delta t} \right)^{0.25} Bm / (m^2 \cdot K),$$

где C – коэффициент вертикальных труб равный 1,13;

$$A = \left[\frac{\lambda_k^3 \rho_k (\rho_k - \rho_n) g}{\mu_k} \right]^{0.25}$$

λ_k, ρ_k – коэффициент теплопроводности и плотность конденсата;

ρ_n – плотность пара;

E_r – поправка на шероховатость и загрязнение внешней поверхности труб;

$\Delta t = t_n - t_{cn}^{cp}$ – средний перепад температур в пограничном слое со стороны греющего пара;

l – высота участка труб между соседними перегородками равная 4;

b – комплекс физических величин.

Выражаем комплекс физических величин, с помощью которого можно определить плотность теплового потока, коэффициент теплопередачи и поверхность нагрева собственно подогревателя:

$$b = CA \left(\frac{r}{l} \right)^{0.25} E_r = CE_r \left[\frac{\lambda_k^3 \rho_k (\rho_k - \rho_n) g r}{\mu_k l} \right]^{0.25}$$

Для примера рассмотрим расчёт подогревателя ПВ-2100-380-61 для турбины К-500-240-2, при $t_{cn}^{cp} = 261^\circ\text{C}$:

$$\lambda_k = 0,6035 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C};$$

$$r = 1655,61 \text{ кДж/кг};$$

$$\mu_k = 10,56 \cdot 10^{-5} \text{ Нс/м}^2;$$

$$\nu_k = 0,134 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\rho_n = 24,16 \text{ кг/м}^3;$$

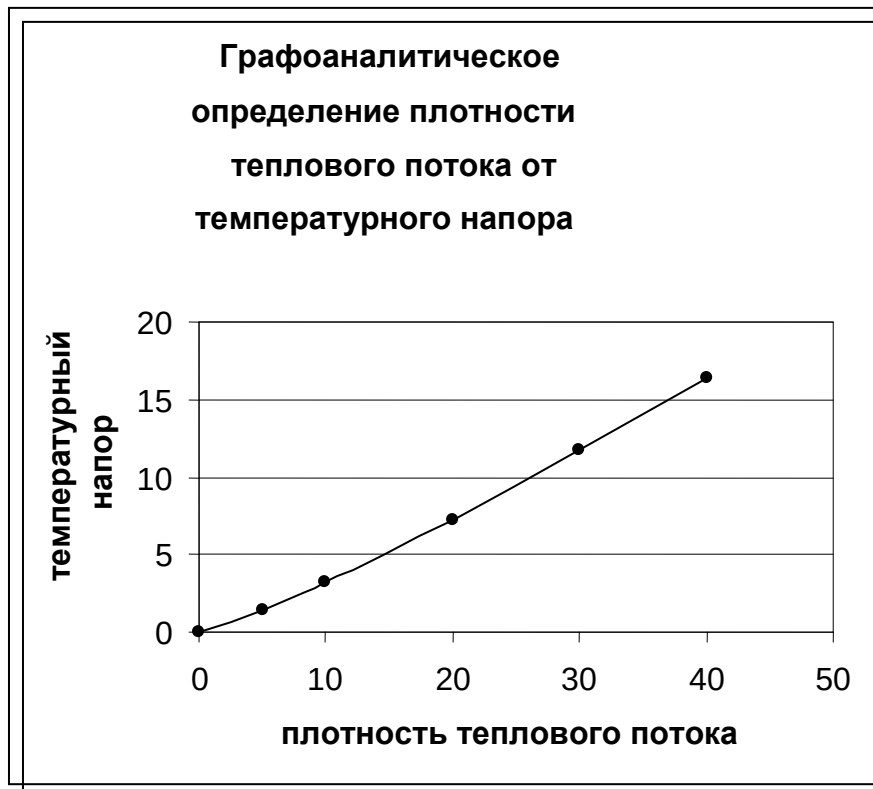
$$\rho_k = \frac{\mu_k}{\nu_k} = \frac{10,56 \cdot 10^{-5}}{0,0134 \cdot 10^{-5}} = 788 \text{ кг/м}^3;$$

$$b = 1,13 \cdot 0,8 \left[\frac{0,6035^3 \cdot 788 (788 - 24,16) 9,81 \cdot 1655,61 \cdot 10^3}{10,56 \cdot 10^{-5} \cdot 4} \right]^{0.25} = 7635.$$

Плотность теплового потока: $q = 7635 \Delta t^{0,75} \text{ Вт/м}^2$. В соответствии с полученными значениями имеем:

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = \left(\frac{q}{b} \right)^{\frac{4}{3}} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} q + \frac{q}{\alpha_2} = 7,65 \cdot 10^{-6} \cdot q^{\frac{4}{3}} + 9,62 \cdot 10^{-5} \cdot q + 8,72 \cdot 10^{-5} \cdot q$$

Принимая различные значения q , находим Δt и строим зависимость $\Delta t = f(q)$:



$q=5 \text{ кВт/м}^2 \quad \Delta t = 1,48 \text{ }^\circ\text{C};$
 $q=10 \text{ кВт/м}^2 \quad \Delta t = 3,27 \text{ }^\circ\text{C};$
 $q=20 \text{ кВт/м}^2 \quad \Delta t = 7,28 \text{ }^\circ\text{C};$
 $q=30 \text{ кВт/м}^2 \quad \Delta t = 11,7 \text{ }^\circ\text{C};$
 $q=40 \text{ кВт/м}^2 \quad \Delta t = 16,43 \text{ }^\circ\text{C};$

Из диаграммы следует, что при $\Delta t = 13,09 \text{ }^\circ\text{C}$, $q = 33000 \text{ Вт/м}^2$.

Коэффициент теплопередачи в собственно подогревателе:

$$k = \frac{q}{\Delta t} = \frac{33000}{13,09} = 2521 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$$

Поверхность нагрева собственно подогревателя:

$$F = \frac{Q_{cn}}{k \Delta t} = \frac{52841 \cdot 10^3}{2521 \cdot 13,09} = 1601 \text{ м}^2,$$

где $Q_{cn} = 52841 \text{ кВт}$ – тепловая нагрузка на собственно подогреватель.

Практически поверхность нагрева должна быть несколько выше за счёт возможности загрязнения поверхности, коррозии и т.п. Принимаем $F_{on} = 1611 \text{ м}^2$.

Сравниваем полученное значение с табличным

Площадь поверхности		
полная	зона ОП	зона ОК
2100	314,0	139,2

Из таблицы можно выразить значение площадь поверхности зоны охлаждения пара:

$$F_{on.таб.} = 2100 - 314 - 139,2 = 1646,8 \text{ м}^2.$$

Таким образом, делаем вывод о том, что $F_{on.таб.}$ и F_{on} отличаются на допустимую величину отклонения.

Литература

- 1.Нашокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: Учеб. пособие для вузов.- 3-е изд.- М.: Высш. школа, 1980.- 469с.
- 2.Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара.-М.: Энергия, 1980.-424с.

УДК 621.182.12:621.311.22

Анализ существующих технологий подготовки воды для систем теплоснабжения

Байх И.В.

Научный руководитель к.т.н., доцент Чиж В. А.

Для стабильной и эффективной работы паровых и водогрейных котельных, систем горячего водоснабжения решающее значение имеет качество воды, используемой в работе. Вода, предназначенная для технологических процессов, часто не соответствует нормам, требованиям и содержит растворенные соли, механические и органические примеси, а также кислород и углекислый газ. Это приводит к образованию накипи и отложений, коррозии, как в теплоэнергетическом оборудовании, так и во всей системе теплоснабжения.

Одним из методов защиты котельного и водогрейного оборудования от накипных отложений в тепловых сетях является внутрикотловая обработка сетевой воды, которая применяется как самостоятельно, так и в сочетании с традиционными методами докотловой обработки. Внутрикотловая обработка заключается в химическом, физическом или физико-химическом воздействии на сетевую воду с целью стабилизации её минерального состава перед подачей в котлы или водоподогреватели, то есть, либо удаление накипеобразующих веществ и агрессивных примесей, либо перевод их в неактивную форму. К первому направлению относится стандартная химическая водоочистка, включающая в себя умягчение воды на Na-катионитовых фильтрах и, для уменьшения коррозии, деаэрацию. Ко второму – реагентная водоподготовка с применением комплексонов и комплексонатов. Отдельно можно выделить направление безреагентной очистки воды, сущность которой заключается в воздействии на сетевую воду магнитным, ультразвуковым или электрическим полями.

В традиционных ионообменных установках происходит умягчение воды путем замещения катионов накипеобразующих катионов (Ca^{2+} , Mg^{2+} , Fe^{2+}) на катионы Na^{+} или H^{+} . Этот метод имеет ряд существенных недостатков: сбросы засоленных, закисленных вод, часто требуется применение несколько ступеней ионообмена, необходимы постоянные лабораторные анализы подпиточной воды, ручной труд для транспортировки соли, опасность поражения кислотой, дорогостоящее оборудование с большим количеством запорной арматуры, необходимость наличия квалифицированного персонала, наличие лаборатории, что зачастую не обеспечивается в реальных условиях эксплуатации (особенно это относится, как показывает практика, к небольшим котельным). Попытки автоматизировать ионообменные установки приводят к ещё большему увеличению капитальных и эксплуатационных затрат и не обеспечивают надежной длительной работы оборудования.

Коррозионная активность воды после катионообменных фильтров даже несколько увеличивается, что вместе с неминуемыми в реальных условиях эксплуатации «проскоками» солей жесткости приводит к постепенному росту отложений и продуктов коррозии в котлоагрегатах и другом теплопередающем оборудовании и соответствующему снижению коэффициента теплопередачи. Для поддержания необходимой температуры выходящей из котла воды, приходится увеличивать расход топлива и тепловую нагрузку на теплопередающие поверхности, что сокращает срок их службы. Периодические химические отмывки (особенно кислотные) разрушают не только накипь и отложения на внутренних поверхностях, но и частично сами эти поверхности.

Метод реагентной водоподготовки (ингибиторы отложений и коррозии) принципиально отличается тем, что с помощью специально подобранных реагентов накипеобразующие элементы не удаляются из воды, а устраняются их накипеобразующие

свойства. При этом одновременно снижается коррозионная активность воды, ингибируется поверхность металла и постепенно удаляются ранее имевшиеся отложения, что исключает необходимость в периодических кислотных отмывках теплообменных поверхностей оборудования, а также снижаются требования к деаэрации подпиточной воды.

Таким образом, метод реагентной водоподготовки является активным в отношении накипи и накипеобразующих элементов, поэтому кратковременные перерывы в работе реагентной водоподготовки (подпитка напрямую) неопасны и ощутимо не влияют на состояние теплообменных поверхностей.

Метод реагентной обработки воды комплексованием полностью лишен недостатков, присущих методу ионирования.

Однако все эти преимущества проявляются только при правильном подборе композиции реагентов для конкретного химического состава подпиточной воды и конкретных режимов котлов и теплообменников, соблюдении технологии ввода реагентов в начале и в течение эксплуатации реагентной водоподготовки в составе системы теплоснабжения, своевременной корректировки состава композиции реагентов и режима ввода ее в подпиточную воду.

Применение комплексонатного метода ведения водно-химического режима (ВХР) позволяет улучшить экологическую обстановку, так как исключаются расход воды и стоки образующихся после взрыхления, регенерации и отмывки ионообменных фильтров и сброс этих отходов в близлежащие водоемы и реки, засоряя их. Метод практически не влечет за собой использования воды на собственные нужды. К недостатку данного метода можно отнести строго индивидуальный подбор реагента для конкретных условий эксплуатации теплообменного оборудования.

Среди методов безреагентной обработки большой интерес с позиции практической применимости вызывает метод антинакипной обработки сетевой воды электрическим полем.

Сущность метода электрохимической защиты от накипи заключается в воздействии электрического поля на поток обрабатываемой воды. Для этого поток сетевой воды пропускают между электродами, разность потенциалов между которыми создается так, чтобы положительно заряженные частицы накипи оседали на катоде. Таким образом, процесс образования накипи переносится с поверхности теплообменных аппаратов на поверхность специальных электрофильтров. Кроме того, при прохождении воды через электродную область за счёт созданного поля в ней идёт образование центров кристаллизации. Интенсивный рост концентрации центров кристаллизации способствует тому, что выпадение накипи происходит в объёме воды, а не на теплопередающих поверхностях. То есть в процессе работы электрохимического противонакипного аппарата не только происходит фильтрация частиц примесей, но и генерируются в массе воды монокристаллы карбоната кальция.

Основные преимущества электрохимического способа предотвращения образования накипи – простота обслуживания, невысокие эксплуатационные затраты и низкое энергопотребление, отсутствие необходимости в продувке тепловой сети для удаления вторичного шлама. Кроме того, исключается применение химических реагентов, а, следовательно, причина загрязнения природных водоёмов, системы такой очистки могут без помех встраиваться в различные технологические схемы без специального контроля хода обработки воды.

В заключение можно отметить, что наибольшее распространение получили методы водоподготовки (Na-катионирования) и реагентной водоподготовки (комплексоны, антинакипины). Пока менее используются методы безреагентной водоподготовки, как более дорогие, но в связи с ухудшением экологической обстановки, ужесточились требования к сбросам водоподготовки поверхностных водоёмов. Актуальными становятся установки, принцип действия которых основан на физических законах.

Литература

1. Ушаков Г.В. Исследование антинакипной обработки сетевой воды постоянным электрическим полем на пилотной установке // Энергосбережение и водоподготовка, 2008.- с.32-34.
2. http://aqua-therm.ru/articles/articles_33.html

Использование низкопотенциальных потоков теплофикационных паровых турбин для подогрев природного газа перед детандер-генераторным агрегатом

Тумашевский В., Сенько В.

Научные руководители Седнин А.В., Богданович М.Л.

Теплофикационные паровые турбины предназначены для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии, причем выработка электроэнергии возможна без отпуска теплоты потребителю – на чисто конденсационном режиме. Указанные конструктивные особенности широко использовались для покрытия потребления электроэнергии на нужды народного хозяйства СССР, что требовало поддерживать ежегодный прирост установленной электрической мощности ТЭС [1]. Большинство моделей теплофикационных паровых турбин ТЭЦ, находящихся в эксплуатации были разработаны в 60-х – 80-х годах. Разумеется, что прогрессивные технические решения, закладываемые при их проектировании, не в полной мере оправданы при существующих режимах работы оборудования и стоимости используемого топлива.

В настоящее время республиканские ТЭЦ преимущественно работают по тепловому графику. Известно, что при увеличении тепловой нагрузки у теплофикационных турбин расход пара в конденсатор уменьшается, а поток рециркуляции основного конденсата (ПРК) возрастает [2], что необходимо для надежной работы системы концевых уплотнений паровой турбины. Проведенные исследования показали, что потери теплоты с ПРК для теплофикационных турбин мощностью 50...100 МВт составляют ориентировочно 12...25 ГДж/ч [3]. Поэтому эффективность работы теплофикационных турбин можно повысить за счет сокращения этих потерь.

В качестве одного из возможного способа утилизации теплоты с ПРК теплофикационных турбин Т-250/300-240 рассмотрим подогрев природного газа перед детандер-генераторным агрегатом (ДГА) Минской ТЭЦ-4 (см. рис.). Новый подогреватель природного газа может выполнять функцию, как основного подогревателя, так и подогревателя первой ступени, что определяется температурой ПРК турбины Т-250/300-240.

Влияние ДГА на тепловую экономичность ТЭЦ в основном зависит от организации подогрева природного газа перед ним [4]. Очевидно, что чем больше доля низкопотенциальной энергии на эти цели, тем выше энергетическая эффективность подогрева [5]. В работе [5] говорится о том, что существующая схема ДГА Минской ТЭЦ-4 обладает недостатком: подогрев природного газа до температуры около 60 °С осуществляется промежуточным теплоносителем, который нагревается паром давлением 1,30 МПа из коллектора собственных нужд (КСН-1,3 МПа). В то же время среднесуточная температура основного конденсата турбины Т-250/300-240 за ПНД-1 и ПРК в отопительный период составляет $t_{\text{пнд}} = 63,9$ °С. Если использовать ПРК для подогрева природного газа перед ДГУ, «вытесняемый» пар КСН-1,3 МПа будет продолжать совершать работу в турбине и выработает дополнительную электроэнергию при постоянном расходе теплоты на турбину. При поддержании электрической мощности турбины на неизменном уровне, «вытесняемый» пар КСН-1,3 МПа сократит расход теплоты на неё.

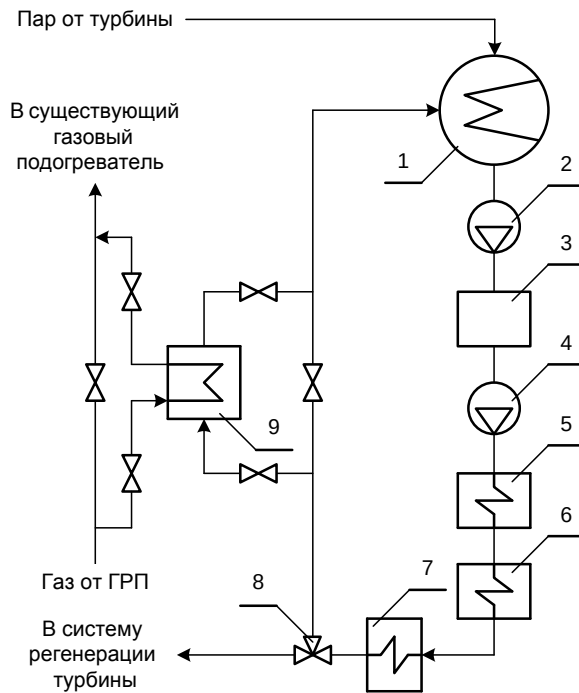


Рисунок. Схема подогрева природного газа перед ДГА Минской ТЭЦ-4 потоком конденсата рециркуляции турбины Т-250/300-240.

1-конденсатор турбины Т-250/300-240; 2-конденсатный насос 1-го подъема; 3-блочная обессоливающая установка; 4- конденсатный насос 2-го подъема; 5-охладитель эжекторов; 6-охладитель уплотнений; 7-ПНД-1; 8-трехходовой клапан; 9-новый подогреватель природного газа.

На Минской ТЭЦ-4 КСН-1,3 МПа подключен к производственному отбору турбоагрегата ПТ-60-130/13 и к РУ 40/13. Когда турбина ПТ-60-130/13 находится в работе, КСН-1,3 МПа питается непосредственно из её производственного отбора. Если турбина ПТ-60-130/13 выводится в ремонт, резерв и т.п., то КСН-1,3 МПа питается из трубопровода «холодного» промежуточного перегрева пара турбоагрегата Т-250/300-240 через РУ 40/13. Поэтому сравнительный анализ выполнялся для следующих режимов работы оборудования.

Режим 1. Пар из коллектора собственных нужд совершает работу в турбине ПТ-60-130/13 до теплофикационного отбора при постоянном вентиляционном пропуске пара в конденсатор $D_{пк} = const$.

Режим 2. Пар из коллектора собственных нужд совершает работу в турбине Т-250/300-240 до теплофикационного отбора при $D_{пк} = const$.

Режим 3. Пар из коллектора собственных нужд совершает работу в турбине Т-250/300-240 до теплофикационного отбора при неизменной электрической мощности $N_э = const$.

Дополнительно были приняты следующие условия:

- турбина работает в теплофикационном режиме с $D_{пк} = 60$ т/ч;
- расход основного конденсата соответствует минимально допустимому значению, при котором обеспечивается надежная работа конденсационной установки и ПНД-1 $D_{ок} = 250$ т/ч. Конденсационная установка включает в себя основной эжектор, эжектор уплотнений, конденсатные насосы и трубопроводы с необходимой арматурой [2];

- расход прочих пароводяных потоков, поступающих в конденсатор составляет $D_{рк} = 20$ т/ч;

- температура основного конденсата за ПНД-1 и ПРК равна $t_{пнд} = 63,9$ °С;

- температура природного газа перед ДГА равна $t_{\text{дга}} = 57,5$ °С, что соответствует среднему значению для УДЭУ №1 за отопительный период 2008 г;
- в работе находится один ДГА, электрическая мощность которого составляет $N_{\text{дга}} = 1823,7$ кВт, что соответствует среднему значению УДЭУ №1 за отопительный период 2008 г.

Очевидно, что предложенный способ подогрева природного газа перед ДГА приведет к изменению тепловых потоков в системе регенерации турбоустановок ПТ-60-130/13 и Т-250/300-240. Данные преобразования наиболее просто оценить с помощью коэффициентов изменения мощности и ценности теплоты, определенных по методике, изложенной в [6]. Принималось, что исходные параметры пара в камерах отбора для турбины Т-250/300-240 соответствуют значениям, вычисленным на номинальном режиме работы [7]. В качестве замыкающей КЭС рассматривалась Лукомльская ГРЭС с удельным расходом топлива на отпуск электроэнергии $b_{\text{э}}=320$ г у.т./кВт·ч. Сравнительный анализ проводился для отопительного периода г. Минска, продолжительность которого составляет 202 суток [8].

При организации подогрева природного газа перед ДГА по схеме, представленной на рисунке, уменьшается температура ПРК, поступающего в конденсатор. В результате, для поддержания вакуума в конденсаторе, сократиться расход циркуляционной воды и снизиться мощность циркуляционных насосов. Однако возрастет мощность, потребляемая конденсатными насосами 2-го подъема, из-за необходимости прокачки воды по вновь смонтированной трубопроводной системе и через новый подогреватель природного газа. В расчётах указанными факторами пренебрегли. Результаты расчётов годовой системной экономии топлива для указанных режимов работы оборудования Минской ТЭЦ-4 представлены в таблице.

Таблица. Результаты расчётов годовой системной экономии топлива

Работа оборудования	$\Delta B_{\text{сист}}$, т у.т.
Режим 1	2680
Режим 2	2980
Режим 3	2870

Полученные результаты расчёта годовой системной экономии топлива говорят о возможности внедрения предложенного способа подогрева природного газа перед ДГА Минской ТЭЦ-4. Причём это энергоэффективное мероприятие может рассматриваться и как общесистемное, и как внутростанционное. Однако рекомендовать к применению данный способ подогрева природного газа, можно только после проведения детальных расчётов работы оборудования Минской ТЭЦ-4 на характерных режимах определенных в ходе эксплуатации, а так же после проведения экономического обоснования. К сожалению, информация по режимам работы оборудования Минской ТЭЦ-4 у авторов статьи отсутствует.

Выводы

На основании проведенного теоретического исследования, можно сделать следующие выводы:

1. На сегодняшний день существуют резервы повышения экономичности теплофикационных паротурбинных установок, которые необходимо максимально использовать.
2. Предлагаемый способ подогрева природного газа перед одним из ДГУ Минской ТЭЦ-4 позволяет достигнуть годовой системной экономии топлива на уровне 2840 т у.т.

3. Для окончательной оценки эффективности предложенного мероприятия необходимо произвести расчёт работы оборудования Минской ТЭЦ-4 на характерных режимах определённых в ходе эксплуатации, а так же выполнить экономическое обоснование.

Литература

1. Жарков С.В., О перспективах оборудования отопительных ТЭЦ в России // Газотурбинные технологии.— 2007.— №1.— С. 12–17.
2. Бененсон Е.И., Иоффе Л.С. Теплофикационные паровые турбины / Под ред. Д.П.Бузина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 272 с.
3. Гуторов В. Ф., Симою Л. Л., Эфрос Е. И., Панферов С. И. Направления повышения эффективности работы теплофикационных турбин // Теплоэнергетика.— 2000.— №12.— С. 29–34.
4. Агабабов В.С. Основные особенности применения детандер-генераторных агрегатов на ТЭЦ // Энергосбережение и водоподготовка.— 2002.— №3.— С. 27–29.
5. Шкода А., Шкода В. Повышение эффективности подогрева природного газа перед ДГА и энергетическими котлами на ТЭЦ // Энергетика и ТЭК.— 2008.— №6.— С. 26, 43–44.
6. Рубинштейн Я.М., Щепетильников М.И. Исследование реальных тепловых схем ТЭС и АЭС. – М.: Энергоиздат, 1982. – 272 с.
7. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов / Под ред. В. Я. Гиршфельда. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
8. СНБ 2.04.05 – 2000 Строительная климатология.

УДК 697.34

Методы разделения расходов топлива на выработку тепловой и электрической энергии на ТЭЦ

Бурий Ю.Э., Гранчак Н.В.

научный руководитель – ассистент Нерезько А.В.

Для ТЭЦ важной задачей является достижение экономии топлива за счет комбинированной выработки электрической и тепловой энергии. При этом величину экономии топлива от теплофикации принято оценивать разностью расхода топлива на ТЭЦ и суммарных расходов топлива, необходимых для раздельной выработки таких же количеств теплоты в котельных и электроэнергии на КЭС. На сегодняшний день существует несколько методов разделения расхода топлива на электроэнергию и тепло на ТЭЦ.

В работе [1] приведены основные методы разделения расходов топлива. Одним из наиболее распространенных является *физический метод*. При этом методе расчета для установления стоимостных показателей производства электроэнергии и тепла общий расход тепла (топлива) в комбинированном производстве условно делится на две составляющие: одна пропорциональна отпуску тепла потребителям, другая – остальному количеству тепла, которое относят на производство электроэнергии. Другими словами, все тепло, которое поступало в паровую турбину с перегретым паром за вычетом тепла регулируемых отборов, отданного на нужды теплоснабжения, относилось на производство электроэнергии. При этом на выработку единицы электроэнергии в раздельном производстве (на конденсационной электростанции) расходуется примерно в 1,5 раза больше тепловой энергии, чем при комбинированном производстве, поэтому очевидно, что при таком разделении расхода тепла (топлива) в последнем случае вся экономия от уменьшения его общего расхода относиться к процессу производства электроэнергии.

Эксергетический метод. Метод разработан на основе теории эксергетического анализа системы. По этому методу удельный расход условного топлива на единицу эксергии определяется по зависимости

$$b_e = \frac{B_r}{(E^э + E^T)},$$

где B_r - годовой расход условного топлива, т у.т./год; $E^э$ и E^T - эксергии электрической и тепловой энергии. Значение $E^э$ вычисляется простым пересчётом единиц измерения, E^T - по формуле

$$E_T = \sum Q_i \cdot \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_{cp}}\right),$$

где i - порядковый номер отбора пара определенных параметров; Q_i - количество тепла, отбираемого из соответствующего отбора; T_{oc} - температура окружающей среды; T_{cp} - средняя температура преобразующего пара, которая рассчитывается по зависимости

$$T_{cp} = \frac{h_{om} - h_{\kappa}}{s_{om} - s_{\kappa}},$$

где h_{om} и s_{om} - энтальпия и энтропия пара в отборе; h_{κ} и s_{κ} - энтальпия и энтропия конденсата этого пара.

По значениям E° и E^T из известной зависимости $B = E \cdot b_e$, определяются годовые расходы топлива на выработку электроэнергии B_G° и тепла B_G^T . Полученные таким образом соотношения расходов топлива меняются в зависимости от режима, в котором работают турбоагрегаты.

По эксергетическому методу значения b_e практически равны значениям, полученным в раздельной схеме энергоснабжения. Этим подтверждается примерное равенство эксергетического КПД по производству электроэнергии на ТЭЦ и КЭС. Расчёт показателей выработки тепла в виде горячей воды отдельно для теплофикационных отборов и пиковых водогрейных котельных дает важные результаты: удельные расходы топлива и себестоимость тепла, получаемого из Т-отборов, примерно в 2,5 раза меньше, чем ПВК. Высокая себестоимость тепла последней обусловлена как большим $b_{ПВК}$, так и малым числом часов максимума пиковой тепловой нагрузки.

Результаты эксергетического анализа комбинированной выработки тепла позволили выявить источники экономии топлива на ТЭЦ. Кроме того, эксергетический метод дает возможность дифференцированно подходить к отпускаемому от ТЭЦ теплу разного потенциала.

Существенный недостаток эксергетического метода состоит в том, что расчёт коэффициента разделения расхода топлива между электроэнергией и теплом требует довольно детального контроля режимов, в котором работало оборудование в течение отчётного периода. Громоздкие вычисления, связанные с режимами работы и климатическими колебаниями, делают этот метод неудобным в практическом значении.

В работе [2] говорится, что эффективность конденсационных турбин однозначно определяет термический КПД, а вот КПД ТЭЦ до сих пор однозначно не определен. Решить проблему определения показателей ТЭЦ позволяет применение **метода КПД отборов**.

КПД теплофикационного отбора определяется следующим образом. Подведём извне в сетевой подогреватель такое количество теплоты q_j для подогрева сетевой воды, чтобы отбор уменьшился на 1 кг пара при постоянном расходе теплоты потребителем. Получим в турбине дополнительную механическую работу H_j . Отношение полученной работы к затраченной теплоте есть КПД подведенного тепла q_j , для краткости назван КПД отбора

$$\eta_T = \frac{H_j}{q_j},$$

где j – номер отбора по ходу воды.

При вытеснении внешним теплом отборного пара образуется как бы дополнительный цикл между отбором и конденсатором, который накладывается на основной цикл.

Часовой расход топлива на отбираемое тепло: $B_{TK} = b \cdot N_T$;

Часовой расход топлива на электроэнергию, вырабатываемую в теплофикационном режиме: $B_{ЭК} = b \cdot N_{\circ}$; где b – расход условного топлива на вырабатываемую электроэнергию в конденсационном режиме; N_T и $N_{\circ}$ – снижение мощности турбоустановки от теплофикационного отбора и электрическая мощность на клеммах генератора в теплофикационном режиме соответственно.

$$N_T = \eta_T \cdot \eta_M \cdot \eta_{ЭГ} \cdot Q_T; N_{\circ} = N - N_T$$

где $Q_T = G_T \cdot q_T$ - тепло, отдаваемое теплофикационным отбором за одну секунду;

$q_T = h_T - h_{op}$ - тепло, отдаваемое одним кг пара теплофикационного отбора.

КПД отборов применяется для того, чтобы определить недовыработку. Это происходит по следующей причине. Сетевой подогреватель находится в работе. Подведем извне в сетевой подогреватель количество тепла q_T . Отбор на сетевой подогреватель уменьшится на 1 кг. Этот килограмм вытесненного пара сработает от h_T до h_K и конденсируется в конденсаторе. Один килограмм конденсата пройдет подогревателя, в результате возникнет недовыработка.

Такое разделение расхода топлива на электроэнергию и тепло по методу КПД отборов термодинамически обосновано.

Расход топлива на недовыработанную электроэнергию и есть расход топлива на выработанное тепло.

В зарубежных странах, таких как *Германия и Дания*, метод, на основании которого рассчитывается себестоимость производства энергии на ТЭЦ, является чисто экономическим. Он имеет сходные черты с методом, который в отечественной литературе называется методом *раздельной рентабельности*. С точки зрения немецкого законодательства один из видов энергии рассматривается как побочный продукт, реализация которого происходит по договорной цене без определения составляющих его себестоимости. Выручка от его реализации по этой цене вычитается из суммарных затрат на общее производство, состоящих из постоянных и переменных издержек (в основном на топливо), а также накладных расходов. Остаток относится на производство основного продукта – тепловой энергии. При таком методе необходимость деления расхода топлива между электроэнергией и теплом исключается.

В таблице 1 сведены расчёты по различным методам разделения расходов топлива.

Расчёт был проведен для ТЭЦ с турбиной Т-110/120-130 и для КЭС с турбиной К-300-240, работающей совместно с отопительной котельной.

Таблица 1.

Показатели	Единицы измерения	Методы разделения расхода топлива на электроэнергию и тепло на ТЭЦ			Раздельная выработка электрической и тепловой энергии
		физический метод	эксергетический метод	метод КПД отборов	
$b_T^э$	$\frac{\text{кг у.т.}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$	0,23	0,325	0,312	0,356
b_T^T	$\frac{\text{кг у.т.}}{\text{ГДж}}$	41,3	22,6	18	45,2

Все рассмотренные методы разделения топлива между электроэнергией и теплом являются одинаково условными и могут применяться с крайней осторожностью даже при оценке тепловой экономичности ТЭЦ.

Формирование тарифов на электроэнергию и тепло, выработанных на ТЭЦ, необходимо использовать исключительно экономические механизмы, отказавшись от попытки увязать ценообразование с проблемой деления расхода топлива на ТЭЦ.

Литература.

1. Хрилёв Л.С., Малафеев В.А., Хараим А.А., Лившиц И.М. Сравнительная оценка отечественных и зарубежных методов разделения расхода топлива и формирование тарифов на ТЭЦ // Теплоэнергетика, № 4, 2003-с. 45-54.
2. Кузнецов А.М. Метод КПД отборов и разделения расхода топлива на электроэнергию и тепло от ТЭЦ // Энергосбережение и водоподготовка, №3, 2007-с. 38-40.
3. Андрющенко А.И., Семенов Б.А. Система показателей для оценки топливной эффективности эксплуатационных режимов ТЭЦ // Промышленная энергетика №12, 2005-с. 2-7.

УДК 621.165.621.438

Современные мировые тенденции повышения эффективности газотурбинных установок

Жавино К.В., Хомич В.В.

Научный руководитель: Качан С.А., к. т. н., доцент

Использование парогазовых технологий является основной тенденцией развития мировой теплоэнергетики в последние десятилетия, что связано с разработкой надежных и экономичных газотурбинных установок (ГТУ). Электрический КПД современных одноцелевых ГТУ достигает 38...40 и даже 45%, а КПД бинарных парогазовых установок (ПГУ) на основе таких ГТУ приближается к 60%. Максимальная единичная мощность газотурбинных установок к настоящему времени превысила 300 МВт.

Основными направлениями повышения эффективности ГТУ являются: увеличение температуры газа перед турбиной (до 1500°C) и степени повышения давления в компрессоре (более 20). Это возможно благодаря широкому внедрению новых материалов: монокристаллических для лопаток турбины, хромистых сталей для дисков, высокопрочного чугуна с шаровидным графитом для корпусов компрессора; использованию специальных термоизолирующих покрытий лопаток и металлокерамических облицовочных плиток в камерах сгорания, а также прогрессивных технологий охлаждения паром высокотемпературных элементов (камер сгорания, статорных и роторных деталей газовой турбины) с последующим использованием пара в цикле ПГУ.

Разработаны компактные мало эмиссионные камеры сгорания, использующие эффективные «сухие» методы подавления образования вредных выбросов (содержание NO_x ниже 25 ppm, а в ряде случаев достигается уровень выбросов NO_x менее 10...15 ppm).

Для поддержания высокой экономичности одновальных ГТУ на частичных нагрузках применяются поворотные лопатки входного направляющего аппарата компрессора, а также направляющих аппаратов его нескольких первых ступеней, что позволяет снижать мощность ГТУ до 50...60% номинальной за счет уменьшения расхода воздуха через компрессор без понижения начальной температуры газов. Сохранение (или даже некоторое повышение) температуры газов после газовой турбины (а значит и на входе в котел-утилизатор) обеспечивает на переменных нагрузках достаточно высокую экономичность работы паротурбинной части и ПГУ в целом.

По уровню эффективности ГТУ, серийно производимые за рубежом, могут быть условно разделены на четыре класса [1].

Класс Е. Установки, разработанные в середине 80-х годов прошлого столетия, обладающие высокой надежностью, длительным межремонтным периодом и требующие сравнительно небольших расходов на сервисное обслуживание. Температура на входе в турбину 1100°C, степень повышения давления в компрессоре 10...12; КПД ГТУ 33...35% (ПГУ — 52...53%).

Класс F. Разработки первой половины 90-х годов, характеризующие современный серийный технический уровень. Температура на входе в турбину 1250... 1350°C, степень повышения давления в компрессоре 15...17; КПД ГТУ 35...36% (ПГУ — 54...55%).

Класс FA (FB), Газотурбинные установки с КПД 36...38,5 % (ПГУ — 56...58%), спроектированные во второй половине 90-х годов, завоевывающие рынок в настоящее время.

Класс G (H). Передовые образцы сверхмощных ГТУ с КПД 39...40% (ПГУ — 58...60%), температурой перед турбиной 1400...1500°C и степенью повышения давления в компрессоре более 20.

Крупнейшие фирмы мира продолжают выпускать новые модели газовых турбин, постоянно повышая эффективность их работы. Однако пути совершенствования установок, используемые разработчиками, различны.

Так, исследуются и обсуждаются преимущества и недостатки замкнутого парового охлаждения высокотемпературных элементов газовой турбины в сравнении с широко применяемым открытым воздушным охлаждением, при котором воздух, отобранный за соответствующими ступенями компрессора, после системы охлаждения выпускается в проточную часть газовой турбины.

Специалисты General Electric и Westinghouse уже начали использовать пар для охлаждения камеры сгорания и других (как неподвижных, так и вращающихся) деталей своих машин в составе ПГУ. Японская Mitsubishi сообщает о положительном опыте использования пара для охлаждения элементов статора в своих установках класса G и о трудностях его применения во вращающихся частях своих турбин класса H. Благодаря разработанной Mitsubishi системе парового охлаждения инженеры фирмы уже добились температуры перед турбиной 1500°C и разрабатывают программу создания ГТУ на температуре 1700°C [1].

Крупнейшие европейские производители Siemens и Alstom не планируют усложнять свои турбины паровым контуром охлаждения и применяют традиционную воздушную схему, которая обеспечивает более высокую маневренность установок.

Для повышения эффективности разрабатываемых ГТУ фирмы применяют также различные тепловые схемы. Так, специалисты General Electric используют промежуточное охлаждение воздуха в компрессоре, специалисты фирмы Alstom — промежуточный перегрев газов при расширении, а на заводах Siemens продолжается производство установок, работающих по простой схеме.

Например, новая газотурбинная установка MS9001H General Electric [2] мощностью 282 МВт имеет коэффициент полезного действия 39,5%, КПД комбинированного цикла с этой ГТУ достигает 60%. Компрессор обеспечивает степень повышения давления 23 на 18 ступенях. Вместо традиционной трехступенчатой турбины использована схема с четырьмя ступенями, что при возросшей степени расширения газов позволило сохранить высокий внутренний КПД. Главной инновацией машины класса H стало комбинированное паровоздушное охлаждение, применение которого позволяет увеличить массовый расход воздуха через горелочные устройства и тем самым повысить мощность установки, одновременно повышая эффективность охлаждения, поскольку теплоемкость пара выше, чем воздуха. Использование замкнутого парового контура дает возможность увеличить температуру перед турбиной на 111°C (до 1440°C) благодаря отсутствию сбросного охлаждающего воздуха. Запуск турбины проходит при воздушном охлаждении, но уже на переходных режимах для охлаждения лопаток 1-й и 2-й ступеней подключается паровое. Пар забирается из цилиндра высокого давления (ЦВД) паровой турбины ПГУ, проходит контур охлаждения и возвращается в цилиндр среднего давления (ЦСД). Таким образом, паровое охлаждение привязывает газовую турбину к утилизационному циклу [2, 3].

В другой новой модели ГТУ фирмы General Electric LMS100 сочетаются технологии стационарных газовых турбин и авиационных двигателей. Для повышения КПД работы установки в простом цикле до рекордных 45% применена схема с промежуточным охлаждением циклового воздуха, которая позволяет уменьшить работу компрессора на сжатие, а также поддерживать уровень вырабатываемой энергии и в жаркую погоду. Степень повышения давления составила 40. При этом воздух

охлаждается во внешнем охладителе, тем самым появляется возможность подогрева питательной воды для электростанции. ГТУ LMS100 трехвальная с выделенной пятиступенчатой силовой турбиной. Мощность ГТУ составляет 98,3 МВт. Проведенные испытания показали исключительные маневренные качества новой турбины: 50% мощности установка набирает менее чем за 1 мин, а на номинальный режим выходит спустя 10 мин. Однако высокая степень сжатия в компрессоре ограничила температуру на выходе из ГТУ до 417°C, что несколько снизило эффективность использования LMS100 в составе ПГУ (КПД 54 %).

Специалисты Siemens в своей новой турбине SGT5-8000H отдали предпочтение более простой схеме воздушного охлаждения (что стало возможным благодаря применению материалов и покрытий нового поколения), обеспечивающей более высокую маневренность. SGT5-8000H, обладающая передовыми значениями заявленных КПД (простого цикла 39% и более 60% в составе ПГУ), выигрывает во времени пуска и скорости изменения нагрузки по сравнению с другими машинами класса H General Electric и Mitsubishi, в которых для охлаждения используется пар. Турбина SGT5-8000H в настоящее время — самая большая газовая турбина в мире. Ее мощность составляет 340 МВт, длина более 13 м, а масса 444 т.

В самой мощной турбине международного консорциума Alstom GT-26 используется оригинальная тепловая схема с промежуточным перегревом газа при расширении — технология ACS. Воздух сжимается в 22-ступенчатом компрессоре до давления 3,34 МПа и поступает в основную камеру сгорания, в которой сжигается 2/3 топлива. Затем продукты сгорания с температурой 1213°C расширяются в одноступенчатой турбине высокого давления и поступают в дополнительную камеру сгорания, куда подводится оставшаяся 1/3 топлива. После этого газы расширяются в четырехступенчатой турбине низкого давления. Обе камеры сгорания кольцевые, обеспечивающие концентрации NO_x в выхлопных газах менее 25 ppm (в дополнительной камере сгорания выбросов NO_x практически нет). Сопловые и монокристаллические рабочие лопатки наиболее горячих ступеней турбин защищены фирменным покрытием SV20 (Ni, Cr, Al, Y) и охлаждаются воздухом. Мощность установки GT-26 составляет около 289 МВт, КПД — 39,1%. Располагаемая температура газа за турбиной 615°C позволяет достичь КПД ПГУ 58,5 % [3, 4].

Таким образом, анализ особенностей конструкции и тепловых схем последних моделей ГТУ ведущих фирм мира показывает, что за счет различных технических решений можно обеспечить экономичную, надежную и экологически безопасную работу высокотемпературных газотурбинных установок. При этом КПД одноцелевых ГТУ вплотную приближается к значению этого показателя для традиционных паротурбинных установок, а КПД комбинированных бинарных парогазовых установок превышает эту величину в 1,5 раза.

Литература

1. Лебедев А.С., Костенников С.В. Тенденции повышения эффективности ГТУ // Теплоэнергетика. – 2008. - № 6. – С. 11 – 18.
2. Smith D. H system steams on // Modern power systems. 2005, February. P. 17—20.
3. Цанев СВ., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. М.: Издательство МЭИ 2002.
4. Ольховский Г.Г. Энергетические ГТУ за рубежом // Теплоэнергетика. - 2004. - № 11. - С. 71—76.

УДК 621.311.22

Анализ основных путей повышения тепловой экономичности тепловых электростанций

Хоссене Назар Н. Кадам, Кеда В.А.

Научный руководитель: Качан С.А., к. т. н., доцент

Тепловые электростанции (ТЭС), работающие на органическом топливе составляют основу современной энергетики, поэтому повышение их тепловой экономичности является важнейшей задачей современного этапа развития энергетики.

На электростанциях, работающих на твердом топливе, в перспективе необходимо внедрение экологически чистых технологий сжигания угля в циркулирующем кипящем слое, а позже – газификации угля с использованием полученного из угля газа в парогазовых установках. Однако, как считает сейчас большинство экспертов, рост угольной энергетики в ближайшие десятилетия будет покрываться в основном за счет ввода энергоблоков с котлами с традиционным факельным сжиганием угля в первую очередь, потому, что альтернативные варианты потребуют больших инвестиций, они сложнее в эксплуатации и не дают значительного преимущества в КПД.

Анализ тенденций мировой практики строительства паротурбинных блоков показывает, что они интенсивно совершенствуются во многих промышленно развитых странах.

Основным резервом улучшения экономичности является повышение начальных параметров: использование суперсверхкритического начального давления, повышение начальной температуры до 600°C, ввод дополнительного перегрева пара.

На рис. 1 и 2 по данным [1] приведены эллиптические области оптимальных сочетаний давлений первого и второго промежуточных перегревов пара $p_{пп1}$ и $p_{пп2}$ для цикла с двукратным промперегревом с начальным давлением 23,5 и 29 МПа соответственно. Здесь η_i – абсолютный внутренний КПД цикла.

По данным [1] переход с существующего уровня параметров 23,5 МПа, 540/540°C к 29 МПа, 600/600°C при однократном промперегреве ведет к росту абсолютного КПД с 47 до 49%, т.е. примерно на 2%. При этом повышение t_o/t_{nn1} на каждые 10°C ведет к среднему приросту η_i на 0,263% при $p_o = 23,5$ МПа и 0,29% при $p_o = 29$ МПа. В случае двукратного промперегрева переход на новый уровень параметров дает чуть меньший прирост абсолютного КПД. При этом повышение сопряженных температур t_o/t_{nn} на каждые 10°C ведет к увеличению КПД на 0,22 ... 0,242%.

Дополнительными источниками повышения КПД является совершенствование тепловой схемы и элементов энергоблока. По данным [2] увеличение КПД паротурбинных энергоблоков при переходе к сверхвысоким параметрам пара при одновременном совершенствовании конструкции оборудования составляет, %:

- | | |
|---|-----|
| – переход на новый уровень начальных параметров | 4,4 |
| – применение второго промперегрева пара | 1,2 |
| – повышение температуры питательной воды до 300 °C
(с учетом снижения КПД котла) | 0,6 |
| – уменьшение располагаемого теплоперепада регулирующей ступени, меридиональное профилирование в части высокого давления (ЧВД) | 0,4 |
| – снижение периферийных и диафрагменных утечек | 0,8 |
| – применение саблевидных сопловых лопаток в части среднего и низкого давления (ЧСД и ЧНД) | 0,8 |
| – использование осевого выходного патрубка | 0,8 |

В итоге суммарное повышение экономичности достигает 9%.

По данным [1] большая часть введенных в мире новых энергоблоков повышенных параметров пара имеет КПД нетто свыше 42 ... 44 %, а некоторые, причем работающие на угле, достигли КПД нетто свыше 46 % (правда, при очень низком давлении в конденсаторе $p_k = 2,3$ кПа). Строящиеся отдельные энергоблоки, работающие на газе, будут иметь КПД нетто 49 ... 49,5%, а на угле 47 ... 48%.

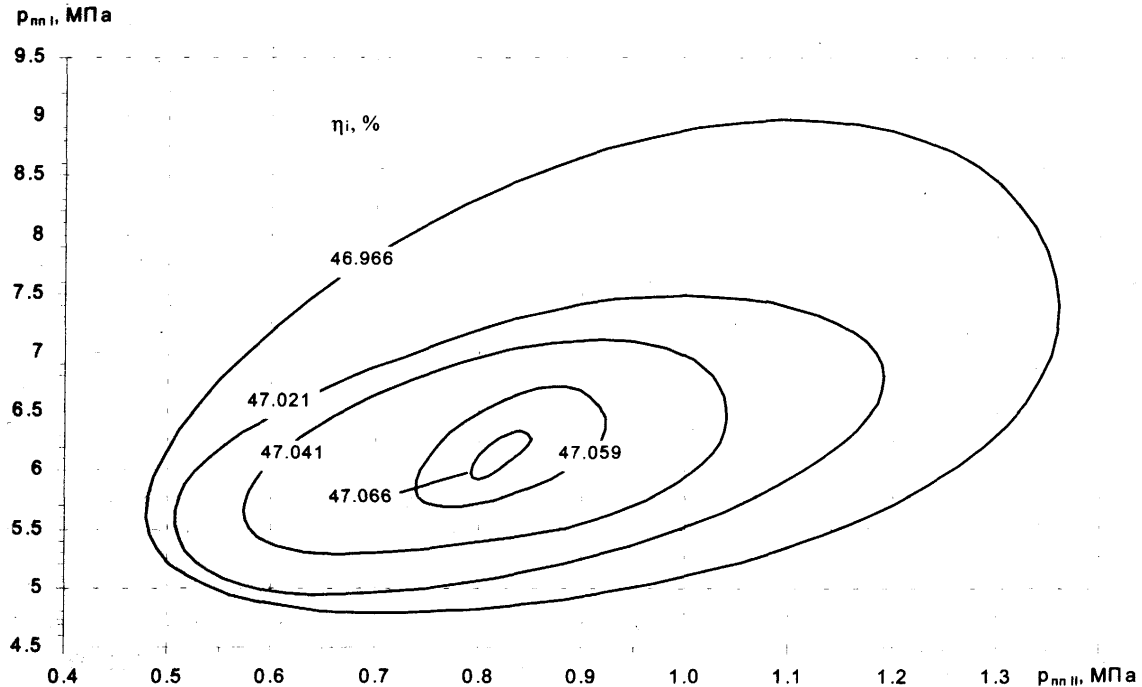


Рис. 1. Оптимальные соотношения давлений $p_{пп1}$ и $p_{пп2}$ для паросилового цикла с $p_0=23,5$ МПа, 600/600/600°C

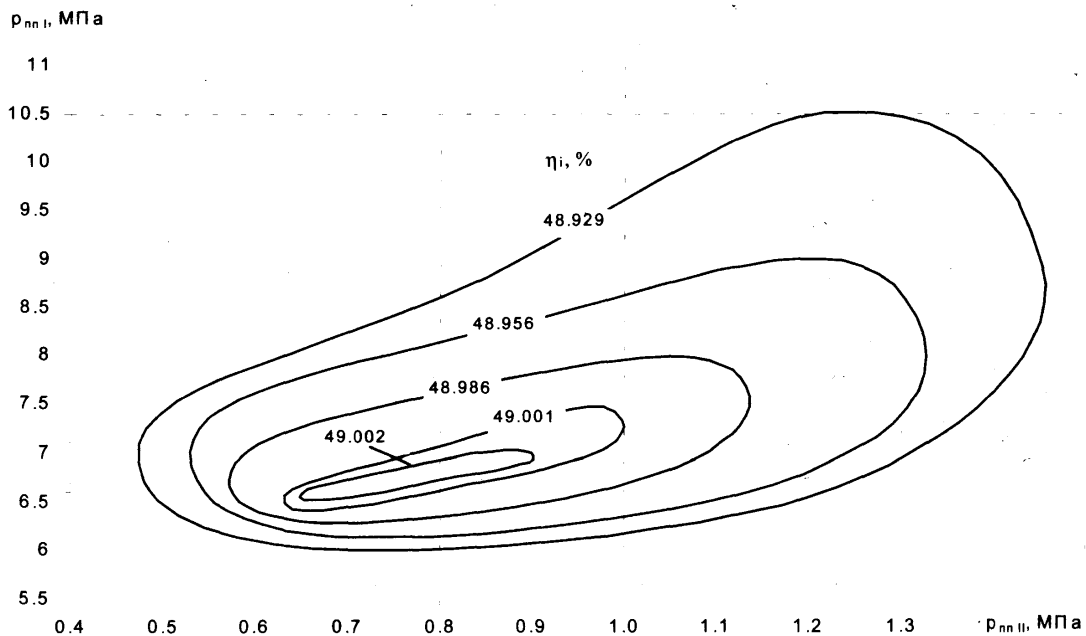


Рис. 2. Оптимальные соотношения давлений $p_{пп1}$ и $p_{пп2}$ для паросилового цикла $p_0=29$ МПа, 600/600/600°C

При использовании в качестве топлива природного газа наибольшую тепловую экономичность обеспечивают парогазовые установки (ПГУ) утилизационного типа, электрический КПД которых приближается к 60% [1].

При этом наибольшая эффективность обеспечивается при максимальном приближении изобары пароводяного рабочего тела к изобаре охлаждения дымовых газов в котле-утилизаторе. Это возможно за счет применения трехконтурных котлов-утилизаторов и цикла с промежуточным перегревом пара. На рис. 3 показано влияние количества контуров котла-утилизатора и ввода промперегрева на электрический КПД утилизационных ПГУ (УПГУ) [3].

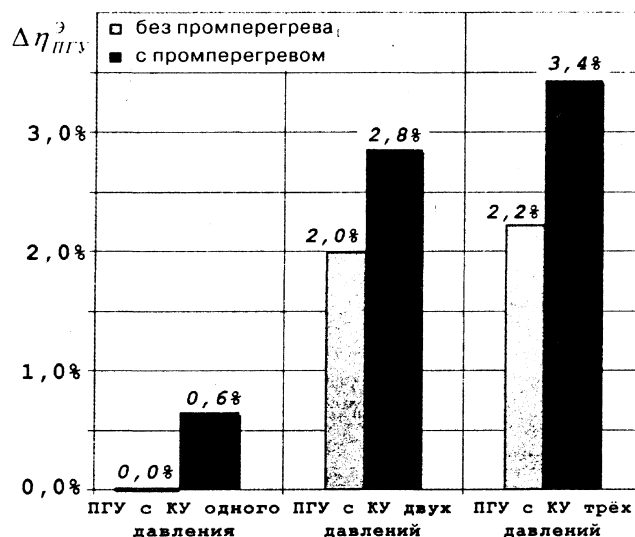


Рис. 3. Влияние профиля котла-утилизатора на КПД УПГУ

Для заданной газотурбинной установки (ГТУ) максимальный КПД УПГУ соответствует получению максимальной мощности паротурбинной установки (ПТУ).

На рис. 4 по данным [3] приведены зависимости относительного изменения мощности ПТУ от давления в контурах котла-утилизатора. По данным [3] для диапазона температур газов после ГТУ (то есть на входе в котел-утилизатор) 550 ... 650°C рост давления в верхнем контуре котла-утилизатора приводит к росту тепловой экономичности УПГУ. Каждому давлению пара в верхнем контуре соответствуют оптимальные давления в контурах среднего и низкого давления.

Технико-экономическое сопоставление вариантов ТЭС на базе современных высокоэкономичных ПТУ на суперсверхкритические параметры пара и утилизационных ПГУ показывает преимущества УПГУ, как по сроку окупаемости, так и по величине получаемой прибыли за срок службы. Это объясняется тем, что, не смотря на более высокую стоимость природного газа, чем твердого топлива, УПГУ имеют более высокую экономичность и требуют более низких удельных капитальных вложений.

Литература

1. Анализ перспектив развития отечественной теплоэнергетики / А.В. Мошкарин, М.А. Девочкин, Б.Л. Шелыгин, В.С. Рабенко. – Иван. гос. ун-т. – Иваново, 2002. – 256 с.
2. Трухний А.Д., Трояновский Б.М. Паротурбинные энергоблоки нового поколения // Новости науки и техники. 1998. № 10. С. 9-13.
3. Буров В.Д., Сигидов Я.Ю. Анализ и оптимизация структуры и параметров тепловых схем конденсационных ПГУ с котлами-утилизаторами трех давлений // Энергосбережение и водоподготовка. – 2006. - № 1 (39). – С. 31 – 36.

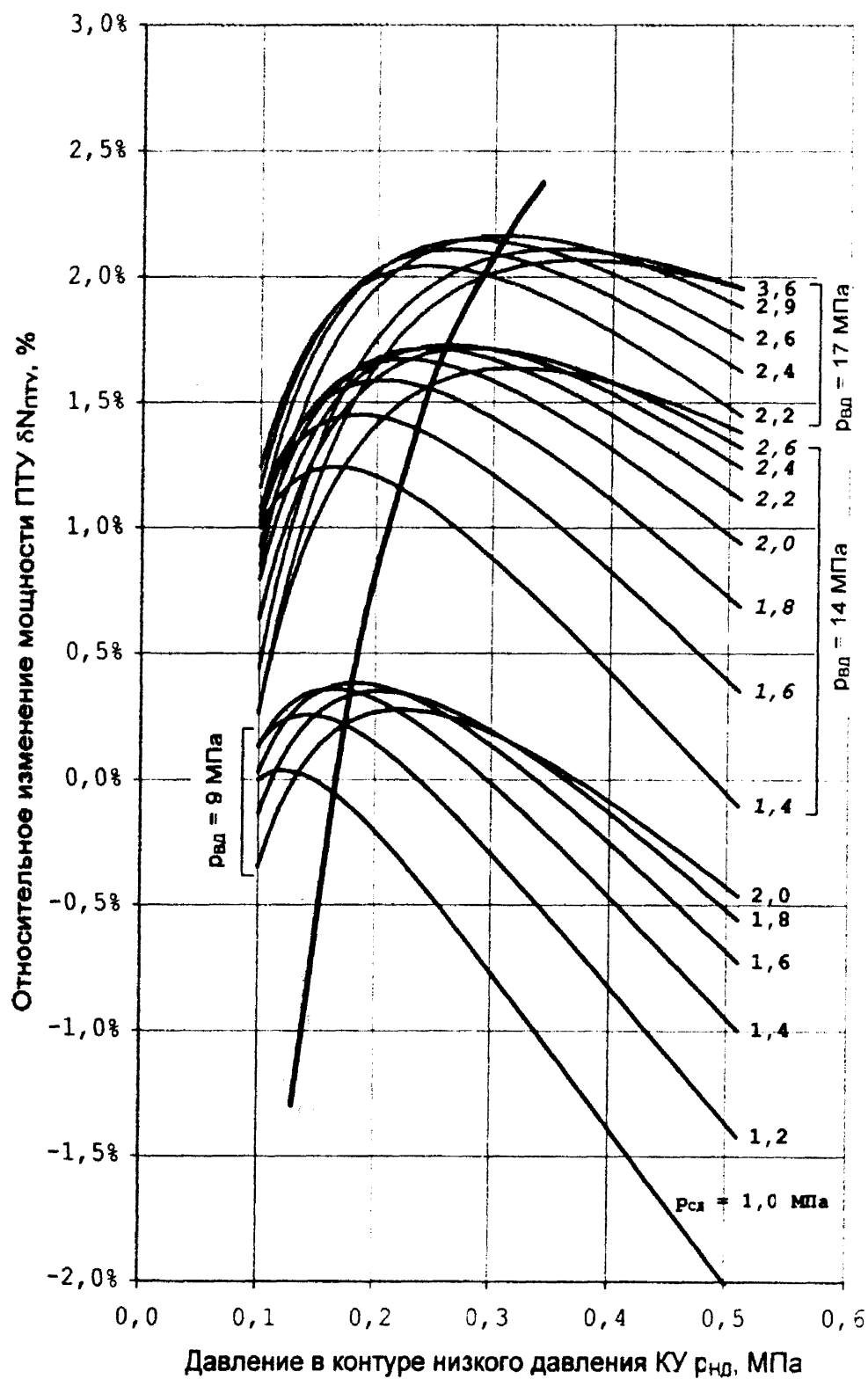


Рис. 4. Изменение мощности ПТУ от давлений в контурах котла-утилизатора УПГУ

УДК 621.165+621.438

Маневренные характеристики парогазовых установок утилизационного типа

Барановский И.Н., аспирант

Научный руководитель: Качан С.А., к. т. н., доцент

Применение парогазовых установок (ПГУ) позволяет не только повысить экономичность работы ТЭС Белорусской энергосистемы, но и улучшить ее маневренные характеристики, что является актуальным в связи с существующей неравномерностью графиков электрических нагрузок, а также предстоящим вводом в Беларуси АЭС.

Основными показателями маневренности оборудования являются:

- регулировочный диапазон – диапазон нагрузок, в пределах которого оборудование работает вполне надежно, а разгружение или нагружение энергоблока происходит без изменения состава работающего оборудования;
- приемистость – способность к быстрому изменению нагрузки и участию в первичном и вторичном регулировании частоты в системе;
- экономичность оборудования при частичных нагрузках;
- пусковые характеристики.

Хорошо известны высокие маневренные характеристики современных энергетических газотурбинных установок (ГТУ) простого цикла. Время их пуска составляет всего несколько десятков минут, а, например, испытания новой ГТУ фирмы General Electric LMS100 показали возможность набора ею 50% номинальной мощности (которая составляет 98,3 МВт при рекордном КПД простого цикла 45%) менее чем за 1 мин и выхода установки на номинальный режим спустя 10 мин [1].

Добавление в схему котла-утилизатора и паровой турбины существенно изменяет маневренные характеристики парогазовой установки (ПГУ) в целом.

При **пуске** утилизационной ПГУ в соответствии с особенностями применяемой газотурбинной установки (зависимостью температуры газов после газовой турбины от мощности ГТУ и температуры наружного воздуха) выбирается начальная нагрузка ГТУ, которая необходима для прогрева котла-утилизатора и паропроводов, повышения параметров генерируемого пара, подачи этого пара на турбину и увеличения частоты ее вращения до соответствующей моменту включения электрогенератора в сеть.

Анализ графика-задания пуска из холодного состояния энергоблока ПГУ-450 МВт Северо-Западной ТЭЦ (Санкт-Петербург) в составе двух ГТУ V94.2 (ГТЭ-160, Siemens—ЛМЗ) с двухконтурными котлами-утилизаторами, пар высокого и низкого давления от которых подается на общую паровую турбину Т-150-7,7, показывает следующее [2].

Хотя набор ГТУ 1/3 номинальной мощности производится примерно на 15-й минуте от начала пусковых операций, синхронизация паровой турбины начинается только через час после начала пуска ГТУ. Вторая ГТУ в составе дубль-блока начинает вырабатывать мощность спустя почти полтора часа, выход обеих ГТУ на 60% нагрузки происходит спустя два часа, а набор паровой турбиной 30% мощности – спустя 2,5 часа после начала пусковых операций на блоке. Выход дубль-блока в целом на номинальную мощность происходит спустя 3,5 часа, а номинальное давление свежего пара устанавливается спустя более трех часов после начала пуска, который производится при скользящем начальном давлении.

Номинальные значения параметров пара на выходе из контуров высокого/низкого давления ПГУ-450 составляют соответственно 7,85/0,6 МПа и 510/226°С.

Лимитирующими скорость пуска являются допустимые условия прогрева барабанов (скорость нарастания давления в них), выходных коллекторов пароперегревателей, паропроводов и корпусов стопорных клапанов. Поэтому время пуска ПГУ меньшей мощности и спроектированной на более низкие параметры пара сокращается, но все же существенно превышает время пуска ГТУ в автономном режиме.

Из анализа графика-задания пуска энергоблока ПГУ-39 МВт Сочинской ТЭЦ, с моноблоками в составе одной ГТУ GT10C (Siemens, ранее Alstom) номинальной мощностью около 29 МВт с двухконтурным котлом-утилизатором, подающим пар двух давлений на паровую турбину Т-10/11-5,2, видно следующее [2].

Набор ГТУ 25% мощности происходит примерно через 15 минут после начала пусковых операций, но генератор паровой турбины начинает вырабатывать электроэнергию только спустя более 1,5 часов и выходит на номинальную мощность через 2,3 часа после начала пуска ПГУ. Номинальное давление свежего пара в ПГУ, выполненной по моноблочной схеме, устанавливается примерно через полчаса после начала пусковых операций.

Номинальные значения параметров пара на выходе из контуров высокого/низкого давления ПГУ-39 составляют соответственно 5,5/0,62 МПа и 487/212°C.

Отметим, что на Сочинской ТЭЦ отсутствует сторонний источник пара (пусковая котельная) вследствие чего начальные этапы пусковых режимов этой ПГУ несколько затягиваются.

При определении **регулирующего диапазона нагрузок** ПГУ помимо прочих отличительных особенностей этих установок необходимо учитывать существенную зависимость показателей работы ГТУ (ее мощности, расхода и температуры газов за газовой турбиной) от температуры наружного воздуха. Номинальная мощность газотурбинных установок соответствует температуре наружного воздуха $t_{нв} = +15^{\circ}\text{C}$. Мощность ГТУ растет с понижением $t_{нв}$ и снижается с ее увеличением. Указанное приводит к соответствующим изменениям паропроизводительности котла-утилизатора и нагрузки паровой турбины.

На располагаемую мощность энергоблока также оказывают влияние включение в работу при $t_{нв} = -5 \dots +5^{\circ}\text{C}$ антиобледенительного устройства ГТУ и отвод пара на собственные нужды энергоблока и электростанции (например, на испарительную установку и на отопление зданий и сооружений) через редукционно-охладительную установку собственных нужд (РОУ СН). Первое может привести к снижению мощности на 2...2,5%, а второе – 1...1,5% (для ПГУ-450, в тепловой схеме которой для восполнения потерь пара и конденсата в цикле предусмотрена испарительная установка, а из коллектора собственных нужд производится также отбор пара на подогрев сетевой воды в бойлерах для отопления электростанции в зимний период) [2].

Снижение нагрузки ГТУ осуществляется уменьшением расхода топливного газа.

Для повышения эффективности их использования современные одновальные ГТУ (как V94.2 и ГТУ GT13T2 фирмы Alstom, установленная на Минской ТЭЦ-3) имеют поворотные лопатки входного направляющего аппарата (ВНА) компрессора и, часто, нескольких первых его ступеней. Частичное прикрытие ВНА позволяет уменьшать расход воздуха в камеру сгорания ГТУ и поддерживать неизменной температуру газов за газовой турбиной в некотором диапазоне частичных нагрузок.

После полного закрытия ВНА, предусмотренного системой автоматического регулирования ГТУ, дальнейшее снижение нагрузки осуществляется с уменьшением температуры газов на выходе из нее и, соответственно, на входе в котел-утилизатор.

Нагрузка ГТУ GT10C (аналог ГТУ SGT-600, входящей в состав ПГУ Минской ТЭЦ-2), выполненной с выделенной силовой турбиной и работающей при переменной частоте вращения компрессора, регулируется только расходом топлива. При этом

температура газов на выходе из установки уменьшается, но не столь быстро, как у одновальной ГТУ с постоянным положением ВНА.

Снижение надежности работы оборудования ПГУ в пределах регулировочного диапазона нагрузок обусловлено тем, что уменьшение температуры пара контура высокого давления приводит к увеличению конечной влажности в зоне последних ступеней цилиндра низкого давления паровой турбины, и, как следствие, — к повышенному эрозионному износу рабочих лопаток. Для исключения этого явления предусмотрена технологическая защита турбины от недопустимого снижения температуры свежего пара.

С учетом температурного напора на выходе пароперегревателя допустимый уровень температуры газов на входе в котел-утилизатор соответствует нагрузке примерно 60% для газотурбинной установки V94.2 (то есть полному прикрытию ВНА ее компрессора) и немногим более 50% — для GT10C.

Таким образом, суммарная нагрузка энергоблока ПГУ-450 на нижней границе регулировочного диапазона по условию поддержания необходимой температуры пара высокого давления должна составлять не менее 63% при работе с полным составом оборудования (2ГТУ + 2КУ + ПТ) и 32% — с неполным (ГТУ + КУ + ПТ) [2].

Примерно такие же значения соответствуют условию поддержания минимальной концентрации вредных выбросов (оксидов азота) в уходящих газах: 61...63% и 30...32% соответственно [2].

Для энергоблока ПГУ-39 аналогичный минимум нагрузки равен 55...60% (мощность ГТУ немногим более 50%). Если ограничить нагрузку гарантированным выбросом СО (менее 100 ppm), то минимальное значение нагрузки ПГУ-39 возрастет до 70% (мощность ГТУ около 63%) [2].

Нижний предел регулировочного диапазона нагрузок ПГУ-450, который может быть надежно обеспечен при различных температурах наружного воздуха (в летний и зимний периоды) с полным составом работающего оборудования, равен 64 % номинальной мощности. Такая минимальная нагрузка позволит устойчиво эксплуатировать энергоблок ПГУ-450 неограниченное время при соблюдении требований к надежности, экологической чистоте окружающей среды и сохранении высокой экономичности ПГУ-450 [2].

Оценка регулировочного диапазона нагрузок энергоблока ПГУ-39 при его работе в конденсационном режиме в зависимости от температуры наружного воздуха показала, что нижняя граница составляет 65 % номинальной [2].

При изменении нагрузки ПГУ в пределах регулировочного диапазона мощность паровой турбины (часто имеющей дроссельное парораспределение) меняется в режиме скользящего начального давления пара. Это приводит к увеличению относительного (на 1 кг газов) расхода пара из котла-утилизатора, что способствует понижению температуры уходящих газов. При этом в случае поддержании постоянной температуры газов на входе в котел-утилизатор (и, следовательно, температуры генерируемого пара) **экономичность работы** паровой турбины и ПГУ в целом на частичных нагрузках достаточно стабильна, не смотря на снижение КПД самой ГТУ. По данным [2] в указанном диапазоне изменения нагрузки ПГУ происходит снижение электрического КПД энергоблоков не более чем на 5...7% (относительных), что при номинальном значении КПД 50% соответствует его снижению до 46,5...47,5%.

Анализ **динамических характеристик** ПГУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ Санкт-Петербурга, проведенный в [3], показал, что при поддержании постоянной температуры газов на входе в котел-утилизатор, значения температуры пара высокого и низкого давления меняются незначительно (то есть сохраняется стабильное температурное состояние оборудования: паровой турбины, котла-утилизатора и паропроводов), а расход и давление пара верхнего контура существенно снижаются. По

этой причине при одновременном регулировании мощности обеих ГТУ за счет прикрытия ВНА, возможна максимальная скорость разгрузки/нагрузки паровой турбины (по данным [3] она может достигать 9 – 10 МВт/мин).

После полного прикрытия ВНА скорости изменения температуры и давления пара превышают допустимые для паровой турбины, которая и определяет скорость разгрузки ГТУ и ПГУ в целом.

При этом также нужно учесть, что одинаковое и одновременное снижение мощности обеих ГТУ дубль-блока обеспечивает нормальную эксплуатацию котлов-утилизаторов. В то же время при достаточно быстром снижении нагрузки одной из ГТУ возможен выброс пара из испарителей в барабаны высокого и низкого давления вследствие резкого снижения суммарного расхода пара на паровую турбину и, соответственно, снижения давления пара за котлами.

Отметим, что постепенное разгружение и последующий останов одной ГТУ без отключения ее котла-утилизатора от паровой турбины и без открытия пуско - сбросных устройств приводит к понижению температуры пара высокого давления перед паровой турбиной на 30°C, хотя температура пара за разгруженным котлом снижается до 350°C, что объясняется малой величиной относительного расхода пара с низкой температурой. При этом условия работы части низкого давления турбины не ухудшаются, поскольку одновременно давление пара снижается до 5,3 МПа, и процесс расширения на h,s -диаграмме сдвигается вправо.

Для обеспечения надежной работы энергосистемы в нормальных и аварийных условиях энергоустановки должны сохранять устойчивость работы при **сбросах нагрузки** путем перехода на холостой ход или на нагрузку собственных нужд.

По данным [2] в то время как для ПГУ-450 при сбросе нагрузки одной ГТУ наблюдаются глубокие изменения параметров газа за ГТУ и пара обоих контуров (давление пара высокого давления снижается более, чем в два раза), при сбросе нагрузки энергоблока ПГУ-39 — картина обратная. После сброса нагрузки ГТУ остается в работе на холостом ходу, а паровая турбина медленно разгружается со скоростью около 0,33 МВт/мин от текущего значения мощности до примерно 2,5% номинальной. При этом параметры пара за котлами-утилизаторами поддерживаются близкими к номинальным.

Рассмотренные маневренные характеристики энергоблоков ПГУ-450 и ПГУ-39 могут рассматриваться как ориентиры при освоении бинарных парогазовых установок утилизационного типа, вводимых в эксплуатацию в энергосистеме Беларуси, и учитываться при решении вопросов оптимизации их тепловых схем и технологии эксплуатации, с целью не только повышения экономичности, но и улучшения маневренных характеристик таких установок.

Литература

1. Лебедев А.С., Костенников С.В. Тенденции повышения эффективности ГТУ // Теплоэнергетика. – 2008. - № 6. – С. 11 – 18.
2. Радин Ю.А. Освоение первых отечественных бинарных парогазовых установок // Теплоэнергетика. – 2006. - № 7. – С. 4 – 13.
3. Динамические характеристики парогазовой установки ПГУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ Санкт-Петербурга / Березинец П.А., Крашенников В.Г., Костюк Р.И., Писковацков И.Н. // Электрические станции. – 2001. - № 7. – С. 5 – 11.

УДК 621.039

К вопросу повышения эффективности использования АЭС

Бурий Ю.Э., Гранчак Н.В.

Научный руководитель: Качан С.А., к. т. н., доцент

Электрические графики работы энергосистем характеризуются значительной неравномерностью. При этом ввод в эксплуатацию атомных электростанций (АЭС), которые работают в базовой части электрического графика, обостряет проблему покрытия переменной части графика электрических нагрузок, и делает насущными вопросы повышения маневренных характеристик самих АЭС.

Известны следующие пути решения данной проблемы путем создания:

- АЭС с улучшенными маневренными характеристиками (МАЭС);
- энергокомплексов АЭС с газотурбинными установками (ГТУ) и АЭС с парогазовыми установками (ПГУ);
- энергокомплексов с аккумулярованием энергии:
 - о АЭС в совокупности с гидроаккумулирующей электростанцией (ГАЭС)
 - о АЭС с системой аккумулярования тепловой энергии (САТЭ).

В таблице 1 (по данным доклада на научно-техническом совещании концерна РОСЭНЕРГОАТОМ от 24 ноября 2004 г.) приведены технико-экономические показатели АЭС с реакторами ВВЭР-1000 и различными системами маневрирования.

Таблица 1

Технико-экономические показатели АЭС с ВВЭР-1000 с различными системами маневрирования

№ п/п	Наименование показателя	МАЭС	АЭС+САТЭ	АЭС+ГАЭС	АЭС+ГТУ
1	Мощность N_3 , МВт	1000	1000	1000	1000
2	Диапазон регулирования, % от N_3	-20% +0%	-12% +8%	±10%	±10%
3	Капитальные затраты в регулировочную мощность, \$/кВт	---	181	551	594
4	Срок окупаемости, лет	не окупается	5,81	19,17	24,53

Как видно из таблицы 1 экономическое преимущество имеет энергокомплекс АЭС+САТЭ.

Принципиальная схема подключения системы аккумулярования тепловой энергии в тепловую схему АЭС приведена на рис. 1.

Пиковые установки для АЭС на основе САТЭ позволяют обеспечить маневренный режим работы энергоблока АЭС при сохранении базового режима работы реакторной установки, то есть при сохранении расхода свежего пара постоянным. При этом в часы провала графика электрических нагрузок в САТЭ запасается энергия за счет теплоты свежего пара, а в часы максимума нагрузок за счет разрядки САТЭ возможно получение дополнительной (пиковой) электроэнергии. Таким образом, энергокомплекс АЭС+САТЭ позволяет «отслеживать» суточные колебания нагрузки в энергосистеме. Высокотемпературный теплоноситель для САТЭ можно выбрать из числа применяемых в энергетике в качестве аккумулярующих сред (АМТ-300; миарол МТ-250; МТ-270); емкость баков-аккумуляторов САТЭ до 30000 м³.

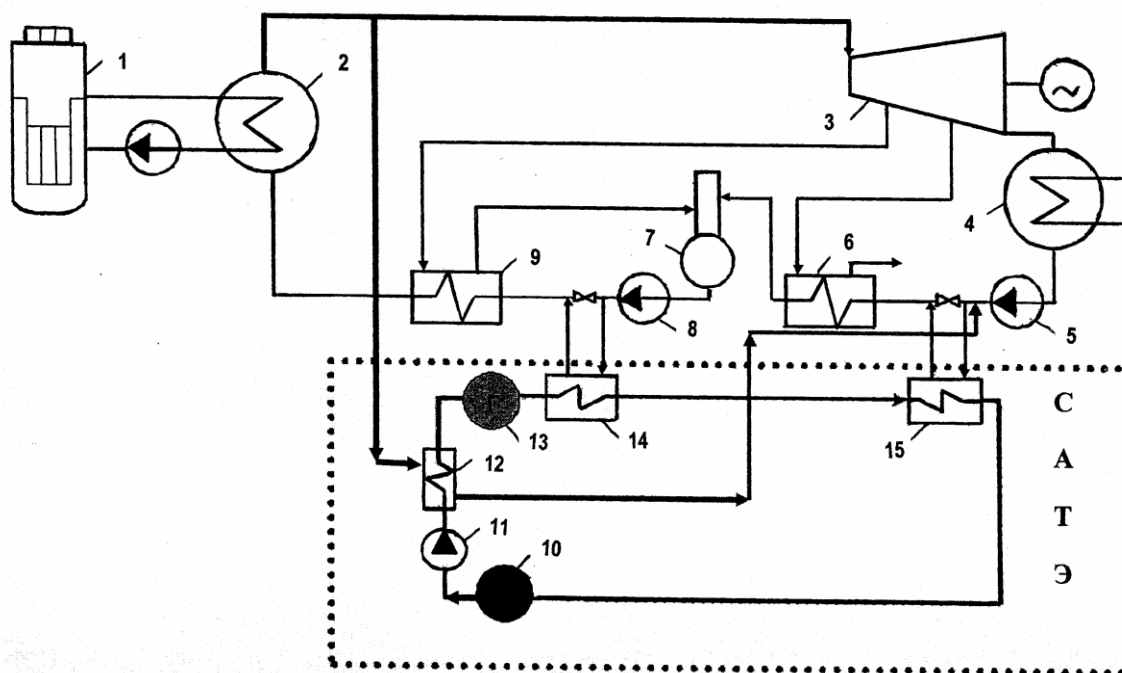


Рис. 1 Принципиальная схема подключения САТЭ в тепловую схему АЭС с ВВЭР:

1 – реактор; 2 – парогенератор; 3 – паровая турбина; 4 – конденсатор; 5 – конденсатный насос; 6 – подогреватель низкого давления (ПНД); 7 – деаэратор; 8 – питательный насос; 9 – подогреватель высокого давления (ПВД); 10 – бак с «холодным» теплоносителем; 11 – насос САТЭ; 12 – теплообменник подвода теплоты к САТЭ; 13 – бак с «горячим» теплоносителем; 14 – ПВД САТЭ; 15 – ПНД САТЭ

В России до 2020 гг. намечено построить не менее 20 таких энергоблоков с системой аккумулирования тепловой энергии, а также планируется строительство еще 20 таких энергоблоков за рубежом.

Представляет интерес решение, повышающее не только маневренные свойства, но и экономичность работы АЭС за счет комбинирования их с ГТУ.

Технология ВВЭР ограничивает максимальную температуру рабочего тела паротурбинной установки на уровне 276...296⁰С (для инновационных ВВЭР – 307...317⁰С), что, в свою очередь, ограничивает максимально возможный КПД брутто установки на уровне 33...36%, а значит КПД нетто - на уровне 28...30%. Перегрев острого пара для ВВЭР-1000 возможен только от внешнего источника.

Если соединить ГТУ и АЭС с ВВЭР и утилизировать теплоту уходящих газов ГТУ с помощью котла-утилизатора в паровом цикле, то суммарный КПД комбинированной установки повысится до величины порядка 40...49%.

В работе [1] еще в 1988 году были представлены результаты исследований нескольких схем подключения двух ГТУ типа ГТЭ-130-850 к установке с ВВЭР-1000 и турбиной К-1000-60/1500 или К-1000-60/3000. Исследовались варианты с перегревом острого пара, промежуточным перегревом и частичным подогревом питательной воды. В работе показано, что наибольшей эффективностью обладает схема с промежуточным перегревом пара в котле-утилизаторе за счет выхлопных газов. Замещение регенеративного подогрева питательной воды на подогрев ее в котле утилизаторе не приводит к заметному увеличению КПД энергоустановки.

По оценкам ВНИИАЭС (Москва) для варианта с ГТУ мощностью около 334 МВт и паровой турбиной К-1000/60-3000 максимально возможный перегрев острого

пара составит 30...40°C. Остальная теплота выхлопа ГТУ может утилизироваться для промперегрева пара и подогрева питательной воды. Утилизированная теплота даст прирост мощности паровой турбины примерно 173 МВт, и суммарная мощность комбинированной установки превысит 1500 МВт.

Преимущества предлагаемой комбинированной установки:

- возможность участия в маневренных режимах за счет ГТУ (реакторная установка в это время работает в базовом режиме);
- увеличение отпуска электроэнергии в период осенне-зимнего пика потребления за счет увеличения мощности ГТУ при понижении температуры окружающего воздуха;
- существенное повышение КПД комбинированной установки по сравнению с КПД автономной работы каждой составляющей;
- работа цилиндров паровой турбины на перегретом паре (большая надежность, больший внутренний КПД турбины);
- возможность автономной работы и независимость отпуска электроэнергии в режиме автономной работы;
- поэтапность монтажных и пусковых работ (время монтажа и пуска ГТУ меньше по сравнению с АЭС, поэтому ГТУ может автономно вырабатывать электроэнергию в процессе строительства и монтажа АЭС).

Тем не менее, существуют технические проблемы на пути реализации данной схемы, в том числе обоснование пожаробезопасности и корректировка обоснования безопасности АЭС.

Таким образом, можно заключить, что создание энергокомплекса АЭС+САТЭ является одним из перспективных решений повышения маневренности АЭС при сохранении коэффициента использования установленной мощности на уровне базового режима эксплуатации АЭС и повышении уровня безопасности АЭС при нештатных ситуациях в энергосистеме. Такой проект обладает относительно низкой стоимостью установленной регулировочной мощности и сроком окупаемости не более 6 лет. Также представляет интерес исследование возможности комбинирования ГТУ и АЭС с утилизацией теплоты уходящих газов ГТУ в паросиловой части схемы, что позволит повысить не только маневренные характеристики АЭС, но и экономичность таких электростанций.

Литература

1. С.В. Цанев, С.Н. Белозеров. К использованию парогазовых схем для паротурбинных установок на насыщенном водяном паре // Известия вузов... Энергетика. – 1988. - № 12. – С. 70 – 74.