

Секция «Технологии энергосбережения на ТЭС»

Председатель секции: д.т.н., проф. Мошкарин А.В.

Секретарь: д.т.н., проф. Шувалов С.И.

А.В. Мошкарин, д.т.н., проф., А.Я. Копсов, д.т.н., Е.С. Малков, асп. (ИГЭУ), Г.И. Доверман, к.т.н. (ОПТСИМ-К), Е.В. Захаренков, к.т.н. (THERMOFLOW)

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ПРОЕКТИРОВАНИИ ПАРОТУРБИННЫХ, ПАРОГАЗОВЫХ И ИСПАРИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ТЭС

Создание программных комплексов по проектированию тепломеханической части ТЭС имеет своей целью получение проектного решения по исходным условиям (данным) для нового или модернизируемого объекта (заданной единичной мощности, климатическим, режимным, региональным и др.). Наиболее полное техническое представление об объекте требуется как на уровне тендерного проекта, так и на первом этапе рабочего проектирования, когда ведется разработка технологических схем, выбор вспомогательного оборудования, арматуры и т.д. [1].

Структура программных комплексов ориентирована на два вида проектных задач:

- типовых, построенных на логике сочетания известных проектных решений;
- новых, научно и технически обоснованных проектных решений, получаемых из набора типовых элементов (подогревателей, отсеков паровых и газовых турбин, насосов, конденсаторов, котлоагрегатов и его отдельных поверхностей нагрева, компрессоров), а также связей между элементами в виде трубопроводов теплоносителей (воды, пара, газа, воздуха).

Реализация первого вида задач проводится на основе апробированной математической модели объекта проектирования или моделях укрупненных его частей путем соединения их последовательностью командных меню, построенных по универсальному алгоритму выполнения этапов проектирования (рис. 1, 2).

Реализация второго вида задач выполняется на основе математических моделей базовых элементов, значения выходных параметров которых являются входными для того элемента, к которому идет присоединение, осуществляемое по команде пользователя или путем графической интерпретации связи на экране монитора (рис. 3, 4, 5). В том и другом

случаях создание технологических схем объекта реализуется с помощью компьютерной графики. В первом случае графика носит иллюстрирующий характер, обеспечивает визуальную проверку правильности принятого технологического решения и контроль ввода данных (рис. 1, 2, 4, 5).

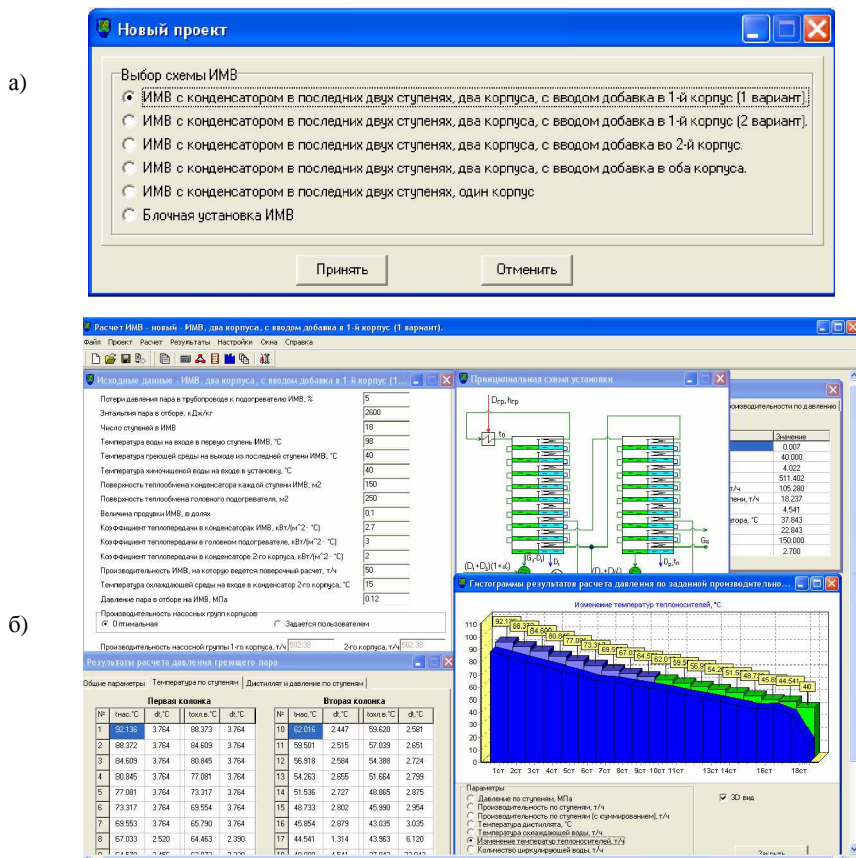


Рис. 1. Экранные формы командного меню (а) в программе «Моделирование и расчет испарительных установок мгновенного вскипания башенного типа» и формы ввода исходных данных, вывода результатов расчета, графические представления расчетной схемы и результатов расчета (б)

Во втором случае графика носит «командный» характер по последовательности связей элементов объекта в технологическую цепочку, которая реализуется пользователем с помощью «мыши», определяя тем са-

мым алгоритм расчета. Такие программные комплексы, дополненные соответствующими компонентами, следует рассматривать как САПР технологических схем ТЭС, АЭС, ПГУ.

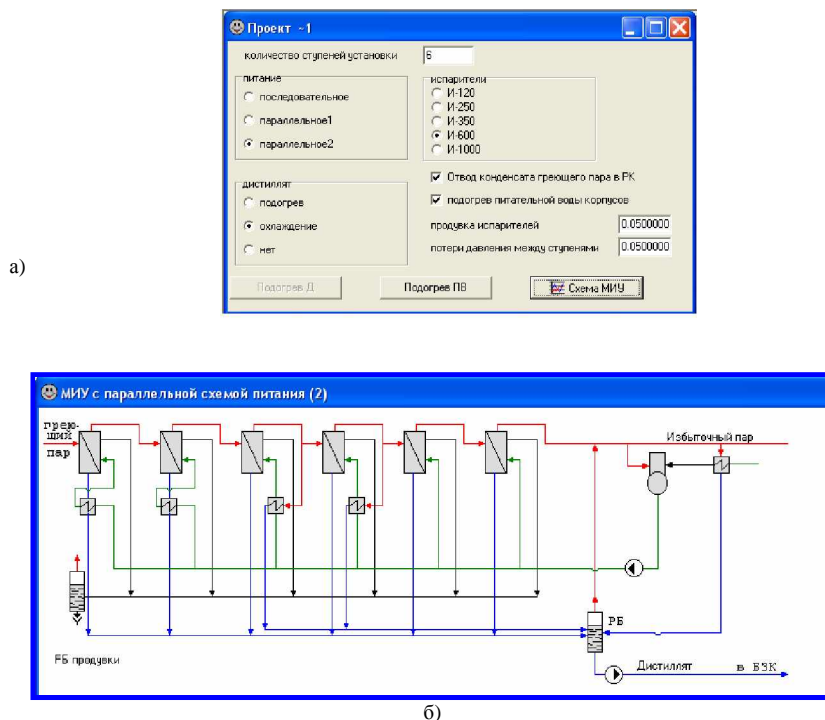
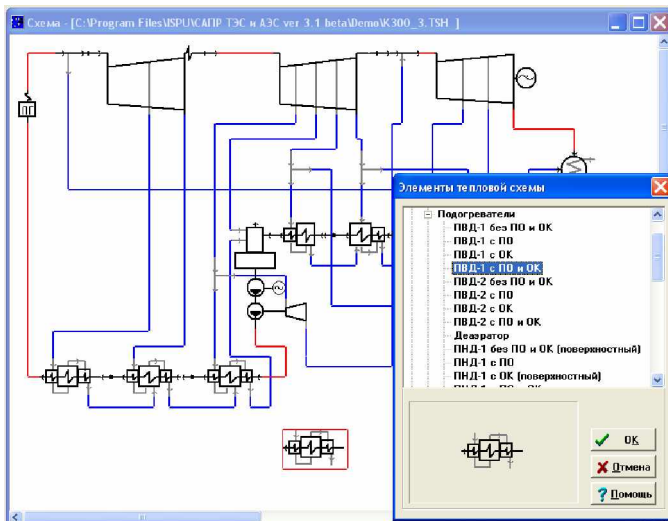
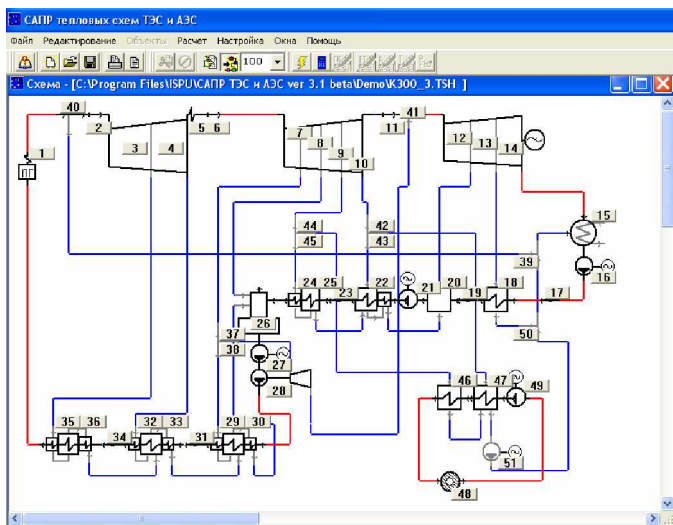


Рис. 2. Экранные формы командного меню расчета тепловых схем автономных многоступенчатых испарительных установок ТЭС (а) в программе «САПР МИУ» и графическое представление расчетной тепловой схемы (б)

К программным комплексам и САПР тепловых схем ТЭС, АЭС, ПГУ, ГТУ, нашедшим применение в проектных институтах и в технических университетах теплоэнергетического профиля, относятся отечественные и зарубежные разработки такие как «ОМЕГА», ver. 3.1 (ИГЭУ, Россия) [2], «UNITED CYCLE» (С-Пб. ГТУ, Россия), «Boiler Designer» («ОП-ТСИМ-М»[3], Россия-Германия), «Thermoflow» (США), «Моделирование и расчет автономных многоступенчатых испарительных установок», «Моделирование испарительных установок мгновенного вскипания башенного типа» [4].



а)



б)

Рис. 3. Графическая реализация расчетной тепловой схемы блока мощностью 300 МВт в программе «OMEGA»:

а – пример выноса графического изображения подогревателя с пароохладителем и охладителем дренажа из банка графических образов на поле монитора; б – вид расчетной схемы с кодированием расчетных узлов (элементов)

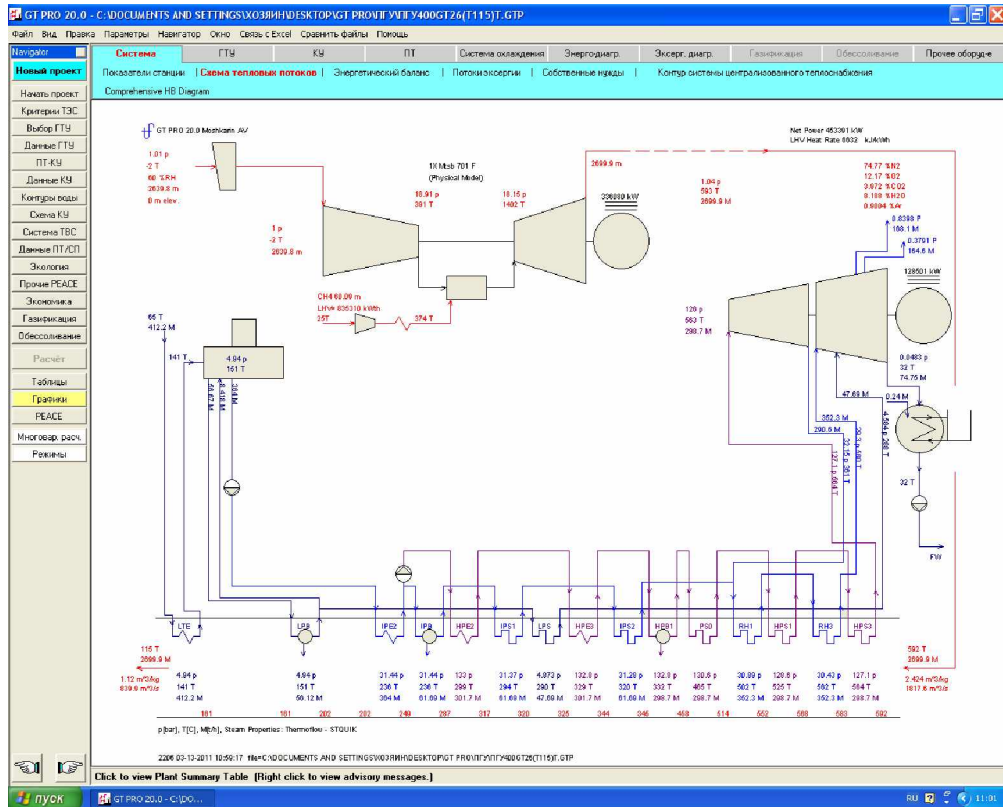


Рис. 4. Графическое представление на мониторе расчетной тепловой схемы блока ПГУ-410 (GT-26 и T-115) с результатами расчета в теплофикационном режиме работы в программе «GT PRO»

Перечисленные САПР различаются возможностями выполнения конструктивного и поверочного расчетов.

При конструкторском расчете вычисления ведутся по заданным значениям температурных напоров в оборудовании, которые принимаются по нормируемым или рекомендуемым величинам.

Поверочные расчеты проводятся при известных величинах поверхностей теплообмена основного и вспомогательного оборудования (котлов, подогревателей, конденсаторов и т.д.).

Ряд САПР выполняют функции только конструкторского расчета и служат для определения технических показателей в номинальном режиме работы блока. Оценка показателей переменного режима работы в таких САПР считается весьма приближенной, так как значения недогревов воды и температурных напоров, а также КПД проточных частей в зависимости от нагрузок в этом случае необходимо задавать, что может сделать только опытный технолог, и то, с определенной степенью погрешности. К таким САПР относятся «OMEGA», «UNITED CYCLE», и ряд программ, входящих в состав «Thermoflow» – «GT PRO», «STEAM PRO».

Достоинством двух последних САПР является простота получения типового решения и быстрое освоение навыков работы с программой на основе командных меню.

Достоинством отечественных программ «OMEGA», «UNITED CYCLE» является наличие банка данных готовых технологических схем отечественных блоков, а также возможность внесения структурных изменений в технологическую схему (связей между элементами, замена типов элементов и т.д.) для сравнительной оценки показателей альтернативных вариантов.

В «Thermoflow», в отличие от «OMEGA», «UNITED CYCLE», предусмотрена возможность передачи полученных результатов конструкторского расчета с найденными значениями поверхностей теплообмена, характеристиками основного и вспомогательного оборудования из «GT PRO», «STEAM PRO» в специальные программы «GT MASTER» и «STEAM MASTER», обеспечивающие поверочные расчеты, в которых значения поверхностей теплообмена и характеристики оборудования зафиксированы и используются в качестве исходных данных. Эта возможность позволяет в переменных режимах работы оборудования рассчитывать значения температурных напоров и недогревов и получать более точные результаты показателей работы оборудования в целом.

Аналогичные возможности имеет САПР «Boiler Designer», в которой предварительно полностью определяется конструкция котла и только

затем проводятся расчеты переменных режимов блока в целом при условии присоединения к котлу модели паротурбинной установки [3].

Представление результатов расчета (значений мощности, расходов теплоносителей, термодинамических параметров и др.) в различных САПР может выполняться либо в табличном виде в соответствии с нумерацией элементов схемы (рис. 6, 7), либо в виде боксов со значениями параметров и расходов теплоносителя в характерных точках технологической схемы (рис. 4, 5), заданных пользователем на тепловой схеме, отображаемой на экране дисплея.

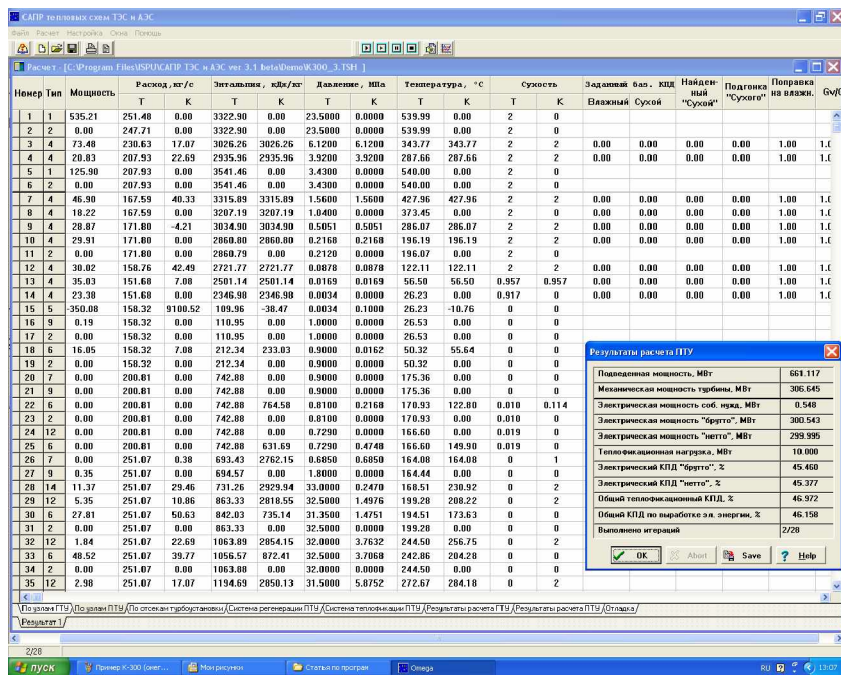


Рис. 6. Табличный вывод результатов расчета в соответствии с кодом узла (элемента) схемы в программе «OMEGA»

Такие возможности обеспечивают высокую наглядность при оперативном сравнении альтернативных вариантов схем и режимов работы блока. Вывод значений расходов и параметров теплоносителей в характерных точках графического отображения схемы применен в САПР «UNITED CYCLE» и «Thermoflow» («GT PRO», «STEAM PRO» «GT

PEACE PRO 20.0.1 - Project Output [C:\Documents and Settings\Volodya\Desktop\PEACE PRO 20.0.1\ТЭС\расходная ТЭЦ.rpt]

Вид: Редактировать Вид: Ценовые коэффициенты: Пленка

Предварительная проработка Финансовая часть Технический баланс

Смеси Спецификации Кат. затраты Денежный поток График Текст

Стоимость проекта Основное оборудование Проектное оборудование Инфраструктура

Прочие и неопределенные затраты Система газификации Система обводнения CO2 Capture Plant

(Стратегические-монтажные работы)	Электротехническое оборудование		Здания и сооружения		Проектирование и расконтрактные работы		
	Материалы	Рабочее время	Сумма заработной платы	Суммарная агрегата	Количество	Базовая стоимость	Расчетная стоимость
IV Стратегические-монтажные работы						28 734 000	33 219 000
1. Транспортировка на площадке в Монгол	2 690 000					2 690 000	3 000 000
2. Установки оборудования	1 283 000	209 850	40			9 678 000	11 840 000
Котельная ПГУ	190 500	26 250	40	1 201 000	1	1 201 000	1 471 000
Котельная пеллеты ПТ	135 750	22 500	40	1 051 000	1	1 051 000	1 257 000
КУ	614 200	107 150	40	4 699 000	1	4 699 000	6 001 000
Конденсатор	8 400	1 470	40	67 000	1	67 000	85 100
Грелки							
Система подготовки подпиточной воды							
Дополнительный котел							
Электротехническое оборудование	132 400	23 050	40			1 056 000	1 254 000
Система охлаждения на воде ПГУ							
Домашний топливный компрессор	7 800	1 100	40	51 600	2	103 700	126 500
Насосы	12 300	2 160	40			38 750	476 950
Танк «Анаман Ням Басхангал»	465 600	8 400	40			387 950	476 950
Сетевой подогреватель (ш)	2 070	361	40			16 520	20 250
Стационарный/угреатный воздушный компрессор	1 530	265	40			12 100	14 820
Масляной (ш) ш	4 750	893	40			37 950	46 980
Генераторная установка (ш) поршневого двигателя							
Прочие	160 950	14 540	40			746 500	931 000
3. Транспортировка	10 104 000	126 560	40	549	8 420	15 155 000	16 935 000
Пар высокого давления	718 800	11 870	40	8 160	148 м	1 195 000	1 349 000
Пар среднего ПТ	126 750	3 630	40	1 680	162 м	272 950	314 750
Пар среднего ПТ	444 500	8 110	40	4 460	156 м	768 900	872 200
Пар среднего давления							
Пар низкого давления	96 000	3 270	40	1 300	173 м	225 950	263 400
Пар отработанного котла	4 950 000	22 500	40	69 950	70 03 м	5 440 000	5 911 000
Фильтрационная вода	222 600	2 700	40	543	610 м	330 740	368 900
Возможаемая ОВ	309 200	12 460	40	468	1 640 м	799 800	939 500
Питательная вода	312 250	7 900	40	1 270	469 м	631 760	727 200
Другая вода	906 800	11 870	40	8 070	171 м	1 382 000	1 546 000
Система Охлаждения/Подгрева на входе в ПГУ							
Сидан вода	61 050	3 300	40	406	426 м	193 900	228 050
Температурная вода	122 950	5 860	40	348	1 030 м	267 950	421 800
Стояние воды							др/э/э
Отборы пара/воды							др/э/э
Вода для контрольно-лабораторного водоснабжения							др/э/э
Газовая							
Газовое топливо	506 600	10 330	40	1 950	544 м	1 009 000	1 141 000
Жидкое топливо							
Смазочное масло	223 050	4 460	40	3 280	123 м	401 250	457 950
Смазочные воды							
Отбор воздуха ПГУ	30 500	2 470	40	155	770 м	119 150	144 850
Технологические воды							
Воздух под давлением	32 570	813	40	2 360	29 74 м	65 100	74 850
Регулировочный потенциал							др/э/э

Примечание: Из-за округления итоги могут быть не подведены. Currency conversion: 1 USD per US Dollar

MASTER», «STEAM MASTER», «Thermoflex»), что является несомненным их достоинством.

Рис. 7. Табличный вывод результатов технико-экономических расчетов ПГУ-410 в программе «PEACE»

Программные комплексы используются в ИГЭУ и МЭИ (ТУ) при выполнении дипломных проектов и диссертационных работ.

Библиографический список

1. **Технология** проектирования ТЭС и методы ее компьютеризации / Н.Б. Ильичев [и др.]; под ред. А.В. Мошкарин, В.Н. Нуждина. – М.: Энергоатомиздат, 1997. – 234 с.
2. **Мошкарин, А.В.** Анализ тепловых схем ТЭС /А.В. Мошкарин, Ю.В. Мельников - ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина» – Иваново.: УИУНЛ ИГЭУ, 2010. – 460 с.
3. **Расчет** котельных агрегатов с использованием современных программных продуктов : учеб. пособие / Г.И. Доверман [и др.]. – ИГЭУ – Иваново.: УИУНЛ ИГЭУ, 2007. – 220 с.

4. **Мошкарин, А.В.** Анализ схем испарительных установок ТЭС /А.В. Мошкарин, А.А. Мошкарин. - ИГЭУ – Иваново.: УИУНЛ ИГЭУ, 2007. – 272 с.

*А.В. Мошкарин, д.т.н., проф., Б.Л. Шельгин, к.т.н., проф.,
Е.С. Малков, асп. (ИГЭУ)*

АНАЛИЗ ПРОЕКТНЫХ РЕШЕНИЙ ПО РАСШИРЕНИЮ ДЕЙСТВУЮЩИХ ТЭЦ ПАРОГАЗОВЫМИ УСТАНОВКАМИ

Большинство проектов расширения и реконструкции российских ТЭЦ предусматривает использование ПГУ.

В первое десятилетие XXI века отсутствие в энергетике России достаточных средств на строительство ПГУ, а также отечественных теплофикационных турбин для ПГУ приводило к поиску технических решений и проектам, в которых рассматривались ПГУ с КУ одного давления под существующий парк теплофикационных турбин.

Это проекты ПГУ Дзержинской ТЭЦ, технические предложения по ПГУ для Владимирской ТЭЦ [1], ПГУ для Петрозаводской ТЭЦ и др.

Недостатком проектов являются индивидуальные типы котлов-утилизаторов одного давления с газоводяными теплообменниками на «хвосте» для покрытия теплофикационной нагрузки.

Основное предназначение КУ в этих проектах сводится к выработке пара с параметрами, характерными для энергетических котлов ТЭЦ, работе на общую паровую магистраль острого пара, разгрузке действующих энергетических котлов (Владимирская, Петрозаводская ТЭЦ). Такие проектные схемы называют параллельными схемами ПГУ. Реализация их позволяет решить задачи увеличения установленной электрической и тепловой мощности ТЭЦ, улучшить их технико-экономические показатели.

В проекте ПГУ Петрозаводской ТЭЦ предусмотрено применение газовой турбины GT-26 фирмы Альстом мощностью 267 МВт и трехконтурного котла-утилизатора. Острый пар КУ направляется в общестанционную магистраль 13,8 МПа для загрузки существующей турбины Т-110-12,8. Пар из контура среднего давления (1,07 МПа) идет внешнему потребителю (60 т/ч), а пар из контура низкого давления 0,7 МПа идет на деаэратор и теплофикацию (рис. 1, 2).

Применение такого технического решения позволяет получить повышение установленной мощности ТЭЦ на 267 МВт. Результаты расчетов в программе GTPRO показывают, что в парогазовом режиме развивается

Для Новгородской ТЭЦ выполнен проект ПГУ-210 на основе ГТЭ-160 «Силовые машины» по техническим условиям на изготовление и поставку ТУ 31-11-029-00211464-2007. В соответствии с ТУ под ГТУ понимается конструктивно объединенная совокупность компрессора, камер сгорания, газовой турбины (от входного фланца конфузора компрессора до выходного фланца выхлопного диффузора), вспомогательных систем и устройств. Паровой двухконтурный котел-утилизатор типа Пр-223/52-9,6/0,87-509/217 (П-137) и вспомогательное оборудование к котлу-утилизатору поставляется ОАО ИК «ЗИОМАР» по техническим условиям ТУ 3112-498-05015331-2008.

Котел-утилизатор разработан ОАО ИК «ЗИОМАР» для работы в составе парогазовой установки ПГУ-210. Изготовителем КУ является ОАО «Машиностроительный завод «ЗиО-Подольск».

Для энергоблока ПГУ-210 реконструируется существующая паровая турбина ст. №1 типа ПТ-60-130/13.

Реконструкцию паровой турбины для энергоблока ПГУ выполняет ОАО «Уралэнергоремонт». Техническая документация для реконструкции разрабатывается Харьковским центральным конструкторским бюро по созданию и реконструкции тепломеханического оборудования электростанций. Реконструкция турбины ст. №1 типа ПТ-60-130/13 выполняется в соответствии с техническими условиями Т293-2952 ТУ.

После технического перевооружения турбине ПТ-60-130/13 присваивается маркировка ПТ-50-9,0/1,28. Результаты расчета показателей блока для зимнего режима приведены на рис. 4.

Практика строительства ПГУ показывает, что наиболее рациональным являются решения о строительстве блоков ПГУ под «ключ». Такой подход дает гарантии получения более эффективных решений по автоматизации технологического процесса, более быстрого монтажа и обеспечения требуемого воднохимического режима работы котла-утилизатора.

Основным недостатком проектов расширения существующих ТЭЦ парогазовыми установками с сохранением действующих паровых турбин является непроработанность вопросов водоподготовки. Требования к добавочной воде и к водному режиму для котлов-утилизаторов значительно выше, чем к водному режиму обычных барабанных котлов высокого давления. Эти требования такие же, как и к прямоточным котлам.

Выполнить эти требования при использовании общестанционной магистрали острого пара, общей уравнильной линии питательной воды деаэраторов, общей системы водоподготовки и конденсатоочистки, – невозможно. Поэтому ПГУ не должны быть связаны технологическими трубопроводами с существующей паротурбинной частью.

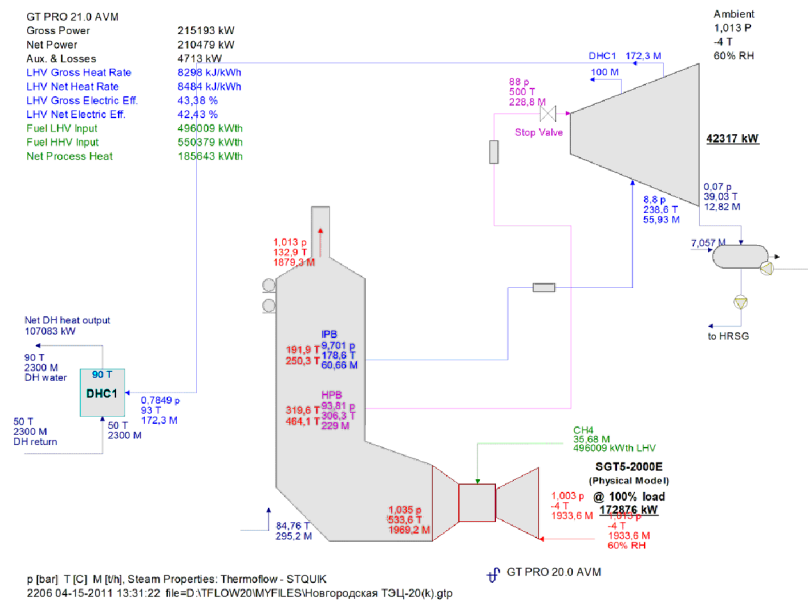


Рис. 4. Результаты расчета ПГУ-210 Новгородской ТЭЦ в программе GTPRO

Следует также отметить, что для теплофикационных режимов работы коэффициент использования топлива для паротурбинных ТЭЦ выше, чем для парогазовых. Он достигает 90÷93 %, в то время как на ПГУ ТЭЦ он не превышает 87÷89 %. Это вызвано более значительными потерями теплоты с уходящими газами, так как коэффициент избытка воздуха в уходящих газах котлов-утилизаторов в ПГУ более чем в два раза выше, чем в обычных паровых котлах. И даже возможность иметь при этом более низкие значения температур уходящих газов в КУ – 90÷100 °С, что на 10÷15 °С ниже, обычных паровых котлах на газе, КПД котлов утилизаторов ниже.

Библиографический список

1. **Мошкарин А.В., Мельников Ю.В., Осипов И.В.** К вопросу технического перевооружения Владимирской ТЭЦ на основе ПГУ // Вестник ИГЭУ, 2007. Вып. 2. С. 3-6.
2. **Баринберг Г.Д., Валамин А.Е., Култышев А.Ю.** Паровые турбины ЗАО «Уральский турбомоторный завод» в составе парогазовых установок // Материалы V науч.-прак. конференции «Повышение эффективности энергетического оборудования». Иваново, 1-2 ноября 2010 г. С. 92-97.

Н.Н. Трифионов, С.Б. Есин, Ф.А. Святкин, М.Г. Уханова (ЦКТИ)

РАЗРАБОТКА И ОПЫТ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СХЕМЫ РЕГЕНЕРАЦИИ И ЕЕ ОБОРУДОВАНИЯ ТУРБИНЫ К-200(225)-130 ЛМЗ

В отечественной энергетике идет процесс модернизации одной из наиболее распространенной турбоустановки К-200-130 «ЛМЗ» с целью увеличения мощности до 210÷225 МВт и повышении экономичности проточной части на 6÷9 %. Основное внимание «ЛМЗ» направлено на модернизацию собственно турбины, что позволит получить значительный, но не полный эффект, поскольку схема регенерации и ее оборудование остаются прежними. В лучшем случае старое оборудование заменяется вновь изготовленным, проекты которых разрабатывались 50–60 лет назад.

Известно, что схема регенерации повышает КПД цикла на 12÷14 %, поэтому ее совершенствование может дать существенный эффект.

Традиционная схема регенерации т/у К-200-130 имеет следующую структуру (рис. 1, а):

ЗПВД – ПЭН – 0,69Д – 4 ПНД – ПС100 – ОГК – ПС50 – ОЭ – КЭН1 ст.

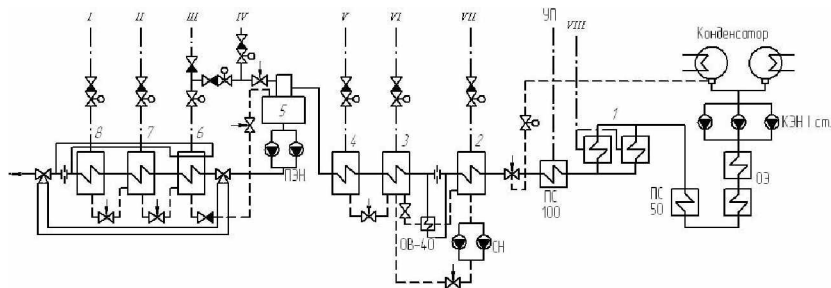


Рис. 1 а. Традиционная схема регенерации т/у К-200-130

Выполненные исследования и опыт эксплуатации выявил ряд существенных недостатков схемы регенерации и ее оборудования.

Повышенные против расчетных значений недогревы конденсата в ПНД-1 и 2 (7÷10 °С) и ПВД-6,7,8 (5÷7 °С) снижают тепловую экономичность турбоустановки на 0,9÷1,2 % [1, 2].

Увеличенные недогревы в ПНД-1 и 2 приводят к теплогидравлической перегрузке ПНД-3, что ведет к увеличению динамического напора

греющего пара, вибрации трубок и их разрушению. Это дополнительно снижает экономичность и надежность.

Работа деаэратора при постоянном давлении снижает экономичность и при изменении нагрузки требует наличия арматуры и КИПа для переключения по греющему пару и дренажу ПВД, что усложняет схему, эксплуатацию, снижает надежность.

Неустойчивая работа сливных насосов откачивающих дренаж ПНД-2 приводит к его сбросу в конденсатор, что также снижает эффективность системы регенерации.

Недовыработка электроэнергии, снижение экономичности усугубляются отложениями окислов железа, выносимых из трубной системы ПВД в котел и проточную часть турбины, что снижает КПД агрегатов и требует продувки котла и промывки турбины.

Из общей недовыработки электроэнергии на систему регенерации высокого давления приходится 15÷20 %, низкого давления 8÷10 %, деаэрационно-питательную установку 3÷5 %, насосы до 4 % [4].

Указанные недостатки усугубляются при увеличении мощности турбины, поскольку возрастают скорости теплоносителей, гидравлические потери и тепловые нагрузки на аппараты.

С целью устранения указанных недостатков нами был выполнен и экспериментально проверен ряд разработок по системе регенерации и ее оборудованию (рис. 1, б, в, г, д, е).

Выбор схемы модернизации определяется из следующих соображений:

- схему б целесообразно применять на действующем блоке без модернизации турбины с целью увеличения мощности и без замены теплообменного оборудования схемы регенерации;

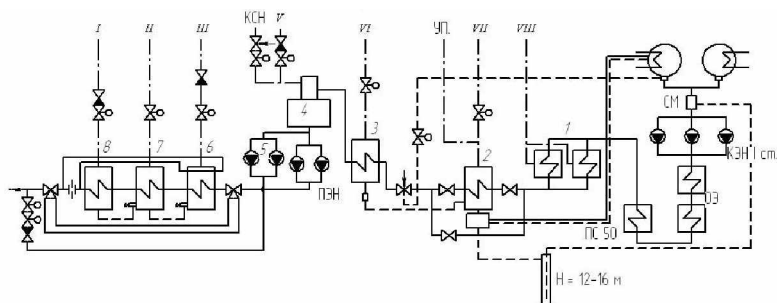


Рис. 1 б. Модернизированная схема регенерации т/у К-200-130 с деаэратором на скользящем давлении

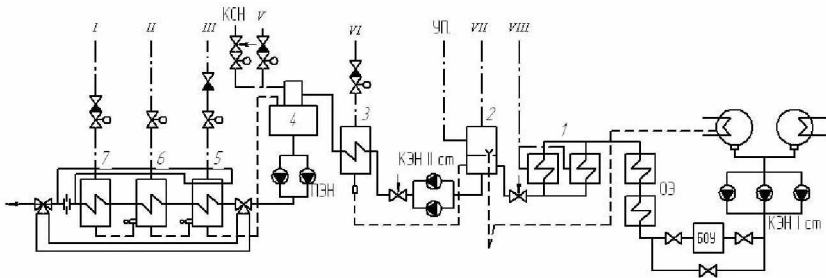


Рис. 1 в. Модернизированная схема регенерации т/у К-210-130 с деаэратором на скользящем давлении и ПНС-2

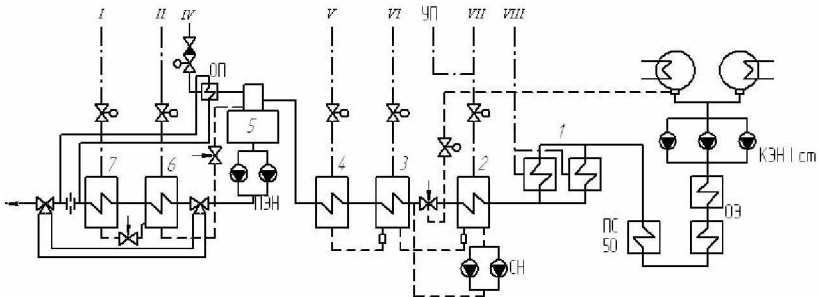


Рис. 1 г. Модернизированная схема регенерации т/у К-225-130 с деаэратором на скользящем давлении и двумя ПВД

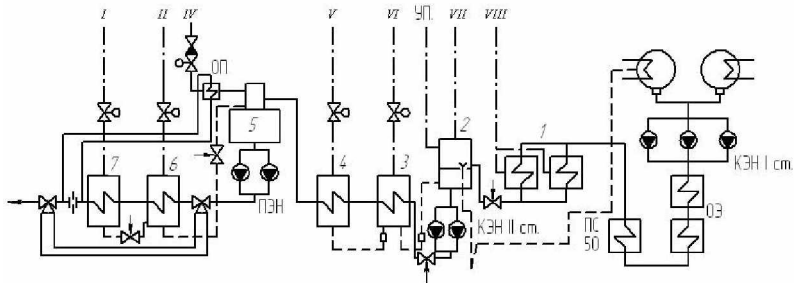


Рис. 1 д. Модернизированная схема регенерации т/у К-225-130 с деаэратором на скользящем давлении, с двумя ПВД и смешивающим ПНС-2

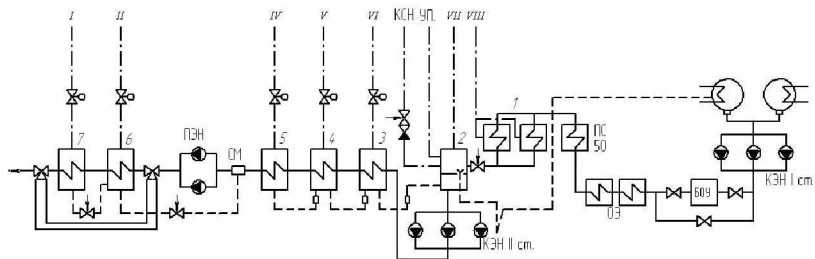


Рис. 1 е. Бездеаэрационная схема т/у К-200(225)-130 ЛМЗ

- при этом деаэрактор переводится в режим скользящего давления путем переключения по пару с 4-ого на 5-й отбор, что снижает давление пара на $1,0 \div 1,2 \text{ кг/см}^2$ и, соответственно, напряжения в конструкции деаэрактора и повышает его надежность;

- из схемы исключен ПНД-4 и связанная с этим арматура по пару, воде и дренажу ПНД, ПВД и деаэрактора (20 единиц);

- снижение расхода конденсата греющего пара (КГП) из ПНД-3 в ПНД-2 позволило отказаться от охладителя КГП ОВ-40 и его арматуры. Это обеспечило слив КГП из ПНД-3 в ПНД-2 без дополнительных переключений на всех нагрузках турбины, что повысило надежность и экономичность ее работы.

Сниженный расход КГП из ПНД-2 позволил реализовать два варианта мероприятий, повышающих эффективность оборудования и схемы.

- 1) Установка смешивающего охладителя на корпусе ПНД-2 позволило работать без уровня в нем, отвести КГП в смеситель, установленный на всасе КЭН 1 ст., исключить КОС на паропроводе, регулирующий клапан уровня, что повысило экономичность турбоустановки и упростило эксплуатацию. Сливные насосы используются для пуска блока на скользящем давлении, что снизило пусковые затраты.

Внедрена новая конструкция конденсатных бачков, обеспечивающих надежную работу ПВД при скорости изменения давления $1,4 \text{ (кг/см}^2\text{)/мин}$, что эквивалентно скорости изменения нагрузки $\sim 1,2 \text{ МВт/мин}$.

- 2) На другом энергоблоке были сохранены сливные насосы, но была выполнена модернизация конденсатосборника ПНД-2, при которой паровой отсек отделен от водяного перегородкой, что позволило отказаться от КОСа на паропроводе. Регулятор уровня по основному конденсату установлен после ПНД-2, что позволило исключить из схемы ПС-100, а пар от уплотнений завести в ПНД-2. 30-летний успешный опыт эксплуатации

смешивающих ПНД конструкции ВТИ на блоках 300 и 800 МВт без обратного парового клапана подтверждает предложенное решение.

Снижение давления в деаэраторе, отказ от ПНД-4, ПС-100 и арматуры позволило провести подрезку колес КЭН 1 ст. и сливных насосов, снизить потребление электроэнергии на собственные нужды.

Кроме того, в конденсатосборнике конденсатора установлено деаэрационное устройство, что исключает переохлаждение конденсата в зимний период и обеспечивает нормальный водно-химический режим.

Для защиты от давления основного конденсата фильтров БОУ при частичной его очистке (30 %) разработан и установлен обратный гидрозатвор.

Схема *в* применена на энергоблоках по разработке «НПО ЦКТИ» и «ЛМЗ» для турбоустановок К-210-130. Установлен смешивающий ПНД-2, подача пара на деаэратор выполнена от 5-ого отбора, что позволило работать при скользящем давлении в нем; исключен из схемы ПНД-4 и связанная с ним арматура и КИП [5].

Варианты схемы (*б*) и (*в*) позволили по сравнению со схемой (*а*):

- повысить экономичность на $0,9 \div 1,2$ %;
- исключить из схемы поверхностные ПНД-4, ПНД-2 и ПС-100, ОВ-40;
- исключить сливные насосы;
- исключить переключения по КПП ПВД и по пару деаэратора при изменении нагрузки от 20 до 100 % $N_{ном}$;
- исключить 30 единиц арматуры.

Впервые вариант схемы (*в*) «НПО ЦКТИ» внедрили на Краснодарской, Череповецкой ГРЭС и далее совместно с «ЛМЗ» на Псковской, Харанорской и других ГРЭС с турбинами К-210(225)-130.

Выполненный расчетный анализ показал, что оптимальная температура питательной воды на входе в питательный насос (давление пара в деаэраторе) для турбин с начальным давлением 130 кг/см^2 , в том числе, и для т/у К-200(225)-130 составляет $175 \div 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ($8,6 \div 10 \text{ кг/см}^2$) [5].

Увеличение температуры воды на входе в насос при повышении давления в деаэраторе позволяет отказаться от одной ступени ПВД, тем самым, резко снизить вынос соединений железа в тракт, повысить надежность и эффективность системы регенерации. Для повышения температуры питательной воды на входе в котел предложено установить на линии подачи пара на деаэратор выносной охладитель пара. По воде охладитель включен по схеме Виолена-Хюльза.

Опыт эксплуатации ПВД показал, что при увеличении мощности турбины с 200 до 225 МВт увеличивается недогрев питательной воды с $5 \div 7$ до $9 \div 12 \text{ }^\circ\text{C}$, что снижает экономичность блока. Кроме того, увеличение

скорости воды и пара в ПВД приводит к резкому росту скорости эрозии и повышенной вибрации в трубной системе, снижению надежности.

Анализ конструкции известных типов ПВД (коллекторно-спиральных, камерных, барабанно-ширмовых, ширмовых) показал, что интегральные маневренные характеристики камерных спирально-коллекторных и барабанно-ширмовых близки между собой. Так, в камерных ПВД скорость прогрева определяет трубная доска, в спирально-коллекторных – фланцевый разъем, в барабанно-ширмовых – барабан. В ширмовых ПВД следует дополнительно исследовать узел подвода и отвода воды, поскольку данные допустимой скорости изменения t и p отсутствуют. Поэтому маневренных характеристик работы блока обеспечиваются указанными ПВД. Определяющими являются технико-коммерческие характеристики.

В деаэрационной схеме работа деаэратора на скользящем давлении обеспечивает слив дренажа ПВД от 20 до 100 % $N_{\text{ном}}$, что позволяет исключить всю переключающую арматуру и трубопроводы по пару и дренажу ПВД-5 и 6. В качестве деаэратора повышенного давления может быть применен деаэратор с малогабаритной головкой на $p = 12 \text{ кг/см}^2$ установленный на блоках 300 МВт. Возможна поставка деаэратора для блоков 225 МВт.

Предложено три варианта схемы с повышенной температурой питательной воды (z , d , e). Схема z может быть применена на действующем блоке при замене ПВД и деаэраторов, выработавших свой ресурс. При этом приобретается только 2 корпуса ПВД, деаэратор на $p = 12 \text{ кг/см}^2$ и охладитель пара вместо 3-х корпусов ПВД и деаэратора 7 ата в типовом варианте модернизации, что существенно дешевле. Стоимость по демонтажу и монтажу близки между собою.

Схемы d и e может быть применена для вновь проектируемых блоков с турбинами К-225-130. Следует отметить, что аналогичные решения по схеме (d) и (e) реализованы на ряде блоков 300 МВт.

Суммарное повышение экономичности тепловой схемы при установке предложенного оборудования составляет 2,5÷4 % по сравнению с фактическими показателями оборудования схемы (a).

Таким образом, предложенные схемы регенерации, типы теплообменного и насосного оборудования при модернизации и разработке блоков 200 (225) МВт позволяют получить существенный дополнительный технико-коммерческий эффект, повысить надежность и упростить эксплуатацию.

Выводы.

Модернизацию энергоблоков с турбиной К-200(210/225)-130, следует проводить комплексно: турбину, схему регенерации и ее оборудование,

что позволит получить максимальный экономический эффект и повысить надежность оборудования и схемы регенерации.

Библиографический список

1. **Трифонов Н.Н.** Совершенствование системы регенерации паротурбинных установок со смешивающими теплообменниками низкого давления. Дисс. канд. тех. наук. 05.04.01 – Л. 1984.
2. **Трифонов Н.Н., Сухоруков Ю.Г., Ермолов В.Ф.** Некоторые вопросы повышения экономичности системы регенерации низкого давления паровых турбин // Теплоэнергетика. 2008. № 12.
3. **Сутоцкий Г.П., Василенко Г.В.** Источники соединения железа в блоках СКД // Энергомашиностроение. 1975. № 8.
4. **Бродов Ю.М., Плотников П.Н.** Надежность кожухотрубных теплообменных аппаратов паротурбинных установок // Екатеринбург, 2001.
5. **Модин В.Ф., Иванов Е.Г., Сухоруков Ю.Г., Шинкаренко А.А.** Модернизация системы регенерации низкого давления серийных турбоустановок К-210-130 с использованием ПНД-2 смешивающего типа // СПб: Труды ЦКТИ. 1994. № 277.

Н.Н. Трифонов, Ф.А. Святкин, М.Г. Уханова, С.Б. Есин (ЦКТИ)

МОДЕРНИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ЗАЩИТЫ ПВД ДЛЯ АЭС И ТЭС

С ростом начальных параметров и единичных мощностей теплоэнергетического оборудования резко возрастают требования к оборудованию входящему в технологические защиты.

В системе регенерации паровых турбин применяются поверхностные подогреватели высокого давления (ПВД). При разрушении трубок в подогревателях вода поступает в межтрубное пространство корпуса подогревателя и появляется угроза ее попадания в турбину, что недопустимо.

В настоящее время, по международным требованиям, безопасность ПВД должна обеспечиваться двумя последующими шагами защиты.

Типовые схемы защиты от повышения уровня воды в паровом пространстве подогревателей высокого давления отечественных паровых турбин мощностью 50÷1200 МВт. ТЭС и АЭС идентичны и включают в себя следующие основные элементы: входная задвижка с байпасом, впускной клапан с гидроприводом и байпасом, 1–3 ПВД, обратный клапан, выходная задвижка с байпасом. ПВД имеют I и II предел защиты от роста

уровня воды в паровом пространстве корпуса, выполненных по принципу «1 из 1» на отключение по воде и пару и «2 из 3» - на останов блока.

Главной составляющей системы защиты ПВД от повышения уровня конденсата являются – клапана быстродействующего защитного устройства (БДЗУ).

В данное время на станциях используются две схемы включения клапанов БДЗУ: разработанная до 1968 г. и разработанная после 1968 г.

Основной особенностью схемы защиты ПВД разработанной до 1968 г. является подача силовой воды на гидропривод от входного патрубка впускного клапана.

В схеме ПВД разработанной после 1968 г. в качестве силовой воды на гидропривод используется основной конденсат от напора конденсаторных насосов.

Проведенный анализ входящих в схемы защиты элементов показывает, что для надежной и эффективной работы была разработана схема определяющая следующий ряд факторов:

- давление силовой воды;
- гидравлическое сопротивление трубопровода подачи силовой воды;
- быстродействие импульсных клапанов.

На станциях ТЭС и АЭС России в основном эксплуатируются клапана БДЗУ разработки ТКЗ.

Основными узлами впускного клапана являются соединение корпуса, выполненного в виде сварного тройника, с крышкой, узел герметизации между двумя полостями клапана, уплотнительные пары, сервопривод.

В качестве исходного соединения корпуса с крышкой в конструкциях этих клапанов принято безфланцевое соединение с помощью разрезных закладных колец.

В обратном клапане, корпус которого представляет собой сварной тройник, крышка и узел герметизации аналогичны крышке и узлу впускного клапана.

В средней части корпуса впускного клапана создан основной уплотнительный узел (узел герметизации), отсекающий и плотно запирающий среду от группы подогревателей. Для создания байпасной линии в средней и верхней частях корпуса клапана приварены патрубки.

Опыт эксплуатации и испытания традиционной схемы защиты, а также впускного и обратного клапанов производства ТКЗ выявил следующие:

- отсутствие устройства, показывающего фактическое положение штоков клапанов и обеспечивающего автоматическую фиксацию времени закрытия впускного клапана, что не позволяет определить фактическое время закрытия и положение тарелки клапана;

- ТКЗ выпускало два типа впускных клапанов: первый тип – ход штока гидропривода больше хода штока клапана; второй тип – ход штока гидропривода меньше хода штока клапана. У первого типа клапана при закрытии имели место прогиб штока, металлический стук и разрушение наплавки, что нарушает плотность клапана. У второго типа происходит недозакрытие клапана, что не обеспечивает его плотность. Неплотность клапанов и в том, и в другом типе недопустима, и может привести к аварии.

Также ОАО «НПО ЦКТИ» совместно с СПбГПУ создали математическую модель и провели исследование динамики процесса закрытия впускного и обратного клапана с конструкцией узла посадки как у клапанов ТКЗ. При конструктивном решении тарелка и корпус клапана имеют контакт типа «плоскость на плоскость», что выявило возникновение пульсаций напряжений в наплавленном металле, что приводит к его растрескиванию и металлическому стуку.

ОАО «НПО ЦКТИ» при разработке системы защиты для ПВД-К были сконструированы клапана БДЗУ (рис. 1), исключая вышеуказанные недостатки.

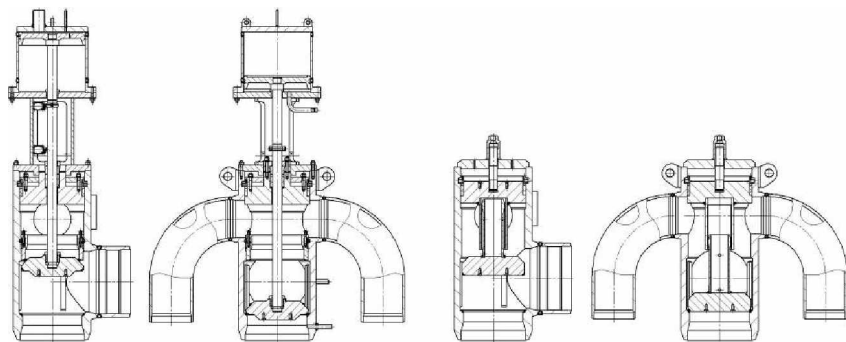


Рис. 1. Впускной и обратный клапан БДЗУ разработки ОАО «НПО ЦКТИ»

Клапана БДЗУ ОАО «ЦКТИ» имеют следующие усовершенствованные конструктивные и технологические решения:

- корпус впускного и обратного клапанов выполнены цельноковаными;
- применены крутоизогнутые гибы, что позволило иметь три стыковых сварных швов в конструкции корпуса и тем самым повысить его надежность.

- при равенстве хода штока, тарелки, гидропривода и зазоре между ними 0 мм обеспечивается плотное закрытие клапана при срабатывании и исключается прогиб штока;

- установлены концевые выключатели, которые показывают положение штока;

- усовершенствована конструкция узла соединения штока с тарелкой, что обеспечивает свободный ход и плотное прилегание тарелки в нижнем и верхнем положении;

- в верхнем открытом положении тарелки применена посадка, обеспечивающая плотность посадки и практически исключая протечки питательной воды помимо ПВД;

- в нижнем закрытом положении применена запатентованная посадка нового типа, что обеспечивает плотное закрытие и снижает динамические нагрузки;

- обеспечена устойчивость штока впускного клапана, что исключает его прогиб;

- применены новые уплотнительные материалы, которые исключают протечки через сальниковые уплотнения.

Защита ПВД от повышения уровня воды и недопустимого повышения давления предотвращает возможность заброса воды в турбину и разрушение корпусов ПВД при разрыве трубной системы имеет несколько пределов срабатывания. Поскольку последующий разворот блока связан со значительными потерями топлива и конденсата, важно обеспечить надежное (безотказное) срабатывание защиты при достижении первого предельного уровня в ПВД.

Также устойчивая и эффективная работа защиты ПВД зависит от надёжного измерения уровня воды в паровом пространстве ПВД, как в статических, так и динамических режимах работы энергоблока.

Выполненный расчетный анализ системы защиты по I и II пределам при резком изменении давления пара в корпусе подогревателя показал, что необоснованное (ложное) срабатывание защиты происходит из-за запаздывания изменения давления в уравнильных бачках, подключенных к паровому пространству корпуса ПВД, а частые колебания замера уровня вследствие неудовлетворительной конструкции узла замера давления в корпусе подогревателя.

Известные схемы подключения уравнильных бачков и датчиков, частично решают эту задачу (рис. 2 б, в, г).

ОАО «ЦКТИ» разработала конструкцию уравнильных бачков, исключаящую «ложное» (необоснованное) срабатывание защиты при скорости изменения давления в паровом пространстве ПВД до $1,2 \text{ (кг/см}^2\text{)}/\text{с}$, что превышает все известные эксплуатационные режимы изменения дав-

ления пара в корпусе аппаратов. Была изменена конструкция узла замера давления в корпусе ПВД, что исключает значительную частоту и амплитуду измерения уровня и повышает надежность работы регулирующих клапанов и их электроприводов (рис. 2, а).

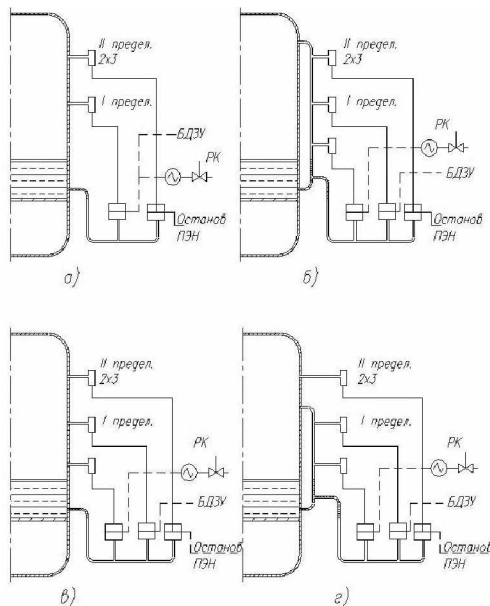


Рис. 2. Схема подключения датчика к I и II пределам защиты и регулирования уровня в ПВД-К

Библиографический список

1. Марушкин В.М. Иващенко С.С. Вакуленко Б.Ф. Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС. – М. «Энергоатоммаш». 1985 г.
2. Жгулев Г.В. Пуск и наладка энергоблоков. – М. «Энергия». 1978 г.
3. Тепловые и атомные электростанции // Справочник под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – М. «Энергоиздат». 1982 г.
4. Разработка пусковой схемы 3-го контура блока №4 Белоярской АЭС. Отчет ВТИ. 2008.
5. Исследование причины ложных действий защиты от переполнения ПВД и разработка технических предложений по их устранению. Отчет ВТИ № 11108. 1978.
6. Испытание защиты ПВД при переполнении корпуса до первого аварийного процесса. Отчет Юж ОРГЭС. 1979.
7. Давыдов Н.И. Расчет данных демпфирующих устройств для сглаживания импульсации давления. Известия ВТИ. №1. 1952.

*У. Галлер, д.т.н., У. Борнак (Fichtner IT Consulting AG, ФРГ),
Ю.В. Мельников, к.т.н., нач. отд. маркетинга и развития
(ООО «ЭнергоФихтнер»)*

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЭС С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММЫ KPRO

Программный комплекс KPRO предназначен для моделирования и расчета тепловых схем электростанций различных типов. KPRO разработана в компании Fichtner IT Consulting AG (ФРГ), которая входит в международную группу компаний FICHTNER.

В ходе предпроектных проработок технических решений для электростанций (например, в рамках ТЭО или обоснования инвестиций) часто возникает необходимость анализа нескольких вариантов в части типа используемого топлива, типа котлов и турбин, схемных решений, подбора параметров рабочих тел, соотношения выработки тепловой и электрической энергии и др. Исследователям необходим максимально гибкий инструмент, позволяющий быстро и надежно создать желаемую математическую модель и провести расчет каждого варианта.

Современные инжиниринговые компании в России используют для этих целей мощные специализированные программные продукты. Без их использования даже расчет тепловой схемы двухконтурной ПГУ в номинальном режиме работы может оказаться трудноразрешимой задачей. Наибольшее распространение в мире и России получили разработки компании Thermoflow (США).

ООО «ЭнергоФихтнер» (г. Москва), входящая в группу компаний FICHTNER, использует программный комплекс KPRO. Программа создавалась в середине 1980-х годов исключительно для внутреннего использования инженерами FICHTNER. С 1990 г. KPRO становится самостоятельным продуктом и получает довольно широкое распространение в Германии и за ее пределами среди энергетических, промышленных компаний и университетов (последние часто получают программу бесплатно).

KPRO отличается от конкурентов относительной простотой обновленного интерфейса, надежностью арифметического «ядра» и возможностью оперативно смоделировать практически любое нестандартное решение. Программа используется подразделениями FICHTNER по всему миру в проектах строительства ПГУ-ТЭС, паротурбинных ТЭС, ТЭС с газификацией угля, солнечных электростанций, мини-ТЭЦ с технологией органического цикла Ренкина, станций опреснения морской воды и др.

**Ю.В. Мельников, к.т.н., нач. отд. маркетинга и развития
(ООО «ЭнергоФиктнер»)**

О РОЛИ ПРЕДПРОЕКТНОЙ ФАЗЫ В ИНВЕСТИЦИОННОМ ПРОЦЕССЕ СТРОИТЕЛЬСТВА ТЭС

В середине 2000-х гг. российской электроэнергетикой всерьез заинтересовались крупные иностранные и российские инвесторы. Планы по строительству и реконструкции крупных ТЭС имели практически все генерирующие компании. В соответствии с утвержденной в 2008 г. Инвестиционной программой РАО «ЕЭС России» к 2012 г. должно было быть введено около 37 ГВт (в основном за счет строительства ТЭС). Фактические темпы вводов оказались в несколько раз ниже запланированных, реализация около 30÷40 % инвестиционных проектов была отложена новыми собственниками на несколько лет, либо вовсе отменена. Одна из главных причин сложившейся ситуации – малая обоснованность и проработанность большинства проектов Инвестиционной программы 2008 г.

ООО «ЭнергоФиктнер» является аккредитованным консультантом крупнейших российских финансовых институтов, инвестирующих в электроэнергетику. В докладе приводятся сведения о типичных ошибках, которые обнаруживаются в ходе аудита документации по новым инвестиционным проектам строительства ТЭС:

а) отсутствие анализа рынка электрической и тепловой энергии на перспективу в зоне влияния ТЭС с учетом роста потребления, анализа инвестиционных программ генерирующих и сетевых компаний и др.;

б) проработка технических решений с низким качеством (особенно в случае применения парогазовых и других современных технологий) и на безальтернативной основе (зачастую на основе предложения одного поставщика);

в) низкое качество построения финансово-экономических моделей, без учета актуальной нормативной базы и сложившейся практики функционирования энергетических рынков.

Инвестирование в проект, проработка которого выполнена с такими ошибками, обречено на неудачу. Как правило, такие проекты либо останавливаются уже на фазе разработки проектной документации, либо превращаются в «долгострой». Квалифицированная технико-экономическая проработка проектов строительства ТЭС – необходимое условие эффективности будущих вложений.

*Ю.В. Мельников, к.т.н., нач. отд. маркетинга и развития
(ООО «ЭнергоФихтнер»)*

НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ГЕНЕРИРУЮЩИХ МОЩНОСТЕЙ НА ОСНОВЕ ТЭС В РОССИИ

На основе опыта, приобретенного ООО «ЭнергоФихтнер» в ходе сопровождения (в роли Инженера Заказчика и независимого эксперта) строительства свыше 15 новых энергоблоков на российских ТЭС, проведен краткий обзор применяемых решений.

Большинство введенных и строящихся энергоблоков предназначены для работы в теплофикационном режиме. Все энергоблоки на природном газе используют парогазовую технологию. Угольные блоки, как правило, проектируются на традиционные для России параметры пара (12,8 и 23,5 МПа) с пылеугольными котлами.

Все парогазовые блоки (за исключением блоков Ивановской ГРЭС) выполняются на основе ГТУ Siemens, Ansaldo, Alstom, General Electric. Широко применяется ГТЭ-160, производимая ОАО «Силовые машины» по лицензии Siemens. В основном используются паровые турбины и котлы-утилизаторы российского производства.

Некоторые крупные мировые производители ГТУ создают СП с российскими компаниями. Так, GE совместно с «ИнтерРАО ЕЭС» и «Ростехнологиями» создает завод по производству ГТУ 6FA мощностью около 77 МВт в Ярославской области.

Крупные генерирующие компании постепенно завершают проекты, которые реализуются в рамках Договоров о предоставлении мощности (ДПМ). Новое строительство мощных ТЭС вне рамок ДПМ малоэффективно при существующих правилах энергетических рынков. При определенных условиях может быть обосновано строительство ТЭЦ на угле и природном газе на Дальнем Востоке для экспорта электроэнергии в Китай и освоения новых месторождений угля и металлов.

Большое развитие приобрел сегмент создания ТЭЦ малой мощности (до 100 МВт) и мини-ТЭЦ (до 25 МВт) на основе малых ГТУ и газопоршневых двигателей. Строительство таких станций ведется промышленными компаниями (для покрытия собственных нужд), и девелоперскими компаниями (для энергоснабжения строящихся жилых кварталов, административных зданий, торговых и спортивных комплексов). Как правило, в качестве топлива используется природный газ или попутный нефтяной газ (характерно для нефтегазовых компаний).

*Р.З. Аминов, д.т.н., проф., А.Ф. Шкрет, к.т.н., в.н.с.,
Е.Ю. Бурденкова, к.т.н., с.н.с., М.В. Гариевский, н.с.
(Отдел энергетических проблем Саратовского НЦ РАН)*

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАЗГРУЗКИ ЭНЕРГОБЛОКОВ ТЭС И АЭС

В связи с увеличением доли атомных электростанций в структуре генерирующих европейской части страны возникает проблема покрытия переменной зоны суточных графиков электрической нагрузки и прохождения ночных минимумов нагрузки.

Одним из путей решения этой проблемы является разгрузка энергоблоков (агрегатов) тепловых электростанций в часы ночного провала электрической нагрузки энергосистем. В структуре генерирующих мощностей европейской части страны на перспективу будут функционировать различные типы тепловых электростанций: КЭС, ТЭЦ, ПГУ, использующие в качестве топлива, как природный газ, так и уголь. Выявление наиболее эффективных вариантов обеспечения базовой нагрузкой АЭС за счет разгрузки энергоблоков ТЭС представляет научный и практический интерес.

Очередность разгрузки агрегатов различных типов электростанций можно оценить по величине относительных приростов расхода топливных затрат при изменении нагрузки [1]. В основу оценки относительных приростов расхода топлива на электроэнергию для конденсационных энергоблоков ТЭС и АЭС принято выражение часового расхода топлива на энергоблок B_i в зависимости от его нагрузки $B_i = b_i N_i$, где b_i – удельный расход топлива на электроэнергию при нагрузке энергоблока равной N_i .

Продифференцировав данное выражение по мощности N_i , получим выражение для расчета относительных приростов расхода топлива на электроэнергию:

$$\frac{\partial B_i}{\partial N_i} = b_i + N_i \cdot \frac{\partial b_i}{\partial N_i}.$$

Регулирование электрической мощности энергосистем осуществляется изменением нагрузки или остановом оборудования электростанций. Базовые энергоблоки тепловых электростанций обладают определенными маневренными свойствами [2, 3]. Конденсационные агрегаты ТЭС на угле можно разгружать на 20÷30 % их номинальной мощности, разгрузка КЭС на газе возможна на 40÷60 %, технический минимум нагрузки ПГУ на газе для схемы «две ГТУ + одна ПГУ» составляет 25 % [4].

Наряду с этим рассматривалась разгрузка и энергоблока АЭС с ВВЭР-1000. Паровые турбины АЭС практически не имеют ограничений по диапазону регулирования нагрузки. Надежность и безопасность регулирования нагрузки водо-водяного реактора зависит от ряда факторов, таких как: способ компенсации запаса реактивности топливной загрузки, изменение концентрации ксенона, длительности топливной кампании и др. В зависимости от этих факторов допустимые пределы снижения мощности энергоблока с ВВЭР-1000 могут составить от 20 до 80 % номинальной мощности [5].

Для конденсационных энергоблоков ТЭС и АЭС оценку зависимости относительных приростов расхода топлива на электроэнергию от величины разгрузки агрегата удобно проводить на основе использования характеристик изменения удельного расхода топлива от нагрузки энергоблока.

В качестве примера рассмотрена сравнительная эффективность разгрузки в часы ночного провала конденсационных энергоблоков: К-500-240 на угле, К-800-240 на газе, ПГУ-480 на газе, АЭС с ВВЭР-1000 по критерию относительного прироста расхода топлива на электроэнергию.

В структурах генерирующих мощностей большинства энергосистем находится в эксплуатации значительное количество теплофикационных агрегатов с промышленными и отопительными отборами пара. Возможности ежесуточной разгрузки по электрической нагрузке ТЭЦ ограничены величиной загрузки регулируемых отборов. Для отопительной ТЭЦ в зимний период при низких температурах наружного воздуха обычно регулируемые отборы полностью загружены и регулировочные возможности ТЭЦ практически отсутствуют. В то же время наиболее остро вопросы обеспечения регулировочных возможностей энергосистем в разрезе суточного графика нагрузок стоят именно в эти периоды. В практике эксплуатации ТЭЦ применяется принудительное снижение электрической мощности путем передачи нагрузки регулируемых отборов редуционно-охладительной установке (РОУ) и дросселированием свежего пара котлов.

На ТЭЦ при передаче нагрузки регулируемых отборов на энергетические котлы относительный прирост расхода топлива в дифференциальной форме, учитывающей функционально взаимосвязанные процессы, приводящие к изменению нагрузки, можно представить в виде произведения составляющих:

$$\frac{\partial B}{\partial N} = \frac{\partial B}{\partial D} \cdot \frac{\partial D}{\partial Q_{\text{пер}}} \cdot \frac{\partial Q_{\text{пер}}}{\partial N}, \quad (1)$$

где $\partial B/\partial D$ – производная расхода топлива котлом по расходу свежего пара, определяемая в соответствии с общими принципами; $Q_{\text{пер}}$ – тепловая нагрузка, передаваемая из отбора турбины котлу.

После соответствующих преобразований формулы (1), пренебрегая величинами второго порядка малости, получаем:

$$\frac{\partial B}{\partial N} = \frac{1}{h_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{ка}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{н}}} \cdot (q_1 - q_{\text{от}}).$$

Здесь $q_{\text{от}}$ – количество теплоты, отдаваемой 1 кг пара регулируемого отбора, q_1 – количество теплоты, подводимой к 1 кг свежего пара, $h_{\text{пр}}$ – действительный теплоперепад, срабатываемый турбиной до производственного отбора, $\eta_{\text{ка}}$ – к.п.д. котельного агрегата, $Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ – низшая рабочая теплота сгорания топлива.

Результаты расчета относительных приростов расхода топлива на электроэнергию при разгрузке агрегатов КЭС, ТЭЦ, ПГУ и АЭС приведены на рис. 1.

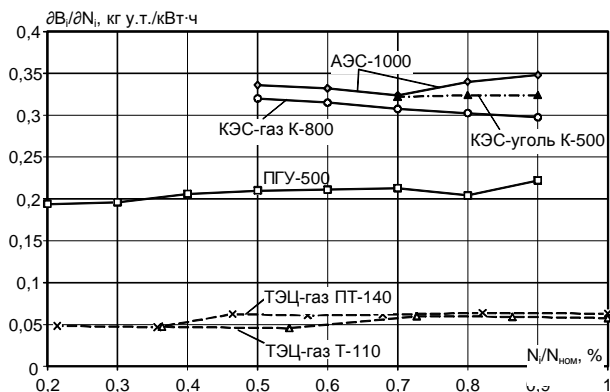


Рис. 1. Относительный прирост удельного расхода топлива на электроэнергию при разгрузке энергоблоков КЭС, ТЭЦ, ПГУ и АЭС

Максимальный относительный прирост расхода топлива на электроэнергию имеет место при разгрузке АЭС с водо-водяным реактором ВВЭР-1000 и турбиной К-1000-60, он составляет в среднем 0,346 кг/(кВт·ч). Затем по мере снижения величины относительных приростов следуют энергоблоки К-500-240 на угле ($\partial B/\partial N = 0,326$ кг/(кВт·ч)), К-800-240 на газе ($\partial B/\partial N = 0,312$ кг/(кВт·ч)) и ПГУ-480 ($\partial B/\partial N = 0,219$ кг/(кВт·ч)).

Минимальные значения относительных приростов расхода топлива на

электроэнергию при разгрузке имеют теплофикационные агрегаты ТЭЦ. В частности, при разгрузке турбин ПТ-140-130 и Т-110-130 до 30÷40 % номинальной мощности величина $\partial B/\partial N$ колеблется в пределах соответственно 0,063ч0,048 и 0,058ч0,047 кг/(кВт·ч).

При условии равной стоимости топлива на всех вышперечисленных энергоблоках в первую очередь необходимо было бы разгружать энергоблок с наибольшим приростом топлива – АЭС, затем энергоблоки К-500-240, К-800-240, ПГУ-480 и в последнюю очередь теплофикационные блоки ТЭЦ – ПТ-140-130 и Т-110-130 (рис. 1).

Однако, учитывая что стоимости природного газа, угля и ядерного топлива существенно различаются, очередность разгрузки энергоблоков необходимо проводить по относительным приростам топливных затрат на электроэнергию. Принимая средние значения удельных дисконтированных затрат на перспективный период 25 лет на природный газ – 148 дол./т у.т., уголь – 64 дол./т у.т. и ядерное топливо – 20 дол./т у.т., получаем относительные приросты топливных затрат на 1 кВт·ч для рассматриваемых энергоблоков. Результаты расчетов приведены на рис. 2.

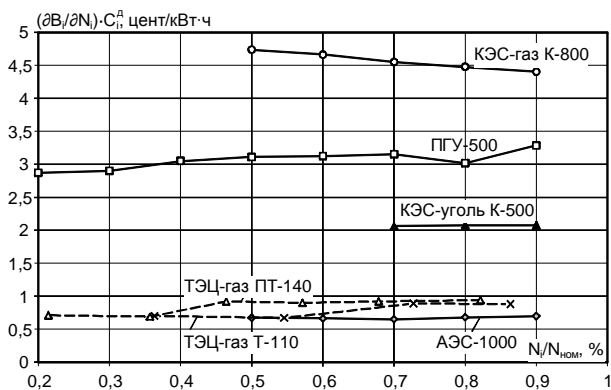


Рис. 2. Относительные приросты удельных топливных затрат на электроэнергию при разгрузке АЭС с ВВЭР-1000, КЭС на угле с агрегатами К-500-240, КЭС на газе с К-800-240, ПГУ на газе, ТЭЦ на газе с агрегатами Т-110-130 и ПТ-140-130

В этом случае картина сравнительной эффективности очередности разгрузки рассматриваемых энергоблоков существенно меняется. Наибольший относительный прирост удельных топливных затрат на электроэнергию имеет энергоблок – К-800-240 на газе (4,4ч4,8 цент/(кВт·ч)), затем, по мере снижения прироста, следуют ПГУ на газе (3,17ч3,42 цент/(кВт·ч)), К-500-240 на угле (2,08ч2,09 цент/(кВт·ч)), теплофикационные агрегаты на газе ПТ-140-130 и Т-100-130

(0,06940,094 цент/(кВт·ч)) и замыкает список энергоблок АЭС, имеющий наименьший прирост топливных затрат (0,6740,7 цент/(кВт·ч)).

Следовательно, исходя из прироста удельных топливных затрат на электроэнергию из рассматриваемых энергоблоков в первую очередь в часы ночного провала целесообразно проводить разгрузку КЭС на газе с агрегатами К-800-240, затем ПГУ-480, КЭС на угле с турбоагрегатами К-500-240, теплофикационных турбин ТЭЦ на газе и в последнюю очередь энергоблоков АЭС с ВВЭР-1000.

Учитывая, что топливная составляющая на АЭС значительно ниже, чем на тепловых электростанциях, разгружать их целесообразно только после полной разгрузки и исчерпания всех регулировочных возможностей электростанций на органическом топливе.

Библиографический список

1. **Аминов Р.З.** Векторная оптимизация режимов работы электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1994. 304 с.
2. **Нормы** минимальных допустимых нагрузок энергоблоков 150-1200 МВт. СО 34.25.503-2003 (РД 34.25.503). Дата введения 2003-11-01.
3. **Прокопенко А.Г. Мысак И.С.** Стационарные переменные и пусковые режимы энергоблоков ТЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1990. 317 с.
4. **Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н.** Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. М.: МЭИ, 2002, 584 с.
5. **АЭС с ВВЭР: Режимы, характеристики, эффективность** / Р.З. Аминов, В.А. Хрусталева, А.С. Духовенский, А.И. Осадчий. – М.: Энергоатомиздат, 1990. 264 с.

Г.Г. Орлов, к.т.н., проф., А.Г. Орлов, к.т.н., доц. (ИГЭУ)

ИЗМЕНЕНИЕ ТОЧКИ ВКЛЮЧЕНИЯ ПРИВОДНОЙ ТУРБИНЫ ВОЗДУХОДУВКИ ПРИ ПЕРЕВОДЕ КОТЛА НА УРАВНОВЕШЕННУЮ ТЯГУ

С целью уменьшить расход энергии на собственные нужды и повысить экономичность ТЭС с блоками большой единичной мощности (800÷1200 МВт), сжигающих газообразное топливо, в тепловых схемах этих блоков устанавливают воздуходувку с приводом от вспомогательной турбины (ТВД), что позволяет отказаться от вентилятора и дымососа. Котлоагрегат при этом работает под наддувом и должен быть газоплотным.

Мощность вспомогательной турбины, приводящей в движение воздуходувку, должна быть больше мощности воздуходувки, определяемой

расходом воздуха Q , напором H и КПД воздухоудвки $\eta_{\text{возд}}$, на величину механических потерь $\eta_{\text{мех}}$ и КПД редуктора $\eta_{\text{ред}}$:

$$N_{\text{тп}} = \frac{N_{\text{возд}}}{\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{ред}}} = \frac{QH}{\eta_{\text{возд}} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{ред}}} = \frac{\alpha V_p V^{\circ} (1 + X_{\text{рец}}) (t_{\text{хв}} + 273)}{\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{ред}} \eta_{\text{возд}} 273} H, \quad (1)$$

где V_p – расчетный расход топлива, определяемый по расчету котла, V° – теоретически необходимое количество воздуха, подаваемого на сгорание топлива; α – коэффициент избытка воздуха для гарантированного выгорания топлива в топке котла; $X_{\text{рец}}$ – доля рециркуляции воздуха, необходимое для поддержания температуры воздуха ($t_{\text{хв}}$) на входе в воздухоудвку.

В свою очередь эта мощность $N_{\text{тп}}$ определяется тепловым перепадом H_a – приходящимся на вспомогательную турбину и расходом пара на нее:

$$N_{\text{тп}} = D_{\text{тп}} H_a \eta_{oi} = D_{\text{тп}} (h_o^{\text{твд}} - h_{\text{ка}}^{\text{твд}}) \eta_{oi} = D_{\text{тп}} (h_o^{\text{твд}} - h_k^{\text{твд}}), \quad (2)$$

где $D_{\text{тп}}$ – расход пара на вспомогательную турбину; H_a – адиабатический теплоперепад вспомогательной турбины; η_{oi} – внутренний относительный КПД вспомогательной турбины; $h_o^{\text{твд}}$, $h_{\text{ка}}^{\text{твд}}$ – энтальпия пара на входе и выходе для турбины воздухоудвки соответственно; $h_k^{\text{твд}}$ – энтальпия пара на выходе из вспомогательной турбины для действительного процесса расширения пара.

В процессе эксплуатации блока может возникнуть необходимость в переводе работы котла на уравновешенную тягу, в этом случае устанавливают дымососы либо в существующем газоходе после котла, либо на байпасе основного газохода (рис. 1).

Перевод котла на уравновешенную тягу, естественно требует меньшего расхода мощности на привод воздухоудвки и соответственно меньшего расхода пара на вспомогательную турбину. Из-за снижения мощности воздухоудвки а, следовательно, и приводной турбины, относительная величина дросселирования пара на входе в приводную турбину может достигать значительных величин:

$$\delta = \frac{p_{o,\text{тп}} - p_{o,\text{тп}}^{\text{уп}}}{p_{o,\text{тп}}} 100 = (55 - 60) \% , \quad (3)$$

где $p_{o,\text{тп}}$ – давление пара на входе в приводную турбину воздухоудвки при работе котла под наддувом, $p_{o,\text{тп}}^{\text{уп}}$ – давление пара на входе в приводную турбину воздухоудвки при работе котла с уравновешенной тягой.

Чтобы избежать такого значительного дросселирования пара на входе во вспомогательную приводную турбину, очевидно, целесообразно пере-

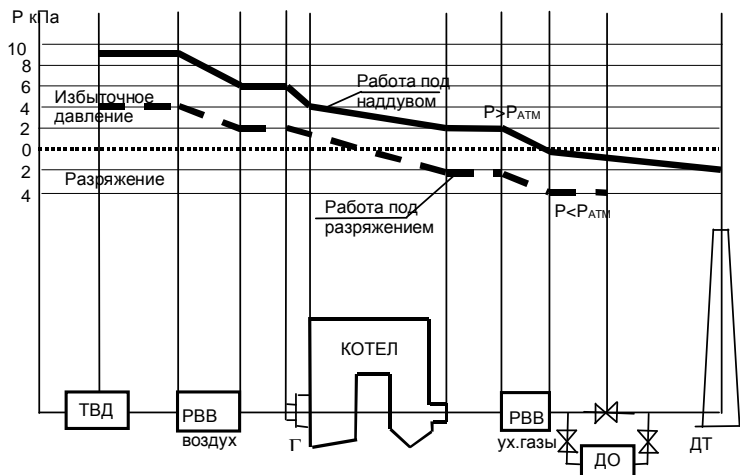


Рис. 1. Схема газовоздушного тракта и распределение давлений в газавоздушном тракте ТЭС при работе котла под наддувом и с уравновешенной тягой:

ТВД – турбовоздуходувка; РВВ (воздух) – регенеративный вращающийся воздухоподогреватель с воздушной стороны; РВВ (ух. газы) – тоже с газовой стороны; Г – горелки котла; ДО – дымосос; ДТ – дымовая труба

ключить ее на нижестоящий отбор пара из главной турбины. При этом характеристики проточной части турбин могут быть определены по [1]. Для блока с турбиной К-1200-240 при переводе котла на уравновешенную тягу целесообразно переключить вспомогательную турбину воздухоудвки с IV отбора на V отбор.

Изменение мощности главной турбины при работе котла с уравновешенной тягой и переключении вспомогательной приводной турбины воздухоудвки на нижележащий отбор составит:

$$\Delta N = D_{\text{тп}}^{\text{уп}} \Delta l = D_{\text{тп}}^{\text{уп}} (\Delta l_1 + \Delta l_2 + \delta N_{\text{в}}), \quad (4)$$

где $D_{\text{тп}}^{\text{уп}}$ – расход пара на вспомогательную приводную турбину воздухоудвки при работе котла с уравновешенной тягой; Δl – общее изменение работы 1 кг пара в главной турбине; Δl_1 – изменение работы 1 кг пара в главной турбине, связанное с изменением расхода пара на вспомогательную турбину; Δl_2 – изменение работы 1 кг пара в главной турбине, связанное с изменением расхода пара на ПНД-1; $\delta N_{\text{в}}$ – изменение потери энергии с выходной скоростью пара в главной турбине [2].

В качестве примера был рассмотрен блок 1200 МВт, в технологической схеме которого установлены три воздухоподогреватели ВДН-36×2, мощностью 6,4 МВт каждая, с номинальным расходом воздуха через одну воздухоподогреватель 1,45·10⁶ м³/ч и напором 14,3 кПа. Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t_{\text{хв}} = 30$ °С, а КПД $\eta_{\text{возд}} = 0,885$. Привод воздухоподогревателя осуществляется через редуктор от вала вспомогательной турбины типа ОК-18-ПВ-1200 номинальной мощностью 6,3 МВт, рассчитанной на работу с параметрами пара на входе $p_0^{\text{III}} = 0,7649$ МПа, температурой $t_0^{\text{III}} = 355$ °С и давлением в конденсаторе $p_{\text{к}}^{\text{III}} = 4,413$ кПа.

Как показали проведенные расчёты, суммарное изменение мощности блока 1200 МВт при работе котельного агрегата с уравновешенной тягой и переключении вспомогательной приводной турбины воздухоподогревателя с IV на V отбор пара из главной турбины равно $\Delta N = 521,5$ кВт.

При числе часов использования установленной мощности блока $\tau = 6000$ час/год и удельном расходе условного топлива $b_3 = 305$ г у.т./кВт·ч, годовая экономия топлива на блок 1200 МВт составит порядка 954,4 т у.т. Срок окупаемости модернизации тепловой схемы, при переключении воздухоподогревателя на V отбор составит не более 2 месяцев.

Библиографический список

1. Барглет Р.Л. Тепловая экономичность и экономика паровых турбин. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1963.
2. Понятов В.А. Аналитические зависимости изменения мощности конденсационной турбины от конечного давления пара / Вопросы оптимизации и расчета паротурбинного блока большой мощности: Сб. Вып 39/ Саратов. политех. ин-т. – Саратов, 1969.

*А.А. Поспелов, к.т.н., доц., Г.В. Ледуховский, к.т.н., доц. (ИГЭУ),
В.А. Карпов, инж., А.В. Ротин, инж. (Петрозаводская ТЭЦ)*

РЕКОНСТРУКЦИЯ СХЕМЫ ПОДОГРЕВА ГРЕЮЩЕЙ ВОДЫ КАЛОРИФЕРОВ КОТЛОВ ПЕТРОЗАВОДСКОЙ ТЭЦ

На Петрозаводской ТЭЦ установлены три энергетических котла БКЗ-420-140 НГМ ст. № 1, 2, 3. В качестве основного топлива используется природный газ, резервным топливом является топочный мазут. Калориферная установка предназначена для подогрева воздуха перед реге-

неративными воздухоподогревателями энергетических котлов с целью исключения низкотемпературной сернокислотной коррозии «холодных» пакетов воздухоподогревателя при сжигании сернистого мазута. Непосредственно калориферы котлов скомпонованы из 24 однотипных оребрѐнных змеевиковых секций типа СО-110-01. В качестве греющей среды в калориферах используется вода, нагреваемая в специально установленном пароводяном подогревателе типа ПСВК-315-14-23.

Существующая схема (рис. 1) подогрева греющей воды калориферов энергетических котлов включает следующее оборудование:

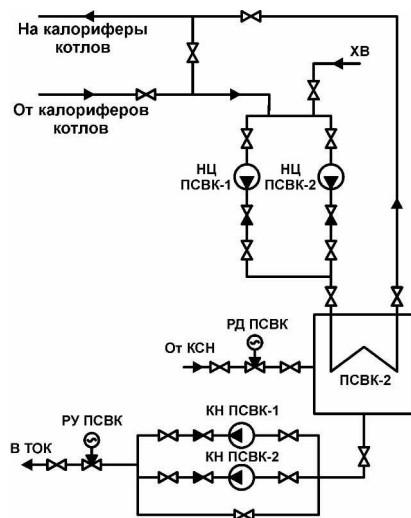


Рис. 1. Существующая схема подогрева греющей воды калориферов энергетических котлов Петрозаводской ТЭЦ

- пароводяной подогреватель (ПСВК-2) типа ПСВ-315-14-23, включѐнный по воде по четырёхходовой схеме;
- два циркуляционных насоса (НЦ ПСВК-1, 2) типа 10НД-6х1 (подача $400 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор 60 м вод.ст.) и КРНА-300/660 (подача $1250 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор 140 м вод.ст.);
- два конденсатных насоса (КН ПСВК-1, 2) типа Кс-50-110 (подача $50 \text{ м}^3/\text{ч}$; напор 110 м вод.ст.), откачивающие конденсат греющего пара в трубопровод основного конденсата (ТОК) турбоагрегата ст. № 1 через регулятор уровня в ПСВК-2 (РУ ПСВК);

– паропровод от коллектора собственных нужд (КСН) с давлением 13 ата с соответствующей запорной арматурой и регулятором давления (РД ПСВК);

– трубопроводы прямой и обратной циркуляционной воды калориферов котлов;

– трубопровод ввода подпиточной химобессоленной воды (ХВ) с соответствующей запорной арматурой.

В соответствие с разработанной на электростанции «Концепцией реконструкции оборудования Петрозаводской ТЭЦ», рассмотрена экономическая целесообразность реконструкции системы подогрева греющей воды калориферов энергетических котлов. Суть проблемы состоит в следующем. Для предотвращения замерзания коллекторов подачи воды к калориферам при работе энергетических котлов на природном газе в зимний период времени необходимо поддерживать систему в работе. Однако при этом из-за низкой тепловой нагрузки ПСВК-2 использовать конденсатные насосы не представляется возможным по причине слишком малого расхода конденсата греющего пара. Образующийся в этом случае конденсат сливается в бак чистых вод и далее выводится из цикла паротурбинной установки. При этом теряется, по данным персонала ТЭЦ, примерно 40 тонн конденсата в сутки с температурой 50÷70 °С.

Рассматривалось два варианта решения указанной проблемы. По первому варианту предлагалось разделить схему подогрева воды калориферов котлов на две ступени (рис. 2, слева). В первой ступени должен быть установлен водо-водяной теплообменник (ВВТО), использующий в качестве греющей среды обратную сетевую воду (ОС) перед её подачей в сетевые подогреватели (ПСГ) турбоагрегатов, и подкачивающий насос (ПН ВВТО). Первая ступень в этом случае должна обеспечивать работу котлов на мазуте при низких тепловых нагрузках и исключать размораживание коллекторов подачи воды на калориферы при работе котлов на природном газе в зимний период. Во второй ступени должен быть установлен пароводяной теплообменник типа ПСВ-200, использующий в качестве греющего пар коллектора собственных нужд с давлением 13 ата. Эта схема должна обеспечивать работу котлов на мазуте с увеличенными тепловыми нагрузками.

По второму варианту предлагалось сохранить существующую схему при условии обеспечения утилизации конденсата и теплоты конденсата греющего пара ПСВК-2 на всех режимах работы энергетических котлов. Данный вариант мог бы быть реализован за счёт установки дополнительного конденсатного насоса меньшей, чем установленные, производительности (рис. 2, справа).

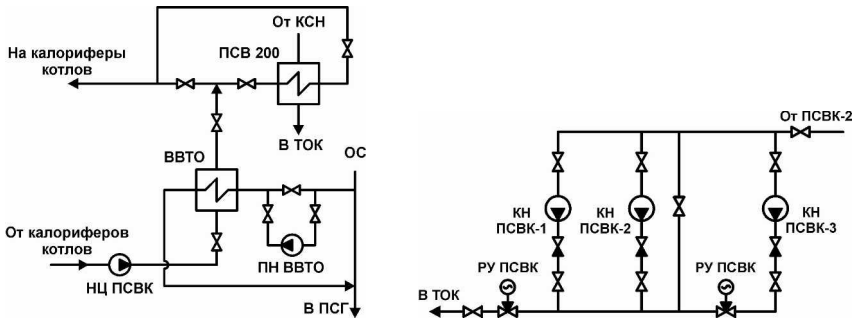


Рис. 2. Фрагменты схем подогрева воды calorиферов котлов с разделением на две ступени (слева) и с установкой дополнительного конденсатного насоса малой производительности (справа)

По данным учёта показателей работы оборудования ТЭЦ выполнен анализ работы установки в зимний период с целью определения фактической минимальной тепловой нагрузки подогревателя греющей воды calorиферов котлов и минимального расхода образующего в этом режиме конденсата. Анализ данных показал следующее:

- суммарное время работы котлов на смеси газа и мазута за четыре зимних месяца составило 408 часов;
- основной нагрев «холодного» воздуха до calorиферов котлов осуществлялся за счёт изменения соотношения расхода воздуха, подаваемого с улицы и из цеха. Дополнительный нагрев воздуха до номинальной температуры, которая согласно нормативно-технической документации по топливоиспользованию ТЭЦ при работе на газе должна составлять 33 °С, осуществлялся в calorиферах котлов;
- минимальный нагрев воздуха в calorиферах котлов составил в декабре 15 °С, январе 18 °С, феврале 22 °С и в марте 10 °С.

На следующем этапе выполнен расчёт минимального количества теплоты, необходимого для нагрева воздуха в calorиферах котлов и исключаяющего размораживание подводящих трубопроводов системы при работе котлов в зимний период на природном газе. Выявлено, что при нагреве воздуха в calorиферах котлов на 10, 12 и 15 °С минимальная подведённая к calorиферам тепловая мощность составляет соответственно 3,2; 3,8 и 4,7 Гкал/ч. При этом расход конденсата греющего пара подогревателя греющей воды calorиферов котлов составляет соответственно 5,9; 7,0 и 8,7 т/ч.

Далее выполнен сравнительный анализ эффективности вариантов реконструкции. При этом использованы фактические данные о работе основного оборудования ТЭЦ в марте 2010 года, так как в этот период наблюдался минимальный нагрев воздуха в калориферах котлов, что соответствует минимальным потерям конденсата греющего пара (5,9 т/ч) подогревателя ПСВК-2. Типоразмер дополнительно устанавливаемого по второму варианту реконструкции схемы конденсатного насоса – 1Кс-20-110, – выбран исходя из минимального расхода конденсата (5,9 т/ч) при минимальной тепловой нагрузке ПСВК-2 и с учётом допустимой минимальной производительности (20 м³/ч) уже имеющихся конденсатных насосов типа Кс-50-110.

При сравнительном расчёте эффективности использования установки для различных вариантов реконструкции не учитывалось изменение эффективности работы энергетических котлов ввиду малого изменения тепловых нагрузок регулируемых отборов турбоагрегатов (3,2 Гкал/ч) и влияние поправок к удельному расходу тепла брутто на выработку электроэнергии турбоагрегатами на отклонение режимных параметров от номинальных значений.

В результате анализа эффективности реконструкции схемы подогрева греющей воды калориферов котлов выявлено, что по первому варианту реконструкции (установка дополнительного водо-водяного подогревателя и подкачивающего насоса) уменьшение эксплуатационных издержек составило бы 552 715 руб в месяц (за март 2010 года), а при осуществлении второго варианта реконструкции (установка конденсатного насоса меньшей производительности) – 188 660 руб в месяц. Таким образом, с точки зрения минимизации эксплуатационных издержек, наиболее предпочтительным является первый вариант реконструкции.

В то же время, по предварительным подсчетам, капитальные затраты на реализацию первого варианта реконструкции значительно (в 15–20 раз) превысят капитальные затраты по второму варианту реконструкции. То есть срок окупаемости инвестиций по первому варианту реконструкции в 5–7 раз превысит срок окупаемости инвестиций по второму варианту. Кроме того, увеличиваются затраты на содержание установки, усложняется компоновка оборудования и эксплуатация схемы.

Таким образом, целесообразной представляется реконструкция схемы подогрева греющей воды калориферов котлов с установкой дополнительного конденсатного насоса типа 1Кс-20-110 и соответствующего регулятора уровня в существующей схеме обвязки подогревателя.

*Е.В. Барочкин, д.т.н., проф., В.Н. Виноградов к.т.н., доц.,
Г.В. Ледуховский, к.т.н., доц., А.А. Коротков, ст. преп. (ИГЭУ)*

СТАТИКА И КИНЕТИКА ДЕКАРБОНИЗАЦИИ ВОДЫ ДЕАЭРАТОРАМИ АТМОСФЕРНОГО ДАВЛЕНИЯ

Опубликованные работы по термической деаэрации [1, 2] содержат математические модели, обеспечивающие расчет процессов теплообмена и десорбции растворенного кислорода в элементах деаэраторов. Систематизированные данные, позволяющие прогнозировать работу деаэратора по удалению из воды диоксида углерода, отсутствуют. Между тем, эффективность декарбонизации воды оказывает существенное влияние на скорость процессов коррозии металла и интенсивность накипеобразования в трубопроводах и оборудовании (при деаэрации плохо умягченной или неумягченной воды).

Задача работы состоит в выявлении качественного и количественного влияния конструктивных и режимных параметров деаэратора на эффективность удаления из воды диоксида углерода. С этой целью проведены экспериментальные исследования, объектами которых являлись деаэраторы ДА-300м и ДСА-300, работающие на Na-катионированной воде. Разработанная система теплотехнического и химического контроля предусматривала отбор проб воды из внутренних струйных и барботажных элементов деаэраторов. Полученные в 69 опытах экспериментальные данные позволили характеризовать процессы массообмена по диоксиду углерода в отдельных элементах деаэраторов.

На рис. 1 представлено изменение массовой концентрации свободного диоксида углерода в воде по элементам деаэрационных колонок в условиях опытов. Видно, что верхние струйные отсеки преимущественно работают как абсорберы, а содержание свободного диоксида углерода в воде за деаэрационной колонкой мало отличается от его содержания в исходной воде. Имеются опубликованные данные по испытаниям атмосферных деаэрационных колонок [1, 2], содержащие аналогичные результаты. При этом в качестве объяснения подобной картины выдвинута гипотеза о наличии механического захвата диоксида углерода из паровой фазы сильно турбулизированным потоком воды, поскольку, по мнению авторов, равновесная массовая концентрация растворенного диоксида углерода в воде, как и в случае кислорода, существенно меньше фактической массовой концентрации в любой части колонки. Однако если причина состоит только в наличии дисперсного поглощения диоксида углерода водой в струйных отсеках, то аналогичный эффект должен наблюдаться и

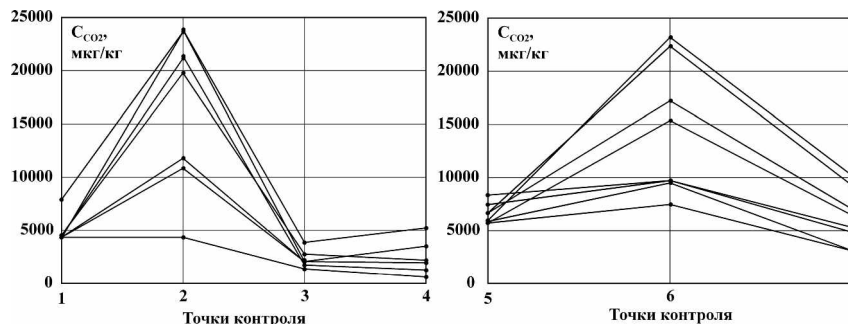


Рис. 1. Изменение массовой концентрации свободного диоксида углерода в воде по элементам деаэрационных колонок деаэраторов ДА-300м (вверху) и ДСА-300 (внизу) в условиях опытов:

1 и 5 – вода перед деаэратором; 2 и 6 – вода за верхним струйным отсеком; 3 и 7 – вода за нижним струйным отсеком; 4 – воды из опускных труб деаэрационной колонки; C_{CO_2} – массовая концентрация свободного диоксида углерода в воде, мг/кг

по кислороду, чего не отмечается. Это может быть обусловлено лишь отличием статических условий процессов абсорбции и десорбции газов.

Статические условия характеризуются соотношением равновесного и фактического содержания газа в воде. Проведенные экспериментальные исследования деаэраторов ДСА-300 и ДА-300м позволили рассчитать равновесные массовые концентрации кислорода и диоксида углерода в воде в различных точках деаэраторов. При этом фактические массовые концентрации газов в паровой фазе по деаэрационным элементам определены по уравнениям материальных балансов воды, пара и газов, а в качестве закона фазового равновесия использован закон Генри. Результаты анализа в отношении диоксида углерода приведены на рис. 2.

Полученные данные позволяют заключить, что равновесная массовая концентрация свободного диоксида углерода в воде относительно мало отличается от его фактической массовой концентрации. Для сравнения, аналогичные концентрации растворенного кислорода отличаются друг от друга в сто и более раз. Можно ожидать также, что содержащийся в паре диоксид углерода, будучи в сравнении с кислородом менее растворимым в воде газом, должен концентрироваться вблизи границы раздела фаз, что еще больше отклоняет систему от равновесия в зону абсорбции. Таким образом, следует заключить, что система «кислород – вода» в условиях работы верхних струйных отсеков деаэраторов всегда далека от равновесия и находится в зоне десорбции. Статические условия для системы «диоксид углерода – вода», напротив, близки к равновесным с возможностью перехода из зоны десорбции в зону абсорбции. При наличии отно-

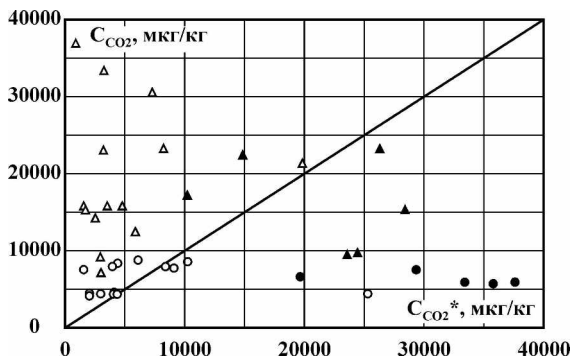


Рис. 2. Результаты анализа статических условий абсорбции-десорбции свободного диоксида углерода в верхних струйных отсеках деаэраторов ДСА-300 и ДА-300М:
 $C_{CO_2}^*$ – равновесная массовая концентрация свободного диоксида углерода в воде, мг/кг; сплошная линия – равновесные условия; точки – результаты расчета при условиях опытов; ● – ДСА-300, верхняя часть отсека; ▲ – ДСА-300, нижняя часть отсека; ○ – ДА-300М, верхняя часть отсека; △ – ДА-300М, нижняя часть отсека; прочие обозначения те же, что на рис. 1

сительно малой по величине разности равновесной и фактической концентраций (движущей силы процесса деаэрации) не следует ожидать интенсивного газообмена по растворенному свободному диоксиду углерода, не говоря уже о его химических связанных формах. Таким образом, при работе атмосферного деаэратора практически вся нагрузка по удалению свободного и, особенно, химически связанного диоксида углерода приходится на деаэрационный бак.

При деаэрации Na-катионированной воды можно предполагать следующий бимолекулярный механизм необратимого процесса термического разложения гидрокарбонатов [2]. Свободный диоксид углерода образуется в результате процессов термического разложения гидрокарбонатов и первое время присутствует в воде в растворенной форме, после пересыщения раствора начинается его дисперсное выделение в виде газовых пузырей. Кинетическое уравнение необратимого химического процесса термического разложения гидрокарбонатов можно записать в виде

$$\frac{dC}{d\tau} = -KC^2, \quad (1)$$

где C – массовая концентрация гидрокарбонатов в воде, K – константа скорости реакции.

Эффективность удаления из воды химически связанных форм диоксида углерода принято оценивать по значению степени разложения гид-

рокарбонатов u , которая может быть подсчитана по значениям щелочности общей $\text{Щ}_{\text{общ}}^{\text{ДВ}}$ и по фенолфталеину $\text{Щ}_{\text{фф}}^{\text{ДВ}}$ деаэрированной воды

$$\sigma = \frac{2\text{Щ}_{\text{фф}}^{\text{ДВ}}}{\text{Щ}_{\text{общ}}^{\text{ДВ}}} \quad (2)$$

Значение u для рассматриваемых деаэраторов зависит от времени пребывания воды в деаэраторном баке T , наличия в этом баке затопленного барботажного устройства и его типа. При $T = 1$ ч можно ожидать $u = 0,6$ для деаэраторов с затопленным барботажным устройством в водяном объеме деаэраторного бака и $u = 0,4$ для деаэраторов без барботажа в деаэраторном баке [3].

На рис. 3 представлены экспериментальные значения степени разложения гидрокарбонатов u в деаэраторах различных конструкций при наличии и отсутствии в водяном объеме деаэраторного бака затопленного барботажного устройства. Опубликованные данные [3] для деаэраторов с барботажем в деаэраторном баке подтверждаются. Данные по деаэраторам без барботажа отличаются от ранее опубликованных, причем наблюдается существенный разброс экспериментальных значений u .

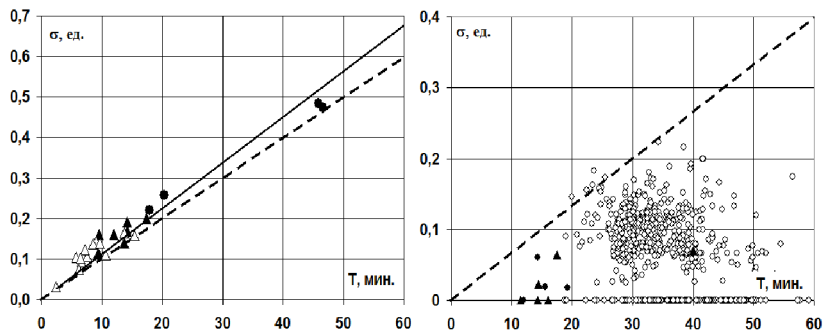


Рис. 3. Экспериментальные значения степени разложения гидрокарбонатов в атмосферных деаэраторах различных конструкций в зависимости от времени пребывания воды в деаэраторе при наличии (слева) и отсутствии (справа) парового барботажа в водяном объеме деаэраторного бака:

u – степень разложения гидрокарбонатов, ед.; T – время пребывания воды в деаэраторе, мин; точки – экспериментальные данные; сплошная линия – аппроксимация опытных данных (метод наименьших квадратов); пунктирные линии – опубликованные данные [3]; Δ – ДА-300м; \blacktriangle – ДСА-300 (два струйных отсека в деаэрационной колонке); \bullet – ДСА-300 (один струйный отсек в деаэрационной колонке); \circ – ДА-50

Представленные на рис. 1, 2 и 3 экспериментальные и расчетные данные доказывают, что выходные по пару струйные отсеки атмосферных

деаэраторов могут работать в условиях физической абсорбции свободного диоксида углерода водой, что наряду с наличием дисперсного поглощения газов потоком воды обуславливает нестабильность содержания диоксида углерода в воде за струйными отсеками, а при отсутствии нижестоящей барботажной ступени с приемлемым располагаемым временем пребывания воды в ней – и за деаэратором. Таким образом, использование барьерного парового барботажа в водяном объеме деаэраторного бака позволяет существенно повысить эффективность удаления свободного и, особенно, химически связанного диоксида углерода.

По полученным экспериментальным данным рассчитаны значения константы K скорости процесса термического разложения гидрокарбонатов в уравнении (1). На рис. 4 приведены результаты расчета при условиях опытов.

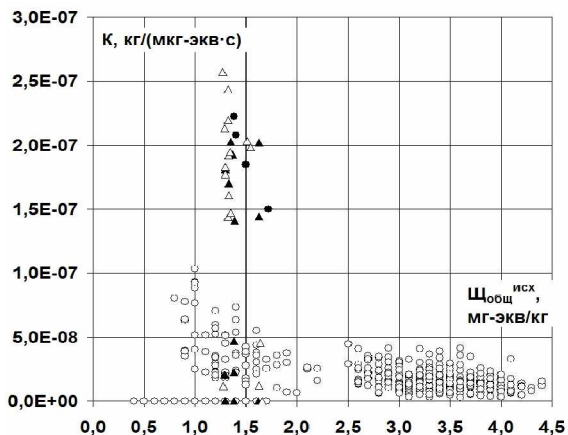


Рис. 4. Экспериментальные значения константы скорости результирующего химического процесса термического разложения гидрокарбонатов в атмосферных деаэраторах различных конструкций в зависимости от щелочности общей исходной воды при наличии (группа точек при $K > 1,25$ кг/(мкг-экв-с)) и отсутствии парового барботажа в водяном объеме деаэраторного бака:

K – константа скорости процесса термического разложения гидрокарбонатов, кг/(мкг-экв-с);
 $\text{Щ}_{\text{общ}}^{\text{исх}}$ – щелочность общей воды перед деаэратором, мг-экв/кг; прочие обозначения те же, что на рис. 3

Полученные кинетические характеристики процессов термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах при наличии и отсутствии парового барботажа в водяном объеме деаэраторного бака обеспечивают

возможность прогнозирования показателей эффективности удаления из воды свободного и химически связанного диоксида углерода.

Библиографический список

1. **Оликер, И.И.** Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях / И.И. Оликер, В.А. Пермяков. – Л.: Изд-во «Энергия», 1971. – 185 с.
2. **Шарапов, В.И.** Термические деаэратеры / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра. – Ульянов. гос. техн. ун-т., 2003. – 560 с.
3. **Кострикин, Ю.М.** Водоподготовка и водный режим энергообъектов низкого и среднего давления: Справочник / Ю.М. Кострикин, Н.А. Мещерский, О.В. Коровина. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 254 с.

А.Н. Долгов, асп., А.Г. Лантев, д.т.н., проф. (КГЭУ)

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ В НАСАДОЧНЫХ КОЛОННАХ

Термические деаэратеры и декарбонизаторы применяются в водоподготовке на тепловых электрических станциях для удаления из воды растворенных агрессивных газов (кислорода и диоксида углерода). По аппаратурному оформлению деаэратеры подразделяются на струйные, барботажные, пленочные, насадочные и комбинированные. Актуальной задачей в водоподготовке является модернизация деаэратеров с целью повышения эффективности процесса удаления растворенных газов. Деаэратеры должны обеспечивать удаление кислорода с остаточным содержанием в воде не более 30 мкг/дм^3 , что не всегда выполняется на практике. Модернизация деаэратеров с целью повышения эффективности процесса удаления растворенных газов является актуальной задачей в водоподготовке.

В последние годы в практике отечественных и зарубежных предприятий сложилась устойчивая тенденция к замене устаревших контактных элементов (барботажных тарелок, насадок и т.п.) преимущественно в вакуумных и атмосферных колоннах на модернизированные или вновь разработанные виды насадок, обладающих более широким интервалом устойчивой работы и большей эффективностью.

Для выбора вариантов модернизации деаэратеров рассмотрены различные типы отечественных и зарубежных насадок [1, 2]. В качестве примера был выполнен расчет насадочного аппарата, обеспечивающего

необходимое качество деаэрации воды при заданной производительности. Были взяты насадочные деаэраторы со стальными кольцами Рашига 50х50, стальными кольцами Палля 50х50, керамические седла Инталокс 50 мм и насадкой «Инжехим-2000», со степенью извлечения 0,99, заданными начальными концентрациями. Выполнен расчет деаэрации кислорода из воды, в результате получены деаэраторы следующих размеров (табл. 1).

Таблица 1. Конструктивные характеристики деаэраторов

№	Насадки	Диаметр колонны (м)	Высота насадки (м)
1	кольца Рашига 50х50	1,2	1,07
2	кольцами Палля 50х50	1,0	1,19
3	седла Инталокс 50мм	1,2	0,81
4	«Инжехим-2000»	1,0	0,74

Выполнен расчет насадочного деаэратора, не всегда обеспечивающего необходимое качество деаэрации воды при заданной производительности.

Для модернизации действующего деаэратора на ТЭС рассмотрены насадочные деаэраторы с насадкой «Инжехим-2000» (рис. 1) номинального размера 45 и 60 мм. В результате расчетов получены деаэраторы следующих размеров по высоте слоя насадки (табл. 2).



Рис. 1. Вид насадки «Инжехим-2000» [2]

Приведенные в табл. 2 результаты по высоте слоя насадки получены по модели идеального вытеснения (метод числа единиц переноса).

Для уточнения результатов с учетом реальной гидродинамики обстановки далее использована диффузионная модель.

Таблица 2. Конструктивные характеристики деаэраторов с насадками «Инжехим 2000»

№	Насадки	Высота насадки (м)		Диаметр колонны (м)	
		при минимальных расходах	при максимальных расходах	при минимальных расходах	при максимальных расходах
1	«Инжехим-2000» размером 45 мм	1,1	2,0	2,0	1,45
2	«Инжехим-2000» размером 60 мм	1,45	2,0	2,0	1,92

Система уравнений, удовлетворяющая известной диффузионной модели, имеет вид:

$$\begin{cases} \frac{1}{Pe_L} \frac{d^2 C_{ж}}{d\xi^2} - \frac{dC_{ж}}{d\xi} = n_{ор} (C_{ж} - C_{ж}^*), \\ \frac{1}{R \cdot Pe_G} \frac{d^2 C_{г}}{d\xi^2} + \frac{1}{R} \frac{dC_{г}}{d\xi} = n_{ор} (C_{ж}^* - C_{г}); \end{cases} \quad (1)$$

где $C_{г}$, $C_{ж}$ – концентрации компонента в газовой и жидкой фазах; Pe_L , Pe_G – числа Пекле для жидкой и газовой фаз; $C_{ж}^*$ – равновесные концентрации компонента в жидкой фазе; $n_{ор}$ – число единиц переноса, R – отношение расхода жидкости к расходу газа; ξ – продольная координата (по высоте слоя).

Система дифференциальных уравнений (1) записана в конечно-разностном виде и решена численными методами на ЭВМ. Решение системы дифференциальных уравнений с граничными условиями позволило получить поле концентраций в жидкой (рис. 2) и газовой фазах по высоте колонны и дало возможность оценить высоту слоя насадки в деаэраторе с учетом перемешивания потоков.

Модернизация тепло- и массообменных аппаратов с использованием высокоэффективных контактных устройств является все более актуальным направлением в различных отраслях промышленности и энергетике. Исследования показали, что нерегулярная насадка «Инжехим-2000» является современной альтернативой кольцам Рашига и другим аналогичным насадкам. При равной высоте слоя она обеспечивает большую производительность, меньшее гидравлическое сопротивление и более высокое качество разделения смесей. На основе моделирования и проведенных расчетов массообменных процессов, предложено провести модернизацию деаэратора на ТЭС.

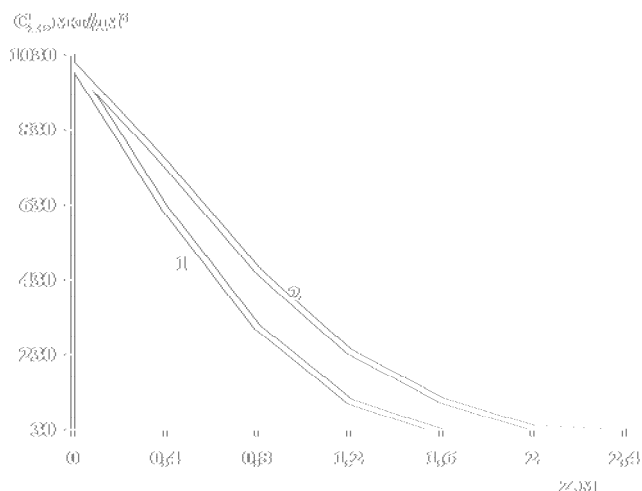


Рис. 2. Распределение поля концентраций кислорода в жидкой фазе по высоте колонны. Деаэрация воды: 1 - насадка «Инжехим-2000» размером 45 мм, 2 - насадка «Инжехим-2000» размером 60 мм

Библиографический список

1. Сокол Б.А. Насадки массообменных колонн / Б.А. Сокол, А.К. Чернышев, Д.А. Баранов. – М.: Галилея-принт, 2009. – 358 с.
2. Лаптев А.Г. Основы расчета и модернизация теплообменных установок в нефтехимии / А.Г. Лаптев, М.И. Фарахов, Н.Г. Минеев. – Казань: КГЭУ, 2010. – 720с.

А.А. Митюшов, ген. директор (ОГК-6), С.И. Шувалов, д.т.н., проф. (ИГЭУ)

ОЦЕНКА ПОВРЕЖДЕННОСТИ МИКРОСТРУКТУРЫ МЕТАЛЛА ПАРОВОДОВ ПО ОСТАТОЧНОЙ ДЕФОРМАЦИИ

Согласно [1], к эксплуатации свыше паркового ресурса допускаются гибы паропроводов, не имеющие микротрещин (состояние микроструктуры не выше 4-го балла по шкале микроповрежденности), с остаточной деформацией прямых участков гибов паропроводов блоков СКД из стали

марок 12Х1МФ и 15Х1М1Ф не выше 0,8 и 0,6 % соответственно и толщиной стенок, обеспечивающих нормативный запас прочности при действующих напряжениях. Дополнительно ограничиваются овальность гибов, изменение первоначальных прочностных характеристик и химического состава металла. При несоблюдении хотя бы одного требования элемент трубопровода должен быть заменен.

Разрушение гибов всегда происходит вследствие образования магистральных трещин, которые возникают при объединении и развитии пор и микротрещин. Анализ микроструктуры металла дает наиболее полную информацию о степени износа элементов, работающих в условиях ползучести [2]. Процесс накопления дефектов в условиях ползучести занимает продолжительное время, поэтому при систематическом контроле можно наблюдать изменение структуры металла и оценить степень опасности дальнейшей эксплуатации оборудования. Однако для получения достоверной оценки необходимо располагать соответствующей математической моделью и базой данных о предыдущем состоянии элементов, достаточной для оценки параметров идентификации модели с требуемой точностью.

Микроструктурный анализ является достаточно трудоемкой и дорогостоящей процедурой и обязателен только для элементов, выработавших парковый ресурс. Как правило, данные об изменении структуры металла в течение первых 15...20 лет эксплуатации отсутствуют или крайне ограничены. Кроме того, бальная оценка включает в один класс элементы с достаточно широким спектром повреждений микроструктуры. Возможная погрешность в определении микроповрежденности только за счет округления составляет 0,5 балла, а при незначительном нарушении технологии анализа эта погрешность может быть больше [3]. По этим причинам прогноз будущего состояния металла по результатам только лишь микроструктурного анализа недостаточно информативен.

В условиях ползучести пластическая деформация является основной причиной возникновения и развития микропор и микротрещин [4]. По мере увеличения наработки возрастает деформация элементов и увеличивается количество и размеры дефектов микроструктуры. Однако связь микроповрежденности с деформацией не является строго функциональной. При сохранении общей тенденции скорости роста деформации этих величин даже у конструктивно одинаковых элементов, работающих при одних и тех же температуре и давлении пара, в различные моменты времени могут отличаться на порядок. Основная причина этого явления заключается, вероятнее всего, в неравномерном перераспределении напряжений во время переходных процессов. Эти дополнительные напряжения не контролируются и внешне выглядят как случайные, поэтому и вклад

их в накопление деформации и развитие дефектов микроструктуры выглядит как случайный.

Согласно нормативным документам [1], обязательным является контроль за остаточной деформацией прямых участков гибов, который проводится с большей периодичностью, охватывает значительно большее количество элементов и результаты которого представляются в относительных величинах, рассчитываемых по непосредственным результатам измерений. Результаты измерения остаточной деформации обладают достаточно высокой точностью и, как правило, не содержат значительных отклонений от линии тренда. Прогнозирование накопления остаточной деформации существенно легче и более достоверно. При достаточно тесной связи между остаточной деформацией и поврежденностью микроструктуры более достоверной будет оценка поврежденности структуры металла после заданного периода будущей эксплуатации по величине ожидаемой деформации, нежели только по динамике изменения баллов микроповрежденности.

Количественная оценка связи между остаточной деформацией и поврежденностью микроструктуры металла (баллами микроповрежденности) паропроводов была выполнена по результатам обследования гибов паропроводов острого пара и горячего промперегрева блоков 300 МВт №1 и №2 Рязанской ГРЭС за период эксплуатации оборудования с 1974 г. по 2010 г.

Гибы трубопроводов выполнены из стали 15X1M1Ф, причем трубопроводы острого пара изготовлены из труб $\varnothing 245 \times 45$ мм, $\varnothing 325 \times 56$ мм, $\varnothing 159 \times 30$ мм, $\varnothing 1945 \times 36$ мм и работают под давлением 25,5 МПа при температуре 545 °С, а трубопроводы горячего промперегрева изготовлены из труб $\varnothing 426 \times 18$ мм, $\varnothing 630 \times 25$ мм, $\varnothing 273 \times 11$ мм и работают под давлением 3,99 МПа также при температуре 545 °С.

В зависимости от внутреннего давления и толщины стенки расчетное напряжение от внутреннего давления составляет 45,2...61,25 МПа. Несмотря на то, что напряжения на различных участках трубопроводов заметно отличаются, было принято, что при меньших напряжениях будут наблюдаться меньшая поврежденность микроструктуры и меньшая деформация. На этом основании данные по всем элементам были объединены в одну выборку. В выборке оказалось 110 пар значений деформации и классов микроструктуры.

Весь диапазон наблюдаемых значений остаточной деформации (0...0,75 %) был разделен на 14 равномерных интервалов с шагом 0,05 % и определены частоты попадания каждого из баллов микроповрежденности в каждый из интервалов деформации. Гистограмма распределения частот показана на рис. 1.

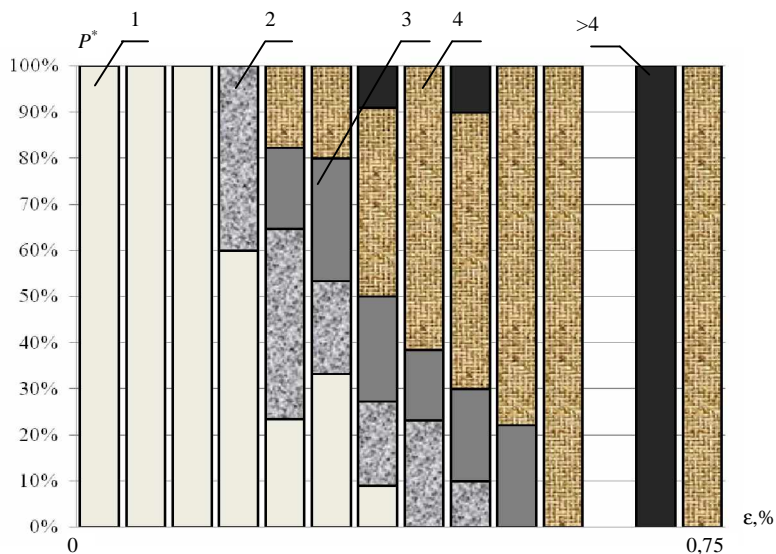


Рис. 1. Гистограмма распределения частот повреждения микроструктуры металла гибов паропроводов в зависимости от остаточной деформации. Цифры соответствуют баллам микроповрежденности

Для разделения областей вероятного повреждения микроструктуры металла были выбраны линейные зависимости, построенные по методу наименьших квадратов. Такой подход оставляет открытым вопрос об истинном виде связи.

После такой обработки частоту попадания баллов микроповрежденности в интервалы деформации можно рассматривать как зависимость вероятности микроповрежденности от накопленной деформации. Области вероятности поврежденности представлены на рис. 2.

Для проведения расчетов можно воспользоваться формулами, по которым построены границы областей на рис. 2:

$$p_1 = \begin{cases} 1 & \text{при } a \leq 0,06 \\ 1,172 - 2,858a & \text{при } 0,06 < a \leq 0,410, \\ 0 & \text{при } a > 0,410 \end{cases} \quad (1)$$

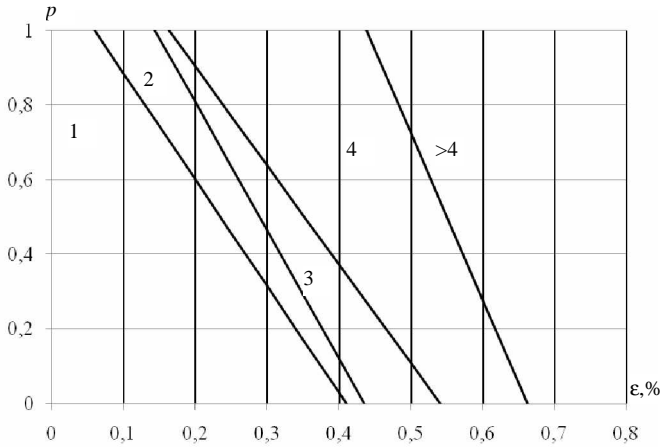


Рис. 2. Области вероятности поврежденности микроструктуры стали 15X1M1Ф в зависимости от величины остаточной деформации. Цифры соответствуют баллам микроповрежденности

$$p_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } a \leq 0,06 \\ -0,172 + 2,858a & \text{при } 0,06 < a \leq 0,144 \\ 0,322 - 0,575a & \text{при } 0,144 < a \leq 0,410, \\ 1,494 - 3,433a & \text{при } 0,410 < a \leq 0,435 \\ 0 & \text{при } a > 0,435 \end{cases} \quad (2)$$

$$p_3 = \begin{cases} 0 & \text{при } a \leq 0,144 \\ -0,494 + 3,433a & \text{при } 0,144 < a \leq 0,163 \\ -0,062 + 0,787a & \text{при } 0,163 < a \leq 0,435, \\ 1,432 - 2,646a & \text{при } 0,435 < a \leq 0,541 \\ 0 & \text{при } a > 0,541 \end{cases} \quad (3)$$

$$p_4 = \begin{cases} 0 & \text{при } a \leq 0,163 \\ -0,432 + 2,646a & \text{при } 0,163 < a \leq 0,439 \\ 1,532 - +1,83a & \text{при } 0,439 < a \leq 0,541, \\ 2,964 - 4,476a & \text{при } 0,541 < a \leq 0,662 \\ 0 & \text{при } a > 0,662 \end{cases} \quad (4)$$

$$p_{>4} = \begin{cases} 0 & \text{при } a \leq 0,439 \\ -1,964 + 4,476a & \text{при } 0,439 < a \leq 0,662. \\ 1 & \text{при } a > 0,662 \end{cases} \quad (5)$$

Следует отметить, что полученные зависимости достаточно хорошо согласуются с оценкой предельного состояния гибов: при максимально допустимой деформации $a = 0,6$ вероятность недопустимых повреждений микроструктуры ($p > 4$) составляет около 0,7. Это означает, что при наступлении предельного состояния элемента по деформации с большой вероятностью элемент будет забракован и по поврежденности микроструктуры.

Предлагаемый подход к прогнозированию предельного состояния гибов паропроводов вовсе не означает отказ от проведения микроструктурного анализа. Оценка ожидаемого повреждения микроструктуры металла после рассматриваемого будущего периода эксплуатации позволяет, во-первых, скорректировать объем диагностики элементов на следующий период обследования и, во-вторых, более обоснованно подойти к вопросу о замене или продолжении эксплуатации еще годного на данный момент элемента.

Эти зависимости можно использовать как для оценки вероятности поврежденности микроструктуры металла гибов паропроводов по результатам измерения остаточной деформации, так и для оценки достоверности результатов микроструктурного анализа.

Библиографический список

1. **СТО 17230282.27.100.005-2008.** Основные элементы котлов, турбин и трубопроводов ТЭС. Контроль состояния металла. Нормы и требования. – М.:ОАО РАО «ЕЭС России», 2008. – 635 с.
2. **Березина Т.Г.** Структурные методы оценки повреждения деталей энергооборудования в условиях ползучести. – М.: ВИПКЭнерго, 1989. – 48 с.
3. **Хапонен Н.А., Шевченко П.Н., Рассохин Г.И.** Микрповрежденность как критерий оценки состояния металла и остаточного ресурса паропроводов ТЭС// Безопасность труда в промышленности, №5, 2004, с. 42-44.
4. **Чадек Й.** Ползучесть металлических материалов : Пер. с чешск.– М.: Мир, 1987 – 304 с.

Р.В. Веремеенко

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ ТЭС С УСТАНОВКОЙ ОБОРУДОВАНИЯ ГАЗИФИКАЦИИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Решение энергетической проблемы – экономия, экология, эффективность, в условиях нестабильности экономики и отсутствия инвестиций в энергетику определяет следующие критерии, которыми следует руководствоваться в ближайшей перспективе при рассмотрении технических предложений по строительству новых или по модернизации и реконструкции действующих энергоисточников, а именно:

- стоимостные показатели;
- социальный заказ;
- экология;
- тепловая эффективность;
- сроки окупаемости инвестиций;
- степень готовности или стадия разработки оборудования и процессов;
- эксплуатационная надежность и гибкость;
- наличие работающего прототипа или образца.

При использовании в энергетике натуральных без зольных топлив (газ, жидкое топливо) решение проблемы было найдено в применении парогазовых установок, которые в настоящее время являются практически единственным технически подготовленным способом повышения эффективности использования натурального топлива и снижения экологически вредного воздействия энергетики на окружающую среду. Реализация этого направления обеспечивает перевод энергетики на новую качественную ступень, но и требует реального увеличения доли природного газа в топливном балансе России.

Использование в ПГУ твердых видов натурального топлива сдерживается трудностями в обеспечении эксплуатационной надежности газовых турбин (очистка газов от летучей золы), определяющих надежность ПГУ в целом. Надстройка пылеугольных блоков газотурбинными агрегатами (ГТА), работающими на газе или жидком топливе, также мало перспективна из-за возникающих проблем со сжиганием угольной пыли в среде уходящих после ГТА газов (низкое содержание кислорода).

За рубежом и в России проблема экологически чистого использования угля решалась в рамках научно-технических и практических программ, принятых и финансируемых на государственном уровне. Выполненные в

рамках этих Программ работы выявили две альтернативные технологии использования твердого топлива: внутрицикловую газификацию (ВЦГ) и сжигание в кипящем (КС) или циркулирующем кипящем слое (ЦКС) под давлением. Эти две технологии допускают использование твердого топлива в парогазовых установках. Кроме того, они позволяют исключить десульфуризационные установки (ДСУ) из состава энергоблока. Перевод этих процессов под давление дополнительно позволит существенно сократить материалоемкость и габариты котельного оборудования.

Следствием работы на углях ухудшенного качества будет не только снижение экономичности и надежности действующих энергопредприятий, но и существенное увеличение загрязнения окружающей среды золовыми частицами и вредными газовыми выбросами с соответствующим дополнительным экологическим ущербом. Обеспечение нормативных норм по вредным выбросам требует введения в состав ПСУ установок ДСУ и каталитической денитрификации (ДНУ) уходящих газов, а также более совершенных систем золоочистки. Эти мероприятия повышают удельный расход топлива на 5 % и снижают на 4,5 % отпуск электроэнергии. Затраты на очистные установки составят до 27 % от стоимости ТЭС.

Отечественные и зарубежные исследования показали, что наиболее радикальное решение экономических и экологических проблем ТЭС может обеспечить внутрицикловая газификация угля с последующим сжиганием очищенного генераторного газа в составе парогазовой установки. Такая технология обеспечивает наименьшие суммарные расходы топлива на отпускаемую энергию и минимальное загрязнение окружающей среды. Расходы топлива сокращаются за счет реализации наиболее термодинамически эффективных парогазовых циклов. Загрязнение окружающей среды снижается как вследствие уменьшения расхода потребляемого топлива, так и резкого сокращения концентраций вредных составляющих в уходящих газах, сточных водах и т.д., обусловленного особенностями двухступенчатой технологии использования топлива с промежуточной очисткой генераторного газа и практически полной нейтрализацией «топливного» азота в процессах газификации угля и «мокрой» очистки получаемого газа.

Приведенные в табл. 1 основные показатели сравнения характеристик традиционных способов использования угля в ПСУ и в установках с новыми технологиями (сжигание в кипящем слое, газификация) свидетельствуют о возможности достижения лучших экологических и экономических показателей внедрения ПГУ с ВЦГ.

Дефицит инвестиций в целом по энергетической и энергомашиностроительной отраслям на данном этапе, продолжающаяся нестабильность в экономике делает практически невозможным осуществление тех-

Таблица 1. Экологическая эффективность внедрения ПГУ с ВЦГ

Показатели для установок	ПСУ-I (Т-180)	ПСУ-II (ЦКС) (Т-180)	ПГУ с ВЦГ	
			Т-180+ГТ-45	Т-180+ГТ-115
Электрическая мощность блока, МВт	180	180	250	350
Тепловая мощность блока, МВт	337	337	350	475
Экономия топлива по сравнению с ПСУ-I, %	–	- 2,1	7,4	23,5
Годовой отпуск:				
- товарного CO ₂ , тыс. т	–	–	–	–
- товарной серы, тыс. т	–	–	3,1	3,8
Удельные выбросы с уходящими газами:				
зола, г/кВт·ч	0,61	0,61	0,029	0,023
NO _x , г/кВт·ч	0,98	0,82	0,2	0,19
SO ₂ , г/кВт·ч	3,7	0,74	0,2	0,06
Валовые выбросы при одинаковом отпуске энергии:				
зола, тыс. т/год	1,75	1,8	0,11	0,07
% от ПСУ-I	100	103	6,3	4
NO _x , тыс. т/год	2,8	2,4	0,76	0,61
% от ПСУ-I	100	86	27	22
SO ₂ , тыс. т/год	10,6	2,15	0,73	0,2
% от ПСУ-I	100	20	6,9	1,9
N ₂ , тыс. т/год	3500	3550	3200	2800
% от ПСУ-I	100	101,5	91,4	80
Расход воды от посторонних источников, тыс. т/год	3000	3100	2500	–

нического перевооружения пылеугольных ТЭС по полной схеме ПГУ с ВЦГ. Однако исследования показали возможность использования оборудования этой ПГУ для решения экологических проблем действующих паросиловых ТЭС при условии проведения его рациональной модификации и соответствующей модернизации установленного оборудования. При этом возможна поэтапная реконструкция ТЭС.

Для решения данных задач ведутся разработки газогенераторных установок. В частности существуют достаточно серьезные технические предложения АО НПО ЦКТИ по созданию газогенераторного модуля ГГПВ-60-20 для реконструкции действующих пылеугольных ТЭС, однако дальнейшие проработки и развитие требует значительных финансовых и временных затрат.

Актуальность перехода на новые технологии диктуется не только экологическими требованиями и складывающейся структурой топливно-энергетического баланса, но и нестабильностью и разнообразием качественных характеристик твердого топлива и тенденцией постоянного их ухудшения. При существующей структуре электрогенерирующих мощностей потребность в твердом топливе в значительной степени будет

удовлетворяться за счет низкосортных (высокозольных, влажных и высокосернистых) углей, непригодных для использования в других отраслях промышленности. Кроме того, намеченное развитие использования угля на энергетических предприятиях может позволить решить ряд социальных проблем в области развития угольной индустрии и железнодорожного транспорта, что позволит вдохнуть жизнь в данные отрасли хозяйства и увеличить не только внутреннее потребление, но и экспорт углей.

Ограниченность располагаемых площадей на действующих и требующих модернизации ТЭЦ не позволяет проводить модернизацию с установкой всего комплекта оборудования. Рациональное использование модификаций оборудования может решать экологические проблемы действующих пылеугольных ТЭС при их соответствующей модернизации. Однако для одновременного решения экономических проблем необходимо исключать или компенсировать потери теплоты образования пара, вводимого в реакторы для обеспечения процесса газификации твердого топлива. Необходимо также исключать (или компенсировать) дополнительный расход электроэнергии на собственные нужды процесса газификации.

Наибольшая экономическая эффективность может быть получена при модернизации ТЭЦ, где теплота конденсации паров из продуктов сгорания топлива и генераторного газа будет в товарном виде отдана теплопотребителю. Такое использование теплоты образования пара, используемого в процессе газификации твердого топлива, позволит исключить увеличение потерь теплоты с уходящими газами и в отдельных случаях вообще не иметь расхода воды от посторонних источников при соответствующем улучшении экологических показателей. Рентабельность рассматриваемых ниже вариантов модернизации, прежде всего, обеспечивается за счет сохранения (или увеличения) электрической и тепловой мощности ТЭС при максимальной степени использования установленного на ней оборудования.

Рассмотрим изменение количества выбросов при внедрении устройств внутрицикловой газификации.

Сокращение выбросов окислов азота

Окислы азота в уходящих газах ТЭС появляются в результате окисления «топливного» азота и азота из атмосферного воздуха. Их концентрация зависит от содержания соединений азота в топливе и от уровня температуры сжигания. Предварительная газификация топлива на паровоздушном дутье позволяет резко сократить указанные величины. Восстановительная среда процесса газификации препятствует окислению выделяемого из топливных соединений азота. До 65÷70 % содержания такого азота выделяется в молекулярном виде, остальная доля соединяется с

водородом, превращаясь в аммиак. Пониженная теплота сгорания генераторного газа (ок. 1000 ккал/м³) существенно сокращает долю окисления азота из воздуха, подаваемого на сжигание НКГ, за счет снижения температуры горения. По сравнению с условиями сжигания угля температура горения такого НКГ уменьшается на 300÷500 °С. Опыт показал, что при сжигании НКГ образуется значительно меньше NO_x, чем даже при сжигании природного газа.

Сокращение выбросов окислов серы в атмосферу

Сера из серосодержащих соединений твердого топлива практически не может окисляться в восстановительной среде процессов газификации. Она связывается водородом и кальций-магнийсодержащими соединениями золы топлива или сорбента, вводимого с углем (в кипящий слой). При этом сера из кипящего слоя выводится с золой в виде сульфатов кальция и магния. Степень очистки может достигать 95 %, а выводимую золу можно использовать в качестве товарного продукта для стройиндустрии и др.

При сжигании высокосернистых углей становится целесообразным получение товарных серосодержащих продуктов с очисткой генераторного газа от сероводорода, образуемого в процессах газификации в восстановительной среде без ввода присадок.

Способ сероудаления в системах газификации угля и очистки генераторного газа, применяемых для реконструкции ТЭЦ, выбирается в зависимости от серосодержания используемого на них твердого топлива. Учитывается также его золосодержание и состав золы. Например, угли КАТЭКа содержат достаточное количество оксидов кальция и магния, чтобы после газификации в кипящем слое продукты сгорания генераторного газа имели концентрацию серы не более 0,065 от ПДК.

Сокращение золовых выбросов

При самых современных методах очистки уходящих газов пылеугольных паровых котлов наиболее жесткие ПДК механических выбросов составляют 50 мг/м³. Газовые турбины могут надежно работать при их концентрации в газах не более 2÷3 мг/м³. Оборудование «мокрой» очистки генераторного газа под давлением до 2,0 МПа много лет успешно эксплуатировалось на Щекинском газовом заводе, обеспечивавшем газоснабжение г. Москвы.

Сокращение затрат на системы газоочистки

Вместо продуктов сгорания твердого топлива, очищаемых после паровых котлов, в установках с предварительной его газификацией очистке подлежит только генераторный газ (продукты газификации). Масса НКГ составляет не более 30 % от массы продуктов сгорания газифицируемого твердого топлива. Очистка НКГ производится под давлением 2 МПа. Таким образом, в установках с предварительной газификацией угля объем-

ный расход очищаемой среды сокращается примерно в 60 раз, по сравнению с его величиной в установках с угольными котлами. Отсутствие ДНУ и замещение ДСУ угольных ПСУ на установки получения товарной серы в сумме с уменьшением расходов очищаемых сред позволили сократить стоимость систем газоочистки в ПГУ с ВЦГ до 30 % от их стоимости в пылеугольных ПСУ с ДСУ и ДНУ.

Исключение побочных энергетически отрицательных эффектов

При получении «чистого» топлива из угля в процессах газификации на автономных от ТЭС газогенераторных станциях суммарные дополнительные потери теплоты исходного топлива могут достигать 21 % при получении обессеренного НКГ ($Q_{\text{рн}} = 5,95 \text{ ГДж/м}^3$) и 31 % для высококалорийного газа ($Q_{\text{рн}} = 40 \text{ ГДж/м}^3$). Эти потери, прежде всего, обусловлены невозможностью достаточно эффективного использования на автономных ТЭС физической теплоты генераторного газа. Ее доля может достигать 40 % от располагаемой теплоты исходного топлива, так как процесс газификации происходит при температуре $1000\div 1500 \text{ }^\circ\text{C}$. Возрастает также потеря теплоты с уходящими газами ТЭС, в которые дополнительно поступает водяной пар из состава дутья в газогенераторы.

При установке газогенераторов на ТЭС теплоту охлаждения генераторного газа можно использовать для получения энергетического пара. Последнее также позволит компенсировать снижение паропроизводительности установленных на ТЭС котлов при переводе их работы с твердого топлива на НКГ. Для этого необходимо соответствующее объединение пароводяных трактов газогенераторов и котлов. Скрытая теплота образования пара, дополнительно поступающего в уходящие газы из состава дутья в газогенераторы, в значительной степени компенсируется уменьшением потерь в конденсаторах паровых турбин, если для дутья используется отработавший пар из их отборов. Это происходит за счет соответствующего сокращения расхода пара в конденсаторы. При установке на ТЭЦ полного комплекта оборудования ПГУ последовательная работа этой доли пара в паровых и высокотемпературных газовых турбинах (с промперегревом перед последними) может стать термодинамически более эффективной, чем ее работа в паровой турбине ПСУ с промперегревом пара. В случае отсутствия высокотемпературных ГТА частичная дополнительная компенсация обеспечивается за счет работы этого пара в расширительных газопаровых турбинах (на генераторном газе). Установка таких турбин особенно необходима при модернизации ТЭЦ с переводом работы существующих котлов на генераторный газ, чтобы также компенсировать работу компремирования дутья для газогенераторов с высоким давлением процесса газификации ($1,0\div 4,0 \text{ МПа}$).

Установка полного комплекта оборудования ПГУ с ВЦГ твердого топлива возможна преимущественно при сооружении новых и (в ряде случаев) при расширении ТЭС. В то же время существенного оздоровления экологической обстановки требуют площадки действующих ГРЭС, которые могут быть только модернизированы. Это наиболее характерно для промышленных и отопительных ТЭЦ. Выбор вариантов модернизации ТЭЦ должен производиться с учетом их потребности в тепловой и электрической мощности, физического состояния установленного на них оборудования и территориальных возможностей для установки нового оборудования. При этом следует иметь в виду, что уровень тепловой эффективности ТЭЦ после модернизации возрастает с повышением доли оборудования, работающего по парогазовому циклу, и температуры газов перед ГТА. Экологическая эффективность увеличивается с уменьшением доли угля, не подвергающегося предварительной газификации. Максимальная доля оборудования, работающего по циклу ПГУ, будет иметь место при полном исключении сжигания топлива в топках существующих энергетических паровых котлов, минимальная - при исключении поставки энергетических ГТА и ограничении модернизации только переводом работы котлов с твердого топлива на генераторный газ.

Предлагаемые варианты модернизации пылеугольных ТЭЦ:

Вариант 1 – модернизация ТЭЦ с сооружением газогенераторной станции для перевода работы действующих котлов с твердого топлива на генераторный газ без его дополнительного использования другими теплоисточниками.

Вариант 2 – то же, что и вариант 1, но с конденсацией водяных паров из уходящих газов.

Вариант 3 – модернизация ТЭЦ с реализацией парогазовой надстройки с ВЦГ твердого топлива и минимальными избытками воздуха в уходящих газах над существующими паровыми турбинами новыми турбинами повышенного давления пара, работающими на паре от ВПП.

Вариант 4 – расширение ТЭЦ с установкой новых блоков ПГУ с ВЦГ, которые часть генерируемого из угля газа передают на действующие паровые котлы аналогично 1 варианту модернизации.

Вариант 5 – модернизация ТЭС на базе установки ПГУ с ВЦГ твердого топлива и максимальными избытками воздуха в уходящих газах. При этом пар от высоко- и низконапорных поверхностей нагрева пристраиваемой ПГУ может использоваться для работы в действующих паровых турбинах, а генерируемый из твердого топлива газ может сжигаться в топках существующих котлов, камерах сгорания вновь устанавливаемых газовых турбин и топках близлежащих теплоисточников.

Любой из этих вариантов не исключает возможности покрытия пиковых части тепловых нагрузок за счет питания генераторным газом пиковых (резервных) котлов от резервных (или дополнительно устанавливаемых) газогенераторов. Резервные газогенераторы необходимы также для безусловно надежного обеспечения покрытия нагрузок даже при неплановых остановках корпусов газогенераторов, питающих газом энергетическую часть ТЭЦ.

Расчеты показали, что при всех вариантах модернизации (даже при увеличении суммарного расхода топлива на дополнительную выработку электроэнергии и теплоты) может быть обеспечено уменьшение валовых выбросов вредных веществ в атмосферу:

- по золе – на 3985 т/год (98 %);
- по окислам азота – на 6900±6300 т/год (96±90 %);
- по окислам серы – на 1970 т/год (90 %).

При этом тепловая эффективность использования исходного топлива не сокращается, а при увеличении тепловой и электрической мощности даже возрастает.

Принимая во внимание энерготехнологический характер получения генераторного газа из твердого топлива, в результате которого получают «побочные» товарные продукты для химической и строительной индустрии:

- гранулированный шлак – сырьё для строительной (получение легких бетонов, гипс) и химической промышленности (катализаторы для очистки сточных вод и извлечение редких металлов, содержащихся в золе топлива);
- товарная сера.

Оптимальным местом для установки газогенерирующего модуля является ТЭС расположенная вблизи предприятия-потребителя «побочной» продукции модуля. Это позволит сократить сроки окупаемости инвестиций и решить проблему с утилизацией технологических «отходов» процесса газификации.

Библиографический список

1. Марков Н.М., Прутковский Е.Н., Корсов Ю.Г., Бачило Л.Л. Парогазовые установки с внутрицикловой газификацией твердого топлива под давлением. // Пром. теплотехника. 1980, № 6, с. 90-100.
2. Прутковский Е.Н., Позгалева Г.И., Гофлин А.П., Грибов В.Б. Газификация твердого топлива в составе ПГУ – наиболее эффективный способ решения экономических и экологических проблем ТЭЦ. // В сб. Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промпредприятиях и ТЭС. Межвузовский сб. научных трудов ЛТИ ЦБП. – Л., 1990, с. 85-94.

3. Прутковский Е.Н., Дробот В.П., Позгалева Г.И., Варварский В.С. Сравнительная эффективность различных схем парогазовых установок с внутрицикловой газификацией твердого топлива. // "Труды ЦКТИ", 1982 г., вып. 197, с. 20-30.
4. Гольдштейн А.Д., Позгалева Г.И. Технические предложения по созданию генераторного модуля ГППВ-60-20 для реконструкции действующих пылеугольных ТЭС. 1999 г.

О.П. Бурыгин, техн. директор ЗАО «СИНТЕЗ», О.А. Ворошилов, директор Черепетской ГРЭС, С.И. Шувалов, д.т.н., проф. (ИГЭУ)

К ВЫБОРУ ТИПА И ТИПОРАЗМЕРА ЦИКЛОНА

Для улавливания технологической пыли из воздуха наиболее дешевыми и одновременно достаточно эффективными устройствами являются циклоны НИИОГАЗ. Освоены и рекомендованы к широкому применению следующие типы циклонов: ЦН-11, ЦН-15, ЦН-24, СК-ЦН-33, СК-ЦН-34.

Принятая в России нормативная методика расчета эффективности улавливания пыли в циклонах [1] использует ряд допущений. Во-первых, принимается, что распределение частиц по крупности соответствует логарифмически-нормальному закону.

Во-вторых, предполагается, что кривая фракционного улавливания любого из циклонов, построенная в системе вероятностно-логарифмических координат, близка к прямой. Отсюда общий КПД пылеулавливания рассчитывается по формуле

$$\eta = \frac{100}{\sqrt{2\pi} \lg(\sigma_\eta)} \int_{-\infty}^{\lg\left(\frac{\delta}{\delta_{50}}\right)} e^{-\frac{\lg^2\left(\frac{\delta}{\delta_{50}}\right)}{2\lg(\sigma_\eta)}} d\lg\left(\frac{\delta}{\delta_{50}}\right). \quad (1)$$

Здесь δ_{50} – размер частиц, улавливаемых на 50 % в циклоне данного типа диаметром 600 мм при оптимальной скорости газового потока; σ_η – среднеквадратичное отклонение кривой фракционного улавливания.

Гидравлическое сопротивление циклона рассчитывают по формуле

$$\Delta p = \xi \frac{\rho w^2}{2}, \quad (2)$$

где коэффициент гидравлического сопротивления выбирается в зависимости от типа циклона.

В работе [2] показано, что при отклонении дисперсного состава поступающей в циклон пыли от принятого распределения расчет эффектив-

ности пылеулавливания по (1) приводит к значительным расхождениям расчетных и наблюдаемых характеристик циклонов. По этой причине за основу взята методика пофракционного расчета улавливания частиц в циклонах НИИОАЗ [3], где на основании кривой фракционного осаждения $\eta(\delta)$, определяющей вероятность улавливания в циклоне частиц размером δ , рассчитываются общий КПД улавливания

$$\eta = \int_0^{\delta_{\max}} \eta(\xi) f(\xi) d\xi, \quad (3)$$

дисперсный состав осажденной пыли

$$R_2(\delta) = \frac{100}{\eta} \int_0^{\delta} \eta(\xi) f(\xi) d\xi \quad (4)$$

и дисперсный состав пыли, вынесенный из циклона воздухом

$$R_3(\delta) = \frac{100}{1 - \eta} \int_0^{\delta} [1 - \eta(\xi)] f(\xi) d\xi. \quad (5)$$

Значения кривой фракционного осаждения находятся по формуле

$$\eta(\delta) = 50[1 + \Phi(x)], \quad (6)$$

где

$$\Phi(x) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^x e^{-\frac{x^2}{2}} dx. \quad (7)$$

Параметр x определяется по формуле

$$x = \frac{1}{\sigma_{\eta}} \lg \left(\frac{\delta}{\delta_{50} K_{\eta} 10^3 \sqrt{\frac{D\mu}{\rho_{\eta} w_{\eta}}}} \right). \quad (8)$$

Здесь K_{η} – параметр, зависящий от типа циклона; D – внутренний диаметр циклона; μ – коэффициент динамической вязкости воздуха; ρ_{η} – кажущаяся плотность улавливаемой пыли; w_{η} – плановая скорость в циклоне, отнесенная к поперечному сечению циклона. Для циклонов НИИОАЗ значения коэффициентов приведены в табл. 1 [3].

Для проведения вариантных расчетов в среде DELPHI разработана вычислительная программа, основанная на описанной выше методике. Общий вид диалогового окна программы показан на рис. 1.

Таблица 1. Расчетные значения коэффициентов циклонов НИИОГАЗ

Параметр	ЦН-11	ЦН-15	ЦН-24	СК-ЦН-33	СК-ЦН-34
$K_{ц}$	41,4	41,4	46,9	34,97	34,97
δ_{50} , мкм	2,47	3,06	4,71	1,248	1,297
σ_{η}	0,3979	0,3979	0,3979	0,4281	0,41555
$W_{д,опт}$, м/с	3,5	3,5	4,5	2,5	2,5
ξ	245	155	75	550	1050

Диалоговое окно программы расчета циклонов

Ввод исходных данных

D, м	η, %
200	0,97
150	1,13
100	1,26
80	1,42
70	1,58
60	1,74
50	1,90
40	2,06
30	2,22
20	2,38
10	2,54
5	2,70
0	2,86

Тип циклона

ЦН-11
 ЦН-15
 ЦН-24
 СК-ЦН-33
 СК-ЦН-34

Рекомендуемые скорости, м/с

Параметры установки

Диаметр циклона, м
 Расход воздуха, м³/с
 Плотность пыли, кг/м³
 Температура воздуха, С
 Запыленность, кг/м³

Результаты расчета

D, м	η, %	Пыль, кг	Прос. З	Сос. З
200	0,97	0,00	0,00	1,000
150	1,13	1,26	0,00	1,000
100	1,26	2,01	0,00	1,000
80	1,42	2,52	0,00	1,000
70	1,58	2,82	0,00	1,000
60	1,74	3,32	0,00	1,000
50	1,90	3,91	0,00	1,000
40	2,06	4,50	0,00	1,000
30	2,22	5,09	0,00	1,000
20	2,38	5,68	0,00	1,000
10	2,54	6,27	0,00	1,000
5	2,70	6,86	0,00	1,000
0	2,86	7,45	0,00	1,000
200	0,97	17,26	0,00	1,000
150	1,13	21,05	0,01	1,000
100	1,26	23,36	0,02	0,999
80	1,42	24,95	0,03	0,998
70	1,58	26,22	0,03	0,997
60	1,74	27,49	0,03	0,996
50	1,90	28,76	0,03	0,995
40	2,06	29,99	0,03	0,994
30	2,22	31,16	0,03	0,993
20	2,38	32,23	0,03	0,992
10	2,54	33,21	0,03	0,991
5	2,70	34,10	0,03	0,990
0	2,86	34,90	0,03	0,989
200	0,97	80,24	0,00	1,000
150	1,13	100,00	0,00	1,000
100	1,26	120,00	0,00	1,000
80	1,42	140,00	0,00	1,000
70	1,58	157,50	0,00	1,000
60	1,74	175,00	0,00	1,000
50	1,90	192,50	0,00	1,000
40	2,06	210,00	0,00	1,000
30	2,22	227,50	0,00	1,000
20	2,38	245,00	0,00	1,000
10	2,54	262,50	0,00	1,000
5	2,70	280,00	0,00	1,000
0	2,86	297,50	0,00	1,000

Результаты расчета

Гидравлическое сопротивление, Па 1,736
 Пылевая нагрузка, кг/с

Рис. 1. Диалоговое окно программы расчета циклонов

По этой программе был выполнен расчетный анализ вариантов пылеулавливания в циклонах НИИОГАЗ технологической пыли ЗАО «Синтез», в которой массовое содержание частиц крупнее 100 мкм составляло 40%. Было принято, что расход запыленного воздуха составит 1000 м³/ч, а диаметр циклона может принимать любое непрерывное значение. Рассмотрены были все рекомендуемые типы циклонов и определены зависимости эффективности пылеулавливания и гидравлического сопротивления циклона от его диаметра.

Для увеличения наглядности результатов эффективность циклона оценивалась по величине полного проскока

$$\psi = 100 - \eta. \quad (9)$$

Влияние диаметра циклона на эффективность пылеулавливания и гидравлическое сопротивление системы показано на рис. 2 и 3. Как и следовало ожидать, наибольшую эффективность очистки обеспечивает циклон СК-ЦН-34.

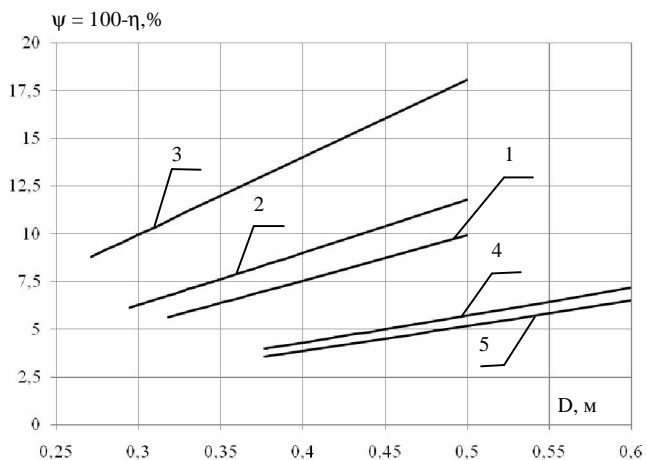


Рис. 2. Зависимость величины проскока от диаметра циклона:
1 – ЦН-11; 2 – ЦН-15; 3 – ЦН-24; 4 – СК-ЦН-33; 5 – СК-ЦН-34

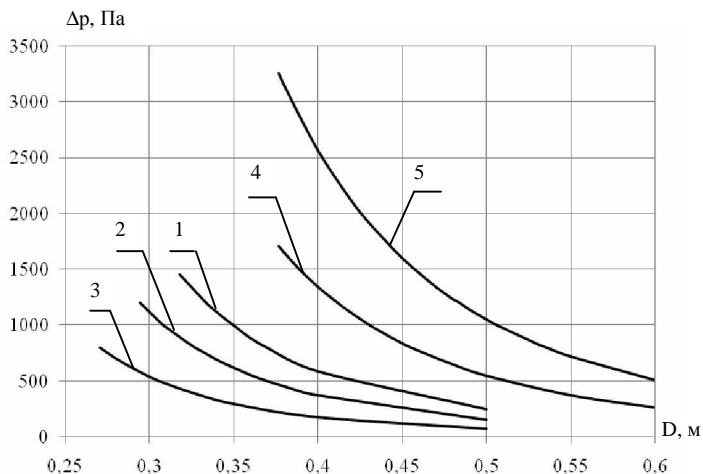


Рис. 3. Зависимость гидравлического сопротивления циклона от диаметра.
Обозначения на рис. 2

Несколько больший проскок у циклона СК-ЦН-33. Далее со значительно худшей эффективностью располагаются циклоны ЦН-11 и ЦН-15. Наименее эффективным является циклон ЦН-24.

Другой важной характеристикой является гидравлическое сопротивление циклона, определяющее энергетические затраты на очистку пыли и необходимый тип вентилятора. Наименьшим гидравлическим сопротивлением обладает циклон ЦН-24, его целесообразно применять в тех условиях, когда эффективность очистки незначительна, но сопротивление тракта должно быть минимальным.

Относительно неплохими характеристиками обладает циклон ЦН-15, наиболее часто используемый в технологических установках. Несколько большее сопротивление имеет циклон ЦН-11, но при этом обеспечивает более высокую степень очистки. Отдельную группу составляют циклоны СК-ЦН-33 и СК-ЦН-34 со значительно большим гидравлическим сопротивлением.

Более информативными являются зависимости, представленные на рис. 4 в координатах «проскок» - «гидравлическое сопротивление».

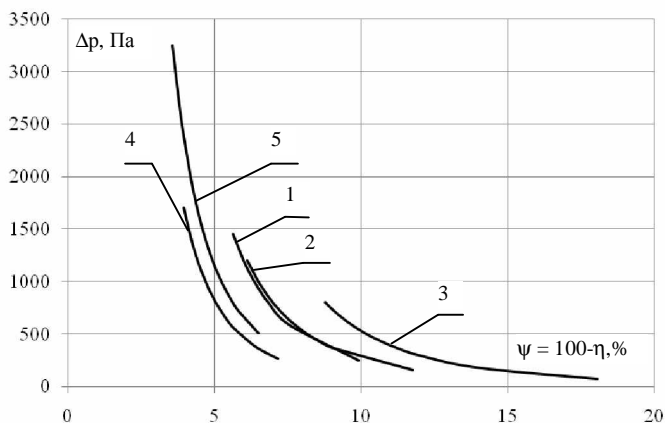


Рис. 4. Взаимосвязь величины проскока частиц с гидравлическим сопротивлением циклона. Обозначения на рис. 2

Здесь предпочтительнее выглядит циклон типа СК-ЦН-33, обеспечивающий более высокую эффективность очистки при одинаковом гидравлическом сопротивлении. Следует особо отметить, что близкий к нему по конструкции циклон СК-ЦН-34 обеспечивает более высокую эффективность пылеулавливания только при сопротивлении аппарата выше 2000 Па. Остальные типы циклонов представляются значительно менее эффективными.

Необходимо иметь в виду, что преимущество одного циклона перед другим не является абсолютным. При ином дисперсном составе улавли-

ваемой пыли, возможно, лучшим окажется другой тип, поэтому при выборе пылеуловителей целесообразно проводить подобные расчеты.

Библиографический список

1. **Справочник** по пыле- и золоулавливанию/ М.И. Биргер, А.Ю. Вальдберг, Б.И. Мягков и др.; Под общ. ред. А.А. Русинова. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 312 с.
2. **Белевицкий А.М.** Техничко-экономическая оптимизация установок циклонного пылеулавливания. Дисс. ... канд. техн. наук. – Иваново: Ивановский химико-технологический институт, 1981. – 256 с.
3. **Циклоны** НИИОГАЗ. Руководящие указания по проектированию, изготовлению, монтажу и эксплуатации. – Ярославль, 1970. – 94 с.
4. **Лойцянский Л.Г.** Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1978. – 736 с.

А.А. Веренин, Н.С. Асташов, асп., С.И. Шувалов, д.т.н., проф. (ИГЭУ)

ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРЫ ПЫЛЕСИСТЕМЫ С НЕВЕНТИЛИРУЕМОЙ ШБМ НА ЕЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Ранее [1] было показано, что повторная перечистка возвращаемого на домол крупного продукта основного сепаратора позволяет увеличить производительность пылесистем с вентилируемыми ШБМ на 20...35 %. В ряде отраслей промышленности шаровые мельницы работают в невентилируемом режиме. Эти мельницы также могут оснащаться сепараторами пыли различной конструкции с организацией отдельного контура классификации вентилятор-сепаратор-циклон. Для количественной оценки возможности увеличения производительности пылесистем с невентилируемыми мельницами по математической модели [2] были выполнены вариантные расчеты массопотоков и дисперсных составов продуктов измельчения известняка в невентилируемой мельнице Ш-50А и классификации полученной пыли в сепараторах с различной эффективностью разделения. Анализируемые схемы показаны на рис. 1.

По схеме а) работает большинство относительно длинных трубных мельниц. Основным достоинством этой схемы является ее простота, к недостаткам следует отнести высокую неравномерность дисперсного состава готовой пыли с большим содержанием как относительно крупных, так и излишне мелких частиц. Чтобы снизить содержание крупных частиц до допустимого уровня, приходится увеличивать продолжительность пребывания размалываемого материала в мельнице, уменьшая производительность всей технологической линии. По этой причине удельные затраты электроэнергии на размол в схеме достаточно высоки.

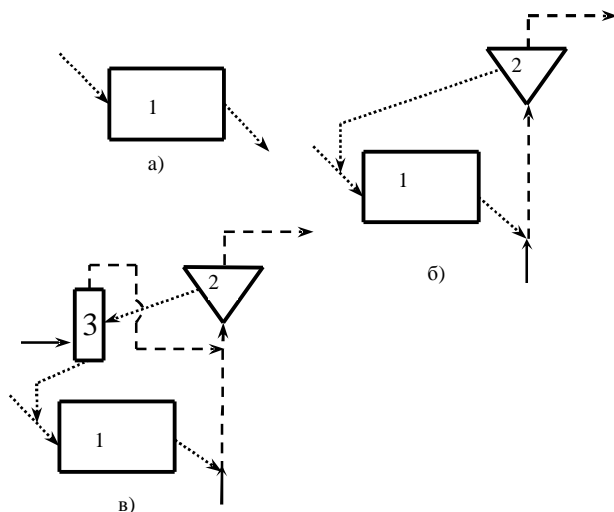


Рис. 1. Схемы систем измельчения с невентилируемой шаровой мельницей: а) в открытом цикле; б) с сепаратором; в) с сепаратором и дополнительным проведением возврата.

1 – шаровая мельница; 2 – центробежный сепаратор; 3 – гравитационный сепаратор;
— воздух; твердые частицы; - - - воздух + твердые частицы

По схеме б) работают невентилируемые мельницы с циркуляционными сепараторами или с собственным контуром циркуляции. По сравнению со схемой а) здесь появляется дополнительное оборудование, но готовый продукт содержит меньше как излишне крупных, так и излишне мелких частиц, а производительность такой схемы выше.

Схема в) с классификацией крупного продукта основного сепаратора в гравитационном сепараторе, опробованная на Черепетской ГРЭС, показала возможность дополнительного увеличения производительности технологической линии на 10...20 % по сравнению со схемой б).

Параметры идентификации математической модели определены из условия, что при размоле известняка до крупности, характеризующейся остатками на ситах с ячейками 200 и 90 мкм $R_{200} = 0,5\%$ и $R_{90} = 7\%$, производительность вентилируемой пылесистемы с сепаратором ТКЗ-ВТИ составляет 40 т/ч. В схемах рассматривалось использование сепараторов с известными характеристиками эффективности разделения: параметр эффективности для сепаратора ТКЗ-ВТИ $k_s = 1,75$; для сепаратора ИГЭУ $k_s = 2,6$; для гравитационного сепаратора с упрощенной конструкцией распределения воздуха по каналам $k_s = 1,8$. Так как на процесс классификации оказывает влияние только эффективность разделения

(вид кривой разделения) и регулировочный диапазон границы разделения, то полученные результаты справедливы для всех сепараторов, обладающих такими характеристиками независимо от их конструкции, в частности, для воздушно-проходных статических и динамических и циркуляционных.

На рис. 2 приведены зависимости производительности пылесистемы от крупности готовой пыли в безразмерном виде относительно производительности мельницы, работающей в открытом цикле без сепаратора.

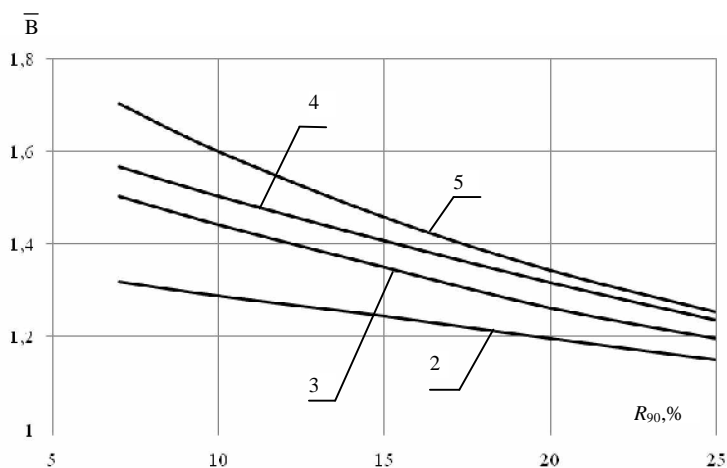


Рис. 2. Зависимость относительной производительности пылесистемы от крупности готовой пыли:

1 – в открытом цикле; 2 – с сепаратором ТКЗ-ВТИ; 3 – с сепаратором ИГЭУ; 4 – с сепаратором ТКЗ-ВТИ и провееванием возврата; 5 – с сепаратором ИГЭУ и провееванием возврата

При $R_{90} = 7 \%$ производительность мельницы в открытом цикле составляет 31 т/ч. Организация замкнутого цикла с серийным сепаратором ТКЗ-ВТИ увеличивает производительность до 40 т/ч или на 32 %. Применение более эффективного сепаратора ИГЭУ поднимает производительность пылесистемы до 46,6 т/ч или на 50 % по сравнению с размолем в открытом цикле или на 13,8 % с использованием серийного сепаратора. Повторная классификация возврата в дополнительном сепараторе приводит к увеличению производительности пылесистемы до 48,6 т/ч при установке серийного сепаратора и до 52,8 т/ч при установке сепаратора ИГЭУ. По сравнению с открытым циклом увеличение производительности составляет 56 % и 70 % соответственно.

Угрубление готовой пыли увеличивает производительность пылесистем для всех схем измельчения. При $R_{90} = 25\%$ производительность работающей в открытом цикле мельницы возрастает до 59,1 т/ч, а при установке сепаратора ИГЭУ и провеивании возврата – до 74 т/ч. При этом относительный прирост производительности уменьшается и для этой наиболее эффективной схемы составляет 25,2 %. Для остальных вариантов относительное увеличение производительности меньше.

При работе мельницы в замкнутом цикле с сепаратором не менее 80 % электроэнергии расходуется на привод мельницы, поэтому увеличение производительности пылесистемы на 50 % сократит удельные затраты на пылеприготовление не менее чем на 20 %, а дополнительное провеивание возврата снизит удельные затраты на 30 % по сравнению с работой мельницы в открытом цикле.

Следует отметить, что применение в схеме сепараторов приводит к изменению структуры дисперсного состава, т.е. соотношения между отдельными классами размеров частиц. Классификация по размерам выходящего из мельницы измельченного материала снижает переизмельчение и сокращает в готовой пыли присутствие как наиболее крупных, так и самых мелких частиц. На рис. 3 показана зависимость медианного размера готовой пыли ($R(\delta_{\text{мед}}) = 50\%$) от величины остатка на сите с ячейками 90 мкм, а на рис. 4 – содержание в пыли частиц менее 10 мкм (D_{10}).

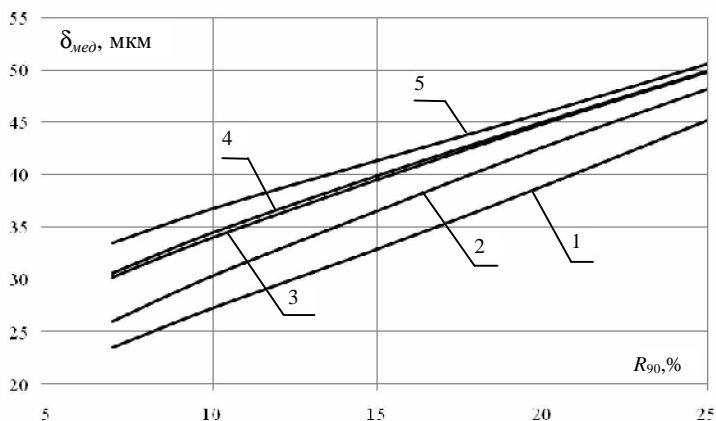


Рис. 3. Зависимость медианного размера готовой пыли от ее крупности. Обозначения на рис. 2

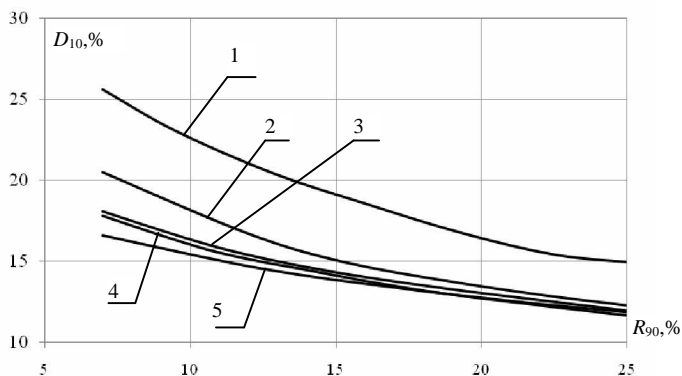


Рис. 4. Содержание в готовой пыли частиц мельче 10 мкм от ее крупности. Обозначения на рис. 2

Полученная в открытом цикле готовая пыль имеет наиболее неравномерную структуру. При $R_{90} = 7\%$ медианный размер равен 23,5 мкм, и в ней содержится более 25 % частиц мельче 10 мкм. В то же время доля частиц размером 30...70 мкм составляет 28,7 %. Наиболее равномерная пыль получается в схеме с сепаратором ИГЭУ и провеиванием возврата, при которой при медианном размере 33,5 мкм готовая пыль содержит 16,6 % частиц мельче 10 мкм и 38,8 % частиц размером 30...70 мкм. По этой причине при одинаковом значении R_{90} измельченный в открытом цикле материал обладает большей удельной поверхностью, чем продукт, полученный в результате размол и последующей классификации.

В замкнутом цикле сепаратор возвращает на вход мельницы часть размалываемого материала, поэтому расход материала через мельницу V_1 больше подачи сходного материала V_0 (ее производительности). В невентилируемых мельницах именно пропускная способность мельницы V_1 наряду с заданной крупностью готовой пыли определяет ее максимальную производительность. Представленные выше результаты расчета пылесистем с сепараторами были получены для $V_1 = 100$ т/ч.

Для оценки влияния пропускной способности мельницы на производительность пылесистемы были выполнены расчеты производительности пылесистем с сепаратором ТКЗ-ВТИ для $V_1 = 75$ т/ч и $V_1 = 150$ т/ч. Результаты расчетов представлены на рис. 5.

Увеличение пропускной способности мельницы с 100 т/ч до 150 т/ч приводит к росту производительности на 6...8 %, а снижение V_1 до 75 т/ч уменьшает производительность на 3...5 %.

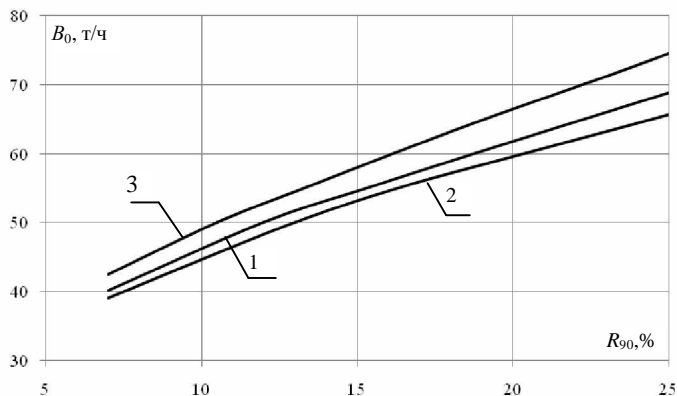


Рис. 5. Зависимость производительность пылесистемы от пропускной способности мельницы:

1 – $V_1 = 100$ т/ч; 2 – $V_1 = 75$ т/ч; 3 – $V_1 = 150$ т/ч

При установке сепаратора ИГЭУ и соответствующих изменениях величины V_1 производительность пылесистемы возрастает на 8...10 %.

Представленные результаты расчета, качественно соответствующие также другим типоразмерам мельниц и размалываемым материалам, могут быть использованы при решении вопросов о выборе схемы измельчения, а также типов и типоразмеров сепараторов пыли.

Библиографический список

1. Шувалов С.И. Повышение производительности пылесистем с шаровыми барабанными мельницами путем провешивания возврата/ С.И. Шувалов, А.А. Веренин, П.Г. Михеев, Н.С. Асташов // Энергетика и водоподготовка, №4, 2008, с. 65-68.
2. Шувалов С.И. Математическая модель шаровой барабанной мельницы для анализа работы сепаратора пыли / С.И. Шувалов, П.Г. Михеев, А.А. Веренин, Н.С. Асташов // Вестник Иван. гос. энерг. ун-та. – Иваново, ИГЭУ. – 2009. – Вып. 4. – С. 3-7.

*М.Ю. Рябов, гл. инж. (ОАО «Ивхимпром»), Н.С. Асташов, асп.,
О.В. ШUTOва, студ., С.И. Шувалов, д.т.н., проф. (ИГЭУ)*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОФИЛЯ СКОРОСТИ В ГРАВИТАЦИОННОМ СЕПАРАТОРЕ

В гравитационном сепараторе с пересыпными полками поток воздуха в количестве Q проходит весь канал снизу вверх, вынося из сепаратора

мелкие частицы. Крупные частицы, преодолевая сопротивление газового потока, под действием силы тяжести смещаются в нижнюю часть сепаратора и попадают в крупный продукт разделения. В пространстве между пластинами образуются крупные вихри, обеспечивающие интенсивное перемешивание ссыпающихся сверху крупных и выносимых потоком газа мелких частиц. Представим это пространство в виде ячейки идеального смешения и канала прямоугольной формы, в котором частицы движутся с установившимися скоростями под воздействием силы тяжести, силы аэродинамического сопротивления газовому потоку и силы взаимных соударений. Экспериментальные исследования [1] показывают, что профиль скорости весьма неравномерен, причем на отдельных участках наблюдаются обратные токи.

Будем считать, что концентрация твердой фазы одинакова по всему сечению. Примем, что глубина канала равна глубине сепаратора b , а ширина – расстоянию от конца лопатки до противоположной стенки $a_1 = \psi a$, где ψ – доля проходного сечения канала сепаратора. Если лопатки установлены с полным перекрытием канала, т.е. до середины канала сепаратора, то ширина канала классификации равна половине ширины канала сепаратора, т.е. $a_1 = a/2$ и $\psi = 0,5$.

Гравитационный сепаратор представляет собой вертикальный прямоугольный канал с равномерно размещенными пластинами, образующими каскад относительно низкоэффективных элементарных классификаторов. Общая эффективность разделения сепаратора зависит от количества элементарных классификаторов, их эффективности и места ввода дисперсного материала. В свою очередь эффективность разделения в канале классификации зависит от неравномерности профиля скорости: при абсолютно равномерном распределении скорости по каналу будет обеспечена идеальная классификация, с увеличением неравномерности эффективности разделения снижается. Поэтому именно характеристика неравномерности скорости по сечению канала может быть использована соответствующим образом для выбора эффективности разделения элементарного классификатора. При этом желательно, чтобы эта характеристика задавалась минимальным количеством параметров идентификации, в идеальном случае одним параметром.

Для математического моделирования процесса не требуется полного совпадения физической картины в реальном устройстве и принятой модели. Здесь необходимо только, чтобы результаты расчета по модели адекватно отражали реальный процесс.

При оценке неравномерности распределения скорости нет необходимости моделировать полностью пространственный поток газа с вихрями. Для упрощения описания примем одномерную модель и будем считать,

что профиль скорости неравномерен только по ширине канала. Зададим профиль скорости выражением:

$$v(x) = \bar{v}f(x) = \bar{v}\alpha \sin\left(\left(\frac{\pi}{2}\right)(x - x_0)\right), \quad (1)$$

где \bar{v} – средняя скорость газа в канале, $\bar{v} = \frac{Q}{ab\psi}$; x – относительная

ширина проходного сечения канала; x_0 – доля сечения канала, в котором местная скорость газа направлена навстречу основному потоку, $0 \leq x_0 < 0,5$; α – параметр распределения.

Величину α найдем из условия

$$\alpha \int_0^1 \sin\left(\left(\frac{\pi}{2}\right)(x - x_0)\right) dx = 1, \quad (2)$$

откуда получаем

$$f(x) = \frac{\pi}{2} \frac{\sin\left(\left(\frac{\pi}{2}\right)(x - x_0)\right)}{\cos\left(\frac{\pi}{2}x_0\right) - \sin\left(\frac{\pi}{2}x_0\right)}. \quad (3)$$

Вид относительного профиля скорости в зависимости от величины x_0 показан на рис. 1.

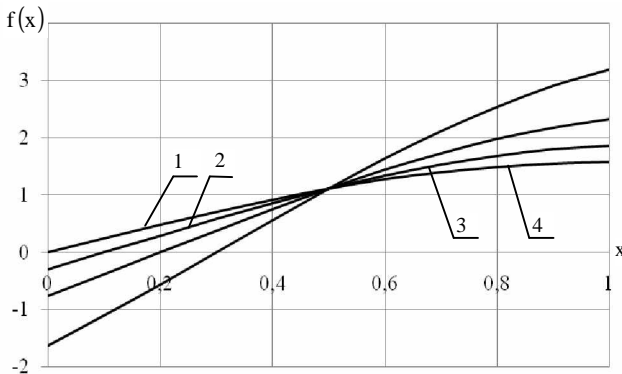


Рис. 1. Профили скорости в канале классификации:

1 – $x_0 = 0$; 2 – $x_0 = 0,1$; 3 – $x_0 = 0,2$; 4 – $x_0 = 0,3$

Здесь x_0 играет роль параметра идентификации модели. Эта величина может значительно отличаться от реально наблюдаемой в канале сепаратора, но ее значение должно обеспечивать существующую эффективность разделения элементарного классификатора. Параметр x_0 должен подбираться по результатам сопоставления расчетных по математической модели и наблюдаемых в эксперименте характеристик сепаратора.

В том случае, если эффективность разделения элементарных классификаторов будет зависеть от режимных факторов, от этих же факторов должна зависеть также и величина x_0 . Тогда параметр идентификации превращается в функцию идентификации со своими параметрами.

Среднерасходная скорость на участке $[x_i, x_{i+1}]$ будет равна

$$v_i = \frac{\bar{v}}{x_{i+1} - x_i} \int_{x_i}^{x_{i+1}} f(x) dx = \frac{\bar{v}}{x_{i+1} - x_i} \frac{\cos\left(\frac{\pi}{2}(x_i - x_0)\right) - \cos\left(\frac{\pi}{2}(x_{i+1} - x_0)\right)}{\cos\left(\frac{\pi}{2}x_0\right) - \sin\left(\frac{\pi}{2}x_0\right)}. \quad (4)$$

Для моделирования процесса разделения при принятых допущениях об установившемся движении частиц нет необходимости точно определять скорость движения газа. Здесь достаточно определить, в какую сторону движутся частицы каждого класса крупности. Совершенно очевидно, что при нисходящем потоке частицы любой крупности будут выходить в крупный продукт, при высокой подъемной скорости частицы пойдут в мелкий продукт без классификации.

На результат расчета оказывает влияние не только профиль скорости газа в канале, но и количество участков, на которые разбивается сечение канала при численном решении. Вариантные расчеты показывают, что можно подобрать профиль скорости даже разделив канал на 5 полос, но параметр x_0 перестает заметно зависеть от количества разбиений при делении более чем на 20 полос. Для сокращения времени счета не целесообразно дальнейшее уменьшение ширины участков.

Библиографический список

1. Барский М.Д., Ревнивцев В.И., Соколкин Ю.В. Гравитационная классификация зернистых материалов. – М.: Недра, 1974. – 232 с.

Б.Л. Шельгин, к.т.н., проф., С.А. Панков, к.т.н., доц. (ИГЭУ)

ПРИМЕНЕНИЕ ПАРОВОГО КОТЛА ДКВр-20-13 ДЛЯ РАБОТЫ В ВОДОГРЕЙНОМ РЕЖИМЕ

Техническое перевооружение теплоснабжения городских районов стало насущной задачей отечественной энергетики [1]. Крупным и быстрорастущим потребителем тепловой энергии является сектор жилищно-коммунального хозяйства (ЖКХ). Водогрейные котельные являются основными источниками теплоснабжения ЖКХ [2].

Дефицит теплообменного оборудования [3] и необходимость продления службы выработавших ресурс паровых котлов [4] создают предпосылки для перевода их в водогрейный режим работы.

Преимущества реконструкции паровых котлов малой мощности сводятся к следующему:

- исключаются из эксплуатации сетевые подогреватели;
- снижается гидравлическое сопротивление тепловой сети в пределах отопительной котельной;
- снижается температура уходящих газов при снижении температуры воды на входе в котел (от 102 °С до 70 °С), что повышает КПД агрегата.

Для котельной №4 г. Кострома предложено техническое решение перевода парового котла марки ДКВр-20-13 в водогрейный режим работы.

Требования технической продукции:

- максимальная тепловая мощность агрегата – 11 Гкал/ч;
- температурный график работы котла – 70÷95 °С;
- максимальный расход сетевой воды – 440 м³/ч.

Для оценки возможностей работы парового котла ДКВр-20-13 в водогрейном режиме специально, с использованием программы «ТРАКТ», разработана расчетная модель котлоагрегата. Расчетная схема энергоустановки (рис. 1) содержит три рабочих тракта: газовый, водопаровой и воздушный [5]. В качестве топлива принят природный газ с теплотой сгорания $Q_{н}^c = 8480$ ккал/м³.

Конструктивные характеристики поверхностей нагрева котла ДКВр-20-13 предоставлены заказчиком. При активном топочном объеме 39 м³ суммарная поверхность ограждающих стен принята 83,5 м².

Для конвективного пучка (КП) при наружном диаметре труб 51 мм и поверхности нагрева 243 м² площадь поперечного сечения газохода для прохода газов принята 2,4 м², а площадь живого сечения для прохода воды 1,4 м².

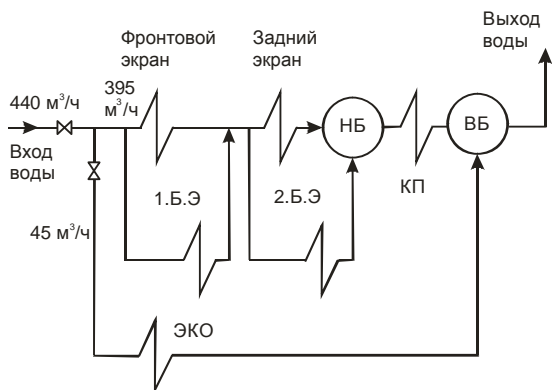


Рис. 1. Схема распределения потоков воды по поверхностям нагрева котла ДКВр-20-13 при его работе в водогрейном режиме

При поверхности нагрева ЭКО 808 м^2 площадь живого сечения для прохода газов $1,6 \text{ м}^2$, а для прохода воды применительно к одной трубе с внутренним диаметром 60 мм $0,0028 \text{ м}^2$.

Водогрейный режим котла ДКВр-20-13 при расходе воды 440 т/ч и существующей схеме водопарового тракта невозможен. В этом случае гидравлическое сопротивление водяного тракта, начиная с ЭКО, с учетом прямоочного движения потока через все поверхности стало бы во много раз превышать нормируемое значение $0,6 \div 1,5 \text{ кгс/см}^2$ [4].

Установлено, что наиболее приемлемой является двухпоточная схема циркуляции воды, когда один поток идет через ЭКО с расходом, обеспечивающим подогрев воды до температуры $90 \div 100 \text{ }^\circ\text{C}$, а второй поток проходит топочные экраны (ТЭ), нагреваясь до $80 \div 85 \text{ }^\circ\text{C}$, затем конвективный пучок труб, где температура поднимается еще на $10 \div 15 \text{ }^\circ\text{C}$. Оба потока смешиваются в верхнем барабане котла и направляются в тепловую сеть (рис. 1).

Расчетный анализ показал, что при расходе воды через ЭКО 45 т/ч и теплопроизводительности котла 11 Гкал/ч ожидаемые показатели, в сравнении с существующим (паровым) режимом, будут следующими: температура уходящих газов снизится на 52 градуса и составит $108 \text{ }^\circ\text{C}$; КПД котла (брутто) возрастет на 3,67 %; расход топлива снизится на $82 \text{ м}^3/\text{ч}$. Годовая экономия природного газа при числе часов использования максимума тепловой нагрузки 2000 ч составит 164 тыс. $\text{м}^3/\text{год}$.

Для снижения скорости воды в трубах ЭКО перед ним предлагается установить раздающий коллектор, в котором вода распределяется на три

потока и по трем патрубкам, соединенным с фланцами нижнего ряда труб, поступает в ЭКО.

При такой трехпоточной схеме движения скорость воды в трубах ЭКО составит 1,47 м/с, а гидравлическое сопротивление ЭКО будет одного порядка с сопротивлением параллельных участков ТЭ и КП (менее 1 кгс/см²).

Из подводящего водовода часть воды через раздающий коллектор поступает в нижний ряд труб ЭКО. Перед раздающим коллектором предусматривается задвижка, позволяющая изменять расходы воды через ЭКО и остальные поверхности нагрева с целью достижения равенства гидравлического сопротивления участков и обеспечения одинаковых температур потоков.

Отвод воды из ЭКО в верхний барабан обеспечивается с использованием существующего трубопровода. После отбора части воды в ЭКО оставшийся поток поступает к блокам ТЭ и КП.

В предложенном варианте за счет увеличения скорости циркуляции теплоносителя в трубах ТЭ и КП котла улучшается теплоотвод от металла поверхностей нагрева к рабочей среде. Температура уходящих газов на расчетный режим ожидается 105 °С (против 160 °С), что дает приращение КПД котла (брутто) на 2,7 %.

В предложенной схеме гидравлические сопротивления параллельных потоков воды приблизительно одинаковые и не превышают 1,0 кгс/см², что обеспечивает надежность системы циркуляции котла и ниже значений для подобных котлов теплопроизводительностью 6,5±20 Гкал/ч, выпускаемых отечественными заводами.

Реализация предложения по переводу котла ДКВр-20-13 в водогрейный режим работы подтвердила правильность принятых технических решений.

Библиографический список

1. Анализ перспектив развития отечественной теплоэнергетики. / А.В. Мошкарин, М.А. Девочкин, Б.Л. Шельгин и др.; под ред. А.В. Мошкарин / Иван. гос. энерг. ун-т. – Иваново, 2002.
2. Бузников Е.Ф., Роддатис К.Ф., Берзиньш Э.Я. Производственные и отопительные котельные. – М.: Энергия. 1974.
3. Роддатис К.Ф., Соколовский Я.Б. Справочник по котельным установкам малой производительности. Под ред. К.Ф. Роддатиса. Изд. 2-е, перераб. – М.: Энергия. 1975.
4. Котлы малой и средней мощности и топочные устройства / Отраслевой каталог 15-83. НИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ. – М. 1983.
5. Тепловой поверочный расчет котлов на ЭВМ ЕС: метод. указ. / ИЭИ; сост. В.Л. Гудзюк, А.С. Ривкин, Б.Л. Шельгин. – Иваново. 1989.

В.В. Варнашов, к.т.н., с.н.с. (ИГЭУ)

РАЗРАБОТКИ ИГЭУ ПО МОДЕРНИЗАЦИИ ГАЗООТВОДЯЩИХ ТРАКТОВ ТЭС

Внешние газоходы и дымовые трубы являются конечными сооружениями в процессе эвакуации продуктов сжигаемого топлива от тепловых агрегатов ТЭС. От их надежной работы зависит надежность и экологическая безопасность ТЭС.

Анализ состояния газовых трактов современных тепловых электростанций показывает, что в большинстве случаев строительные конструкции внешних газоходов и дымовых труб имеют разрушения, степень серьезности которых зависит не только от особенностей эксплуатации, но и непосредственно связана с техническими решениями, принятыми на стадии проектирования.

В последнее десятилетие из-за спада промышленного производства ТЭЦ и ГРЭС вынуждены значительную часть времени работать с пониженными нагрузками. Дымовые трубы и внешние газоходы, рассчитанные на работу с номинальной нагрузкой, в результате подвергаются ускоренному разрушению из-за нерасчетного режима эксплуатации. Это в первую очередь связано с изменением режимов работы котлов. При пониженных нагрузках температура уходящих газов может снизиться ниже температуры точки росы. Это вызвано уменьшением теплоотдачи от газов к стенкам за счет снижения их скорости при разгрузке котлов. В результате на стенках и в толще ограждающих конструкций конденсируется влага. При сжигании сернистых топлив эти процессы резко усугубляются образованием серной кислоты и возникновением сернокислотной коррозии.

При переходе с одного вида сжигаемого топлива на другой газоотводящий тракт также оказывается в непроектных условиях эксплуатации. Так, при переходе с твердого топлива на газ за счет большего содержания водяных паров в уходящих газах усиливаются коррозионные процессы и конденсация влаги, приводящие к разрушению конструкций газоходов и дымовых труб с образованием наледней на оголовках.

При сжигании твердого топлива в сборных газоходах на участках «мертвых зон» образуются золовые отложения, которые приводят к увеличению нагрузки на строительные конструкции и дополнительным аэродинамическим потерям. Участками отложений являются зоны после диффузор-поворотов, поворотов, колен, тройников, а также цокольные части и оголовки дымовых труб. Это связано с тем, что газоотводящие

тракты проектировались без выбора оптимальной аэродинамической их формы, учета тепловлажностных процессов, смены топлива и режимов работы котлов.

Отсутствие своевременного контроля состояния внешних газоходов и дымовых труб приводит к тому, что их ремонт выполняется, когда они становятся неработоспособными.

В связи с этим следует, что разработку проектов новых и реконструируемых газоотводящих трактов ТЭС и других ТЭУ необходимо проводить с учетом режимов работы котлов, а также технологической и экологической безопасности [1].

Качественное проектирование новых и реконструируемых газоотводящих трактов невозможно добиться без проведения комплексных аэродинамических, теплотехнических и влажностных расчетов с учетом режимов работы котлов и конструктивных особенностей внешних газоходов.

В связи с тем, что данные расчеты являются весьма трудоемкими, в учебно-научном центре по технологической и экологической безопасности в энергетике (УНЦ ТЭБЭ) ИГЭУ разработаны пять расчетных модулей (программ).

Первый из них предназначен для расчета режимов работы котлов. При этом определяются КПД котлов и параметры уходящих газов, а также валовые выбросы вредных веществ. Эти параметры используются для последующего расчета внешних газоходов, дымовых труб и рассеивания вредных веществ в атмосфере.

Следующие четыре модуля представляют программы для расчета:

- внешних газоходов [2];
- дымовых труб [3–5];
- прочностных характеристик дымовых труб;
- рассеивания вредных выбросов в атмосфере.

Программа расчета режимов работы внешних газоходов и дымовых труб позволяют выполнять расчеты процессов тепло- и массопереноса, определять температурные поля по сечениям строительных конструкций, оценивать величину конденсации влаги с агрессивными компонентами в толще ограждений, рассчитывать скорость коррозии металлических конструкций и др.

Четвертым программным комплексом, разработанным в соответствии с нормативными документами [6, 7], является программа расчета напряженно-деформированного состояния железобетонных дымовых труб любых конструкций. В комплексе с программами теплоаэродинамического расчета она позволяет спрогнозировать остаточный ресурс дымовых труб с учетом их фактического состояния.

Замыкающим из перечисленных выше программ – программа расчета рассеивания вредных выбросов, разработана на базе методики ОНД-86 [8]. Данный модуль позволяет определять поля рассеивания вредных веществ в атмосфере при всех возможных режимах работы теплоэнергетических установок.

Таким образом, разработанные программы в комплексе дают возможность всесторонне анализировать работу газоотводящих трактов и принимать соответствующие решения, как на стадии проектирования новых и реконструируемых трактов, так и при эксплуатации существующих.

Они были использованы при анализе работы существующих и разработке проектов модернизации газоотводящих трактов ряда ТЭС (ГРЭС-3, ТЭЦ-17, ТЭЦ-22 Мосэнерго, Костромской ГРЭС, Конаковской ГРЭС, Ярославской ТЭЦ-3, Рязанской ГРЭС, Рефтинской ГРЭС и др.). Это позволило выбрать оптимальные технические решения, сокращающие расход сжигаемого топлива в котлах и выброс вредных веществ в атмосферу.

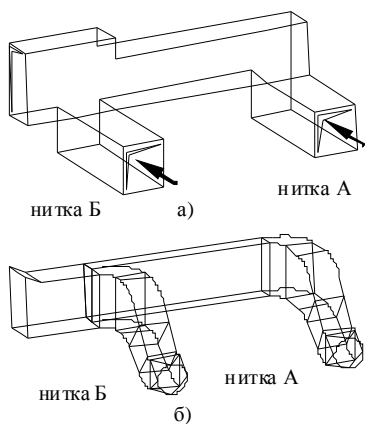


Рис. 1. Существующая (а) и новая (б) схемы внешних газоходов котла ПК-41 ст. № 1 Конаковской ГРЭС (газоходы котлов № 2, 3, 4 выполнены аналогично)

Для первой очереди Конаковской ГРЭС в УНЦ ТЭБЭ ИГЭУ разработан проект реконструкции существующих кирпичных газоходов (рис. 1а) с заменой их на металлические по улучшенной аэродинамической схеме (рис. 1б). Модернизация газоходов блоков № 1-3 позволила снизить сопротивление газоотводящего тракта на $42 \div 56,7$ мм вод.ст., что сократило потребление электроэнергии собственных нужд каждого блока на 1,52 млн.кВт·ч/год. Это эквивалентно снижению расхода топлива на один энергоблок в размере 240 т у.т./год.

Для Ярославской ТЭЦ-3 проведены исследования и разработана новая схема модернизации существующих кирпичных газоходов котлов № 1÷4 (рис. 2а) с заменой их на металлические по проекту УНЦ ТЭБЭ (рис. 2б). Это позволило снизить потребление электроэнергии на собственные нужды станции в количестве до 8 млн.кВт·ч/год, что эквивалентно экономии около 3000 т у.т./год.

С использованием программных комплексов для Костромской ГРЭС были разработаны проекты полной реконструкции внешних газоходов блоков 300 МВт 1-й и 2-й очереди, а также энергоблока 1200 МВт, по-

зволнившие увеличить их ресурс на 30-40 лет и снизить затраты электроэнергии на собственные нужды котлов на 2...5 %.

Железобетонная дымовая труба № 4 высотой $H = 200$ м Ново-Рязанской ТЭЦ (НРТЭЦ) сооружена для энергетических котлов 3-й очереди. В настоящее время к трубе подключены только пиковые водогрейные котлы ПТВМ-180 № 4 и 5, которые включаются только при низких температурах наружного воздуха.

Это приводит к преждевременному разрушению монолитной футеровки трубы и несущего ствола из-за нарушения тепловлажностного режима.

В результате вариантных расчетных исследований в ИГЭУ разработана новая схема газоходов (рис. 3) от котлов № 9-11 НРТЭЦ с подключением их к дымовой трубе № 4 с целью обеспечения работы дымовой трубы в течение всего года, повышения надежности и экологической безопасности ТЭЦ.

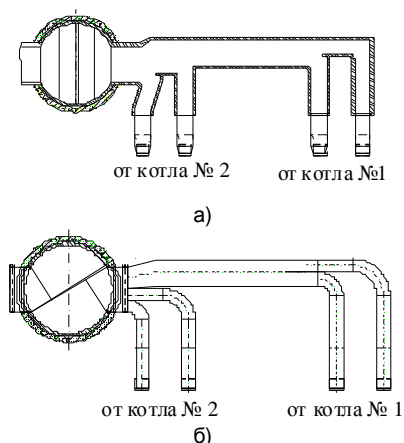


Рис. 2. Существующая (а) и новая (б) схемы внешних газоходов котлов ПТМ-84 ст. № 1 и 2 Ярославской ТЭЦ-3 (газоходы котлов № 3--4 симметричны относительно оси трубы)

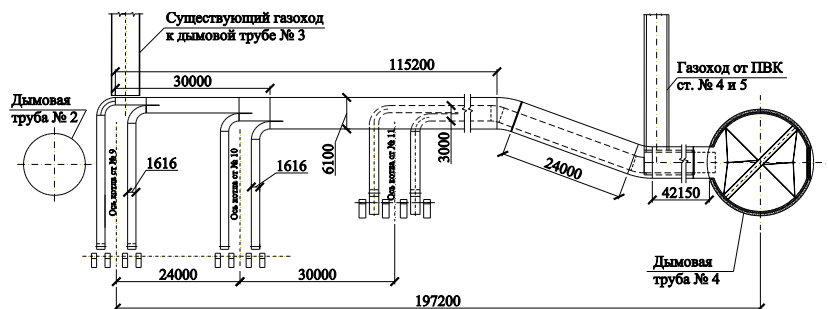


Рис. 3. Новая аэродинамическая схема внешних газоходов от энергетических котлов ст. № 9-11 к дымовой трубе № 4 НРТЭЦ

В результате вариантных теплоаэродинамических и влажностных расчетов выявлено, что дымовая труба № 4 обеспечивает удаление дымовых газов при совместной работе двух пиковых котлов ПТВМ-180 и трех энергетических котлов ст. № 9, 10 и 11. При этом улучшается тепловлажностный режим работа дымовой трубы и исключается выпадение конденсата водяных паров на внутренних стенках футеровки.

Экологическое обоснование проекта реконструкции газоходов показало возможность снижения максимальных суммарных приземных концентраций вредных выбросов от НРТЭЦ при работе всех котлов по схеме, приведенной на рис. 4б, на 17,6 % по сравнению с существующей схемой (рис. 4а).

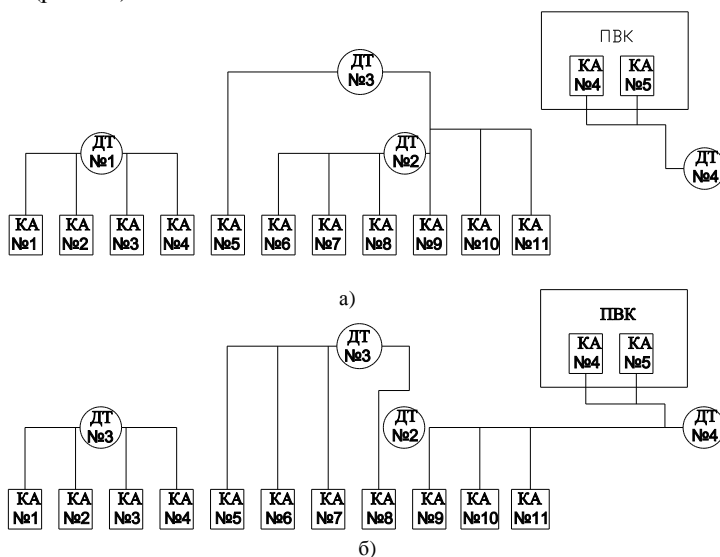


Рис. 4. Схемы подключения эн. котлов ст. № 1÷11 и ПВК ст. № 4, 5 НРТЭЦ к дымовым трубам № 1÷4:

а) существующая; б) при переводе котлов ст. № 9÷11 на дымовую трубу №4

Библиографический список

1. Салов Ю.В., Семашко В.А., Варнашов В.В., Оверченко И.В., Горшенин С.Д. Повышение надежности и экологической безопасности внешних газоходов и дымовых труб ТЭС//Энергосбережение и водоподготовка, № 2, 2009 г. С.54-57.
2. Салов Ю.В., Семашко В.А., Варнашов В.В. Программа для ЭВМ «Теплоаэродинамический расчет внешних газоходов ТЭС», Свидетельство № 2002610803, - М.: Роспатент, 2002.
3. Салов Ю.В., Семашко В.А., Варнашов В.В. Программа для ЭВМ «Теплоаэродинамический расчет дымовых труб ТЭС с вентилируемым воздушным зазором», Свидетельство № 2002610804, - М.: Роспатент, 2002.
4. Салов Ю.В., Семашко В.А., Варнашов В.В. Программа для ЭВМ «Теплоаэродинамиче-

ский расчет дымовых труб ТЭС с проходным вентилируемым каналом», Свидетельство № 2002610805. – М.: Роспатент 2002.

5. Салов Ю.В., Семашко В.А., Варнашов В.В. Программа для ЭВМ «Теплоаэродинамический расчет дымовых труб с прижимной футеровкой», Свидетельство № 2004611807. – М.: Роспатент, 2004.

6. ВСН 286-90. Указания по расчету железобетонных дымовых труб.

7. СНиП 2.01.07-85. Нагрузки и воздействия.

8. Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. ОНД-86: Гидрометеоиздат, 1987.

Н.Н. Фахреев, асп., И.А. Коначина, д.т.н., проф. (КГЭУ)

ВАРИАНТЫ ОРГАНИЗАЦИИ МИНИ-ТЭЦ НА БАЗЕ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЕЛЬНЫХ

В современном развитии энергетики в том числе и малой децентрализованной наблюдается все больший интерес перевода котельных в режим мини-ТЭЦ. Это в основном связано с повышением цен на топливно-энергетические ресурсы. Котельные работают на отпуск тепловой энергии в виде теплофикационной воды на нужды отопления и горячего водоснабжения или пара на производство и характеризуются менее эффективным использованием топлива (газа, мазута, угля и т.д.): по сравнению с ТЭЦ. В паровых котельных к тому же потенциальная энергия избыточного давления пара бесполезно дросселируется в редуccionно-охлаждительных установках (РОУ).

Перевод действующих котельных в режим работы мини-ТЭЦ характеризуется сравнительно дешевой получаемой энергией (когенерационная установка вырабатывает электроэнергию (э/э) и тепловую энергию в соотношении 1:1,5) с коэффициентом полезного действия по электрической до 30%, тепловой до 60% при этом потери составят порядка 10%, что является весомым фактором в пользу данного мероприятия [1].

Для котельного парка г.Казани возможны различные варианты организации мини-ТЭЦ. На рис. 1 представлена таблица возможных вариантов организации на базе водогрейных и паровых котельных.

В том числе для водогрейных котельных (ВК) на базе газотурбинных установок (ГТУ), поршневых двигателей[4], которые в свою очередь разделяются по виду используемого топлива: на газообразные, на жидком топливе и двухтопливные с утилизацией выхлопных газов в котлах-утилизаторах (КУ) для выработки пара по парогазовому циклу или теп-

лофикационной воды в КУ и контурах охлаждения поршневого двигателя на нужды отопления и горячего водоснабжения.

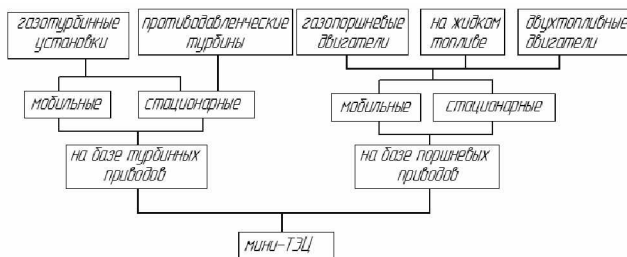


Рис. 1. Обобщенная таблица вариантов организации мини-ТЭЦ

Этот путь предполагает частичную или полную замену существующего оборудования котельной. Меньшие затраты на модернизацию котельных без серьезных вмешательств в тепловую схему котельной с выработкой пара на производственные нужды возможны при замене РОУ на турбину с противодавлением. Здесь также возможны варианты использования двух типов турбин: лопастных или паровых винтовых машин (ПВМ). Каждый вариант организации мини-ТЭЦ имеет практическое внедрение в России и за рубежом и обладает своими достоинствами и недостатками.

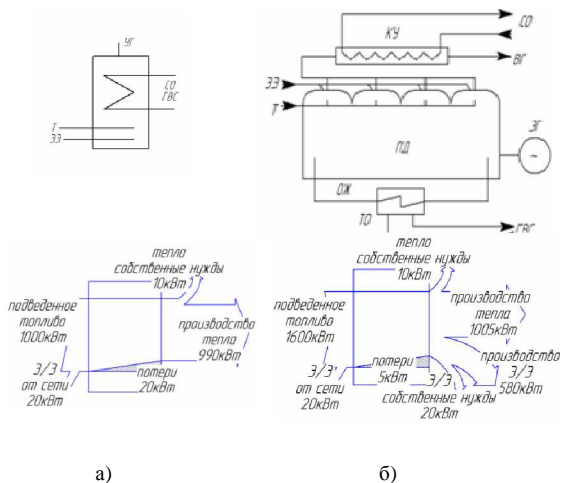
Наибольший интерес для г. Казани представляет перевод в режим мини-ТЭЦ водогрейных котельных. В городе насчитывается свыше 100 котельных характеризующихся низким коэффициентом использования топлива и высокой ценой отпущенного тепла по сравнению с высокопроизводительными ТЭЦ.

Перевод водогрейной котельной в режим мини-ТЭЦ может повысить их конкурентоспособность на энергетическом рынке и позволит достичь значительного эффекта.

Для качественной оценки проводимого мероприятия по переводу котельной г. Казань в режим работы мини-ТЭЦ путем надстройки или полного перевооружения существующей котельной необходим тщательный структурный анализ и применение методов системных исследований исходными материалами для которых является построение балансов энергии и эксергии [2]. Методология проведения таких исследований основывается на известных работах, но требует создания индивидуальных мето-

дик для различных объектов исследования [2, 3]. На рис. 2 представлена структура энергобаланса: а) исходной водогрейной котельной с котлами марки ТВГ расположенной в жилом микрорайоне г. Казань; б) когенерационная установка с поршневым двигателем PERKINS фирмы WILSON.

Рис. 2. Принципиальная схема и структура энергобаланса: а) типовой котельной водогрейного типа; б) когенерационной установки поршневого типа: ПД - поршневой двигатель; КУ - котел утилизатор; ЭГ - электродгенератор; ЭЭ - электроэнергия на собственные нужды; СО - система охлаждения; ВГ - выхлопные газы; ГВС - горячее водоснабжение; Т - топливо; ОЖ - охлаждающая жидкость; ТО - теплообменник; УГ - уходящие газы.



В табл. 1 представлена структура энергобаланса котельной и мини-ТЭЦ.

Таблица 1. Структура энергобаланса

Котельная				мини-ТЭЦ			
Приход	кВт	Расход	кВт	Приход	кВт	Расход	кВт
Подведенная тепловая энергия с топливом	1000	Отпущенная тепловая энергия	990	Подведенная тепловая энергия с топливом	1600	Отпущенная тепловая энергия	1005
Подведенная э/э	20	Расход теплоты на собственные нужды	10	Подведенная э/э	20	Полезно выработанная э/э	580
		Потери	20			Расход теплоты на собственные нужды	10
						Расход э/э на собственные нужды	20
Итого:	1020		1020		1620		1620

В структуре энергобаланса котельной видно, что электроэнергия на собственные нужды теряется безвозвратно, при организации мини-ТЭЦ выработанная в когенерационной установке электроэнергия покрывает собственные нужды, включая снижение потерь с уходящими газами экономия равна 45кВт.

Библиографический список

1. **Бутузов В.А.** Модернизация муниципальных котельных путем установки на них оборудования для комбинированной выработки тепла и электроэнергии // Теплоэнергетика. 2008 №12.
2. **Назмеев Ю.Г.** Теплоэнергетические системы и энергобалансы промышленных предприятий: М.: МЭИ, 2002.
3. **Мелентьев Л.А.** Системные исследования в энергетике. Элементы теории, направления развития. Изд-е 2-е, доп.— М.: Наука, 1983
4. **Албул В.П.** Коэффициент полезного действия когенерационных систем // Газовая промышленность. 2004 №6.

Р.Е. Липантьев, асп., В.П. Тутубалина, д.т.н., проф. (КГЭУ)

ЭЛЕКТРОДУГОВОЙ МЕТОД УДАЛЕНИЯ СЕРНИСТЫХ СОЕДИНЕНИЙ ИЗ МАЗУТА

Добыча сернистой и высокосернистой нефти от общей добычи нефти Российской Федерации составляет 13,5 % и значительно увеличивается за счет разработки новых месторождений Волго-Уральского региона. Например, в Татарстане доля тяжелой нефти превышает 35 %, в Пермской области – 58 %, в Удмуртии – 83 %. Этот фактор не мог не повлиять на качество жидкого котельного топлива, т.к. мазут является остаточным продуктом перегонки нефти и практически не подвергается очистке [1].

Сжигание мазута с высоким содержанием серы на тепловых электрических станциях сопровождается интенсивным золоотложением на поверхностях нагрева котельных агрегатов, выделением огромного количества серосодержащих веществ в продуктах сгорания и высоким коррозионным износом хвостовых поверхностей нагрева котла [2, 3].

Целью работы является использование энергосберегающего устройства для электродугового расщепления мазута в процессе топливоподготовки на электрических станциях. В результате применения этого устройства достигается высокая степень обессеривания мазута и снижается его вязкость.

Устройство для подготовки высокосернистых мазутов к сжиганию содержит электродуговой реактор, снабженный неподвижными и подвижными электродами. На рис. 1 приведен общий вид устройства.

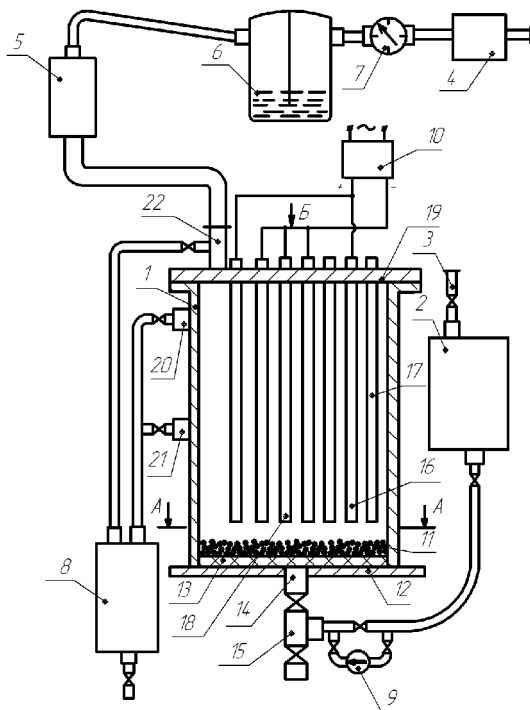


Рис. 1. Общий вид установки

Оно включает в себя: 1 – электродуговой реактор; 2 – напорный бак; 3 – линию топлива; 4 – адсорбер; 5 – холодильник; 6 – барботер; 7 – газовый счетчик; 8 – сливной бак; 9 – насос байпасной линии; 10 – преобразователь электрического тока. Электродуговой реактор имеет: 11 – графитовый электрод; 12 – основание; 13 – перфорированную изолирующую решетку; 14 – штуцер с перфорированным диском-решеткой; 15 – тройник; 16 – неподвижный положительный электрод; 17 – неподвижный неподключенный электрод; 18 – неподвижный отрицательный электрод; 19 – крышка реактора; 20 – переливной штуцер; 21 – штуцер подачи обессеренного топлива; 22 – штуцер для выхода газа.

Предварительно подогретый мазут, поступаая из линии топлива 3, падает в напорный бак 2, после чего, за счет разности гидростатических давлений напорного бака 2 и электродугового реактора 1, поступает по трубопроводу в тройник 15, а за тем в штуцер с перфорированным диском-решеткой 14, служащим для подачи мазута в электродуговой реактор. Для поддержания и возможного увеличения давления мазута в случае снижения его температуры до нижнего предела текучести, установлен насос байпасной линии 9.

В электродуговом реакторе, обессеривание мазута происходит в электрической дуге, вызванной колебательными движениями подвижных графитовых электродов 11, имеющих форму шарика, между неподвижными электродами 16, 17, 18 из нержавеющей стали. В электродуговом разряде под воздействием высоких температур, достигающих в искре 1500 °С, происходит избирательное разрушение сернистых соединений с последующим их переходом в парогазовое состояние. В электродуговом реакторе, подвергаюот десульфированию сернистые топлива в межэлектродном промежутке в электродуговом разряде подвижных насыпных графитовых электродов, расположенных над перфорированной изолирующей решеткой 13 из полимерного материала, обладающего диэлектрическими свойствами и высокой термостойкостью. При этом неподвижные электроды 16, 18 электрически соединены между собой и расположены вертикально на расстоянии достаточном для свободного перемещения графитового электрода. Реактор содержит четыре положительных, четыре отрицательных и четыре неподключенных неподвижных электродов из нержавеющей стали, верхние концы которых закреплены непосредственно в его крышке 19, а их нижние концы находятся над слоем подвижных графитовых частиц, выполняющих функцию подвижных электродов. Такой порядок размещения электродов стабилизирует микроаряды, увеличивая их в объеме, поскольку одновременно возникает множество центров параллельных и перекрестных микродуг в промежутках между соседними электродами. Более того, плотность электрических разрядов в объеме мазута увеличивается за счет образования множества электродуг не только около нижних концов токопроводящих электродов, но и при контакте их по всей рабочей длине с взвешенными в жидкой фазе графитовыми твердыми частицами – подвижными электродами. Значительная часть графитовых подвижных электродов 11 постоянно находится во взвешенном состоянии под действием восходящего потока мазута, поступающего в реактор снизу через изолирующую перфорированную решетку 13, которая имеет отверстия достаточные для прохождения мазута, но меньшие размером по сравнению с графитовыми шариками, что исключает попадание шариков в трубопровод при остановке ре-

актора и изолирует его основание 12 от возможного пробоя электрического тока на корпус. Установка четырех промежуточных контактирующих неподвижных электродов 17, неподключенных к токоподводу, способствует равномерному распределению электрических дуг по контурам в искровых промежутках токопроводящих электродов. Наличие постоянных контактирующих электродов, между противостоящими основными токоподводящими электродами повышает кратность контактирования с подвижными электродами – твердыми графитовыми частицами, а, следовательно, возрастает надежность дискретной разрядки в системе.

При прохождении мазута через электродуговой реактор, происходит его разделение на две части – жидкую и газообразную. Жидкая составляющая представляет собой обессеренный мазут, который направляется через штуцер подачи обессеренного топлива 21 в сливной бак 8. В случае неконтролируемого расхода топлива предусмотрен переливной штуцер 20, позволяющий эффективно регулировать процесс прохождения мазута через электродуговой реактор. Газообразная часть имеет низкую плотность и направляется в расположенный в крышке реактора 19 штуцер для выхода газа 22, за тем в холодильник 5, где происходит охлаждение газа, после чего проходит первичную очистку в барботере 6, и после газового счетчика 7, направляется на вторичную очистку в адсорбер 4 [4].

Конструкция электродугового реактора, позволяет сократить время контактирования мазута в области высоких температур, обеспечивает необходимые условия теплообмена для осуществления термического крекинга без локального перегрева при оптимальном режиме обессеривания мазута. Высокая стабильность электрических дуг обеспечивает максимальную селективность процесса. Реактор может работать в широком диапазоне нагрузок по жидкой фазе при эффективном теплообмене и оптимальном режиме обессеривания мазута. Простота и надежность конструкции реактора, высокая турбулизация жидкой среды, отсутствие ограничений размеров и производительности реактора открывают широкие возможности его использования для осуществления гетерофазного процесса в системе жидкость-твердое тело, в частности, для обессеривания жидких энергетических топлив для котлов тепловых электрических станций.

Библиографический список

1. Липантьев Р.Е., Тутубалина В.П. Известия вузов. Проблемы энергетики. 2010 г. № 7-8. с. 144-147
2. Росляков П.В., Закиров И.А. Нестехиометрическое сжигание природного газа и мазута на тепловых электростанциях. – М.: Издательство МЭИ. 2001. 144 с.

3. Адамов В.А. Сжигание мазута в топках котлов. – СПб.: Издательство «Недра». 1989. 304 с.
4. Липантьев Р.Е., Тутубалина В.П. Известия вузов. Проблемы энергетики. 2010 г. №5-6. с. 4-6.

*И.Ю. Кляйнрок, асп., В.Н. Голощумова, к.т.н., Ю.М. Бродов, д.т.н.
(УрФУ)*

ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Исследование теплового состояния корпуса цилиндра высокого давления (ЦВД) представляет собой весьма непростую задачу, так как его температурное поле имеет значительную неравномерность в радиальном, окружном и осевом направлении. Данное обстоятельство объясняется сложной геометрической формой корпуса; наличием паропроводов, лап, крепежа, изоляции; различными температурами пара и коэффициентами теплоотдачи в камерах по длине цилиндра.

Экспериментальные исследования температурных полей хотя и являются достаточно точными, однако, требуют продолжительного времени, как на подготовку, так и на их проведение, а также существенных материальных и трудовых затрат на установку большого числа термопар в различных точках корпуса.

Современные мощные многопроцессорные вычислительные станции с соответствующим программным обеспечением позволяют решить трехмерную задачу нестационарной нелинейной теплопроводности при граничных условиях, переменных во времени на различных участках корпуса, сводя, тем самым, стендовые и экспериментальные исследования к минимуму. Однако на практике такие устройства не всегда могут быть доступны, поэтому для упрощения задачи определения трехмерного температурного поля рекомендуется разбивать данную задачу на несколько подзадач в одно- и двухмерной постановке [1]. Одно- и двухмерные модели являются достаточно экономичными с точки зрения затрат вычислительных ресурсов, и могут быть реализованы на обычных персональных компьютерах. С другой стороны, подобное упрощение поставленной задачи может быть причиной погрешностей при расчетах.

В настоящей статье представлены результаты сравнения расчетов температурных полей корпуса ЦВД теплофикационной паровой турбины Т-53/67-8,0 ЗАО «УТЗ» [1] полученных на основе:

- двумерной (2D) модели поперечного сечения камеры смешения после первой ступени корпуса ЦВД (рис. 1). Данная модель необходима для анализа взаимного влияния стенки корпуса и фланца;
- двумерной осесимметричной модели продольного сечения стенки корпуса ЦВД (рис. 2). Данная модель необходима для анализа влияния соседних камер;
- трехмерной (3D) модели корпуса ЦВД (рис. 3).

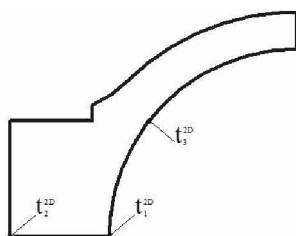


Рис. 1. Эскиз двумерной модели поперечного сечения камеры смешения после первой ступени корпуса ЦВД

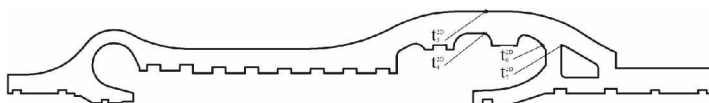


Рис. 2. Эскиз двумерной осесимметричной модели продольного сечения стенки корпуса ЦВД

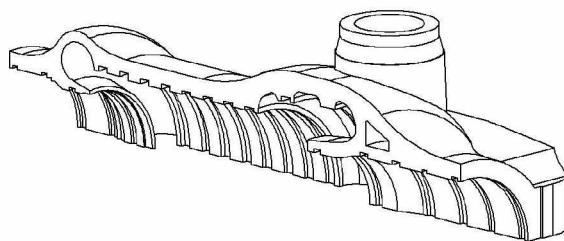


Рис. 3. Эскиз трехмерной модели верхней половины корпуса ЦВД

Температурные поля корпуса ЦВД рассчитывались для пуска турбины из холодного состояния методом конечных элементов в САЕ-пакете ANSYS. С целью снижения времени расчетов задача решалась для верхней половины корпуса ЦВД.

Двухмерные геометрические модели были построены по чертежам УТЗ в CAD-пакете КОМПАС и импортированы в ANSYS в символическом формате данных ACIS. Для решения тепловой задачи был выбран элемент PLANE 77. Элемент определяется восьмью степенями свободы и температурой в каждом узле и может быть использован в качестве осесимметричного элемента [3].

Трехмерная геометрическая модель корпуса была построена по чертежам УТЗ в CAD-пакете Solid Works и импортирована в ANSYS в символическом формате данных PARASOLID. С целью уменьшения времени расчетов модель была построена без отверстий под шпильки. Для решения тепловой задачи был выбран элемент SOLID 90. Элемент определяется двадцатью степенями свободы и температурой в каждом узле [3].

Корпус турбины изготовлен из жаропрочной стали 15X1M1ФЛ. Моделирование свойств материала выполнено с учетом изменения коэффициентов и характеристик соответствующих теплофизических свойств стали корпуса в зависимости от температуры металла.

При задании краевых условий задачи моделирования температурного поля на поверхности моделей задавались граничные условия III рода при вынужденной конвекции и начальные условия.

Распределение температуры в начальный момент времени по корпусу принято однородным и равным 100 °С.

Температуры пара, омывающие поверхности корпуса, определялись на основе расчета турбины на переменные режимы работы. При этом предполагалось, что пуск турбины осуществляется в соответствии с графиком УТЗ.

Коэффициенты теплоотдачи на различных поверхностях ротора рассчитывались по критериальным уравнениям [4]. Коэффициенты теплоотдачи на расточках под диафрагмы принимались в соответствии с рекомендациями [1] для безотборных камер турбин. При расчете предполагалось наличие идеальной изоляции на наружных поверхностях корпуса, то есть коэффициенты теплоотдачи на изолированной поверхности принимались равными нулю.

Использованный для расчетов метод конечных элементов позволил получить полное и подробное температурное поле корпуса. Анализ полученных температурных полей показал, что наиболее быстро прогревается участок паровпуска и узкий бурт перед диафрагмой первой и второй ступени. Кроме того, в корпусе наблюдается значительная неравномерность температурного поля, как в осевом, так и в радиальном направлении.

В табл. 1 представлены значения температур металла в характерных точках корпуса (см. рис. 1, 2) для трех расчетных моделей.

Таблица 1. Результаты расчетов температурных полей в корпусе ЦВД

Время пуска, мин	Температура металла в характерных точках двухмерных моделей, °С							Температура металла в характерных точках трехмерной модели, °С						
	t_1^{2D}	t_2^{2D}	t_3^{2D}	t_4^{2D}	t_5^{2D}	t_6^{2D}	t_7^{2D}	t_1^{3D}	t_2^{3D}	t_3^{3D}	t_4^{3D}	t_5^{3D}	t_6^{3D}	t_7^{3D}
2,5	166	110	157	155	106	144	126	159	108	150	159	106	149	120
10	207	121	192	200	152	193	169	194	118	186	207	155	200	163
20	255	164	233	251	206	243	214	241	157	230	257	214	245	208
30	284	207	264	288	253	280	251	272	197	260	296	263	278	245
40	293	232	276	304	284	296	275	284	220	276	310	292	300	269
50	308	268	294	319	303	312	293	302	256	292	322	309	314	287
80	323	304	316	335	328	331	318	320	295	315	336	336	330	312
110	335	328	333	348	345	346	337	334	322	331	349	349	346	331
140	397	384	393	409	395	406	387	396	378	392	410	401	404	380
180	460	447	457	474	458	470	449	459	441	455	475	462	468	439

Из таблицы видно, что 2D модель поперечного сечения камеры смешения после первой ступени на протяжении всего пуска турбины дает незначительное завышение температур в характерных точках корпуса по сравнению с 3D моделью. Это можно объясняется тем, что в данной 2D модели не учитывается отток теплоты в продольном направлении к более холодным участкам корпуса, поэтому прогрев осуществляется интенсивнее. Максимальная погрешность в этом случае составляет 5,8 % и соответствует 20-й минуте пуска турбины для характерной точки корпуса t_1^{2D} .

Погрешности, связанные с применением двухмерной осесимметричной модели продольного сечения стенки корпуса не имеют такой однозначной закономерности: на отдельных участках корпуса наблюдается как завышение, так и занижение температур в характерных точках по сравнению с 3D моделью. Однако для всех рассмотренных случаев погрешности не превышают 3,8 %, что соответствует 30 минуте пуска турбины для характерной точки корпуса t_5^{2D} .

Стоит отметить, что на расчет температурного поля корпуса ЦВД на основе 3D модели ушло примерно в 12 раз больше «машинного» времени, чем на расчеты, основанные на 2D моделях. Поэтому для инженерных оценочных расчетов температурных полей корпусов паровых турбин авторы рекомендуют использовать двухмерное моделирование.

Библиографический список

1. **Плоткин Е.Р.** Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков / Е.Р. Плоткин, А.Ш. Лейзерович. – М.: Энергия, 1980. 192 с.
2. **Баринберг Г.Д.** Теплофикационная паровая турбина Т-53/67-8,0 для ПГУ-230 Минской ТЭЦ-3. / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.А. Гольдберг и др. // Теплоэнергетика. 2008. № 8. С.13-24.
3. <http://www.cae.ustu.ru>.
4. **Зысина-Моложён Л.М.** Теплообмен в турбомашинах / Л.М. Зысина-Моложён, Л.В. Зысин, М.П. Поляк. – Л.: Машиностроение, 1974. 335 с.

*А.А. Смирнов, асп., В.Н. Голошумова, к.т.н.,
Ю.М. Бродов, д.т.н. (УрФУ)*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА ДЛЯ КОНТРОЛЯ ПУСКО-ОСТАНОВОЧНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Известно, что все вновь строящиеся и модернизируемые энергоблоки паротурбинных установок должны оснащаться автоматизированными системами управления. На сегодняшний день в нашей стране объем автоматизации для большинства энергоблоков ограничивается традиционным набором защит и блокировок, стабилизирующих систем регулирования и схем автоматического включения резервирующего оборудования. При этом уровень разработок в области автоматизации переходных режимов работы паровых турбин за редким исключением ограничен созданием шаговых программ пуска, спроектированных по пусковым инструкциям и не проводящих оценку текущего теплового состояния ротора турбины.

Для паровых турбин на сверхкритические параметры пара критическим элементами, ограничивающими скорость пуска турбин по уровню температурных напряжений, в большинстве случаев являются ротора высокого или среднего давления в зоне паровпуска. При этом непосредственное термометрирование роторов крайне затруднительно, что определяет необходимость разработки их математических моделей.

В настоящей работе представлена разработанная авторами динамическая модель термонапряженного состояния ротора высокого давления паровой турбины, физико-математической основой которой является решение задачи нестационарной теплопроводности методом конечных элементов (МКЭ) на грубой сетке, что позволило моделировать зону паровпуска в реальном времени на ограниченных вычислительных ресурсах. Традиционно МКЭ применяется на этапе проектирования детали, узла или установки в целом и в этом контексте используется специалистами во всем мире. Однако в качестве инструмента моделирования процесса в реальном времени известно применение данного метода, в основном, в сфере компьютерной графики [1]. Альтернативным решением задачи является построение аналитических моделей ротора (например, на основе преобразования Лапласа [2]), к достоинствам которого можно отнести простоту реализации, но которое возможно лишь при условии ряда существенных допущений, влияющих на точность и достоверность результата.

Подход, основанный на применении МКЭ, имеет, по нашему мнению, ряд существенных преимуществ, обусловленных в основном особенностями самого метода:

- возможность моделирования с учетом реальной геометрической формы объекта, нелинейных свойств материала, а также сложных граничных условий;
- получение на выходе модели комплексной информации о температурном поле объекта;
- высокая степень автоматизации и унификации при проектировании и верификации модели;
- относительная простота встраивания модели в существующие конструкции АСУ ТП энергоблоком.

В качестве инструмента для создания модели использован программный комплекс MATLAB и входящая в его состав надстройка PDE Toolbox. Преимуществами данной программы являются открытый исходный код, а также возможность последующей автоматической генерации кода на языке «С» для реализации модели на базе микроконтроллера.

В качестве генератора расчетной сетки использован конечно-элементный комплекс ANSYS, качественные показатели которого по данному критерию превосходят генератор PDE Toolbox. Для импорта полученной сетки в MATLAB авторами разработаны специализированные программные средства.

В программе PDE Toolbox для решения нестационарной задачи применяется метод «линий», при котором для решения жесткой системы дифференциальных уравнений используется универсальный специализированный пакет ode15s, встроенный в систему MATLAB. Данный пакет построен на основе метода NDF (Numerical Differentiation Formulas) и обеспечивает точность интегрирования до пятого порядка. Однако, более перспективным с точки зрения простоты реализации, требуемой точности, а также быстродействия является безитерационный метод используемый в ANSYS. Метод обеспечивает интегрирование со вторым порядком точности по схеме Кранка-Николсона, что для данной задачи в полной мере удовлетворяет требованиям, предъявляемым к точности инженерных расчетов. Однако без использования итераций решение может быть получено лишь для линейной модели, не учитывающей зависимость свойств материала от температуры. Оценка показала, что наибольшая по времени, средняя по узлам сетки разность температуры для решений, полученных для постоянных свойств материала и свойств, заданных в виде функциональных зависимостей от температуры, не превышает 2 °С.

Кроме того, при использовании прямого метода имеется возможность точной оценки необходимой производительности вычислителя и, следо-

вательно, более качественного выбора элементной базы для реализации устройства.

Верификация полученной упрощенной модели ротора проведена на базе полной модели по объему всего ротора, построенной в комплексе ANSYS, заменяющей его экспериментальное термометрирование.

Методика выбора элементной базы для реализации устройства разработана по следующим параметрам:

- допустимая погрешность моделирования;
- характеристики вычислительной платформы (микроконтроллер, компьютер), такие как объем оперативной памяти, производительность – количество операций с плавающей запятой в секунду (FLOPS);
- параметры реального времени, определяемые из скорости протекания тепловых процессов, тепловой инерционности ротора;
- размер и особенности расчетной области, определяемые путем моделирования традиционными пакетами МКЭ с последующим анализом результатов.

Выполненная в рамках исследования оценка показала, что для обеспечения высокой степени соответствия решению данной задачи, полученному с автоматическим выбором шага по времени для области регулирующей ступени турбины Т-110/120-130 достаточно моделирования с постоянным шагом по времени, равным 30 сек. С учетом современного уровня развития цифровой вычислительной техники, полученное значение указывает на то, что критической характеристикой при выборе элементной базы устройства является объем оперативной памяти, а не производительность процессора. Принимая во внимание средний показатель тепловой инерционности штатных хромель-копелевых термопар, равный 8 сек, полученный шаг по времени может быть уменьшен до соответствующего значения.

Метод предполагается реализовать в микропроцессорном устройстве, предназначенном для встраивания в АСУ ТП энергоблока. Для апробирования метода ранее разработано и верифицировано устройство на базе микроконтроллера для моделирования процесса остывания ротора по методу тепловых балансов [3].

Устройство подготовлено к реализации в проектируемых и модернизируемых турбинах ЗАО «Уральский турбинный завод». При этом, ожидаемый экономический эффект от внедрения устройства обусловлен тем, что управление пусковыми (остановочными) режимами турбин возможно с максимальной скоростью нагружения (снижения мощности) при обеспечении необходимого уровня надежности всего оборудования ПТУ.

Библиографический список

1. Никитина Л.Д., Никитин И.Н., Фролов П.В., Геббельс Г., Гебель М., Клименко С.В., Нильсон Г.М. Моделирование деформаций упругих объектов в виртуальных окружениях в реальном времени, используя метод конечных элементов и предвычисленные функции Грина. // Электронный журнал "Исследовано в России", 6, 267-276, 2003. url: <http://zhurnal.gpi.ru/articles/2003/026.pdf>.
2. Похорилер В.Л., Макаров И.Н. Виртуальная аналоговая модель прогрева ротора паровой турбины для АСУ ТП энергоблоков. // Совершенствование турбин и турбинного оборудования: региональный сборник научных статей. Екатеринбург, УГТУ, 2000. 436 с.
3. Голошумова В.Н., Смирнов А.А. Контроль предпускового температурного состояния ротора паровой турбины // Тяжелое машиностроение. 2011. № 3. с. 40-43.

*А.В. Беляков, зав. лабораторией, к.т.н., доц., А.Н. Горбачев, с.н.с.,
А.А. Фокин, н.с. (РФ, ОАО «ВТИ»), М. Дерета, директор,
(Республика Сербия, ДОО «Рума-Дем-Киев»)*

**РАЗВИТИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ
ТЕХНОЛОГИИ РЕМОНТА РАБОЧИХ
И НАПРАВЛЯЮЩИХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН
МЕТОДОМ ЭЛЕКТРОИСКРОВОГО ЛЕГИРОВАНИЯ
В УСЛОВИЯХ СТАЦИОННЫХ РЕМОНТОВ**

Среди проблем, которые остро стоят в тепловой и атомной энергетике, это проблемы эрозионного изнашивания входных кромок и кавитационного изнашивания выходных кромок паровых турбин. Элементы проточной части в виде рабочих и направляющих лопаток паровых турбин тепловых электростанций подвергаются интенсивному абразивному изнашиванию оксидными частицами, образующимися на поверхностях нагрева котла и паропроводов, и материалом сварочного «града», формирующегося в процессе ремонтов паросилового оборудования, которые попадают в проточную часть турбины с паровым потоком. Учитывая интенсивное воздействие на элементы проточной части турбины влажного пара и абразивных частиц, необходимо применение защиты элементов проточной части от эрозионного и абразивного износов.

Технико-экономический анализ методов активной (схемно-конструктивной) и пассивной (технологической) защиты от эрозионно-коррозионного изнашивания входных и выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин позволил обратить серьезное внимание на возможности метода электроискрового легирования (ЭИЛ)

при формировании эрозионнстойких защитных покрытий на входной и выходной кромках [1–6].

Решение этих задач потребовало серьезной проработки технологических вопросов. Наибольшим достижением технологического процесса является возможность формирования защитного покрытия методом ЭИЛ на входных и выходных кромках рабочих лопаток без разлопачивания роторов при следующих их возможных положениях [7, 8]:

- ротор находится на стапеле или козлах ремонтной площадки (вынут из цилиндра паровой турбины);
- ротор находится на подшипниковых опорах в цилиндре паровой турбины («постели») при вскрытой верхней половине цилиндра (крышке);
- ротор находится в цилиндре с закрытой крышкой (технологический процесс формирования покрытия осуществляется только на последних ступенях паровых турбин через выхлоп турбины).

Применение технологического процесса формирования защитных покрытий позволило увеличить ресурс лопаток высокого и среднего давления, подвергающихся абразивному изнашиванию, в 3 раза, а рабочих лопаток последних ступеней – на 80÷150 %. Указанные технологические процессы реализованы на большом количестве разных типов турбин, как в России, так и за рубежом.

Основными достоинствами разработанного технологического процесса являются:

- высокая производительность подготовки поверхности под формирование покрытия (20–25 рабочих лопаток в смену – 8 часов);
- высокая производительность нанесения защитно-упрочняющего покрытия (15–20 рабочих лопаток в смену – 8 часов, что соответствует 0,5÷1,5 мин/см²);
- мобильность оборудования (небольшие габариты) и вес;
- время развертывания оборудования на ремонтной площадке 20-25 мин.;
- исключение термического влияния на материал лопатки (в процессе формирования защитно-упрочняющего покрытия материал лопатки остается холодным);
- возможность локального нанесения покрытия.

Интересным развитием направления является совершенствование технологического процесса формирования защитно-упрочняющего электроискрового покрытия на рабочие лопатки последних ступеней РНД паровых турбин средней мощности без вскрытия крышки ЦНД. Например, формирование покрытия на входные и выходные кромки 27-й и 31-й ступеней турбины К-200-130 ЛМЗ без вскрытия крышки цилиндра впол-

не возможно. При этом экономятся средства на вскрытие и закрытие ЦНД, а также сокращаются сроки проведения ремонта. Но при этом в виду ограниченного технологического пространства операции подготовки поверхности лопаток под покрытие и непосредственно процесс формирования покрытия весьма затруднительны с точки зрения обеспечения безопасности и комфортности работы сотрудников.

Учитывая, что на ряде электрических станций в процессе стационарных ремонтов (Заинская ГРЭС) осуществляется процесс балансировки РНД без вскрытия цилиндра с помощью вырезки технологических люков, с торцов цилиндра вырезаются отверстия $\varnothing 630$ мм под технологические люки, с помощью которых в процессе эксплуатации турбины при остановках производится удобный осмотр состояния рабочих лопаток 27-й и 31-й ступеней. На рис. 1 представлен эскиз расположения технологических люков на корпусе ЦНД турбины К-200-130 ЛМЗ с некоторыми технологическими размерами. При этом необходимо отметить, что с точки зрения формирования покрытия альтернативное расположение крышки люка наиболее удобно для формирования покрытия на рабочих лопатках.

Для осуществления такой технологии организуются в выхлопном пространстве конденсатора турбины два временных рабочих места (со стороны прямого и обратного потоков). Процедура организации каждого из рабочих мест заключается в следующем:

- приварка уголков с двух сторон по внутренней поверхности нижней части ЦНД от люка до рабочего колеса 27-й (31-й) ступени (1-й ярус);
- приварка уголков длиной 150÷200 мм (под ширину одной доски) в зоне выхлопа на уровне 60÷80 мм ниже 1-го яруса (2-й ярус);
- распиловка и установка настила из досок на 1-м и 2-м уровнях (2-й ярус).

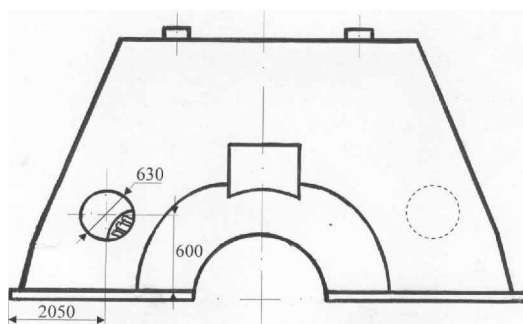


Рис. 1. Крышка ЦНД турбины К-200-130 ЛМЗ ст. № 10 Заинской ГРЭС с прорезанным люком. Пунктиром обозначен альтернативный вариант вырезки люка

На рис. 2 показан разрез и внутреннее пространство рабочего места под крышкой цилиндра низкого давления.

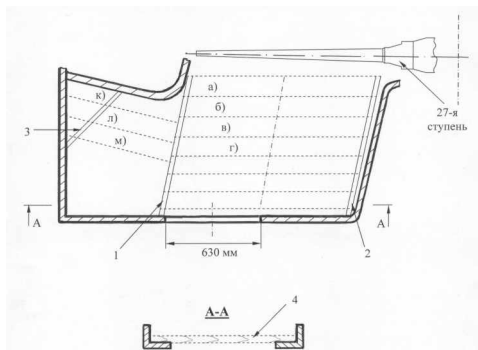


Рис. 2. Расположение временных настилов в конденсаторе ЦНД турбины К-200-130 ЛМЗ Заинской ГРЭС: 1 – уголок внешний; 2 – уголок внутренний; 3 – опорная балка; 4 – опорная доска; а – съемная доска; б – съемная доска; в – сбитая доска; г – сбитая доска; к, л, м – сбитые доски, лежащие на балке

После такого рода подготовки прокладываются внутрь конденсатора через люк воздушные шланги для подачи технологического воздуха (давление в воздушной магистрали должно составлять не менее 40 кПа (4 кг/см^2) и закрепляется выходной патрубков с запорным краном внутри конденсатора; проводится внутрь конденсатора местное освещение с напряжением 12 В и закрепление его таким образом, чтобы лампы местного освещения хорошо освещали рабочую зону (сектор рабочего колеса с рабочими лопатками, предназначенными для обработки). Для местного освещения желательно использовать лампы с белым спектром света.

Затем через люк в технологическое пространство вносятся необходимые инструменты и оборудование, а металлаторы процесса используют его в качестве входа-выхода на рабочее место.

Дальнейший процесс формирования покрытий соответствует СТО 30.003-2004.

Библиографический список

1. Сельский С.В., Сорокина Т.М. Повышение эрозионной стойкости лопаток турбин заалкой с нагревом ТВЧ // Металловедение и термическая обработка металлов. – 2000. – №4.
2. Хромченко Ф.А., Лаппа В.А., Федина И.В., Карев А.Н., Должанский П.Р. Технология ремонта рабочих лопаток паровых турбин. Ч. 1. Ремонт методом нанесения высокохромистой наплавки // Сварочное производство. – 1998. – №11.

3. Хромченко Ф.А., Лаппа В.А., Федина И.В., Карев А.Н., Должанский П.Р. Технология ремонта рабочих лопаток паровых турбин. Ч. 2. Ремонт комбинированным способом сварки и наплавки // Сварочное производство. – 1999. – №2.
4. Хромченко Ф.А., Лаппа В.А., Федина И.В., Карев А.Н., Должанский П.Р. Технология ремонта рабочих лопаток паровых турбин. Ч. 3. Усталостная прочность отремонтированных рабочих лопаток // Сварочное производство. – 1999. – №4.
5. Сичиков М.Ф. Металлы в турбостроении. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1974.
6. Иванов Г.П. Технология электроискрового упрочнения инструментов и деталей машин. 2-е изд., исп. и доп. – М.: МАШГИЗ, 1961.
7. Патент РФ на полезную модель № 52104 «Рабочая лопатка с защитным покрытием для влажно-паровой ступени паровой турбины» / А.В. Беляков, В.Ф. Резинских, А.Н. Горбачев, О.Ю. Гурьев и др. – 2005.
8. Патент РФ на полезную модель № 63451 «Рабочая лопатка влажнопаровой ступени турбины с двухслойным эрозионностойким покрытием пера лопатки» / А.В. Беляков, А.Н. Горбачев, О.Ю. Гурьев, Ф.Ф. Сергеев и др. – 2007.
9. СТО 30.003-2004 «Методические указания о порядке формирования эрозионностойких защитно-упрочняющих покрытий на рабочих лопатках паровых турбин в процессе изготовления, эксплуатации и ремонта методом электроискрового легирования».

А.Е. Валамин, техн. директор, А.Ю. Култышев, глав. конструктор, к.т.н., доц., Ю.А. Сахнин, нач. отдела, М.Ю. Степанов, инж., Е.Н. Поляева, инж. (СКБТ, ЗАО «Уральский турбинный завод»)»

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН ДЛЯ ПГУ

Сегодня в энергетике России взят курс на обновление и модернизацию ТЭС путем применения парогазовых циклов. В последнее десятилетие интерес к выбору профиля парогазовых установок (ПГУ) за счет реального и планируемого строительства новых электростанции в России значительно возрос.

В настоящее время по-прежнему актуальны вопросы, касающиеся разработки современного оборудования, работающего в составе ПГУ с КПД выше 50 % и ЗАО «УТЗ» серьезно занимается вопросами разработки новых решений по паровым турбинам для современных ПГУ мощностью от 90 до 900 МВт.

ЗАО «УТЗ» разработал и поставил теплофикационную паровую турбину Т-53/67-8,0, которая работает в составе ПГУ-230 Минской ТЭЦ-3 [1]. В состав ПГУ входит газовая турбина GT13E2 производства «Alstom» номинальной мощностью 160 МВт и котел-утилизатор (КУ) производства «SES» (Словакия).

Турбина Т-53/67-8,0 представляет собой двухцилиндровый агрегат. В конструкции турбины Т-53/67-8,0 реализованы как уже отработанные решения, так и ряд принципиально новых, обусловленных, прежде всего тем, что она проектировалась для работы в составе ПГУ. Продольный разрез турбины представлен на рис. 1.

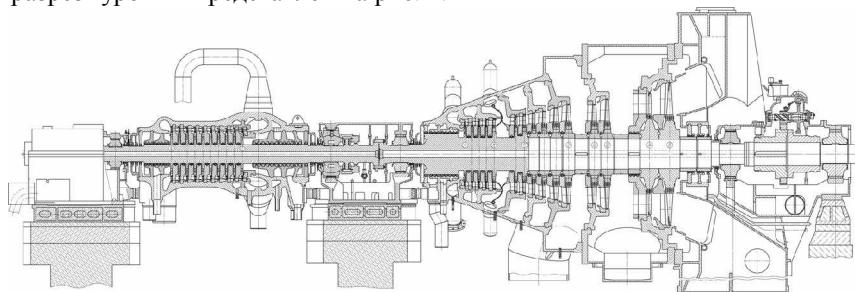


Рис. 1. Продольный разрез турбины Т-53/67-8,0

Другой реализованный проект ЗАО «УТЗ» – это теплофикационная паровая турбина Т-113/145-12,4, предназначенная для работы в составе ПГУ-410 Краснодарской ТЭЦ [2]. В состав ПГУ также входит газовая турбина фирмы «Mitsubishi Heavy Ind.» M701 F4 мощностью 303 МВт и котел-утилизатор производства ОАО «ЭМАльянс» выполненный по проекту фирмы А&Е (Чехия-Австрия).

Паровая турбина Т-113/145-12,4 представляет собой трехцилиндровый агрегат, и отличается значительной новизной конструкций цилиндров турбины, что обусловлено, прежде всего тем, что она проектировалась для работы в составе трехконтурной ПГУ, а также высокими параметрами пара высокого давления (12,4 МПа, 563 °С) и промежуточным перегревом пара (3,0 МПа, 560 °С). Продольный разрез турбины представлен на рис. 2.

Текущий проект ЗАО «УТЗ» представляет собой паровую теплофикационную одноцилиндровую турбину, имеющую маркировку Т-63/76-8,8, для работы в составе ПГУ-230 с газовой турбиной ГТЭ-160-4(7) производства ОАО «ЛМЗ» или V94.2(A) производства Siemens или GT13E2 производства «Alstom». Турбина разрабатывается для Владимирской ТЭЦ-2, Ижевской ТЭЦ-1, Новобогословской ТЭЦ, Кировской ТЭЦ-3, Академической ТЭЦ и двух блоков Нижнетуринской ГРЭС.

Турбина имеет двухкорпусную конструкцию с петлевой схемой движения пара в цилиндре. Внутренний корпус цилиндра турбины литой конструкции, наружный – сварной. Продольный разрез турбины представлен на рис. 3.

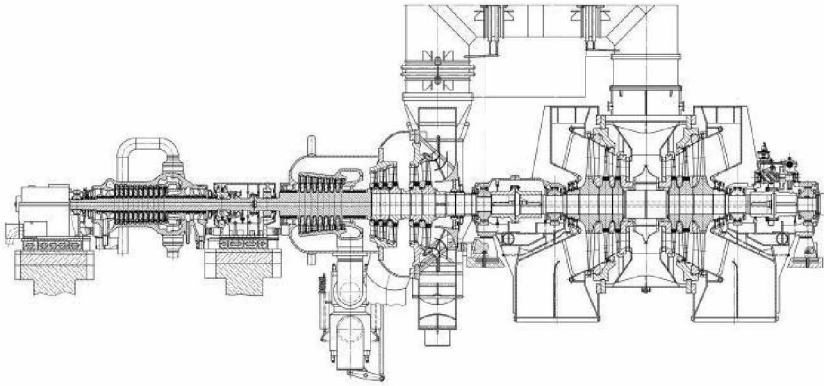


Рис. 2. Продольный разрез турбины Т-113/145-12,4



Рис. 3. Продольный разрез турбины Т-63/76-8,8

В корпусе цилиндра предусмотрен патрубок для возможности организации нерегулируемого отбора пара на производство из межкорпусного пространства.

Парораспределение турбины – дроссельное. Пар контура высокого давления от котла-утилизатора подводится к отдельно расположенному блоку клапанов (БК), в котором размещены стопорный клапан с автозапором и два регулирующих клапана со своими сервомоторами. БК частично унифицирован с БК турбины Т-113/145-12,4. От БК пар поступает во внутренний корпус цилиндра. Пройдя левый поток, он разворачивает-

ся на 180° и направляется по межкорпусному пространству к ступеням правого потока.

Проточная часть турбины состоит из 21 ступени. Во внутреннем корпусе размещены 12 ступеней давления. Диски ступеней 1-17 откованы заодно с ротором. Диски ступеней 18–21 – насадные. Все концевые уплотнения цилиндра – сотовые. Промежуточные уплотнения с 1 по 17 ступень так же сотовые, а с 18 по 21 ступень паровые лабиринтового типа. Высота рабочих лопаток последней ступени 660 мм.

Подвод пара контура НД осуществляется к стопорно-регулирующему клапану низкого давления, который включает в себя регулирующий и стопорный клапаны, расположенные один внутри другого и опирающиеся на одно седло, а затем в межкорпусное пространство.

С турбиной комплектуется конденсатор К-6000 поверхностью теплообмена 6000 м^2 и расходом охлаждающей воды $13500 \text{ м}^3/\text{ч}$ и двумя ПСГ-1300 или ПСГ-1250 с расходом сетевой воды до $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Другой текущий проект ЗАО «УТЗ» представляет собой теплофикационную одноцилиндровую турбину Т-40/50-8,8 для работы в составе ПГУ-115 с дожиганием топлива с газовой турбиной PG 6111(6FA) производства General Electric. Головной образец турбины будет установлен на Новоберезниковской ТЭЦ.

Турбина имеет двухкорпусную конструкцию с петлевой схемой движения пара в цилиндре. Внутренний корпус цилиндра турбины литой конструкции, наружный – сварной. Продольный разрез турбины представлен на рис. 4.

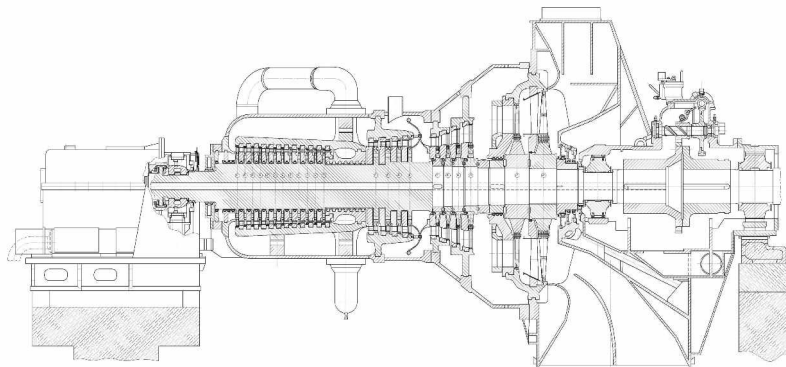


Рис. 4. Продольный разрез турбины Т-40/50-8,8

Парораспределение турбины – дроссельное. Пар ВД к турбине подводится от отдельно расположенного БК, состоящего из стопорного клапана с автотвором и двух регулирующих клапанов со своими сервомоторами.

Проточная часть состоит из 22 ступеней. Во внутреннем корпусе размещены 12 ступеней давления. Диски ступеней 1–16 откованы заодно с ротором. Диски ступеней 17–22 – насадные. Регулирование давления в камере отбора на ПСГ при подогреве сетевой воды осуществляется регулирующей диафрагмой 21 ступени.

Подвод пара контура НД осуществляется в камеру после 16-ой ступени одним стопорно-регулирующим клапаном НД.

Выхлопная часть турбина полностью унифицирована с выхлопной частью турбины Т-50/60-8,8.

С турбиной комплектуется конденсатор К-3100 поверхностью теплообмена 3100 м² и расходом охлаждающей воды до 8000 м³/ч и один ПСГ-1300 с расходом сетевой воды до 3000 м³/ч.

Основные показатели турбин Т-63/76-8,8 и Т-40/50-8,8 на гарантийных режимах приведены в табл. 1.

Таблица 1. Показатели паровых турбин для ПГУ

Наименование показателя	Марка турбины			
	Т-63/76-8,8		Т-40/50-8,8	
Режим работы турбины	Средне-зимн.	Конд. +15 °С	Средне-зимн.	Конд. +15 °С
Параметры пара ВД:				
давление, МПа;	8,8	8,85	8,8	8,8
температура, °С;	502,8	517,9	550	550
расход, т/ч	237,0	232,5	165,0	158,6
Параметры пара НД:				
давление, МПа;	1,4	1,4	0,71	0,71
температура, °С;	296,2	299,2	208,2	208,2
расход, т/ч	35,0	32,5	15,6	13,1
Давление в отопительных отборах, МПа:				
верхнем (при двухступенчатом подогреве сетевой воды);	0,059-0,245	–	–	–
нижнем (при одноступенчатом подогреве сетевой воды).	0,049-0,196	–	0,049-0,245	–
Температура обратной сетевой воды, °С	48	–	51,26	–
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	376,2	–	274,2	–
Электрическая мощность, МВт	63	75,5	40,2	49,6
Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	4,32	3,51	4,49	3,46
Удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	–	10482	–	10300

ЗАО «УТЗ» также проработал конденсационную паровую турбину К-300-12,4 предназначенную для работы в составе ПГУ-800 (900). В со-

став ПГУ также может входить две газовые турбины фирмы «Mitsubishi Heavy Ind» M701 F4 или другие мощностью 300...375 МВт. Продольный разрез турбины представлен на рис. 5.

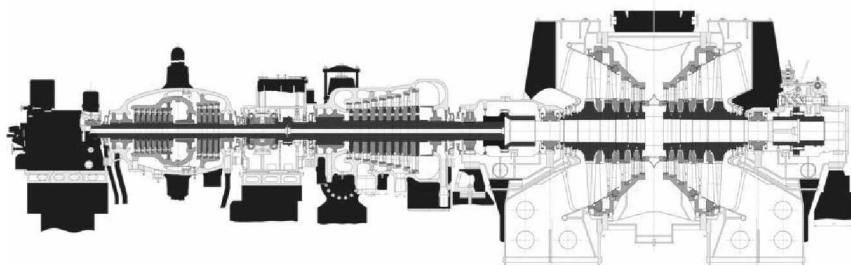


Рис. 5. Продольный разрез турбины К-300-12,4

Все турбины снабжены современной микропроцессорной электрогидравлической системой регулирования и защиты, состоящей из трех основных частей: гидравлической части, электрической части и электрогидравлических преобразователей, реализующих функции преобразования электрических сигналов управления в гидравлические входные сигналы.

Существенным моментом электрогидравлической системы регулирования и защиты турбины Т-113/145-12,4 является применение в системе регулирования и защиты воды в качестве рабочего тела как наиболее эффективного противопожарного мероприятия.

Библиографический список

1. **Мошкарин А.В.** Материалы конференции «Повышение эффективности энергетического оборудования» // 2010 г.
2. **Баринберг Г.Д.** Теплофикационная паровая турбина Т-53/67-8,0 для ПГУ-230 Минской ТЭЦ-3 / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.А. Гольдберг и др. // Теплоэнергетика. 2008. №8. С. 13-24.
3. **Баринберг Г.Д.** Теплофикационная паровая турбина Т-113/145-12,4 для ПГУ-410 Краснодарской ТЭЦ / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.А. Гольдберг и др. // Теплоэнергетика. 2009. №9. С. 15-23.

*А.Ю. Култышев, глав. конструктор, к.т.н., доц.,
В.Н. Билан, нач. отдела, М.Ю. Степанов, инж., Т.Ю. Линдер, инж.
(СКБт, ЗАО «Уральский турбинный завод»)»*

ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН ДЛЯ ПГУ

Диаграмма режимов (ДР) работы турбин в графической форме выражает зависимость между расходом свежего пара ($G_{\text{турб}}$), электрической мощностью (N_e), тепловой нагрузкой турбоагрегатов (Q_T) и другими параметрами, определяющими режим работы турбоустановок и их тепловую экономичность. При построении ДР учитывается работа каждого конкретного турбоагрегата в целом, включая конденсационную установку и систему подогрева питательной воды. Наличие ДР позволяет выделить область возможных режимов работы турбоустановки и определить тепловую экономичность каждого из них. Наглядность представления, удобство пользования и достаточная для большого круга практических задач точность определили широкое использование ДР при проектировании и эксплуатации ТЭЦ [1].

Построение ДР выполняется на основании расчетов тепловых балансов переменных режимов турбоагрегата.

Количество параметров, определяющих тепловую экономичность турбоагрегата, сравнительно велико. Кроме $G_{\text{турб}}$, N_e и Q_T ими являются давление в отопительном отборе (P_T), температура (t_o) и давление (P_o) свежего пара, расход ($W_{\text{ов}}$) и температура ($t_{\text{ов}}$) охлаждающей воды и др.

Соответственно ДР турбины типа «Т» в общем случае должна выражать зависимость

$$F(G_{\text{турб}}, N_e, Q_T, P_T, P_o, t_o, W_{\text{ов}}, t_{\text{ов}}) = 0. \quad (1)$$

ДР паровых турбин для парогазовых установок (ПГУ) имеет ряд особенностей.

Количество параметров, определяющих тепловую экономичность турбоагрегата для ПГУ, как двухконтурной, так и трехконтурной с промежуточным перегревом пара, значительно выше. Кроме расхода высокого давления ($G_{\text{вд}}$), N_e , Q_T , ими является расход пара среднего давления ($G_{\text{сд}}$ – для трехконтурной ПГУ), расход пара низкого давления ($G_{\text{нд}}$), температура пара высокого давления ($t_{\text{вд}}$), температура промперегрева ($t_{\text{пп}}$ – для трехконтурной ПГУ), температура низкого давления ($t_{\text{нд}}$), давление ВД ($P_{\text{вд}}$) и в отопительном отборе (P_T), температура обратной сетевой воды (t_2), $t_{\text{ов}}$, $W_{\text{ов}}$, а также температура наружного воздуха ($t_{\text{нв}}$).

Соответственно ДР турбины типа «Т» для ПГУ в общем случае должна выражать зависимость

$$F(G_{вд}, G_{сд}, G_{нд}, N_e, Q_T, P_T, t_{вд}, P_{вд}, t_{пп}, t_{нд}, \tau_2, W_{ов}, t_{ов}) = 0. \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) могут быть изображены на плоскости без искажений при числе членов $n \leq 3$. Если $n > 3$, изображение ДР на плоскости может быть получено только при замене действительной взаимосвязи переменных на приближенные зависимости, что вносит погрешность в ДР тем большую, чем больше число переменных в уравнениях (1) и (2). Поэтому целесообразно ограничить число независимых параметров, участвующих в ДР.

К основным переменным для построения ДР турбин типа «Т» обычно принимаются $G_{турб}$, N_e , и Q_T .

Соответственно уравнение (1) будет иметь вид:

$$F(G_{турб}, N_e, Q_T) = 0. \quad (3)$$

К основным переменным для построения ДР турбин для ПГУ обычно принимаются $G_{вд}$, $G_{сд}$, $G_{нд}$, Q_T , которые с достаточно большой степенью точности определяют $N_{ет}$ на теплофикационных режимах. Остальные параметры приняты постоянными.

Дополнительная сложность построения ДР турбин для ПГУ состоит в том, что турбина работает на скользящих параметрах пара, что связано с изменением не только параметров ВД, СД и НД, но и их расходов пара. Облегчающим обстоятельством является то, что по условиям работы котла-утилизатора (КУ) давление пара контура НД должно поддерживаться органами паровпуска НД турбины постоянным при определенной температуре.

Рассмотрим ДР для трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара, например, турбины Т-113/145-12,4 для ПГУ-410 Краснодарской ТЭЦ. Для повышения точности построения ДР при расчете тепловых балансов принята зависимость $t_{нд} = f(G_{нд})$ для определенной $t_{нв}$, которая незначительно отличается для других $t_{нв}$.

Соответственно ДР выражает зависимость:

$$F(G_{вд}, N_{ет}^{\Phi T}, Q_T, G_{сд}, G_{нд}) = 0. \quad (4)$$

Что требует построения её в трех квадрантах:

левый верхний квадрант выражает зависимость

$$F(G_{вд}, G_{сд}, G_{пп}) = 0, \quad (5)$$

правый верхний квадрант выражает зависимость

$$F(C_{пп}, G_{нд}, N_e) = 0, \quad (6)$$

нижний квадрант выражает зависимость

$$F(N_e, Q_T, G_{нд}) = 0. \quad (7)$$

На диаграмме режимов координата $G_{пп}$ (расход пара промперегрева) не приводится, так как

$$G_{пп} = F(G_{вд}, G_{сд}). \quad (8)$$

Так как ДР строится для приведенных выше параметров пара, то электрическая мощность называется фиктивной и на шкале мощности имеет обозначение N_{eT}^{Φ} . При работе по тепловому графику величина N_{eT}^{Φ} определяется по изображенным линиям $G_{нд}$ правого верхнего квадранта и принимается по данным шкалы мощности. Величина Q_T в нижнем квадранте изображена толстыми линиями.

Электрический график характерен наличием конденсационного расхода пара. Если при неизменных величинах $G_{вд}$, $G_{сд}$ и $G_{нд}$ уменьшить тепловую нагрузку на ΔQ_T , то это приведет к увеличению мощности турбины на ΔN_e^K за счет выработки конденсационной мощности в ступенях, расположенных между отопительными отборами, и в ступенях ЦНД.

Мощность турбин при работе по электрическому графику с расходами пара $G_{вд}$, $G_{сд}$ и $G_{нд}$, равными соответствующим расходам на режиме теплового графика

$$N_e = N_e^T + \Delta N_e^K, \quad (9)$$

$$\text{где } \Delta N_e^K = f(\Delta Q_T, G_{вд}, G_{сд}, G_{нд}). \quad (10)$$

Так как КПД ступеней промежуточного отсека и ступеней ЧНД являются переменными, то приращение мощности ΔN_e^K не пропорционально изменению величин $G_{вд}$, $G_{сд}$ и $G_{нд}$ для построения диаграммы режимов принята зависимость приращения мощности

$$\Delta N = k \cdot \Delta Q_T, \quad (11)$$

где k – усредненная величина для режима работы турбины по электрическому графику.

Таким образом, сама ДР позволяет определить фиктивную мощность турбины на теплофикационных режимах. Основной квадрант ДР для турбины Т-113/145-12,4 для ПГУ Краснодарской ТЭЦ представлен на рис. 1.

Для определения фактической мощности турбины при скользящих параметрах пара и постоянных величинах P_T , τ_2 , и $t_{ов}$ строятся зависимости $P_{вд} = f(G_{вд})$, $t_{вд} = f(G_{вд})$, $t_{пп} = f(G_{вд})$, а также $G_{сд} = f(G_{сд}, t_{нв})$, $G_{нд} = f(G_{вд}, t_{нв})$ и соответствующие поправки к мощности ΔN_p , ΔN_t и $\Delta N_{t_{пп}}$.

Также при работе турбины на теплофикационных режимах и отклонении P_T , τ_2 , и $t_{ов}$ от номинальных значений вводятся поправки к мощности

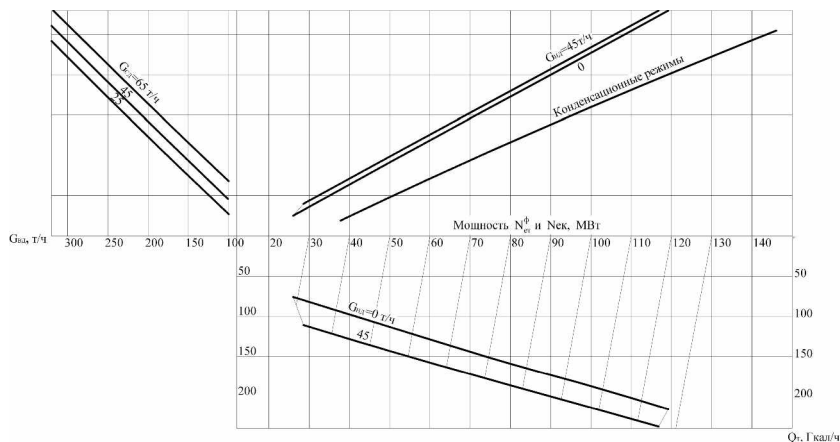


Рис. 1. Основной квадрант диаграммы режимов для турбины Т-113/145-12,4 для ПГУ Краснодарской ТЭЦ

ΔN_{τ_2} , $\Delta N_{р\tau}$ и $\Delta N_{об}$. При работе на конденсационных режимах вводится только поправка $\Delta N_{об}$.

Поправочные кривые позволяют учесть влияние изменения параметров турбоустановки на тепловую экономичность работы. Поправки представляют собой зависимости между изменением рассматриваемых параметров и соответствующим изменением мощности турбины. Они определяются при неизменных расходах высокого давления, а также при номинальных значениях всех остальных параметров на основании приближенных расчетов или по данным испытаний.

Особенность построения поправок в ДР турбин для ПГУ состоит в том, что поправка также строится в трех квадрантах.

Пример поправки к мощности на температуру промперегрева пара ($t_{пп}$) для турбины Т-113/145-12,4 для ПГУ-410 Краснодарской ТЭЦ приведен на рис. 2.

Нижний квадрант отражает зависимость

$$F(G_{вд}, G_{сд}, G_{пп}) = 0. \quad (12)$$

Верхний левый квадрант отражает зависимость

$$F(G_{пп}, G_{нд}, G_{со}) = 0. \quad (13)$$

Верхний правый квадрант отражает зависимость

$$F(G_{со}, t_{пп}, \Delta N_{тнн}) = 0. \quad (14)$$

По такому же принципу строятся остальные поправки.

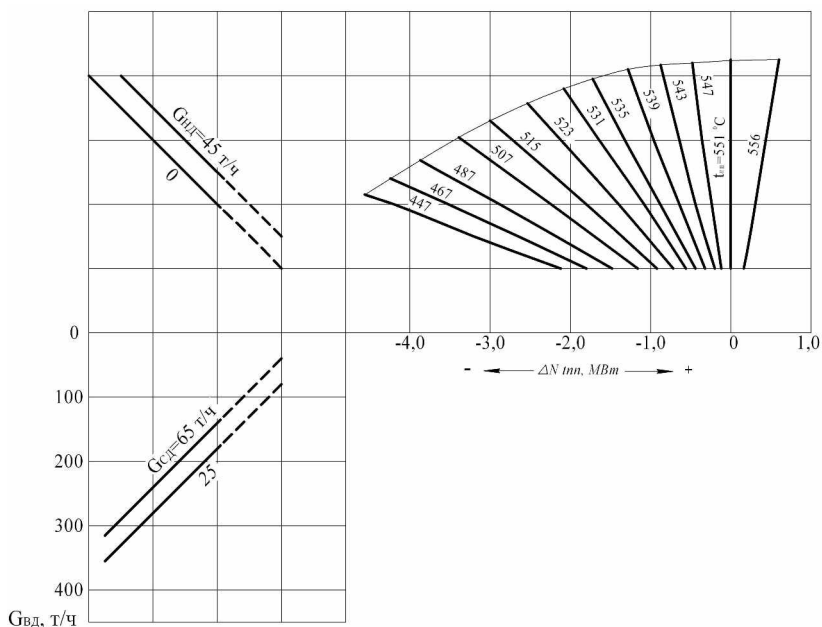


Рис. 2. Поправка на температуру промперегрева пара для диаграммы режимов турбины Т-113/145-12,4 для ПГУ-410 Краснодарской ТЭС

Построение ДР может быть автоматизировано, для чего по результатам окончательных расчетов тепловых балансов заполняется массив данных, который используется как исходные данные для построения соответствующих зависимостей.

Библиографический список

1. Баринберг Г.Д. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода / Г.Д. Баринберг, Ю.М. Бродов, А.А. Гольдберг и др. // 2010 г., 2-е изд.

А.Е. Валамин, техн. директор, А.Ю. Култышев, глав. конструктор, к.т.н., доц., С.Ю. Евдокимов, нач. отдела, Ю.А. Сахнин, нач. отдела, М.Ю. Степанов, инж. (СКБт, ЗАО «Уральский турбинный завод»)

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН ТЭС

В настоящее время в эксплуатации находится большое количество турбин высокого давления, отработавших более 220 тыс. часов, что пре-

вышает значение паркового ресурса. Рост наработки сопровождается накоплением поврежденных металла, вызванных процессами ползучести, термической усталости, деградацией структуры и свойств металла. В связи с этим возникает вопрос о модернизации турбин.

ЗАО «УТЗ» предлагает комплексный подход по модернизации турбин с использованием современных технических решений, применяемых при выпуске новых турбин ЗАО «УТЗ», позволяющий заказчикам получить морально обновленные турбины с полным ресурсом, повышенной мощностью и повышенными технико-экономическими показателями.

Целью модернизации является возобновление ресурса основных высокотемпературных деталей и узлов турбин, «моральное» обновление турбин с одновременным увеличением мощности и повышением эксплуатационных показателей: надежности, экономичности, маневренности и ремонтпригодности. В результате нее Заказчик получает турбину с полным ресурсом и улучшенными технико-экономическими показателями.

На ЗАО «УТЗ» разработаны пакеты модернизации на почти весь модельный ряд турбин, среди которых Т-250, Т-185, Т-100, Т-50, ПТ-135, ВПТ-50, ВПТ-25-3(4), Р-100, позволяющие продлить ресурс работы оборудования еще на 220 тыс. часов.

Модернизация турбины типа Т-100 (Т-110) с увеличением номинальной тепловой и электрической нагрузки представлена на рис. 1.

Основные мероприятия по улучшению технических характеристик турбины включает следующие позиции:

1. Замена стопорного клапана. Клапан меняется на клапан новой конструкции, которая исключает возможность зависания разгрузочного клапана и, следовательно, исключает случаи недозакрытия стопорного клапана при плановых остановах и аварийных отключениях турбоагрегата.

2. Замена перепускных труб от стопорного клапана к цилиндрам высокого давления (ЦВД).

3. Комплектная замена части высокого давления (ЧВД) на новую ЧВД с проточной частью серийно выпускаемой турбины Т-120/130-12,8-8МО, в т.ч. проточной части и клапанов. В предлагаемой конструкции нашли отражение все мероприятия по повышению экономичности и надежности турбоагрегата, выполненные заводом-изготовителем за время, прошедшее с момента изготовления турбины до сегодняшнего дня.

4. Модернизация цилиндра высокого давления (ЦВД):
 - реконструкция проточной части на увеличенный расход пара;
 - установка регулирующих клапанов другой конструкции, имеющих перфорационные отверстия на нижней образующей профильной части клапана, усиленный узел подвески штоков, седла клапанов с диффузорной входной частью;

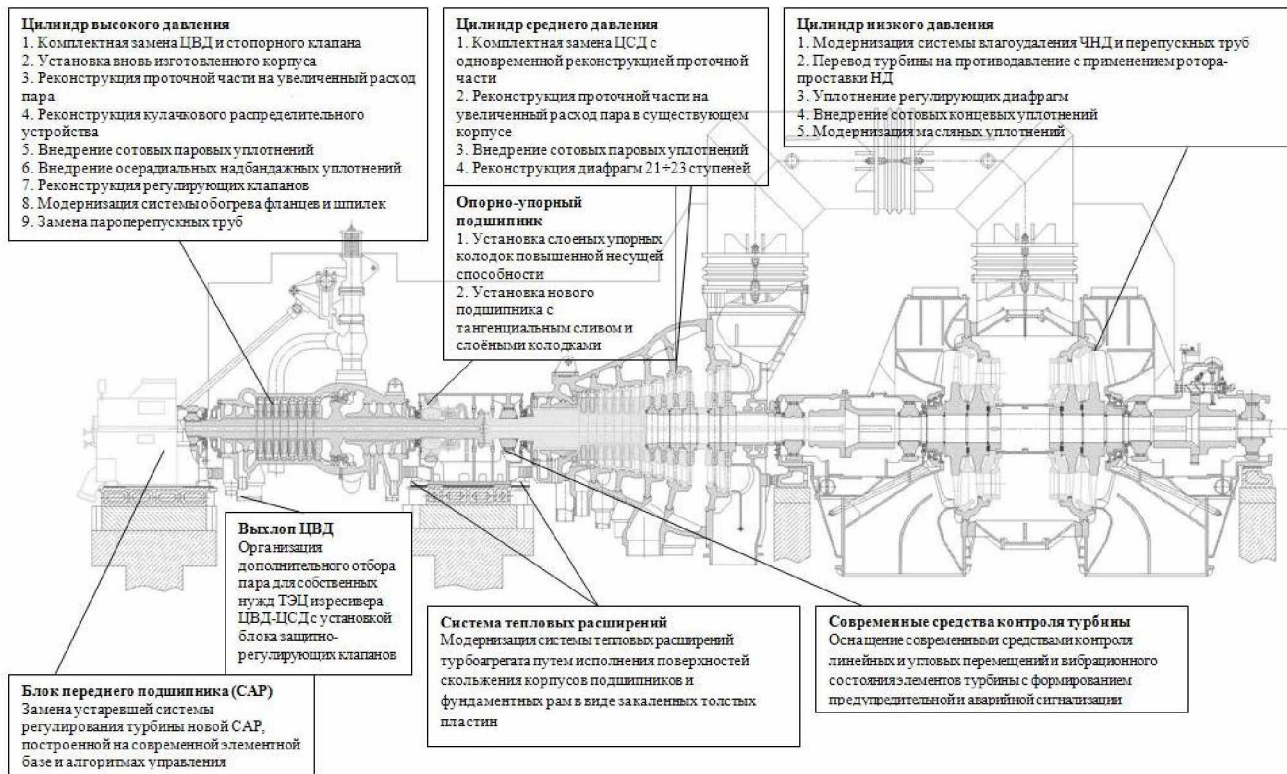


Рис. 1. Модернизация турбины типа Т-100

- установка модернизированного кулачкового распределительного устройства, имеющего раму повышенной жесткости и подшипники повышенной несущей способности;

- установка сотовых надбандажных уплотнений, повышающих относительный внутренний КПД проточной части высокого давления на 1,5% по отношению к осерадиальным уплотнениям;

- замена лабиринтовых уплотнительных колец концевых и диафрагменных уплотнений на сотовые уплотнения;

- применение системы обогрева фланцев и шпилек через углубленную обнизку, позволяющей существенно улучшить маневренные качества турбоагрегата.

5. Модернизация опорно-упорного подшипника. Модернизация заключается в установке слоеных упорных колодок, и позволяет существенно повысить несущую способность подшипника за счет снижения тепловых и силовых деформаций колодок, что обеспечивается принудительным охлаждением маслом наиболее нагретой части упорных колодок, а также применением стального несущего основания. Организуется тангенциальный слив масла от вкладыша.

6. Оснащение современными средствами контроля линейных и угловых перемещений и вибрационного состояния элементов турбин с формированием предупредительной и аварийной сигнализации.

7. Модернизация системы тепловых расширений турбоагрегата. Оптимизация тепловых перемещений турбины достигается путем исполнения поверхностей скольжения корпусов подшипников и фундаментных рам в виде закаленных толстых пластин. В этом случае возможна компенсация последствий осадки фундамента.

8. В турбине может быть организован дополнительный отбор пара для собственных нужд ТЭЦ из ресивера ЦВД-ЦСД с установкой блока защитно-регулирующих клапанов.

9. Комплектная замена цилиндра среднего давления (ЦСД), в том числе установка нового сварно-литого цилиндра и размещения в нем модернизированной проточной части, а именно – ротора с установкой модернизированного облопачивания 15, 20 и 22 ступеней, сварных диафрагм, сотовых концевых, диафрагменных, надбандажных и надлопаточных уплотнений.

10. Модернизация части среднего давления (ЧСД) без замены цилиндра:

- замена рабочих лопаток 10, 11, 12 ступеней, направляющих лопаток 10 ступени и замена диафрагм 11 и 12 ступеней для обеспечения увеличенного расхода свежего пара на турбину;

- замена надбандажных уплотнений сотовыми на 10–14 ступенях для повышения экономичности за счет уменьшения протечек;
- замена лабиринтовых уплотнительных колец концевых и диафрагменных уплотнений на сотовые уплотнения;
- замена рабочих лопаток 20 и 22 ступеней на лопатки, имеющие повышенную конструктивно прочность и жесткость за счет использования более развитых профилей, с соответствующей доработкой вала и диафрагм;
- замена дисков 18–23 ступеней на диски новой конструкции, имеющие торцевые шпонки, расположенные в области сравнительно небольших напряжений;
- реконструкция диафрагм 21–23 ступеней для ликвидации размывов направляющих лопаток;
- модернизация системы дренажей ЧСД и вентиляции отсеков для исключения запаривания дренажей и более глубокого осушения проточной части.

11. Устранение присосов воздуха за счёт замены лабиринтовых уплотнительных колец концевых и диафрагменных уплотнений ЧНД сотовыми уплотнениями.

12. Модернизация системы влагоудаления части низкого давления (ЧНД). Модернизация значительно повышает эффективность систем влагоудаления ЧНД и достигается за счет внедрения следующих конструктивных мероприятий:

- организации отвода процессной влаги из ядра парового потока в перепускных трубах ЧСД–ЧНД путем установки полых поворотных лопаток, имеющих внутриканальное влагоудаление;

- установки влагоулавливающих колец с отсечными направляющими лопатками за 25 и 27 ступенями, предотвращающих появление в проточной части вторичной влаги и, следовательно, уменьшающих эрозионный износ рабочих лопаток.

13. Установка плотных регулирующих диафрагм НД.

14. Перевод турбины на противодавление с применением ротора-проставки НД.

15. Внедрение системы защиты отборов (СЗО) паровой турбины от повышения давления.

16. Модернизация встроенных маслоохладителей маслобака турбины. Она достигается за счет повышения плотности закрепления труб теплообмена в трубных досках маслоохладителей путем развальцовки концов труб в профилированных отверстиях трубных досок. В результате модернизации обеспечивается исключение попадания масла в воду.

17. Внедрение новой системы токосъема. В новой системе ток с ротора турбины отводится токосъёмными щетками, изолированными от корпуса подшипника, заземление выполняется отдельным проводом с включением его в цепь амперметра и токового реле, что позволяет производить контроль тока заземления.

18. Замена гидравлической системы регулирования турбины электрогидравлической САР, построенной на современной элементной базе и алгоритмах управления.

Модернизация может проводиться поэтапно. Первый этап – замена старого ЦВД новым. Второй этап – реконструкция ЧСД.

Модернизация турбины Т-100-130 в объеме работ проведенных на первом этапе обеспечивает:

- повышение электрической мощности турбины за счет оптимизации проточной части, включающей замену двухвенечного регулирующего колеса на одновенечное, применения в ступенях ЦВД сотовых надбандажных и диафрагменных уплотнений, обеспечивающей сохранение экономичности турбины в процессе длительной эксплуатации;

- возможность дальнейшего увеличения расхода свежего пара с одновременным увеличением электрической мощности и тепловой нагрузки турбоагрегата;

- улучшение работы парораспределения;

- внедрение новой электрогидравлической системы регулирования и защиты (ЭГСРиЗ) с повышенным качеством и надежностью.

Аналогичным образом могут быть развернуты мероприятия по модернизации всего ряда турбин производства ЗАО «УТЗ».

*А.В. Беляков, зав. лабораторией, к.т.н., доц.,
А.Н. Горбачев, с.н.с., (РФ, ОАО «ВТИ»),
В.И. Шапин, к.т.н., проф. (ИГЭУ)*

РАЗРАБОТКА УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОИСКРОВОГО ЛЕГИРОВАНИЯ ДЛЯ ФОРМИРОВАНИЯ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ НА ОБОРУДОВАНИИ ТЭС И АЭС

Эрозионный износ направляющих и рабочих лопаток последних ступеней, находящихся в зоне фазового перехода, а так же интенсивный аб-

разивный износ проточной части паровых турбин создают проблему надежной эксплуатации оборудования. Эти проблемы определяют разработку технологических процессов для повышения ресурса и надежности изнашиваемых элементов. Одним из применяемых методов пассивной защиты для входных кромок рабочих лопаток (РЛ) паровых турбин является метод электроискрового формирования покрытий, разработанный в 60-х годах прошлого века ЦНИИТМаш и внедренный в производство Харьковским турбинным заводом «Турбоатом» [1]. С помощью установок ИАС-2, ИАС-3 на входных кромках рабочих лопаток формируют эрозиянностойкое покрытие из металлокерамического твердого сплава Т15К6.

В последние годы возросла роль ремонтных технологий для продления ресурса и повышения надежности. Для продления срока службы лопаточного аппарата турбоагрегатов потребовалось применение электроискровых покрытий. Однако производимые промышленностью электроискровые установки типа «ЭФИ», «ЭЛИТРОН», «Alier» не в полной мере удовлетворяют требованиям, которые предъявляются для работы по формированию защитных покрытий в условиях электростанций. Основными недостатками этих установок являются: малая энергия единичного импульса и низкая надежность и стабильность работы вибраторов.

При разработке новых установок для электроискрового легирования объектами проектирования были генератор импульсов и коммутирующее устройство – вибратор. Применение современных электро-радиоэлементов позволило получить высокие показатели единичного импульса при минимальных габаритах и массы генераторов импульсов. Было создано семейство установок серий ГБФ и КГБ, различающихся энергиями единичного импульса. Установки типа КГБ-5, КГБ-5М стали применяться для формирования защитных покрытий на входных кромках рабочих и направляющих лопаток последних ступеней паровых турбин, подвергающихся интенсивной влажно-капельной эрозии, установки ГБФ-2, ГБФ-2М стали использоваться для формирования покрытий, защищающих элементы рабочих и направляющих лопаток от кавитационного и абразивного изнашивания. Конструктивно установки КГБ-5 и КГБ-5М отличаются тем, что генератор импульсов установки КГБ-5 состоит из двух элементов, соединенных между собой кабелем длиной 10 м. Такая конструкция установки позволила разделить низковольтную и высоковольтную части, обеспечив возможность формирования покрытий через конденсатор (выхлоп) турбины.

Основные характеристики установок представлены в табл. 1.

Таблица 1. Основные характеристики установок электронского легирования

	Элитрон 20 (сдвоенная)	ГБФ-2М	ГБФ-3	КГБ-5	КГБ-5М
Количество режимов	9	7	9	7	
Энергия единичного импульса, Дж	0,1, 0,2, 0,29, 0,19, 0,38, 0,57, 0,4, 0,8, 1,2	0,27, 0,54, 0,81, 1,08, 1,35, 1,62, 1,99	9, 12, 16, 20, 25, 30, 36, 42, 49	16, 20, 25, 30, 36, 42, 49	
Толщина покрытия ВКБОМ, мкм	До 120	До 150	До 250	До 250	
Источник питания	Сеть переменного тока 220 В	Сварочная сеть 60 В и сеть переменного тока 220 В	Сварочная сеть 60 В	Сеть переменного тока 220 В	
Габариты, мм	480x(2x200)x480	480x220x420	480x120x500	360x165x400 300x130x230	400x130x470
Вес, кг	2x25	20	15	12,2	18,5
Подключаемые вибраторы	Электромагнитный.	Электро-механический, электромагнитный.	Электро-механический, электромагнитный.	Электромагнитный, электро-механический	
Основное применение	Используется ограниченно.	Выходные кромки рабочих лопаток последних ступеней, рабочие и направляющие лопатки части ВД и СД.	Используется ограниченно.	Входные кромки рабочих лопаток последних ступеней, замена отлетевших стеллитовых пластин	
Примечания	1			2	

Примечания:
1. Для увеличения толщины покрытия используются две установки, соединенные электрически между собой;
2. Установка состоит из двух блоков: один из которых, в соответствии с техникой безопасности, можно использовать внутри конденсатора турбины. Длина соединительного кабеля 10 м

Для обеспечения бесперебойной работы при формировании покрытия, а также увеличения надежности и ресурса вибраторов была разработана конструкция электро-механического вибратора.

На рис. 1 представлен эскиз промышленного электромагнитного вибратора с шарнирным креплением якоря электрододержателя с частотой вибрации 100 Гц и амплитудой 0,15±0,2 мм. Однако указанное значение амплитуды вибрации, как показали исследования, не достаточны, чтобы формировать покрытие с максимальной толщиной. Электромагнитный вибратор имел полый электрододержатель, в нижний конец которого закреплялся электрод из материала формируемого покрытия, а в верхний

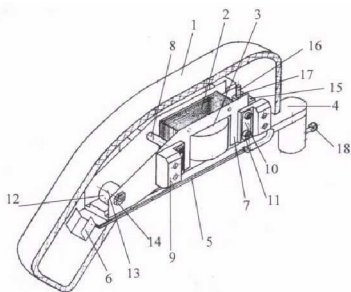


Рис. 1. Конструкция электромагнитного вибратора:

1 – корпус, 2 – сердечник, 3 – катушка, 4 – электрододержатель, 5 – ярлык электрододержателя, 6 – клемма, 7 – каркасная пластина, 8 – втулка, демпфер, 10 – пластина, 11 – винт М3, 12 – втулка, 13 – ось, 14 – гайка М6, 15 – корпус регулятора зазора, 16 – ось регулятора, 17 – гайка М5, 18 – винт прижимной

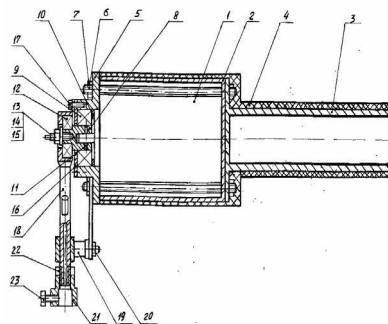


Рис. 2. Конструкция электромеханического вибратора:

1 – электродвигатель, 2 – корпус из капролактама, 3 – рукоятка, 4 – изоляционный материал, 5 – крышка, 6, 7 – шпильки и гайки, 8 – эксцентрик, 9 – подшипник, 10 – шайба, 11 – штифт, соединяющий эксцентрик с валом, 12 – шарикоподшипник, 13, 14, 15 – шпилька, винт и гайка, 16 – крышка подшипника, 17 – винт, 18 – шатун-электрододержатель, 19 – направляющая втулка, 20 – кронштейн, 21 – головка электрододержателя, 22 – контргайка, 23 – зажимной винт для электрода

конец с помощью шланга присоединялся к системе подачи воздуха. Это позволяло обеспечить охлаждение, как электрода, так и зоны обрабатываемой поверхности.

Исходя из условий обеспечения стабильной амплитуды колебаний вибратора, влияющей на параметры производительности и толщины формируемых покрытий, ОАО «ВТИ» совместно с кафедрой теоретической и прикладной механики ИГЭУ была разработана принципиально новая конструкция вибратора [2], отличающаяся тем, что механические колебания в вибраторе возбуждаются электродвигателем. Регулировка напряжения на электродвигателе от 6 до 27 В позволяет регулировать частоту вибрации электрода в пределах 20÷100 Гц.

На рис. 2 представлена конструкция электромеханического вибратора. Электрододержатель совершает механические колебания с фиксированной амплитудой, равной заданному эксцентриситету (для чего используются сменные эксцентрики со значениями эксцентриситета 0,1; 0,15; 0,2;

0,3; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2 мм). Исследования кинетики формирования покрытия показали, что для большинства материалов, применяемых для формирования покрытий на РЛ, оптимальная амплитуда вибрации составляет 0,8 или 1,0 мм. Для одновременного охлаждения двигателя, электрододержателя и рабочей зоны в конструкции предусмотрена система охлаждения сжатым воздухом посредством шлангов, штуцеров и патрубков. Выходящий из вибратора воздух охлаждает как электрод, так и поверхность, которая подвергается обработке. Испытания вибратора показали его высокую надежность и стабильность обеспечения технологических параметров.

Воздух к вибраторам подается через воздушные шланги от воздушной разводки, находящейся на ремонтной площадке под давлением 0,4÷0,6 МПа. Сбалансированная подача воздушной массы позволяет получить не только охлаждение электрода и зоны обрабатываемой детали, но и обеспечить дополнительные условия для получения максимального переноса электродного материала на поверхность обрабатываемой детали и, соответственно, способствовать обеспечению максимальной толщины слоя покрытия.

В связи с тем, что технологический процесс формирования покрытия на РЛ предусматривает ручной труд, то при разработке вибратора учитывалось уменьшение массы вибратора и его воздействие на оператора.

Сравнительные характеристики виброактивности (табл. 2) вибраторов, показали, что ускорение вибрации снижено почти на порядок за счет качественного исполнения узлов и снижения веса виброударного инструмента.

Таблица 2. Результаты виброизмерений вибраторов

Место измерения виброактивности	Ускорение вибрации, м/с ²	
	Тип вибратора	
	Электромагнитный	Электромеханический
Электрододержатель (холостой ход)	150,0	46,0
Электрододержатель (работа)	130,0	38,0
Рукоятка	80,0	10,0
Запястье	3,2	2,0
Локоть	2,0	0,2

Конструкция установок позволяет наносить покрытия в условиях станционного ремонта при положениях ротора:

- на опорах ремонтной площадки;
- непосредственно на турбоагрегате при вскрытой крышке цилиндра;

- непосредственно на турбоагрегате без вскрытия крышки цилиндра через конденсатор (КГБ-5).

Разработанные технологические решения были представлены на Всемирной выставке инновационных технологий «EVRICA-2005» в Брюсселе (Бельгия) и были удостоены диплома 1-й степени и золотой медали.

Библиографический список

1. **Иванов Г.П.** Технология электроискрового упрочнения инструментов и деталей машин. 2-е изд., исп. и доп. – М.: МАШГИЗ, 1961.
2. **Патент РФ** на полезную модель № 38661 «Устройство для электроискрового легирования с приводом от вращающегося ротора» / А.В. Беляков, А.Н. Горбачев, В.И. Шапин, С.В. Вихрев. – 2004.

А.И. Киселев, к.т.н., доц., А.А. Краснов, асп. (ИГЭУ)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ГТУ-110 В СОСТАВЕ БЛОКА ПГУ-420 РЯЗАНСКОЙ ГРЭС

В настоящее время серьёзной проблемой электроэнергетики является отсутствие квалифицированных операторов, способных не только вести обычную нагрузку станции, но и грамотно реагировать в аварийных ситуациях. Подобная ситуация часто становится причиной аварий, простоев оборудования и, как следствие, убытков. Главной же причиной подобного положения дел, безусловно, является недостаточное обучение персонала станции, которое, в свою очередь, проистекает из-за несовершенства средств обучения или вовсе отсутствия таковых.

Благодаря развитию компьютерных технологий, в настоящее время появилась возможность создания компьютерных тренажёров, предназначенных для повышения квалификации персонала станций и отработки профессиональных навыков. Преимущества такого тренажёра очевидны – простота в использовании, компактность, практически безграничные возможности для моделирования различных внештатных ситуаций и программирования сбоев работы оборудования. Ещё одним обстоятельством, объясняющим тенденцию предприятий к использованию подобных систем, является то, что в настоящее время происходит активное внедрение таких передовых технологий, как, например, парогазовые установки, для

которых остро стоит вопрос наличия высококвалифицированного персонала, для подготовки которого компьютерные тренажеры являются хорошо зарекомендовавшим себя средством.

Несмотря на то, что рассматриваемые системы присутствуют на рынке уже несколько лет, до сих пор не выработано определенного стандарта по их разработке и продукция различных организаций имеет сильные отличия, как по внутренней структуре, так и по функциональности. Однако, в той или иной степени, все они основаны на принципах математического моделирования. В данной статье мы рассмотрим некоторые моменты, использующиеся в модели, описывающей работу ГТУ-110, работающей в составе блока ПГУ-420 Рязанской ГРЭС.

Прежде чем приступить к моделированию любого оборудования, необходимо четко определить степень приближения, необходимую для реализации поставленной задачи, и на основании нее разбить построение модели на два или более этапов, каждый из которых будет уточнять предыдущий. Причина подобного деления проста – если поставить перед собой цель смоделировать всю установку сразу с максимальным приближением, то есть вероятность углубиться в ненужные детали или же столкнуться сразу с таким объемом работы, который займёт много времени, но в итоге может оказаться избыточным. Любой из этих вариантов затягивает разработку продукта и увеличивает издержки, что неблагоприятно сказывается на всём проекте.

При разработке математической модели ГТУ-110 в первую очередь было принято решение разделить всю установку на несколько подмоделей, каждая из которых отражала бы работу соответствующей части, и осуществить взаимодействие между ними при помощи входных и выходных параметров. Деление модели ГТУ-110 на подмодели отражено на рис. 1.

Из рисунка видно, что в качестве подмоделей выбраны основные элементы газотурбинной установки (осевой компрессор, камера сгорания, газовая турбина) и тракт топливоподачи. Каждая подмодель в общем случае принимает некоторые входные и выдает выходные параметры, тем самым осуществляя взаимодействие с остальными частями модели.

На начальном этапе разработки в модель для большей наглядности и упрощения расчетов вводится определенное количество допущений. Так, например, в рассматриваемой модели изначально были заложены неизменные температура и состав топливного газа (чистый метан). При необходимости, данные условия будут уточняться в ходе дальнейшей разработки.

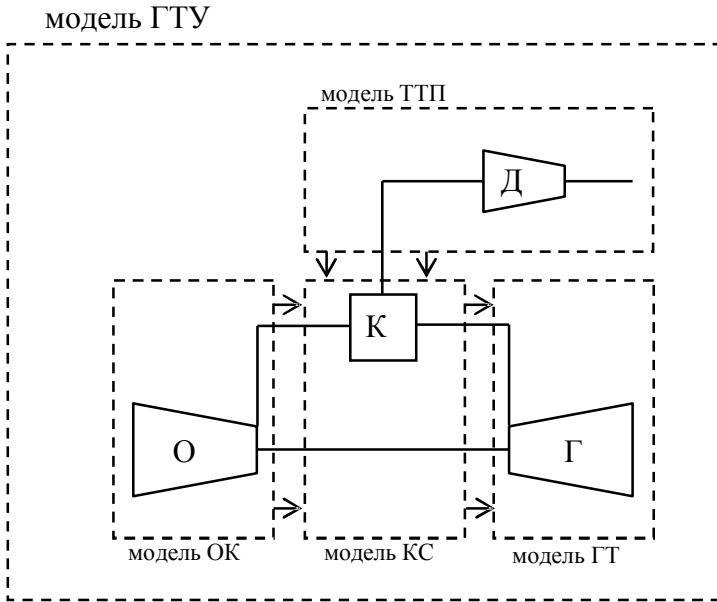


Рис. 1. Деление модели ГТУ-110 на подмодели

Для того чтобы реализация математической модели удовлетворяла требованиям, предъявляемым к тренажеру, она, безусловна, должна быть динамической, т.е. параметры, выводимые на экран должны изменяться в режиме реального времени, причем, динамика изменений должна соответствовать реальному объекту. Для достижения такого эффекта при разработке необходимо использовать дифференциальные уравнения, отражающие взаимоотношение различных параметров. Однако, вновь аргументируя данное решение предварительным упрощением модели, на первом этапе разработки часть подмоделей использует динамические зависимости, часть – статические.

Дифференциальные уравнения используются, например, при моделировании тракта топливоподачи. Поскольку он представляет собой набор регулирующей арматуры, трубопроводов и фильтров очистки газа, а также дожимного компрессора, расположенных между газораспределительным пунктом станции и камерой сгорания ГТУ, то по пути движения газа его характеристики постоянно изменяются, причем данные изменения постоянно контролируются и передаются на щит управления. Для моде-

лирования этого процесса использовалось уравнение неразрывности записанное в следующем виде

$$V \beta_p \rho \frac{dp}{d\tau} = \sum G_i + F,$$

где V – объем газа; β_p – коэффициент сжимаемости; ρ – плотность; G_i – расход газа на участке.

В данной зависимости под «участком» понимается набор регулирующей арматуры, расположенной между двумя узлами. Узлы, в свою очередь, представляет собой точки на тракте топливopодачи, выбранные таким образом, чтобы они совпадали с точками, в которых производится замер параметров газа на реальном объекте.

Данная схема расчета предоставляет возможность определять параметры топлива в интересующих точках тракта с точностью, удовлетворительной для поставленной задачи. Стоит отметить, что при разбиении схемы на участки и узлы необходимо учитывать, что чрезмерно частое расположение последних может привести к излишней громоздкости и ненадежности всей модели. Поэтому при подготовке схемы к расчету следует тщательно продумывать расположение основных узлов, размещая их только там, где это действительно необходимо.

Помимо тракта топливopодачи, дифференциальные уравнения использовались при построении модели камеры сгорания. Несмотря на сложности при проработке данного момента, использование динамических зависимостей было необходимым и оправданным, поскольку модель камеры сгорания, помимо своего основного предназначения – формирование рабочего тела необходимых параметров – также использовалась в качестве связующего звена между всеми подмоделями системы.

В качестве параметра, определяющего взаимосвязь подмоделей, было использовано давление в камере сгорания, входящее в следующее уравнение неразрывности

$$V_{\text{кc}} \cdot \rho_{\text{г}} \cdot \beta_p \frac{dp_{\text{топки}}}{d\tau} = G_{\text{в}} + G_{\text{т}} - G_{\text{г}} + V_{\text{кc}} \cdot \rho_{\text{г}} \cdot \beta_{\text{т}} \frac{dT_{\text{г}}}{d\tau},$$

где $V_{\text{кc}}$ – объем камеры сгорания; $\rho_{\text{г}}$ – плотность газов; β_p – коэффициент сжимаемости; $G_{\text{в}}$ – расход воздуха в камеру сгорания; $G_{\text{т}}$ – расход топлива; $G_{\text{г}}$ – расход газов на выходе из камеры сгорания; $\beta_{\text{т}}$ – коэффициент температурного расширения; $dT_{\text{г}}$ – приращение температуры газов.

В остальных же подмоделях (осевой компрессор и газовая турбина) использовались статические уравнения и классический метод определения параметров рабочего тела. Несмотря на это, использование динамических зависимостей в модели камеры сгорания позволило в результате

получить модель, динамику изменения параметров в которой можно считать наглядной и удовлетворительной для первого этапа разработки системы.

Дальнейший этап разработки модели ГТУ-110 будет заключаться в моделировании различных вспомогательных систем установки и уточнении уже созданных подмоделей с учетом данных, полученных в результате реальной эксплуатации объекта.

Библиографический список

1. РД 34.12.104. Положение о непрерывном профессиональном и экономическом обучении рабочих кадров в системе Минэнерго СССР: Утв. Минэнерго СССР 10.10.88; Разраб. Отд. подготовки кадров Минэнерго СССР. – М.: Авангард, 1988. - 22 с.
2. РД 34.12.201-88. Правила проведения противоаварийных тренировок персонала электрических станций и сетей Минэнерго СССР: Утв. Гос. инспекцией по эксплуатации электростанций и сетей 12.08.88; Разраб. Южтехэнерго. – М.: СПО «Союзтехэнерго», 1989. – 48 с. Изменение №1 к РД 34.12.201-88. – М.: СПО «Союзтехэнерго», 1990. - 1 с.
3. Дьяков А.Ф. Надежная работа персонала в энергетике. – М.: Изд-во МЭИ, 1991. – 224 с.
4. Рабенко В.С. Тренажеры для подготовки операторов энергооборудования // Изв. вузов. Электромеханика. 2003. - №4. - С. 70-76.

*А.Е. Зарянкин, д.т.н., проф., А.Н. Парамонов, к.т.н., с.н.с.,
В.В. Носков, к.т.н., асс. (МЭИ (ТУ)),
С.Ю. Григорьев, инж., О.А. Трухин, студ. (ИГЭУ)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРА ТЕЧЕНИЯ В КОЛЬЦЕВЫХ ДИФFUЗОРАХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН НА ИХ ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ

Основным отличием газовой турбин от паровых состоит в существенно меньшем располагаемом перепаде энтальпий на её проточную часть, т.к. за последней ступенью этой турбины давление выходящих газов оказывается близко к атмосферному и способы его снижения крайне ограничены. Практически для его снижения используют диффузорный эффект, суть которого сводится к преобразованию кинетической энергии потока, покидающего последнюю ступень турбины, в потенциальную энергию давления.

Для такого преобразования чаще всего используют геометрические диффузоры, представляющие собой каналы с непрерывно увеличиваю-

щейся площадью в направлении движения рабочего тела. В газовых турбинах наиболее часто используются развитые кольцевые диффузоры с достаточно высокой степенью расширения n ($n = F_2/F_1$, где F_1 – площадь входного сечения диффузора, а F_2 – его выходная площадь).

Согласно опытным данным в кольцевом диффузоре при степени расширения $n = 4$, равномерном поле скоростей в его входном сечении и безотрывном течении коэффициент восстановления энергии ξ может достигать $80 \div 83$ %. То есть, примерно 80 % кинетической энергии потока, выходящего из газовой турбины, может быть преобразовано в потенциальную энергию. Для современных мощных высокотемпературных газовых турбин это означает возможность снизить давление за последней ступенью с $p_2 = 1,05$ бар до $p_2 = 0,92 \div 0,94$ бар, увеличить за счет снижения указанного давления мощность турбины на $6 \div 8$ %.

Реальный эффект от установки таких диффузоров за газовой турбиной оказывается существенно меньшим, т.к. за последней ступенью поток характеризуется значительной радиальной неравномерностью поля скоростей и направление этих скоростей может заметно отличаться от осевого направления. Кроме того, в проточной части таких диффузоров располагается мощные крепежные ребра, существенно увеличивающие аэродинамические сопротивления. В результате коэффициент восстановления энергии снижается до $45 \div 50$ % и реальный прирост мощности редко превышает $3 \div 4$ % при очень больших осевых габаритах рассматриваемых диффузоров.

Габариты диффузора могут заметно превышать осевые размеры собственно газовой турбины. При этом возникает серьезная проблема с обеспечением вибрационной надежности всего выхлопного тракта газовой турбины.

В ряде случаев уровень вибрации нагруженных стенок диффузоров достигает недопустимо высоких значений, вызывающих, в конечном счете, появление трещин на внешнем обводе диффузора и даже его разрушение.

В основе возникновения высоких динамических нагрузок на стенках диффузоров лежат чисто аэродинамические причины, обусловленные характером течения внутри проточной части диффузора.

Как показывают наши исследования область наиболее интенсивной генерации пульсаций давления в движущихся жидких и газообразных средах, которые, в конечном счете, и определяют величину динамических нагрузок на стенки каналов, происходит в области изменения знака продольного градиента скорости. В диффузорах эта область располагается во

входном сечении этих устройств, где конфузорное или безградиентное течение переходит в диффузорное течение.

Этот вывод является весьма важным, т.к. до настоящих исследований считалось, что пульсации давления в диффузорах нарастают вдоль его оси и достигают наибольших значений в выходном сечении.

На рис. 1 показано как меняется осциллограмма пульсаций давления вдоль плоского диффузора с углом раскрытия образующих $\alpha = 7^\circ$, а на рис. 2 изображены эти же осциллограммы полученные при $\alpha = 15^\circ$.

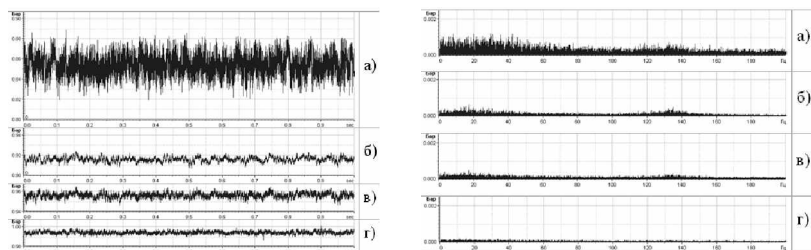


Рис. 1. Осциллограммы и спектрограммы пульсаций давления на стенке плоского 7° диффузора, где а) на входе; б) 0,1L; в) 0,325L; г) 0,875L

Как в первом, так и во втором случае максимальные амплитуды пульсаций давления были зафиксированы непосредственно во входном сечении исследованных диффузоров, причем с увеличением угла раскрытия диффузора до $\alpha = 15^\circ$ эти амплитуды пульсаций давления достигают исключительно больших значений.

Затем при удалении от входного сечения рассматриваемые амплитуды достаточно интенсивно снижаются, но их величина для диффузора с углом $\alpha = 15^\circ$ при всех расстояниях от входного сечения остается в три раза большей, чем для диффузора с углом $\alpha = 7^\circ$.

Проведенные измерения динамических нагрузок на стенки диффузора показали, что по сравнению с плоскими каналами эти нагрузки при угле $\alpha = 7^\circ$ увеличились в 12 раз, а при $\alpha = 15^\circ$ они выросли в 34 раза.

Представленные результаты показывают, что обеспечить вибрационную надежность газотурбинных диффузоров без снижения величины пульсаций давлений в их проточных частях в принципе нельзя.

Весьма эффективным способом воздействия на течение внутри диффузора является продольное ребрение внутренней поверхности его внешнего обвода. Суть такого ребрения показанного на рис. 3, состоит в установке вдоль обтекаемой поверхности 1 клиновидных ребер 2 с рас-

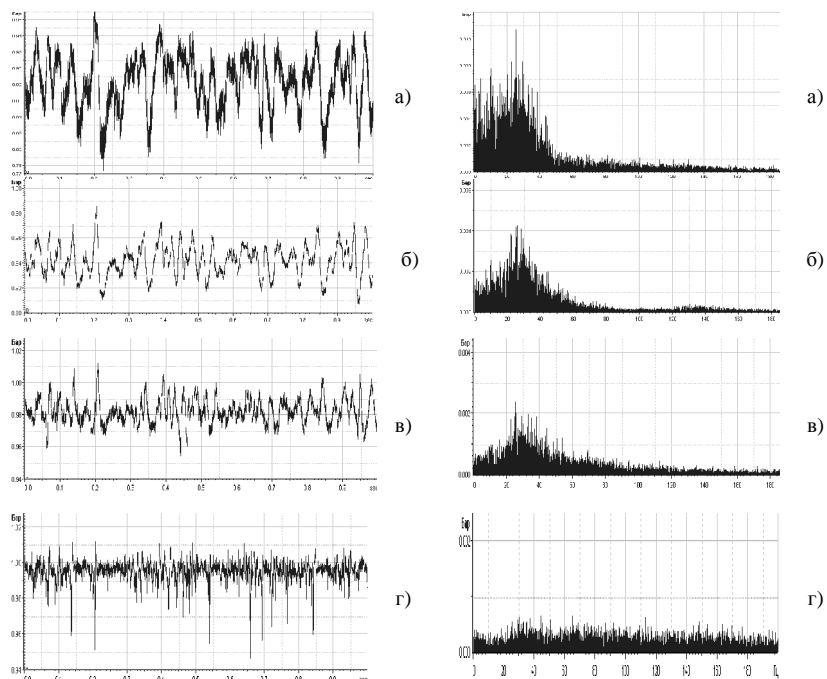


Рис. 2. Осциллограммы и спектрограммы пульсаций давления на стенке плоского 15° диффузора, где а) на входе; б) 0,1L; в) 0,325L; г) 0,875L

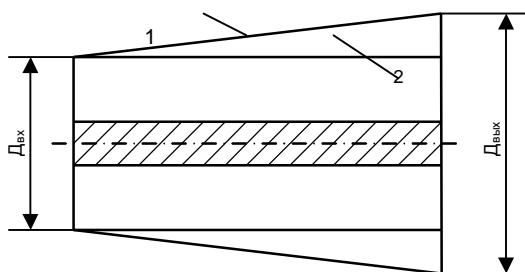


Рис. 3. Кольцевой диффузор с внутренним ребрением, где 1- внешняя поверхность, 2 – ребро

положением их вершин во входном сечении. При этом свободные части ребер выполняются параллельными продольной оси диффузора. Таким образом, свободный от ребер канал представляет собой кольцевой ци-

линдр, а все расширение потока происходит в секторном канале, образованном клиновидными ребрами.

Результаты исследования диффузора с продольными клиновидными ребрами и углом $\alpha = 7^\circ$ показали, что при установке ребер происходит интенсивное снижение амплитуд пульсаций давления по всей проточной части диффузора.

Еще больший эффект был получен при продольном оребрении диффузора с учетом раскрытия $\alpha = 15^\circ$ (рис. 4).

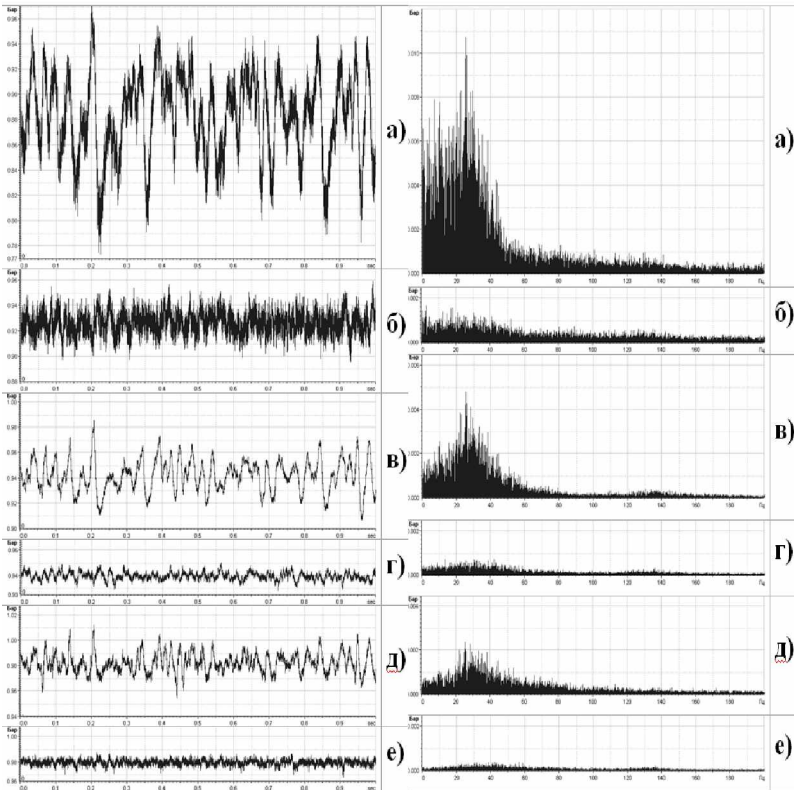


Рис. 4. Осциллограммы и спектрограммы пульсаций давления на стенке 15° диффузора с гладкими стенками:

а), в), д); с продольным оребрением: б), г), е), где а,б) на входе; в,г) 0,1L; д,е) 0,325L

В этом случае амплитуда пульсаций давления снизилась до уровня характерного для диффузора с углом раскрытия $\alpha = 7^\circ$. Поскольку коэффициент восстановления давления в сравниваемых диффузорах практически одинаков, то введение продольного оребрения не только позволяет серьезно снизить динамическую нагрузку на их стенки, но и существенно сократить осевую длину газотурбинных диффузоров.

Отметим так же, что при установке ребер виброперемещение измеренное в среднем сечении диффузора, снизилось примерно в 3 раза, а уровень шума на расстоянии 1 м от исследованного диффузора уменьшился на 60 %.

На заключительном этапе проведенных исследований рассматривалось влияние закрутки потока во входном сечении оребренного диффузора на его восстановительную способность. Здесь по сравнению с гладкими диффузорами при углах закрутки $\varphi = 30^\circ$ коэффициент восстановления давления снизился всего на 5÷6 %.

Библиографический список

1. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – М.: Энергия, 1970.

*А.Л. Виноградов, к.т.н., доц., А.И. Киселёв, к.т.н., доц.,
В.А. Буданов, к.т.н., доц. (ИГЭУ)*

ТРЕНАЖЕРЫ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ПЕРСОНАЛА ЭНЕРГОПРЕДПРИЯТИЙ

В Учебно-научном центре тренажёров в энергетике (УНЦТЭ) Ивановского государственного энергетического университета (ИГЭУ) при поддержке целого ряда энергетических предприятий России уже достаточно давно ведутся работы по созданию и совершенствованию тренажёров для подготовки оперативного персонала котло-турбинных цехов энергопредприятий. Нами разработан и внедрён целый ряд тренажёров для энергоблоков различных типов и мощности (в том числе ПГУ), сжигающих все виды топлива и имеющих в своём составе самое разное оборудование. Примерная схема одного из наших тренажёров приведена на рис. 1. Все это время споры вокруг тренажёров не утихают.

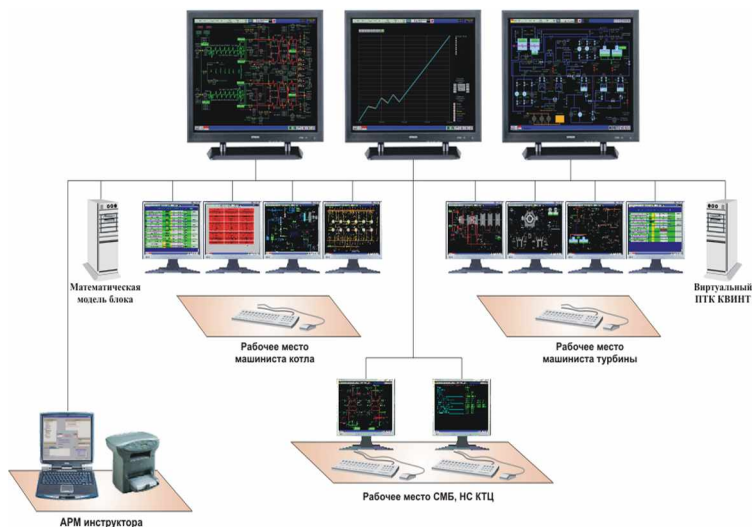


Рис. 1. Тренажер энергоблока 300 МВт ОАО «Костромская ГРЭС»
под АСУ ТП «КВИНТ»

В настоящее время на рынке имеется достаточное количество различных тренажёрных продуктов. Многие из них, по нашему мнению, не отвечают требованиям, предъявляемым к тренажёрам на современном этапе развития энергетики. Цель данной публикации – это представить наш взгляд на перспективы развития данной отрасли и поделиться собственным (может быть, скромным) опытом работы в ней.

В настоящий момент вопрос о необходимости непрерывной тренажёрной подготовки персонала энергопредприятий не вызывает никаких споров. В первую очередь это связано с борьбой за повышение надёжности, безаварийности и экономичности работы оборудования энергоблока.

Доля аварий и нарушений по вине персонала достигает 15 %, а некоторые эксперты называют 40 % аварий по вине операторов как реальный показатель для энергоблоков 200÷1200 МВт. Опыт эксплуатации свидетельствует, что во время освоения новых технологий управления энергоблоками, их аварийность значительно выше и нарушения по вине операторов достигают от 25 до 80 %.

В связи с этим первоочередной задачей подготовки персонала на тренажере является задача научить персонал ориентироваться в сложных ситуациях аварийных и переходных режимов и выбирать правильные решения. Тренажёрная подготовка открывает возможности разыгрывания

на математических моделях, положенных в основу тренажера, самых разнообразных ситуаций, которые могут встретиться на практике, в том числе самых маловероятных аварий, не рискуя при этом оборудованием станции.

При этом современный тренажёр, по нашему мнению, должен отвечать ряду очень жёстких требований.

1. По составу, динамике, функциям интерфейса, технологическим нюансам и т.д. тренажёры должны быть максимально приближены к оборудованию реального блока-прототипа и условиям работы на нём. Соответственно таких тренажёров на энергопредприятии должен быть не один, а как минимум один на каждую очередь. Хотя и этого может быть недостаточно. Как известно, у нас в стране «нет двух одинаковых блоков». Процесс разработки и строительства блоков ПГУ это лишний раз доказал. В идеале – каждому блоку свой тренажёр. А поэтому, тренажёры должны быть дешёвы (по крайней мере относительно).

2. Тренажёры должны быть мобильны и доступны.

Под мобильностью и доступностью мы подразумеваем простоту и дешевизну их разработки, установки и обслуживания, отсутствие ограничений по тиражированию внутри предприятия.

При этом количество рабочих мест тренажёра должно быть неограниченным и определяться в зависимости от целей и задач тренировки инструктором тренажёра. Тренажёр должен позволять проведение тренировок как индивидуально, так и в составе смены.

Для достижения дешевизны разработки можно дать несколько практических советов:

а) привлекать к разработке тренажёров организации, имеющие богатый опыт их изготовления, а значит, кроме опыта, имеющие достаточное количество заготовок, шаблонов, стандартных отработанных решений и т.д. Это может значительно снизить цену тренажёра и сократить сроки его разработки;

б) не использовать при разработке тренажёров каких либо внешних автономных (часто неспециализированных) математических и графических пакетов. Они дороги сами по себе, капризны при работе, поглощают очень много времени и ресурсов;

в) разработку тренажёров проводить «оптом», сразу для нескольких блоков, особенно если они однотипны. Это также позволит резко сократить их стоимость.

Для достижения простоты и дешевизны установки и обслуживания:

а) тренажёр должен работать на обычных серийных компьютерах, под управлением стандартной широко распространённой системы (например,

Windows), в обычной сети (например, Microsoft). При этом должны использоваться только стандартные приложения, для работы которых не нужно приобретать дополнительных лицензий и сертификатов;

б) тренажёры должны легко устанавливаться персоналом энергопредприятия без помощи разработчиков;

в) тренажёры ничем не должны быть защищены от тиражирования (внутри предприятия) и могут быть установлены в любом количестве копий, необходимых для организации качественного учебного процесса.

3. Математическая модель тренажёра должна быть:

а) полная, т.е. должна охватывать всё оборудование блока, от работы которого зависит качество ведения режима;

б) всерезимная, т.е. позволять обучаемому работать во всём диапазоне нагрузок и режимов реального блока-прототипа;

в) неразрывная.

Под этим требованием понимается способность модели обеспечить непрерывную работу тренажёра во всём диапазоне нагрузок в режиме «свободного полёта» без каких либо перескакиваний, искусственных переходов, перезагрузки тренажёра. Например, обучаемый должен иметь возможность растопиться, набрать нагрузку, поработать по графику, включить/отключить любое оборудование, «отвалиться по защите», осуществить горячий подхват с расхолаживанием тракта до ВЗ и т.д. И всё это в «свободном полёте» без каких либо ограничений и перезагрузки режима.

г) точная.

Современные компьютеры, с нашей точки зрения, способны обеспечить такую точность моделирования, при которой тренажёры можно использовать для проведения на нём исследований работы оборудования блока в различных режимах (в том числе АСУ, системы регулирования, контроллеров). Тренажёр – достаточно дорогая вещь и использовать её только для подготовки персонала, с нашей точки зрения, уже нерационально. Возможно и необходимо проводить на нём различные исследования с целью оптимизации режимов и повышению надёжности работы оборудования, прогнозированию его состояния, поиска оптимальных алгоритмов работы АСУ и т.д. Тем более, что данные, накопленные в современных АСУ ТП, дают очень широкие возможности в этом плане.

4. Тренажёр – это обучающая программа. Поэтому, наряду с хорошей качественной математической моделью и интерфейсом, тренажёр обязательно **должен иметь обучающую направленность**, заключённую обычно в АРМе (автоматизированное рабочее место инструктора).

В тренажёре должны обеспечиваться такие стандартные очень важные учебные функции как автоматическое оценивание, протоколирование, откат, заморозка, ускорение/замедление процесса, обеспечение различных режимов работы тренажёра (самоподготовка, проверка и т.п.), запись всего хода тренировки с возможностью последующего анализа и повторного прохождения с любого места и другие функции, обеспечивающие учебные свойства тренажёра. Это не менее важно для тренажёра, чем хорошая модель и интерфейс.

Автоматизированное рабочее место инструктора – это также очень важная составляющая учебного процесса с использованием тренажёров. Помимо стандартных функций полномасштабного контроля за учебным процессом, АРМ, с нашей точки зрения, должен обладать ещё рядом свойств.

При знакомстве с тренажёром нас часто спрашивают – «сколько исходных состояний в вашем тренажёре, какие тренажёрные задачи в нём присутствуют, какие действия обучаемого и по какому алгоритму оцениваются?».

Все эти вопросы, по нашему мнению, не к разработчику. Рабочее место инструктора должно позволять ему самостоятельно (без помощи разработчика) создавать любые исходные состояния, разрабатывать и реализовывать на тренажёре любые сценарии тренировок, формировать способы, качественные и количественные критерии автоматизированной оценки действий обучаемого. При этом тренажёр превращается в динамический саморазвивающийся и постоянно совершенствующийся объект, постоянно находящийся «на острие» борьбы за организацию качественного, экономичного и безаварийного процесса производства энергии.

Как уже отмечалось выше, современный тренажёр – это не только учебный, но также и исследовательский инструмент, позволяющий (при качественном его изготовлении) проводить самые разные исследования по оптимизации режимов работы оборудования энергоблока, изучению надёжности его работы, разработке и оптимизации алгоритмов работы автоматики и т.д. На наших тренажёрах уже достаточно давно проводятся подобные исследования. В связи с этим хотелось бы остановиться ещё на одном направлении тренажёростроения.

С началом внедрением на энергопредприятиях АСУ ТП нового поколения и бурным развитием компьютерной техники появилась возможность соединения реального оборудования этих систем с полномасштабной математической моделью энергоблока и создания «виртуального» энергоблока. Эта задача в настоящее время многим (и нам в том числе) кажется достаточно актуальной и перспективной. Наличие виртуального

энергоблока на базе ПТК дает возможность решить широкий круг задач, вплоть до полной автоматизации управления блоком в различных режимах его работы.

Сложившийся в УНЦТЭ ИГЭУ и признанный энергетикой высокий уровень разработки математического и программного обеспечения для тренажеров, позволил подойти к этой задаче вплотную.

Три организации: УНЦТЭ ИГЭУ (разработка программно-технического комплекса с всережимной математической моделью), ООО «Квинтсистема» (разработка программного обеспечения виртуальных контроллеров) и ООО «АЭН-Партнер» (подключение и настройка) объединили свои усилия и при поддержке руководства станции на базе модели тренажера энергоблока 300 МВт Костромской ГРЭС и виртуальной АСУ ТП этого блока успешно решили эту задачу. В настоящее время существует полнообъемная версия виртуальной ПТК «Квинт» для блока 300 МВт КГРЭС (включая турбинный контроллер) с математической моделью (рис. 2).

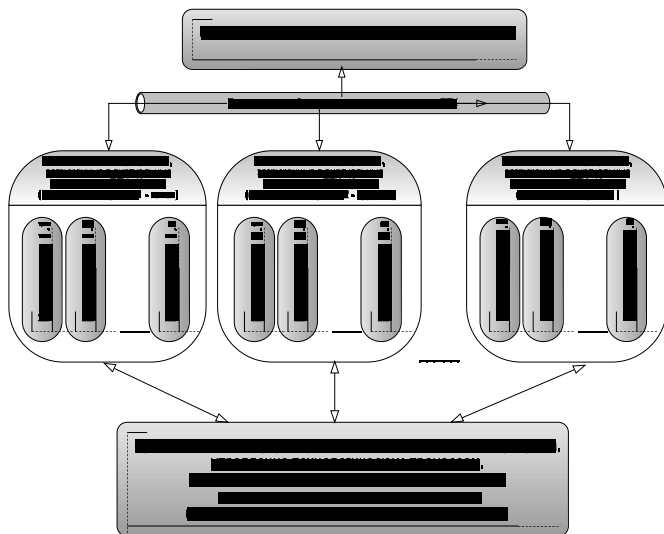


Рис. 2. Структура тренажера нового поколения на базе виртуального ПТК АСУ ТП энергоблока

Виртуальный блок позволит:

1. Получить полную идентичность работы систем автоматики;
2. Производить предварительную проверку и тестирование новых систем и алгоритмов работы автоматики (вплоть до реализации пошагового автоматического пуска) до реализации их на блоке;
3. Тестировать и совершенствовать работу действующей автоматики в различных технологических режимах;
4. Модель реального блока при постановке соответствующей задачи позволит до пуска блока отработать предстоящие режимы работы, определить наиболее оптимальные из них, разработать режимные карты и энергетические характеристики, которые актуализируются после корректировки на работающем оборудовании, существенно сокращая время освоения блока;
5. Для проектных и пусконаладочных организаций появляется возможность проверки проектных решений на стадии проектирования АСУ ТП. В частности, возможна проверка объема и правильности работы технологических защит, технологических блокировок, в том числе блокировок взрывобезопасности. Возможна предварительная оценка настроечных коэффициентов автоматических регуляторов.

Польза такого продукта несомненна, но, к сожалению, проанализировав полученный продукт, мы поняли, что это не тренажёр. Мы получили специализированный «полигон» для проведения всевозможных исследований.

Тренажёром (в нашем понимании) он не может являться потому, что почти полностью утратил свою обучающую направленность из-за того, что реальный ПТК никоим образом не предназначена для реализации учебных функций. Он не позволяет (или позволяет с очень большим трудом) реализовать практически ни одну из рассмотренных выше «учебных» функций тренажёра. При этом продукт получается очень дорогим как при разработке, так и при обслуживании, полностью немобильным и нетиражируемым.

Таким образом приходится сделать вывод о том, что в настоящее время существуют два направления в нашей отрасли: тренажёростроение и «полигоностроение». И нам кажется, их пока нельзя смешивать.