

Федеральное агентство по образованию

---

Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Ивановский государственный энергетический университет  
имени В.И. Ленина»

# **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЭНЕРГОСИСТЕМ**

**ТРУДЫ ИГЭУ**

**Выпуск IX**

*Под редакцией*

*доктора технических наук, профессора В.А. Шуина,  
доктора технических наук, профессора М.Ш. Мисриханова,  
доктора технических наук, профессора А.В. Мошкарина*

Москва 2009

УДК 621.311

ББК 31.37

П 42

Повышение эффективности работы энергосистем: Тр. ИГЭУ. Вып. IX / Под ред. В.А. Шуина, М.Ш. Мисриханова, А.В. Мошкарин. – М.: Энергоатомиздат, 2009. – 572 с.

ISBN 978-5-283-03312-9

**Редакционная коллегия:**

д-р техн. наук, проф. С.В. Тарарькин,  
д-р техн. наук, проф. Б.М. Ларин, д-р техн. наук, проф. М.Ш. Мисриханов,  
д-р техн. наук, проф. А.В. Мошкарин, д-р техн. наук, проф. В.Н. Нуждин,  
д-р техн. наук, проф. В.А. Савельев, д-р техн. наук, проф. В.А. Строев,  
д-р техн. наук, проф. В.А. Шуин, д-р техн. наук, проф. А.В. Шунтов

*Рецензенты:*

*д-р техн. наук, В.Г. Наровлянский (ОАО «Институт Энергосетьпроект», г. Москва);*

*д-р техн. наук, проф. А.В. Шунтов (Информационно-вычислительный центр Мосэнерго);*

*д-р техн. наук, проф. Ю.А. Митькин (ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»)*

В предлагаемой читателю книге представлены статьи, являющиеся результатами разработок, теоретических и экспериментальных исследований в области теплоэнергетики, электроэнергетики, систем управления и автоматизации, компьютерных технологий, выполненных сотрудниками Ивановского государственного энергетического университета, МЭС Центра ОАО «ФСК ЕЭС», а также других вузов, научно-исследовательских, проектных и эксплуатационных организаций.

Книга предназначена для специалистов, занимающихся исследованием, разработкой, проектированием и эксплуатацией энергетических систем, электрических станций и сетей, комплексов и устройств их автоматического управления.

ISBN 978-5-283-03312-9

© Авторы, 2009

УДК 621.321

**ДВУХЦЕЛЕВАЯ ДЕАЭРАЦИОННАЯ УСТАНОВКА  
НА ОСНОВЕ ЦЕНТРОБЕЖНО-ВИХРЕВЫХ  
ДЕАЭРАТОРОВ Б.А. ЗИМИНА**

*В.Н. Виноградов, Г.В. Ледуховский, кандидаты техн. наук,  
С.-Х.А. Магашов, Б.А. Зимин, Е.Н. Топоров, инженеры*

**Введение.** Развитие деаэрационной техники в настоящее время идет, в числе прочего, по пути разработки новых конструкций деаэраторов [1]. Одним из примеров аппаратов нового типа является центробежно-вихревой деаэратор (ДЦВ) Б.А. Зими́на [2]. Ниже приведено описание технологической схемы и основные проектные показатели двухцелевой деаэрационной установки, созданной на базе ДЦВ.

**Конструктивное исполнение и основные режимные характеристики ДЦВ.** ДЦВ номинальной производительностью по деаэрированной воде 670 т/ч (модель ДЦВ-670) (рис. 1) состоит из корпуса 1, встроенного в центробежный сепаратор 2. Через центральное отверстие в верхней крышке 3 корпуса 1 проходит трубопровод отвода выпара 4. В части корпуса 1, встроенной в центробежный сепаратор 2, имеются окна 5, расположенные над нижней торцевой крышкой корпуса 6. Направляемая на деаэрацию вода, перегретая относительно температуры насыщения при давлении в паровом пространстве деаэратора, подается через тангенциальные подводящие патрубки 7. Благодаря тангенциальному подводу, поток воды приобретает вращательное движение внутри корпуса. Для организации гидродинамической структуры вихря воды имеется кольцевая перегородка (шайба) 8, разделяющая входной и выходной отсеки корпуса 1. Из выходного отсека корпуса 1 через окна 5 вода поступает в центробежный сепаратор 2. Для предотвращения гашения вихря воды вместо окон 5 могут быть использованы короткие тангенциальные патрубки. Отвод воды из центробежного сепаратора осуществляется через тангенциальные патрубки 9.

Вращательное движение деаэрируемой воды обеспечивает вскипание той части вращающегося потока, которая находится ближе к оси вращения, а также сепарацию парогазовой фазы за границу раздела фаз. Давление воды в потоке уменьшается по мере уменьшения радиуса вращения, в результате чего вода вскипает мельчайшими пузырьками, абсорбирующими растворенные газы. После этого парогазовые пузырьки вытесняются за границу раздела фаз по принципу центробежной сепарации.

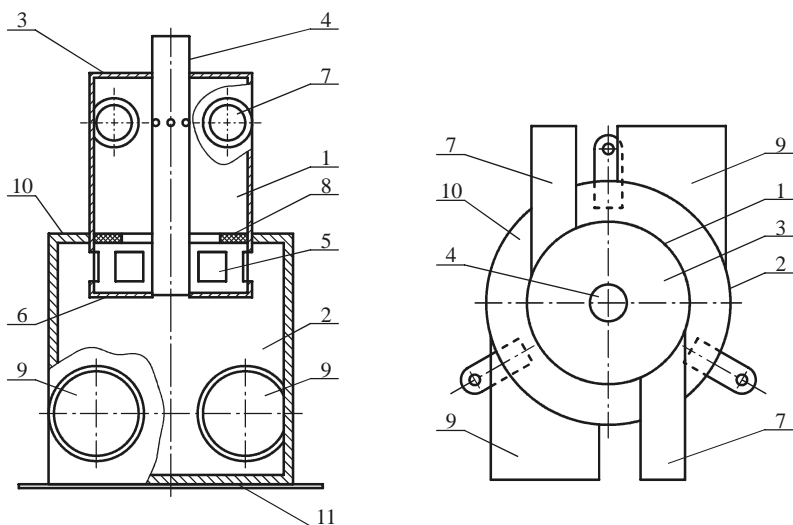


Рис. 1. Конструктивная схема центробежно-вихревого деаэратора ДЦВ-670: 1 – корпус; 2 – центробежный сепаратор; 3 и 6 – соответственно верхняя и нижняя торцевые крышки корпуса; 4 – трубопровод отвода пара; 5 – окна для отвода воды из корпуса; 7 и 9 – соответственно подводящие и отводящие тангенциальные патрубки; 8 – кольцевая перегородка (шайба); 10 и 11 – соответственно верхняя и нижняя торцевые крышки центробежного сепаратора

ДЦВ способен работать при любом давлении в трубопроводе пара, т.е. использоваться в качестве деаэратора вакуумного, атмосферного или повышенного давления. Работа в вакуумном режиме требует установки соответствующего воздухоудаляющего устройства.

Наиболее привлекательным с точки зрения удобства эксплуатации является вариант работы ДЦВ в режиме перегретой воды (для работы в таком режиме предназначена описанная выше модель ДЦВ-670). В этом случае не требуется подвод греющего теплоносителя, что упрощает конструктивную схему установки и эксплуатацию оборудования. Однако при этом ДЦВ становится прямоточным деаэратором с малым временем пребывания воды, из-за чего необходима организация второй ступени деаэрации. Прямоточность деаэратора не является существенной помехой для реализации эффективной деаэрации воды. Термодинамическое преимущество противоточного деаэратора перед прямоточным невелико [1]. Кинетическое условие эффективности прямоточной деаэрации достижи́мо конструктивным путем. Таким образом, названная проблема является

проблемой оптимизации и решается установкой, например, капельных деаэрационных устройств (КДУ) в паровом объеме деаэрационного бака. В этом случае деаэрируемая вода подается в ДЦВ, далее поступает в КДУ, откуда сливается в деаэрационный бак. Трубопроводы выпара ДЦВ и КДУ могут быть объединены; необходимые доли выпара из ДЦВ и КДУ обеспечиваются подбором соответствующих диаметров трубопроводов выпара. Разбрызгивание воды в КДУ происходит под действием избыточного давления воды, создаваемого за счет разности геометрических высот между выходным патрубком ДЦВ и входным патрубком КДУ, а также за счет разности давлений пара в ДЦВ и над поверхностью воды в деаэрационном баке и небольшого динамического напора, создаваемого в ДЦВ.

Преимуществами ДЦВ являются его сравнительно малые габариты и, соответственно, металлоемкость, а также широкий рабочий диапазон изменения производительности (от 20 до 120 %). Опыт использования таких деаэраторов (в настоящее время в России установлено более ста аппаратов) показывает, что ДЦВ в совокупности с КДУ обеспечивает получение воды высокого химического качества с концентрацией растворенного кислорода в деаэрированной воде от 5 до 30 мкг/дм<sup>3</sup> при отсутствии свободной углекислоты. Удельный расход выпара при использовании ДЦВ в совокупности с КДУ варьируется в рабочем диапазоне от 10 до 20 кг/т деаэрированной воды.

**Постановка задачи.** Для рассматриваемой модели ДЦВ-670 при номинальной производительности по деаэрированной воде массовый расход выпара варьируется от 6,7 до 13,4 т/ч. Повышенный расход выпара, с одной стороны, является недостатком деаэраторов рассматриваемого типа, так как требует установки, например, смешивающего охладителя выпара с возвратом конденсата выпара в деаэрактор. С другой стороны, для энергетических объектов, испытывающих дефицит в добавочной воде паровых котлов, повышенный расход выпара деаэрактора может стать, наоборот, его преимуществом. Нашей задачей стало создание деаэрационной установки, полезно использующей повышенный расход выпара ДЦВ.

**Технологическая схема и оборудование двухцелевой деаэрационной установки.** Специалистами фирмы ЗАО «Регион-Бизнес» (Б.А. Зиминим, С.-Х.А. Магашовым, Е.Н. Топоровым) совместно с сотрудниками Ивановского государственного энергетического университета разработана схема двухцелевой деаэрационной установки на основе деаэраторов ДЦВ-670, предназначенная для деаэрации под-

питочной воды тепловой сети и получения при этом дистиллята в качестве добавочной воды паровых котлов. Рассмотрим основные показатели работы такой установки применительно к условиям её использования на Омской ТЭЦ-5. Проектная производительность установки по подпиточной воде тепловой сети составляет 2680 т/ч (теплосеть с открытым водоразбором). В соответствии с заданием на проектирование, установка создается на основе имеющихся четырех деаэраторов подпитки теплосети типа ДСВ-800. Схема подготовки подпиточной воды теплосети включает узел дозирования ингибитора отложений и собственно деаэрационную установку. Исходной водой является вода городского водопровода. Установка включает четыре автономных деаэрационных блока (рис. 2).

Каждый из четырех деаэрационных блоков включает следующее основное оборудование:

- собственно деаэрационную установку, состоящую из центробежно-вихревого деаэратора модели ДЦВ-670 и двух капельных деаэрационных устройств типа КД-335;

- конденсатор выпара деаэратора – типовой сальниковый подогреватель ПС-250-30-0,5 (первая ступень нагрева деаэрируемой воды);

- подогреватель второй ступени ПСВ-650-6-25 с выносным охладителем дренажа (вторая ступень нагрева деаэрируемой воды);

- эжектор трехступенчатый паровой типа ЭП-3-25/75 со встроенным холодильником.

Конденсатор выпара охлаждается полным расходом воды, идущим на деаэрацию, для обеспечения эффективной конденсации выпара деаэратора. По этой причине охлаждающая вода в холодильник эжектора отбирается перед конденсатором выпара и возвращается на вход в него. Последовательное соединение конденсатора выпара и холодильника эжектора по воде недопустимо с точки зрения обеспечения работы эжектора в рабочей зоне его характеристики. Аналогичным образом подключен и охладитель дренажа подогревателя второй ступени.

Пар от общестанционного парового коллектора собственных нужд давлением 0,7 МПа используется в качестве рабочего пара эжектора и греющего пара подогревателя второй ступени. Последнее обусловлено особенностями тепловой схемы Омской ТЭЦ-5, где отсутствует паровой коллектор собственных нужд давлением 0,12 МПа. В общем случае нагрев идущей на деаэрацию воды в подогревателе второй степени может быть обеспечен либо низкопотенциальным паром, либо прямой сетевой водой.

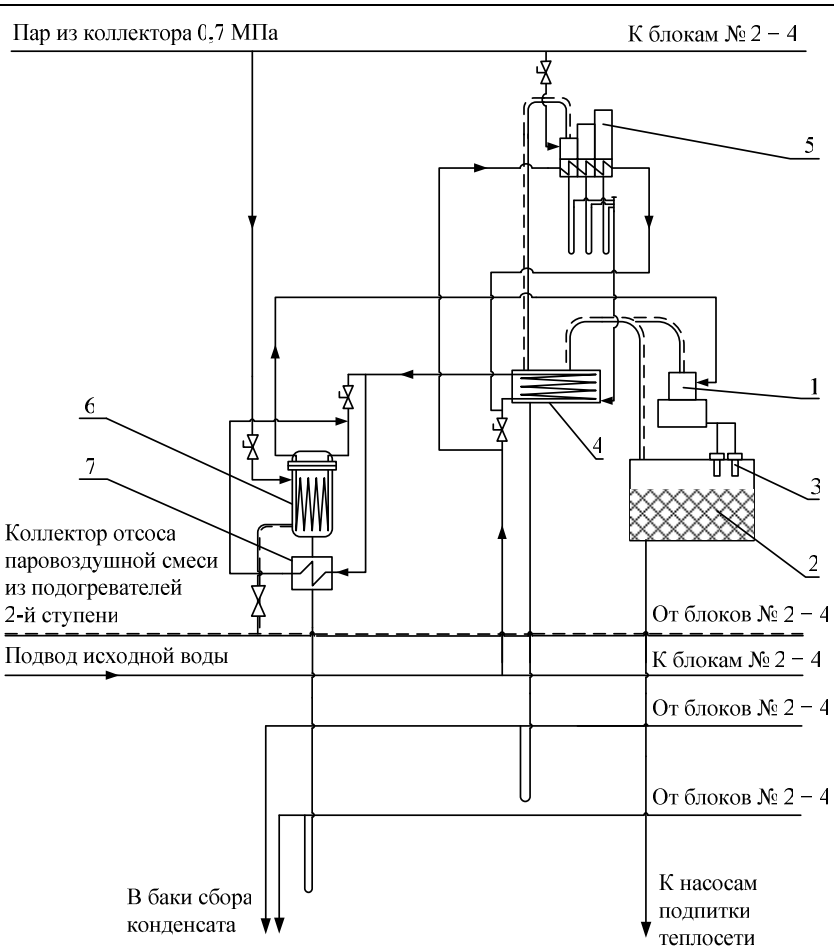


Рис. 2. Схема двухцелевого деаэрационного блока: 1 – ДЦВ; 2 – деаэрационный бак (корпус деаэратора ДСВ-800); 3 – КДУ; 4 – конденсатор выпара; 5 – пароструйный трехступенчатый эжектор; 6 – подогреватель второй ступени; 7 – охладитель дренажа подогревателя второй ступени

Конденсат рабочего пара и выпара последней ступени эжектора сливается в конденсатор выпара. Конденсат греющего пара подогревателя второй ступени, предварительно прошедший охладитель дренажа, а также конденсат из конденсатора выпара деаэратора подается в баки сбора

конденсата разными трубопроводами. Такая схема обеспечивает возможность сброса конденсата из конденсатора выпара при ухудшении его химического качества на конденсатоочистку без смешения с конденсатом греющего пара подогревателя второй ступени.

**Проектные режимные характеристики двухцелевой деаэрационной установки.** Производительность деаэрационной установки по дистилляту определяется её производительностью по деаэрированной воде на подпитку теплосети и температурой исходной воды. Для определения режимных характеристик установки нами была разработана математическая модель, обеспечивающая решение следующих задач: расчет давления всасывания эжектора в зависимости от температуры охлаждающей воды на входе в холодильник; определение гидравлического сопротивления трубопровода отсоса выпара от конденсатора выпара к эжектору; поверочный тепловой расчет конденсатора выпара для определения расхода выпара деаэратора, который может быть сконденсирован при заданных условиях; расчет гидравлического сопротивления парового пространства конденсатора выпара и системы трубопроводов отсоса выпара от деаэратора до конденсатора выпара; поверочный тепловой расчет подогревателя второй ступени с выносным охладителем дренажа с определением требуемой температуры подогрева воды перед деаэратором для получения необходимого расхода выпара.

Анализ результатов расчета показателей работы установки позволяет сделать вывод о том, что существует возможность получения дистиллята в качестве добавочной воды паровых котлов с расходом до 13 т/ч от одного деаэрационного блока (рис. 3, а). Номинальная производительность нетто по дистилляту (без учета конденсата рабочего пара эжектора и греющего пара подогревателя второй ступени) установки в целом составляет около 50 т/ч. При этом удельный расход выпара деаэратора (рис. 3, б) не снижается до значений менее 10 кг/т, что обеспечивает качественную деаэрацию подпиточной воды тепловой сети. Производительность установки по дистилляту может быть увеличена, если поддерживать удельный расход выпара деаэратора на уровне более 20 кг/т. Однако при этом возникает вероятность ухудшения химического качества получаемого дистиллята из-за интенсификации капельного уноса деаэрируемой воды по трубопроводу выпара из ДЦВ (капельный унос из деаэраторного бака существенно меньше). Уменьшить величину капельного уноса можно, используя дополнительные конструктивные решения.



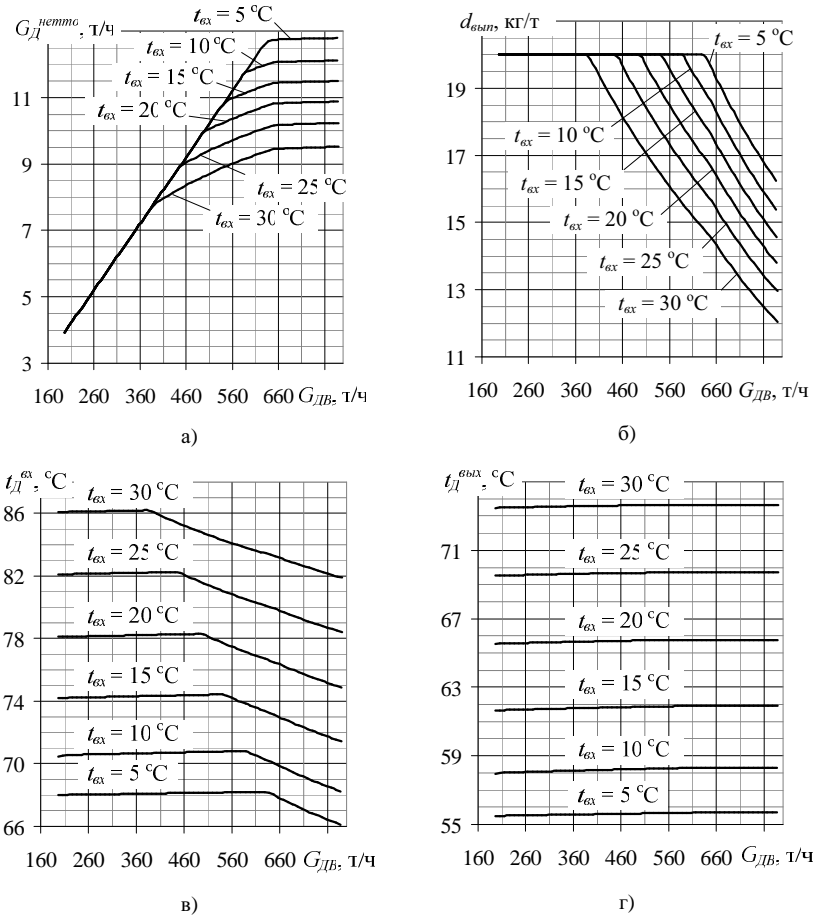


Рис. 3. Показатели работы установки (в расчете на один деаэрационный блок):  $G_{ДВ}$  – выработка деаэрированной воды на подпитку теплосети, т/ч;  $t_{вх}$  – температура воды на входе в установку (водопроводной воды), °С;  $G_{д}^{нетто}$  – производительность нетто по дистилляту, т/ч;  $d_{вып}$  – удельный расход выпара деаэратора, кг/т;  $t_{д}^{ax}$  – требуемая температура воды перед деаэратором (на выходе из подогревателя второй ступени), °С;  $t_{д}^{avx}$  – температура деаэрированной воды, °С

Определенные затруднения вызывает коррозия конструкционных материалов трубопроводов и конденсатора выпара, обусловленная влажностью выпара, обогащенного кислородом и свободной углекислотой.

Защита от коррозии обеспечивается при использовании коррозионно стойких сталей. Аналогичная проблема существует и при эксплуатации испарительных установок, используемых для приготовления добавочной воды цикла электростанций.

Требуемая температура воды на входе в деаэратор (рис. 3, в) не превосходит 90 °С, что позволяет использовать в подогревателе второй ступени в качестве греющего теплоносителя пар от коллектора собственных нужд с давлением 0,12 МПа (при его наличии на ТЭЦ) или прямую сетевую воду. Значения температуры деаэрированной воды (подпиточной воды тепловой сети) (рис. 3, г) соответствуют увеличенным значениям температур для вакуумной деаэрации, что обеспечивает возможность применения рассматриваемой установки для подпитки теплосети с открытым водоразбором.

Стоимость дистиллята для подпитки основного цикла ТЭЦ, получаемого при работе установки, сопоставима со стоимостью дистиллята, производимого многоступенчатой испарительной установкой, и в несколько раз меньше стоимости обессоленной воды, получаемой, например, по методу ионного обмена.

Двухцелевые деаэрационные установки, разработанные на базе деаэраторов Б.А. Зими́на, рекомендуются для теплофикационных ТЭЦ и котельных с подключенными тепловыми сетями открытого типа.

## **Выводы**

1. Разработана технологическая схема двухцелевой деаэрационной установки вакуумного типа на основе центробежно-вихревых деаэраторов конструкции Б.А. Зими́на, обеспечивающая деаэрацию подпиточной воды тепловой сети и получение при этом дистиллята в качестве добавочной воды паровых котлов.

2. Определены проектные режимные характеристики деаэрационной установки при различных значениях температуры исходной воды во всем регулировочном диапазоне изменения производительности по подпиточной воде тепловой сети.

## **Библиографический список**

1. **Шарапов, В.И.** Термические деаэратеры / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра; Ульянов. гос. техн. ун-т. – Ульяновск, 2003. – 560 с.

2. **Деаэратор** (тепломассообменник): пат. 2131555 Рос. Федерация: F22D1/50, C02F1/20, B01D19/00 / Б.А. Зими́н; заявитель и патентообладатель Б.А. Зими́н. – № 97121266/06; заявл. 09.12.1997; опубл. 10.06.1999, Бюл. № 22 (I ч.). – 4 с.

УДК 621.321

## ДЕАЭРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН ПРИ ПОВЫШЕННОМ СОДЕРЖАНИИ ДИОКСИДА УГЛЕРОДА В ОСТРОМ ПАРЕ

*Г.В. Ледуховский, В.Н. Виноградов, кандидаты техн. наук,  
А.Е. Барочкин, Е.А. Прохорова, инженеры*

**Введение.** Деаэрирующая способность конденсатора паровой турбины во многом определяет надежность работы элементов системы регенерации низкого давления, а также эффективность протекающих в них процессов теплообмена. Процесс десорбции растворенного кислорода из турбинного конденсата подробно изучен, но сведения об эффективности удаления из конденсата других газов, например свободного диоксида углерода, в опубликованных данных отсутствуют. Ниже сформулирована и рассматривается проблема нормирования качества турбинного конденсата по содержанию диоксида углерода для турбин, работающих при повышенном содержании свободной углекислоты в остром паре. Приведены результаты деаэрационных испытаний конденсатора турбины ПТ-12-35/10М. Показана недостаточность производительности основного эжектора конденсационной установки по условию обеспечения десорбции диоксида углерода из турбинного конденсата.

**Описание проблемы.** Действующими нормативными документами предусмотрен контроль содержания в турбинном конденсате за конденсатными насосами только растворенного кислорода (см. таблицу) [1].

### Нормы содержания растворенного кислорода в основном конденсате паровых турбин

| Тип тепловой электростанции (ТЭС)   | Нормативная массовая концентрация кислорода в основном конденсате за конденсатными насосами, мкг/дм <sup>3</sup> |
|---|--|
| ТЭС с прямоточными котлами давлением 13,8 – 25 МПа  | 20   |
| ТЭС с котлами с естественной циркуляцией<br>То же при работе турбин с ухудшенным вакуумом | 20 (допускается корректировка с разрешения энергосистемы)  |

Для электростанций, работающих на обессоленной воде, справедливо считается, что основной конденсат турбин практически не содержит свободной углекислоты: незначительные количества диоксида углерода,

поступающие в вакуумную систему с присосами воздуха, удаляются основными эжекторами. Между тем паровые турбины, использующие в качестве острого пар котлов, работающих на химически очищенной воде, а также котлов-утилизаторов металлургических, химических и других непрофильных энергетических производств, часто эксплуатируются в более тяжелых условиях: острый пар уже содержит свободный диоксид углерода с концентрацией до  $80 \text{ мг/дм}^3$ . В таких случаях деаэрирующая способность конденсаторов турбин, особенно по диоксиду углерода, является важной с точки зрения обеспечения антикоррозионной защиты водяного тракта системы регенерации низкого давления паротурбинной установки. Тем не менее руководящие документы не предусматривают нормирование качества турбинного конденсата по содержанию свободной углекислоты. Не установлен и интервал допустимых значений  $\text{pH}_{25}$  турбинного конденсата. Главные причины этого связаны с традиционным подходом организации водно-химических режимов и удорожанием системы автоматизированного химического контроля.

Для выявления технологически обоснованных норм содержания диоксида углерода в турбинном конденсате, кроме изучения собственно коррозионных процессов в водяном тракте системы регенерации низкого давления, требуется определение деаэрирующей способности конденсаторов паровых турбин.

**Экспериментальные исследования.** Нами проведены деаэрационные испытания конденсатора паровой турбины низкого давления ПТ-12-35/10М, установленной в теплосиловом цехе ОАО «Северсталь». Турбина работает в системе утилизации вторичных энергоресурсов и использует пар котлов-утилизаторов за установками сухого тушения кокса. Питательная вода котлов состоит из турбинного конденсата (менее 20 % в общем расходе питательной воды) и добавочной воды. Последняя готовится по схеме «прямоточная коагуляция в напорных механических фильтрах – На-катионирование по технологии SCHWЕBЕBЕТТ – атмосферная деаэрация».

Конденсатор турбины типа КП-540/2, двухходовой по охлаждающей воде, имеет площадь поверхности теплообмена  $540 \text{ м}^2$ , 2266 трубок внутренним диаметром 17 мм и активной длиной 4 м. Номинальный расход пара в конденсатор составляет 22,7 т/ч, минимальный и максимальный – соответственно 4,2 и 48 т/ч. Расчетная удельная паровая нагрузка конденсатора составляет  $42 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{ч})$ .

Конденсационная установка включает два основных паровых эжектора типа ЭО-30 производительностью по паровоздушной смеси 30 кг/ч и

с расходом рабочего сухого насыщенного пара давлением 1,6 МПа 175 кг/ч. Создаваемый эжектором вакуум – 95 %.

Перед испытаниями произведен ремонт конденсационной установки с заменой трубной системы конденсатора, полной заменой охладителей эжекторов, а также выполнена проверка плотности вакуумной системы турбины. Сами деаэрационные испытания конденсатора совмещены с тепловыми испытаниями турбины, по результатам которых с нормативной точностью определены расходы и теплотехнические параметры теплоносителей по элементам тепловой схемы в широких диапазонах изменения режимных факторов.

Выполнены измерения массовых концентраций (далее – концентраций) растворенного кислорода и диоксида углерода в турбинном конденсате за конденсатными насосами. Концентрация растворенного кислорода измерялась амперометрическим методом с использованием переносного кислородомера МАРК-302Т, а концентрация свободной углекислоты – алкалиметрическим методом.

**Обсуждение результатов.** В результате проведенных испытаний выявлено следующее (рис. 1):

- 1) концентрация растворенного кислорода удовлетворяет нормам (табл. 1) во всем диапазоне паровых нагрузок конденсатора;
- 2) концентрация диоксида углерода при любых паровых нагрузках конденсатора не уменьшается до значений менее 300 мкг/дм<sup>3</sup>;
- 3) при увеличении паровой нагрузки конденсатора концентрации растворенного кислорода и диоксида углерода увеличиваются.

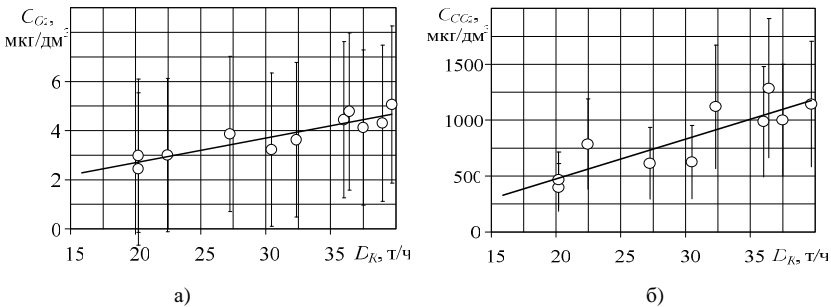


Рис. 1. Зависимость концентрации растворенного кислорода (а) и диоксида углерода (б) в турбинном конденсате от расхода пара в конденсатор:  $C_{O_2}$  и  $C_{CO_2}$  – концентрация в турбинном конденсате соответственно растворенного кислорода и диоксида углерода;  $D_K$  – расход пара в конденсатор турбины;  $\circ$  – окончательные результаты измерения в опытах; сплошные линии – регрессионные зависимости (метод наименьших квадратов)

Первые два вывода доказывают необходимость изучения процессов десорбции диоксида углерода в конденсаторах турбоагрегатов и введения нормативов по этому показателю применительно к конденсату турбин, работающих при повышенном содержании свободной углекислоты в острым паре. При указанных (рис. 1) концентрациях свободной углекислоты (при безаммиачном водно-химическом режиме конденсатопитательного тракта) значение  $pH_{25}$  турбинного конденсата близко к 6,0. В этих условиях даже с учетом малых температур конденсата необходимо считаться с опасностью углекислотной коррозии тракта регенерации низкого давления [2].

Последний вывод указывает на недостаточность производительности эжекторов конденсационной установки по паровоздушной смеси. Действительно, анализ немногочисленных опубликованных результатов исследований деаэрирующей способности конденсаторов паровых турбин [3, 4] показывает (рис. 2), что при правильном выборе производительности воздухоудаляющего устройства конденсационной установки должна наблюдаться иная зависимость, в частности, по кислороду: концентрация кислорода в турбинном конденсате должна уменьшаться с увеличением паровой нагрузки конденсатора.

Вывод о недостаточности производительности воздухоудаляющего устройства подтверждается корреляцией значений концентраций газов в турбинном конденсате и значений относительной нагрузки основного эжектора, рассчитанной как процентное отношение расхода рабочего пара на эжектор и расхода пара в конденсатор турбины (рис. 3). Анализ полученных зависимостей (рис. 3) показывает, что минимальным значениям концентрации кислорода или диоксида углерода в турбинном конденсате соответствуют значения относительной

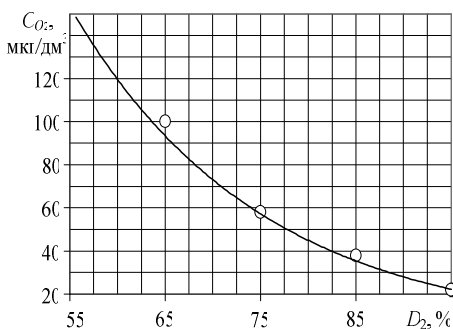


Рис. 2. Данные Е.А. Сукачева по деаэрирующей способности конденсатора турбины, работающей с ухудшенным вакуумом (площадь поверхности теплообмена 1000 м<sup>2</sup>, производительность основного эжектора 30 кг/ч):  $D_2$  – паровая нагрузка конденсатора (в процентах от номинальной); прочие обозначения см. на рис. 1

паровой нагрузки воздухоудаляющего устройства конденсационной установки, превышающие 1 %. Необходимо отметить, что перед проведением испытаний произведена полная замена охладителей эжекторов, а «запаривание» самих эжекторов в ходе испытаний не зафиксировано.

Таким образом, воздухоудаляющее устройство рассматриваемой турбины позволяет поддерживать концентрацию кислорода в турбинном конденсате, не превышающую нормативного значения 20 мкг/дм<sup>3</sup> во всех режимах работы турбины. Однако при этом выявлено низкое качество турбинного конденсата по содержанию свободной углекислоты.

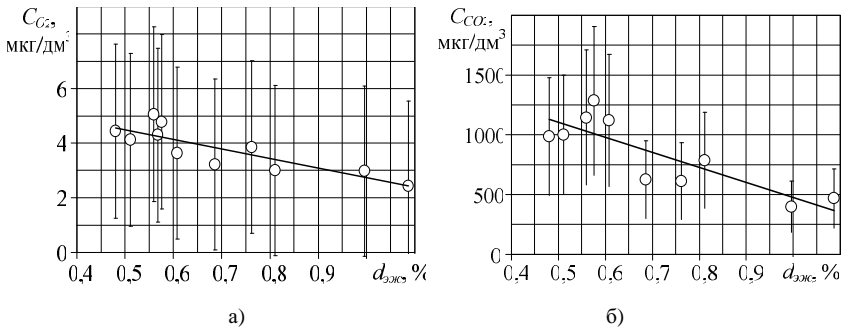


Рис. 3. Зависимость концентрации растворенного кислорода (а) и диоксида углерода (б) в турбинном конденсате от относительной нагрузки основного эжектора:  $d_{эж}$  – относительная нагрузка основного эжектора на рабочему пару; прочие обозначения см. на рис. 1

Можно полагать, что производительность воздухоудаляющего устройства конденсационной установки при работе турбины на остром паре с относительно большой концентрацией свободной углекислоты (в рассматриваемом случае значение этой концентрации составляло от 35 до 40 мг/дм<sup>3</sup>) необходимо выбирать с учетом деаэрационной способности конденсатора по диоксиду углерода. В настоящее время этот вывод особенно актуален для паровых турбин проектируемых парогазовых энергоблоков с котлами-утилизаторами, работающими на умягченной воде.

### Выводы

1. Нормирование качества конденсата турбин, острый пар которых получен из химически очищенной воды, в том числе паровых турбин парогазовых энергоблоков, необходимо осуществлять не толь-

ко по концентрации растворенного кислорода, но и по содержанию свободной углекислоты.

2. Экспериментальные данные показывают, что даже при обеспечении нормативных значений концентрации растворенного кислорода в турбинном конденсате качество этого конденсата по содержанию свободной углекислоты может быть неудовлетворительным.

3. Производительность основного эжектора конденсационной установки при работе турбины на остром паре с относительно большой концентрацией свободной углекислоты необходимо выбирать с учетом деаэрационной способности конденсатора по диоксиду углерода.

4. Введению нормативов качества турбинного конденсата по содержанию диоксида углерода должно предшествовать решение следующих задач:

– исследование деаэрирующей способности конденсаторов паровых турбин относительно десорбции диоксида углерода;

– исследование влияния диоксида углерода в турбинном конденсате на эксплуатационную надежность работы элементов системы регенерации паровых турбин и качество питательной воды;

– разработка рекомендаций по выбору производительности воздухоудаляющих устройств конденсационных установок с учетом деаэрирующей способности конденсаторов по диоксиду углерода;

– анализ изменения тепловой экономичности систем регенерации турбин при увеличении нагрева основного конденсата в охладителях эжекторов;

– разработка методов непрерывного контроля содержания диоксида углерода в турбинном конденсате.

#### **Библиографический список**

1. **Правила** технической эксплуатации тепловых электрических станций и сетей Российской Федерации: офиц. текст : утв. Приказом Минэнерго России № 229 от 19.06.03: введ. в действие с 30.06.03: зарег. в Минюсте России 20.06.03 № 4799. – М.: Омега-Л, 2006. – 256 с.

2. **Акользин, П.А.** Коррозия и защита металла теплоэнергетического оборудования / П.А. Акользин. – М.: Энергоиздат, 1982. – 304 с.

3. **Сукачев, Е.А.** Деаэрирующая способность конденсаторов турбин с ухудшенным вакуумом [Текст] / Е.А. Сукачев // Водоподготовка, водный режим и химконтроль на паросиловых установках: сб. статей. – М.: Изд-во «Энергия», 1974. – Вып. 5. – С. 106 – 108.

4. **Ермолов, В.Ф.** Деаэрационные испытания конденсатора 300КЦС-1 / В.Ф. Ермолов, Г.В. Николаев, К.И. Максимов // Результаты наладки и испытаний теплообменного оборудования турбин К-300-240: труды ЦКТИ / НПО ЦКТИ; под ред. В.А. Пермякова. – Л.: ЦКТИ, 1969. – Вып. 94. – С. 63 – 70.



УДК 621.311

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СХЕМ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ОМСКОЙ ТЭЦ-5

*А.В. Мошкарин, д-р техн. наук, В.Н. Виноградов, канд. техн. наук*

Для восполнения потерь пара и конденсата в цикле Омской ТЭЦ-5 используется испарительная установка (ИУ), включающая в свой состав две общестанционные испарительные установки (ОИУ № 1, 2) и две блочные испарительные установки (БИУ № 3, 4). Проектная производительность ИУ – 240 т/ч. Однако с начала ее освоения до настоящего времени производительность ИУ не превышает 160 т/ч. Дефицит производства дистиллята на ТЭЦ вызван рядом причин:

– техническими ошибками схемных решений по испарительным установкам – малы диаметры трубопроводов питательной воды и греющего пара, что ограничивает их расходы;

– недостаточностью объемов и высокими температурами охлаждающей среды, используемой для конденсации вторичного пара последней ступени, выпара расширителей конденсата и продувки ОИУ № 1, 2 и БИУ № 3, 4.

Блочные испарительные установки № 3 и 4 содержат по два испарителя И-1000, включенные параллельно по греющему пару на общестанционную магистраль 0,8 – 1,3 МПа, и по два конденсатора ПСВ-315, через которые пропускается сетевая вода. Каждая БИУ обеспечивает производство дистиллята от 25 до 39 т/ч. Основными недостатками проектного решения БИУ являются: использование в качестве греющего пара редуцированного пара из общестанционной магистрали и применение одноступенчатой схемы испарения. Неэффективность работы БИУ объясняется недовыработкой мощности из-за дросселирования греющего пара и его большим расходом на единицу получаемого дистиллята. Реально в работе используется лишь одна БИУ № 3.

Обе общестанционные испарительные установки выполнены по схеме параллельного питания ступеней без регенеративного подогрева [1, 2]. Эксплуатация пятиступенчатой ОИУ № 1 (5×И-600) возможна до давления греющего пара не более 1,2 МПа. Уменьшение давления греющего пара обеспечивает регулирование производительности по дистилляту.

Ниже приведены результаты расчетов работы ОИУ № 1, выполненные по программе САПР МИУ [3], при давлениях греющего пара 1,002, 0,791, 0,587, 0,476 МПа, что соответствует температурам насыщения греющего пара 180, 170, 158, 150 °С (см. табл. 1 – 6).

**Режим 1.** Исходные данные:  $t_{cp} = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{xov} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , продувка – 5 %, температура вторичного пара последней ступени, в расширителе конденсата и расширителе продувки принята равной  $t_n = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Таблица 1

| № ст. | Температура греющего пара $t_{cp},\text{ }^{\circ}\text{C}$ | Температура вторичного пара $t_{ам},\text{ }^{\circ}\text{C}$ | Полезный температурный напор $\Delta t, \text{ }^{\circ}\text{C}$ | Коэффициент теплопередачи $k, \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^{\circ}\text{C})$ | Производительность $D, \text{ т/ч}$ |
|-------|---|---|---|--|-------------------------------------|
| 1     | 180,0   | 162,817   | 17,183  | 1,394  | 25,975                              |
| 2     | 160,908   | 146,533   | 14,375  | 1,517  | 23,120                              |
| 3     | 144,955   | 132,848   | 12,107  | 1,622  | 20,472                              |
| 4     | 131,467   | 121,427   | 10,041  | 1,720  | 17,823                              |
| 5     | 120,170   | 110   | 10,170  | 1,638  | 16,897                              |

Общие показатели работы МИУ:

- расход греющего пара – 26,902 т/ч;
- расход выпара из расширителя конденсата – 6,90816 т/ч;
- расход конденсата из расширителя конденсата – 107,385 т/ч;
- расход выпара из расширителя продувки – 0,277 т/ч;
- расход конденсата из расширителя продувки – 4,937818 т/ч;
- расход пара на ПХВО – 11,53 т/ч;
- производительность ОИУ – 104,287 т/ч;
- расход избыточного пара – 12,53 т/ч.

**Режим 2.** Исходные данные:  $t_{cp} = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{xov} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , продувка – 5 %,  $t_n = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Таблица 2

| № ст. | $t_{cp},\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $t_{ам},\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $\Delta t, \text{ }^{\circ}\text{C}$ | $k, \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^{\circ}\text{C})$ | $D, \text{ т/ч}$ |
|-------|-----------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------------|--|------------------|
| 1     | 170,0                             | 155,963                           | 14,037                               | 1,564  | 23,570           |
| 2     | 154,207                           | 142,628                           | 11,579                               | 1,700  | 20,769           |
| 3     | 141,113                           | 130,82                            | 10,293                               | 1,756  | 18,794           |
| 4     | 129,464                           | 120,056                           | 9,408                                | 1,773  | 17,124           |
| 5     | 118,813                           | 110                               | 8,811                                | 1,755  | 15,691           |

Общие показатели работы МИУ:

- расход греющего пара – 24,236 т/ч;
- расход выпара из расширителя конденсата – 5,454 т/ч;
- расход конденсата из расширителя конденсата – 99,03 т/ч;
- расход выпара из расширителя продувки – 0,222 т/ч;
- расход конденсата из расширителя продувки – 4,57 т/ч;
- расход пара на ПХВО – 10,52 т/ч;
- производительность ОИУ – 95,9 т/ч;
- расход избыточного пара – 10,71 т/ч.

**Режим 3.** Исходные данные:  $t_{ep} = 160$  °С,  $t_{хов} = 40$  °С, продувка – 5 %,  $t_n = 110$  °С.

Таблица 3

| № ст. | $t_{ep}$ , °С | $t_{em}$ , °С | $\Delta t$ , °С | $k$ , кВт/(м <sup>2</sup> ·°С) | $D$ , т/ч |
|-------|---------------|---------------|-----------------|--------------------------------|-----------|
| 1     | 160,0         | 148,871       | 11,129          | 1,756                          | 20,774    |
| 2     | 147,253       | 137,234       | 10,019          | 1,808                          | 18,987    |
| 3     | 135,797       | 127,451       | 8,346           | 1,918                          | 16,576    |
| 4     | 126,134       | 118,489       | 7,645           | 1,933                          | 15,144    |
| 5     | 117,260       | 110           | 7,259           | 1,908                          | 14,055    |

Общие показатели работы МИУ:

- расход греющего пара – 21,23489 т/ч;
- расход выпара из расширителя конденсата – 4,017 т/ч;
- расход конденсата из расширителя конденсата – 88,698 т/ч;
- расход выпара из расширителя продувки – 0,166 т/ч;
- расход конденсата из расширителя продувки – 4,11 т/ч;
- расход пара на ПХВО – 9,381 т/ч;
- производительность ОИУ – 85,5 т/ч;
- расход избыточного пара – 8,756 т/ч.

**Режим 4.** Исходные данные:  $t_{ep} = 150$  °С,  $t_{хов} = 40$  °С, продувка – 5 %,  $t_n = 110$  °С.

Таблица 4

| № ст. | $t_{ep}$ , °С | $t_{em}$ , °С | $\Delta t$ , °С | $k$ , кВт/(м <sup>2</sup> ·°С) | $D$ , т/ч |
|-------|---------------|---------------|-----------------|--------------------------------|-----------|
| 1     | 150           | 141,717       | 8,283           | 1,991                          | 17,38     |
| 2     | 140,215       | 132,789       | 7,427           | 2,043                          | 15,815    |
| 3     | 131,409       | 124,702       | 6,707           | 2,079                          | 14,391    |
| 4     | 123,414       | 117,173       | 6,242           | 2,081                          | 13,289    |
| 5     | 115,956       | 109,998       | 5,958           | 2,055                          | 12,425    |

Общие показатели работы МИУ:

- расход греющего пара – 17,651 т/ч;
- расход выпара из расширителя конденсата – 2,746 т/ч;
- расход конденсата из расширителя конденсата – 75,78 т/ч;
- расход выпара из расширителя продувки – 0,116 т/ч;
- расход конденсата из расширителя продувки – 3,55 т/ч;
- расход пара на ПХВО – 8,23 т/ч;
- производительность ОИУ – 73,299 т/ч;
- расход избыточного пара – 7,155 т/ч.

При обнаружении выхода из строя трубок греющей секции в одном из испарителей производится его отключение для проведения ремонта.

В этом случае ОИУ № 1 может продолжить свою работу в четырехступенчатом режиме при ограничении температурных перепадов во избежание повышенного уноса со вторичным паром капель упариваемой воды.

**ОИУ № 1 в четырехступенчатом режиме (4×И-600).** Исходные данные:  $t_{zp} = 150$  °С,  $t_{хов} = 40$  °С, продувка – 5 %,  $t_n = 110$  °С.

Таблица 5

| № ст/ | $t_{zp},$ °С | $t_{om},$ °С | $\Delta t,$ °С | $k,$ кВт/(м <sup>2</sup> ·°С) | $D,$ т/ч |
|-------|--------------|--------------|----------------|-------------------------------|----------|
| 1     | 150          | 139,87       | 10,13          | 1,809                         | 19,268   |
| 2     | 138,395      | 129,10       | 9,296          | 1,836                         | 17,704   |
| 3     | 127,764      | 119,241      | 8,523          | 1,850                         | 16,171   |
| 4     | 118          | 110          | 8,065          | 1,832                         | 14,879   |

Общие показатели работы МИУ:

- расход греющего пара – 19,614 т/ч;
- расход выпара из расширителя конденсата – 2,51 т/ч;
- расход конденсата из расширителя конденсата – 70,242 т/ч;
- расход выпара из расширителя продувки – 0,1014 т/ч;
- расход конденсата из расширителя продувки – 3,299 т/ч;
- расход пара на ПХВО – 7,5665 т/ч;
- производительность ОИУ – 68,022 т/ч;
- расход избыточного пара – 9,946 т/ч.

ОИУ № 2 (6×И-600) состоит из двух секций по три испарителя, которые могут работать автономно. В настоящее время эксплуатируется только одна секция, что вызвано определенной неустойчивостью работы установки в шестиступенчатом режиме.

**ОИУ № 2 в трехступенчатом режиме (3×И-600).** Исходные данные:  $t_{zp} = 145$  °С,  $t_{хов} = 40$  °С, продувка – 5 %,  $t_n = 110$  °С.

Таблица 6

| № ст. | $t_{zp},$ °С | $t_{om},$ °С | $\Delta t,$ °С | $k,$ кВт/(м <sup>2</sup> ·°С) | $D,$ т/ч |
|-------|--------------|--------------|----------------|-------------------------------|----------|
| 1     | 145          | 133,503      | 11,497         | 1,671                         | 20,041   |
| 2     | 132,114      | 121,352      | 10,763         | 1,666                         | 18,439   |
| 3     | 120,097      | 110          | 10,097         | 1,644                         | 16,838   |

Общие показатели работы МИУ:

- расход греющего пара – 20,41984 т/ч;
- расход выпара из расширителя конденсата – 1,7995 т/ч;
- расход конденсата из расширителя конденсата – 57,1 т/ч;
- расход выпара из расширителя продувки – 0,06 т/ч;
- расход конденсата из расширителя продувки – 2,701 т/ч;

---

|                             |             |
|-----------------------------|-------------|
| – расход пара на ПХВО –     | 6,19 т/ч;   |
| – производительность ОИУ –  | 55,31 т/ч;  |
| – расход избыточного пара – | 12,561 т/ч. |

Полученные результаты несколько завышают реальную производительность установки из-за неучета заглушенных трубок в греющих секциях испарителей. Действительная производительность ОИУ ниже на 10 – 15 %.

Температура воды, поступающей в ОИУ на охлаждение пара испарительных установок, колеблется от 40 до 60 °С и зависит от периода года. Количество избыточного пара испарительных установок с ростом температуры охлаждающей воды должно уменьшаться так же, как и производительность испарительной установки. Количество охлаждающей воды, подаваемой в охладители дистиллята, также ограничено. В работе находятся только БИУ № 3, ОИУ № 1 и одна секция ОИУ № 2, а производительность испарительных установок ТЭЦ не превышает 160 – 180 т/ч.

Один из путей решения задачи получения необходимой производительности ВПУ – сокращение потребности больших объемов охлаждающей воды, подаваемой на охлаждение вторичного пара из последних ступеней испарительных установок. Уменьшение выхода вторичного пара может быть обеспечено увеличением числа ступеней испарения в многоступенчатых испарительных установках.

**Реконструкция схемы ОИУ № 2.** Предлагаемая к осуществлению реконструкция предусматривает создание схемы ОИУ № 2 в виде двух установок:

1) ОИУ № 2А – на основе двух испарителей И-1000 неэксплуатируемой БИУ № 4, подключаемых последовательно по вторичному пару к первой секции ОИУ № 2, состоящей из трех испарителей И-600;

2) ОИУ № 2Б – на основе не включаемых в работу трех ступеней И-600 существующей ОИУ № 2. В этом случае суммарная производительность испарителей даже не в максимальном режиме увеличится на 100 – 110 т/ч и достигнет 260 – 270 т/ч.

Использование в качестве первых ступеней испарения испарителей с большей поверхностью (И-1000, а не И-600) при параллельной схеме питания без регенеративных подогревателей (вода во все ступени поступает с одинаковой температурой – около 100 °С) позволяет получить более высокую производительность установки в целом, так как температурные напоры в первых ступенях будут ниже, а коэффициенты теплопередачи выше (см. табл. 7 – 10).

Два подогревателя ПСВ-315, которые в настоящее время служат конденсаторами испарителей в БИУ № 4, должны использоваться в ре-

конструированной схеме в качестве подогревателя химически очищенной воды (ПХВО) и охладителя выпара (ОВД).

**Результаты расчета режимов ОИУ № 2А (2×И-1000 + 3×И-600).**

**Режим 1.** Исходные данные:  $t_{zp} = 180$  °С,  $t_{хов} = 40$  °С, продувка – 5 %,  $t_n = 110$  °С.

Таблица 7

| № ст. | $t_{zp}$ , °С | $t_{эм}$ , °С | $\Delta t$ , °С | $k$ , кВт/(м <sup>2</sup> ·°С) | $D$ , т/ч |
|-------|---------------|---------------|-----------------|--------------------------------|-----------|
| 1     | 180           | 168,310       | 11,69           | 1,753                          | 34,629    |
| 2     | 166,26        | 156,267       | 9,995           | 1,871                          | 31,056    |
| 3     | 154,51        | 139,076       | 15,430          | 1,429                          | 23,156    |
| 4     | 137,61        | 124,04        | 13,569          | 1,479                          | 20,697    |
| 5     | 122,76        | 110           | 12,76           | 1,446                          | 18,726    |

Общие показатели работы МИУ:

- расход греющего пара – 35,576 т/ч;
- расход выпара из расширителя конденсата – 10,22 т/ч;
- расход конденсата из расширителя конденсата – 134,88 т/ч;
- расход выпара из расширителя продувки – 0,422 т/ч;
- расход конденсата из расширителя продувки – 5,99 т/ч;
- расход пара на ПХВО – 14,19 т/ч;
- производительность ОИУ – 128,26 т/ч;
- расход избыточного пара – 15,17 т/ч.

**Режим 2.** Исходные данные:  $t_{zp} = 170$ °С,  $t_{хов} = 40$ °С, продувка – 5 %,  $t_n = 110$  °С.

Таблица 8

| № ст. | $t_{zp}$ , °С | $t_{эм}$ , °С | $\Delta t$ , °С | $k$ , кВт/(м <sup>2</sup> ·°С) | $D$ , т/ч |
|-------|---------------|---------------|-----------------|--------------------------------|-----------|
| 1     | 170           | 159,6         | 10,4            | 1,843                          | 31,974    |
| 2     | 157,766       | 149,521       | 8,245           | 2,022                          | 27,416    |
| 3     | 147,892       | 134,751       | 13,141          | 1,557                          | 21,377    |
| 4     | 133,346       | 122,393       | 10,953          | 1,657                          | 18,687    |
| 5     | 121,28        | 110           | 11,127          | 1,562                          | 17,639    |

Общие показатели работы МИУ:

- расход греющего пара – 32,7 т/ч;
- расход выпара из расширителя конденсата – 7,997 т/ч;
- расход конденсата из расширителя конденсата – 124,165 т/ч;
- расход выпара из расширителя продувки – 0,328 т/ч;
- расход конденсата из расширителя продувки – 5,526 т/ч;
- расход пара на ПХВО – 12,703 т/ч;
- производительность ОИУ – 117 т/ч;
- расход избыточного пара – 12,991 т/ч.

**Режим 3.** Исходные данные:  $t_{zp} = 165 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $p_{zp} = 0,7 \text{ МПа}$ ),  $t_{хов} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ , продувка – 5 %,  $t_n = 110 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Таблица 9

| № ст. | $t_{zp}, \text{ }^\circ\text{C}$ | $t_{эм}, \text{ }^\circ\text{C}$ | $\Delta t, \text{ }^\circ\text{C}$ | $k, \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ | $D, \text{ т}/\text{ч}$ |
|-------|----------------------------------|----------------------------------|------------------------------------|--|-------------------------|
| 1     | 165                              | 156,016                          | 8,984                              | 1,965  | 29,299                  |
| 2     | 154,259                          | 146,694                          | 7,565                              | 2,086  | 25,861                  |
| 3     | 145,114                          | 133,384                          | 11,730                             | 1,653  | 20,220                  |
| 4     | 131,997                          | 121,290                          | 10,707                             | 1,671  | 18,387                  |
| 5     | 120,036                          | 110                              | 10,035                             | 1,649  | 16,786                  |

Общие показатели работы МИУ:

- расход греющего пара – 29,882 т/ч;
- расход выпара из расширителя конденсата – 6,804 т/ч;
- расход конденсата из расширителя конденсата – 116,8452 т/ч;
- расход выпара из расширителя продувки – 0,2848 т/ч;
- расход конденсата из расширителя продувки – 5,24 т/ч;
- расход пара на ПХВО – 12,25 т/ч;
- производительность ОИУ – 110,553 т/ч;
- расход избыточного пара – 11,622 т/ч.

**Режим 4.** Исходные данные:  $t_{zp} = 158 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $p_{zp} = 0,6 \text{ МПа}$ ),  $t_{хов} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ , продувка – 5 %,  $t_n = 110 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Таблица 10

| № ст. | $t_{zp}, \text{ }^\circ\text{C}$ | $t_{эм}, \text{ }^\circ\text{C}$ | $\Delta t, \text{ }^\circ\text{C}$ | $k, \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ | $D, \text{ т}/\text{ч}$ |
|-------|----------------------------------|----------------------------------|------------------------------------|--|-------------------------|
| 1     | 158                              | 150,7                            | 7,3                                | 2,13   | 25,606                  |
| 2     | 149,05                           | 142,8                            | 6,25                               | 2,23   | 22,708                  |
| 3     | 141,28                           | 130,94                           | 10,34                              | 1,75   | 18,845                  |
| 4     | 129,59                           | 120,13                           | 9,46                               | 1,77   | 17,178                  |
| 5     | 118,88                           | 110,0                            | 8,88                               | 1,75   | 15,76                   |

Общие показатели работы МИУ:

- расход греющего пара – 26,021 т/ч;
- расход выпара из расширителя конденсата – 5,271 т/ч;
- расход конденсата из расширителя конденсата – 105,08 т/ч;
- расход выпара из расширителя продувки – 0,2251 т/ч;
- расход конденсата из расширителя продувки – 4,14 т/ч;
- расход пара на ПХВО – 11,09 т/ч;
- производительность ОИУ – 100,098 т/ч;
- расход избыточного пара – 10,1561 т/ч.

**Примечание.** 1. Рекомендуется принять паропроводы подвода греющего пара и вторичного пара ОИУ № 2А с  $D_y \geq 400 \text{ мм}$ , а  $D_y$  трубопроводов подвода питательной воды к корпусам И-1000 – не менее 150 мм.

2. При использовании ПСВ-315 в качестве охладителя выпара следует предусмотреть подачу на него в качестве охладителя не подпиточной воды тепловой сети, а прямой воды из цир-

кводовода с регулировкой ее расхода по давлению вторичного пара в последней ступени испарения в ОИУ № 2А, чтобы давление этого пара в любом режиме было выше атмосферного.

**Оценка эффективности применения пятиступенчатой схемы ОИУ № 2А вместо трехступенчатого существующего режима ОИУ № 2 (3×И-600) и БИУ № 4.** Применение пятиступенчатой установки вместо одноступенчатой блочной испарительной установки БИУ № 4 и трехступенчатого режима ОИУ № 2 обеспечивает снижение расхода теплоты промышленного отбора на тонну получаемого дистиллята.

В режиме БИУ доля расхода греющего пара составляет  $d_{ep1} = 1$ , в трехступенчатом режиме ОИУ –  $d_{ep3} = 0,37$ , а в пятиступенчатом –  $d_{ep3} = 0,280$ .

Если принять производительность БИУ равной 40 т/ч, производительность ОИУ (3×И-600) – 60 т/ч, а производительность ОИУ № 2А (2×И-1000 + 3×И-600) – 100 т/ч, то можно оценить годовой эффект от перехода на новую схему ОИУ следующим образом, руб/год:

$$\mathcal{E}_{год} = e_{np} [40 (d_{ep1} - d_{ep5}) + 60 (d_{ep3} - d_{ep5})] q_{ep} \tau c_{э} / 3,6,$$

где  $e_{np} = 0,271$  – коэффициент изменения мощности промышленного отбора пара [2];  $q_{ep} = 2200$  кДж/кг – теплота конденсации греющего пара;  $\tau = 7000$  ч – число часов работы испарительных установок в год;  $c_{э} = 0,6$  руб/(кВт·ч) – себестоимость электрической энергии на ТЭЦ;  $d_{ep3}$ ,  $d_{ep5}$  – доли расходов греющего пара при работе в трехступенчатом режиме и в предлагаемом составе в пятиступенчатом режиме.

Подставляя численные значения, получаем

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_{год} &= 0,271 \cdot [40 \cdot (1 - 0,28) + 60 \cdot (0,37 - 0,28)] \cdot 2200 \times \\ &\times 7000 \cdot 0,6 / 3,6 = 23788380 \text{ руб/год.} \end{aligned}$$

Итак, экономия составляет 23,279 млн руб. при  $c_{э} = 0,6$  руб/кВт·ч.

Эффективность можно рассчитать также и по экономии топлива. Если принять стоимость тонны условного топлива 1800 руб., то расчет можно провести при  $N_{э} = \text{const}$  по коэффициентам изменения мощности [2] следующим образом:

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_{год} &= 3600 \cdot \xi_{np} [40 \cdot (d_{ep1} - d_{ep5}) + \\ &+ 60 (d_{ep3} - d_{ep5})] q_{ep} \tau s_m / (Q_p'' \eta_k \eta_{mp,m}) = \\ &= 0,652 \cdot [40 \cdot (1 - 0,28) + 60 \cdot (0,37 - 0,28)] \times \\ &\times 2200 \cdot 7000 \cdot 1800 / (29300 \cdot 0,9 \cdot 0,98) = 23918323 \text{ руб/год.} \end{aligned}$$



Оба метода дали близкий результат.

Расхождение результатов расчетов зависит от значений стоимости условного топлива ( $s_m = 1800$  руб) и себестоимости 1 кВт·ч ( $c_{99} = 0,6$  руб/(кВт·ч)).

### Заключение

1. Анализ работы используемых на Омской ТЭЦ-5 испарительных установок показал, что их суммарная производительность ниже проектной на 30 %, что связано с недостатком объемов охлаждающей воды, используемой для конденсации вторичного пара, и ограничением расхода питательной воды из-за выбора меньших диаметров трубопроводов.

2. Для обеспечения необходимой производительности испарительных установок Омской ТЭЦ-5 260 – 270 т/ч предложена реконструкция схемы ОИУ № 2 путем разделения ее на две автономные испарительные установки: пятиступенчатую и трехступенчатую. Первая из них составлена путем включения в ее «голову» двух испарителей И-1000, входящих в существующую БИУ № 4, не эксплуатируемую в настоящее время из-за дефицита охлаждающей воды, и состоит из двух И-1000 и трех И-600. Вторая автономная испарительная установка состоит из трех И-600 второй секции ОИУ № 2. Такое решение гарантирует надежную выработку дистиллята при уменьшении теплоотвода в окружающую среду с охлаждающей водой.

3. Годовой эффект от предлагаемой реконструкции, оцененный по экономии условного топлива, из-за перехода от одноступенчатой схемы дистилляции в БИУ и трехступенчатой в ОИУ № 2 к пятиступенчатой составит около 24 млн руб.

### Библиографический список

1. **Мошкарин, А.В.** Анализ схем испарительных установок тепловых электростанций / А.В. Мошкарин, А.А. Мошкарин; Федеральное агентство по образованию, ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина». – Иваново, 2007. – 272 с.

2. **Мошкарин, А.В.** Испарительные установки ТЭС / А.В. Мошкарин, Р.Ш. Бускунов. – М. Энергоатомиздат. – 272 с.

3. **САПР** многоступенчатых испарительных установок ТЭС / А.В. Мошкарин, В.А Семашко, Е.В. Полежаев // Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2001610333, Роспатент, 2001.

4. **Рубинштейн, Я.М.** Исследование реальных тепловых схем ТЭС и АЭС / Я.М. Рубинштейн, М.И. Щепетильников. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 256 с.

УДК 621.311.22

## **ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ РАБОТЫ ВНЕШНИХ ГАЗОХОДОВ БЛОКА 1200 МВт**

*Ю.В. Салов, акад. АПЭ, В.В. Варнашов, канд. техн. наук,  
С.Д. Горшенин, асп.*

Газоотводящий тракт третьей очереди (дымовая труба № 3 и примыкающие к ней газоходы) предназначен для удаления дымовых газов от котла типа ТГМП-1202 паропроизводительностью 3950 т/ч в составе энергетического блока с турбиной 1200 МВт. Топливом служит природный газ (резервное – мазут М100).

Паровой котел ТГМП-1202 проектировался для работы под наддувом. Для обеспечения работы котла и удаления уходящих газов установлены три турбовоздуходувки. Уходящие газы эвакуировались по трем ниткам внешних газоходов, выполненных из сборных кремнебетонных плит. В качестве резерва помимо трактов воздуходувок были установлены тракты дымососов ДОД-43ГМ. В процессе эксплуатации котла под наддувом наблюдалась большая загазованность в помещениях главного корпуса и на прилегающей территории. В связи с этим котел перевели на уравновешенную тягу, а основные тракты от воздуходувок были отсоединены. В основные газоходы ниток А и В включены дымососы расчетной нагрузки (ДРН) типа ГД-31. Их необходимость вызвана недостаточной производительностью основных дымососов из-за высокого сопротивления газоотводящего тракта. При температуре наружного воздуха 25 – 27 °С по данным эксплуатации блок № 9 набирает нагрузку в пределах 1180 – 1172 МВт даже с учетом работы ДРН [1].

В результате разрушения кремнебетонных плит от серноокислотной коррозии и нарушения герметизации швов между ними увеличились присосы воздуха в газоотводящий тракт. В связи с этим, для увеличения газоплотности внутренняя поверхность газоходов была усилена слоем силикатполимербетона толщиной 100 мм. В результате этого сечение газохода было уменьшено. Это привело к увеличению скорости уходящих газов и еще большим аэродинамическим потерям.

Обследование, проведенное в 2006 году сотрудниками УНЦ ТЭБЭ ИГЭУ совместно с эксплуатационным персоналом Костромской ГРЭС, показало, что силикатполимербетонное покрытие панелей отслоилось и разрушилось.

В целях обеспечения надежности и экономичности работы блока 1200 МВт на основе вариантных модельных исследований был разработан технический проект реконструкции внешних газоходов, который был взят за основу при рабочем их проектировании нижегородским теплоэлектропроектом. По этому проекту внешние газоходы выполняются металлическими по улучшенной аэродинамической схеме (рис. 1). Реконструкция позволяет снизить сопротивление внешних газоходов на 15 – 20 мм вод. ст., что способствует сокращению мощности на привод дымососов до 500 кВт и работе блока в номинальном режиме [1].

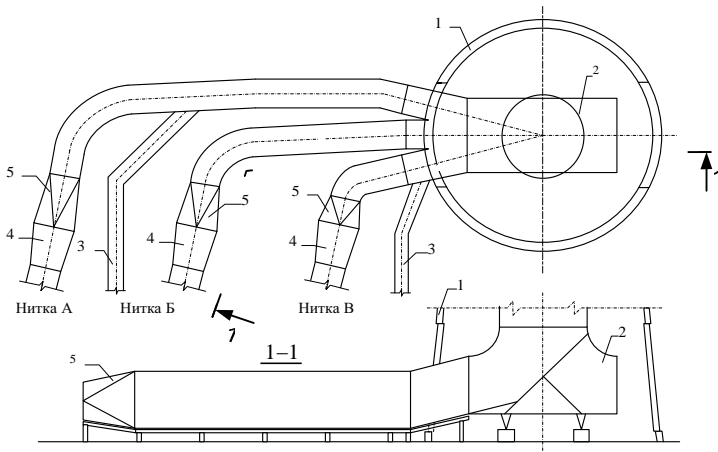


Рис. 1. Новая схема внешних газоходов энергоблока 1200 МВт Костромской ГРЭС: 1 – железобетонный ствол дымовой трубы; 2 – цокольная часть; 3 – газоход от ДРН; 4 – дымососы ДОД-43ГМ; 5 – диффузор-переход

Неоптимизированными остались участки сопряжения осевых дымососов ДОД-43ГМ с газоходами. Схема осевого дымососа представлена на рис. 2. Он состоит из всасывающего кармана, поворотных направляющих аппаратов с общим приводом, вала с рабочими лопатками, спрямляющего аппарата и выходного диффузора, образованного внешним коническим и внутренним цилиндрическим кожухами [2]. За выходным диффузором дымососа имеется участок сопряжения с газоходом (рис. 2, поз. 7), который имеет форму диффузор-перехода с круглого сечения на прямоугольное. С аэродинамической точки зрения эти участки выполнены нерационально.

За выходным диффузором дымососа из-за резкого среза внутреннего кожуха образуется вихревая зона отрыва потока. Это приводит к увели-

чению местных потерь напора, расхода электроэнергии на привод дымососа и расхода сжигаемого топлива.

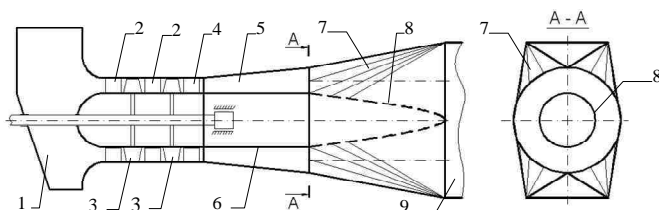


Рис. 2. Схема осевого дымососа и участка сопряжения с газоходом: 1 – всасывающий карман; 2 – поворотный направляющий аппарат; 3 – рабочие лопатки; 4 – спрямляющий аппарат; 5 – выходной диффузор дымососа; 6 – внутренний кожух выходного диффузора; 7 – участок сопряжения дымососа с газоходом; 8 – обтекатель; 9 – газоход

Одним из способов снижения сопротивления данного участка является установка обтекателя на срезе внутреннего кожуха осевого дымососа. Поиск оптимальной формы обтекателей и участка сопряжения выходного диффузора дымососа с газоходами является весьма трудоемкой задачей. Решить ее не представляется возможным без привлечения современной вычислительной техники и проведения экспериментальных исследований на моделях [3].

В целях определения коэффициента местного сопротивления участка сопряжения дымососа с газоходами были проведены исследования методом численного эксперимента в среде Flow Vision® 2.5. Для этого была разработана компьютерная модель данного участка, состоящая из прямолинейного входного участка, выходного диффузора дымососа, внутреннего его цилиндрического кожуха, диффузор-перехода и прямолинейного выходного участка (рис. 3).

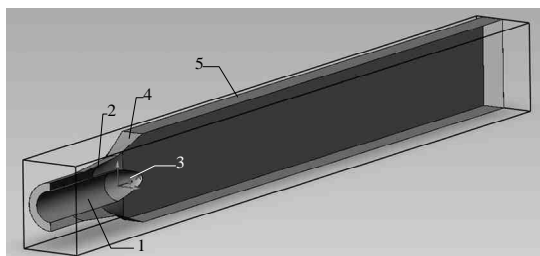


Рис. 3. Расчетная схема участка сопряжения дымососа с газоходом в среде Flow Vision® 2.5: 1 – внутренний кожух выходного диффузора дымососа; 2 – выходной диффузор дымососа; 3 – обтекатель; 4 – диффузор-переход; 5 – прямолинейный участок газохода

В качестве модели течения газов была выбрана модель турбулентного течения несжимаемой жидкости. Исследования проводились при параметрах, соответствующих номинальному режиму работы дымососа ( $V_{yx} = 550 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $t_{yx} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Результаты численного эксперимента представлены в табл. 1. В качестве средств иллюстрации были использованы функции визуализации, которые имеются в постпроцессоре ПК. Для описания полей скоростей использовался слой «заливка» (рис. 4).

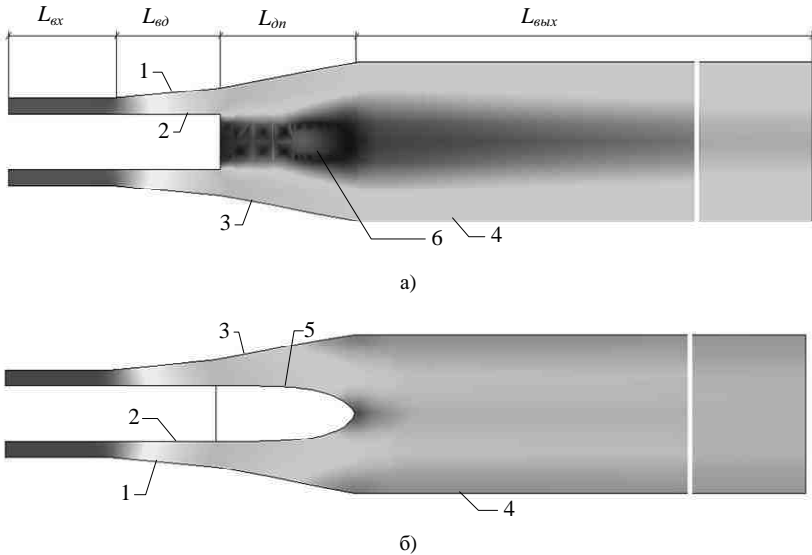


Рис. 4. Картина распределения скоростей по длине газохода: а) без обтекателя; б) с обтекателем; 1 – выходной диффузор дымососа; 2 – внутренний кожух выходного диффузора дымососа; 3 – диффузор-переход; 4 – прямолинейный участок газохода; 5 – обтекатель; 6 – зона отрыва потока;  $L_{вх}$  – длина входного участка;  $L_{вд}$  – длина входного диффузора дымососа;  $L_{дп}$  – длина диффузор-перехода;  $L_{вых}$  – длина выходного участка

Анализ распределения скоростей по длине газохода (рис. 4, а) показывает, что при отсутствии обтекателя на выходе из осевого дымососа имеет место резкое расширение сечения, что приводит к отрыву потока и образованию вихря. При этом длина стабилизационного участка ( $L_{стаб}$ ) оказывается весьма значительной ( $L_{стаб} \approx 10 \cdot D_{экв}$ , где  $D_{экв}$  – эквивалентный диаметр прямого участка газохода). Из условия компоновки, непосредственно за участком сопряжения расположен поворот газохода (рис. 1). В результате этого поток дымовых

газов не успевает стабилизироваться, и на входе в поворот он имеет неравномерный профиль скоростей, что еще больше увеличивает сопротивление внешних газоходов и способствует образованию застойных зон.

**Таблица 1. Коэффициенты местного сопротивления участков сопряжения с газоходами, отнесенные к скорости на входе в выходной диффузор дымососа ( $\xi$ ), полученные в результате численного эксперимента**

| Наименование характеристик           | Нитка А | Нитка Б | Нитка В |
|--------------------------------------|---------|---------|---------|
| Длина диффузор-перехода $L_{оп}$ , м | 6,7     | 5,7     | 3,7     |
| $\xi$ без обтекателя                 | 0,05    | 0,053   | 0,057   |
| $\xi$ с обтекателем                  | 0,018   | 0,022   | 0,0275  |

Анализ результатов численного эксперимента (табл. 1) и распределения скоростей по длине газохода (рис. 4, б) показывает, что установка обтекателя за срезом внутреннего кожуха выходного диффузора дымососа позволяет обеспечить плавный характер течения потока на этом участке и снизить его сопротивление в 2 – 3 раза. При этом чем меньше длина диффузор-перехода (рис. 4,  $L_{ДП}$ ), тем выше его сопротивление. Это объясняется тем, что с уменьшением длины диффузор-перехода происходит увеличение угла раскрытия его стенок. Это способствует более быстрому падению скорости, что приводит к отрыву пограничного слоя от стенок и увеличению аэродинамических потерь.

В целях определения эффекта от установки обтекателя применительно к новой аэродинамической схеме внешних газоходов блока 1200 МВт Костромской ГРЭС были проведены исследования на физической модели. Для этого была разработана экспериментальная установка (рис. 5). Исследования проводились в автотельной области ( $Re > 10^5$ ) с учетом геометрического подобия [4].

По результатам проведенных экспериментальных исследований для каждой нитки внешних газоходов от дымососа до цокольной части был определен коэффициент местного сопротивления с установленным обтекателем за срезом внутреннего кожуха дымососа и без него. Результаты аэродинамических исследований приведены в табл. 2.

**Таблица 2. Коэффициенты местного сопротивления внешних газоходов ( $\xi_m$ ), отнесенные к скорости в кольцевом зазоре выходного диффузора дымососов**

| Наименование характеристик            | Размерность | Нитка А | Нитка Б | Нитка В |
|---------------------------------------|-------------|---------|---------|---------|
| $\xi_m$ без обтекателя                | –           | 0,849   | 0,783   | 0,874   |
| $\xi_m$ с обтекателем                 | –           | 0,809   | 0,718   | 0,832   |
| Снижение сопротивления                | мм вод. ст. | 2,11    | 3,43    | 5,02    |
|                                       | %           | 6,5     | 4       | 9,5     |
| Снижение мощности на привод дымососов | кВт         | 15,2    | 28,8    | 36,1    |

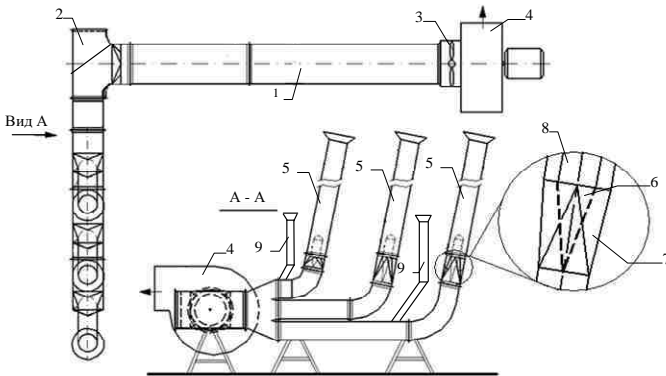


Рис. 5. Экспериментальная установка: 1 – газоотводящий ствол; 2 – цокольная часть газоотводящего ствола; 3 – направляющий аппарат вентилятора; 4 – вентилятор; 5 – входной прямой участок; 6 – обтекатель; 7 – диффузор-переход; 8 – внутренний кожух дымососа; 9 – газоход от ДРН

Результаты эксперимента показали, что установка обтекателей на срезе внутреннего кожуха выходного диффузора дымососа позволит сократить коэффициент местного сопротивления газохода от дымососа до цокольной части дымовой трубы на 4 – 10 %. При этом снижение мощности, затрачиваемой на привод дымососа, составляет 15 – 36 кВт. Наименьшее сопротивление наблюдается у газохода нитки Б. Это связано с тем, что в газоходы ниток А и В дополнительно врезаны газоходы от ДРН, что приводит к увеличению их сопротивления. При этом чем меньше длина переходного участка, тем выше эффект от установки обтекателя. Следует отметить, что конструкцию обтекателя необходимо разрабатывать индивидуально для каждого конкретного случая в зависимости от типа дымососа, длины и формы поперечного сечения участка сопряжения дымососа с газоходом, отметки расположения газоходов и их трассировки.

### Выводы

1. Проведенный анализ участков сопряжения выходных диффузоров осевых дымососов с газоходами показал, что они выполнены нерационально, что, в свою очередь, приводит к увеличению их сопротивления, перерасходу электроэнергии на привод дымососов и топлива.

2. Снижение сопротивления внешних газоходов достигается путем установки конусообразного обтекателя за срезом внутреннего кожуха выходного диффузора дымососов.

3. Проведенные численные и экспериментальные исследования показали, что установка обтекателя на срезе внутреннего кожуха выходного диффузора дымососа позволит при малозатратных мероприятиях снизить коэффициент местного сопротивления участка «дымосос – цокольная часть» для новой схемы внешних газоходов блока 1200 МВт на 4 – 10 %. Это эквивалентно снижению мощности, затрачиваемой на привод дымососов, до 80 кВт. Экономия топлива составит 120 т у.т/год (при  $\tau_{уст} = 5500$  ч/год).

4. Разработанные научно-технические проекты реконструкции внешних газоходов и участков их сопряжения с дымососами заложены в рабочие проекты при их проектировании нижегородским теплоэлектропроектом.

#### **Библиографический список**

1. **Повышение** эффективности работы газоотводящего тракта энергоблока 1200 МВт ОАО «Костромская ГРЭС» / Н.Н. Балдин [и др.] // Энергосбережение и водоподготовка. – 2004. – № 4. – С. 56 – 60.

2. **Рихтер, Л.А.** Газовоздушные тракты тепловых электростанций / Л.А. Рихтер. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984.

3. **Экк, Б.** Проектирование и эксплуатация осевых вентиляторов: пер с нем. / Б. Экк. – М., 1959.

4. **Кутателадзе, С.С.** Моделирование теплоэнергетического оборудования / С.С. Кутателадзе, Д.Н. Ляховский, В.А. Пермяков. – М.: Энергия, 1966.

УДК 621.1.016

### **РАБОТА КОТЛА ПТВМ-100 В ЭКСПЛУАТАЦИОННОМ РЕЖИМЕ ПРИ РАЗЛИЧНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА**

*Е.Г. Авдюнин, д-р техн. наук, Б.Л. Шелыгин, канд. техн. наук,  
А.Б. Трояновский, А.В. Шардаков, аспиранты*

Система теплоснабжения может быть представлена в виде единой системы, состоящей из двух и более последовательно взаимосвязанных циркуляционных колец. Принимая, что порядковый номер колец возрастает от источника теплоты к потребителю, в качестве первого циркуляционного кольца ( $k = 1$ ) рассматривается совокупность газоходов котельной установки (ее дымовой тракт); оно замыкается на окружающую среду и обеспечивает нагрев продуктами сгорания теплоносителя (воды) при его движении по трубам водяного тракта котла. Соответственно,



трубы водяного тракта котла представляют собой начало второго циркуляционного кольца ( $k = 2$ ).

При заданной мощности котла ( $Q = \text{const}$ ) можно отметить следующее. Рост значения перепада температуры  $\Delta t_1$  (энтальпии  $\Delta I_1$ ) продуктов сгорания ведет к снижению их расхода  $G_1$  и, соответственно, к снижению текущих затрат  $C_{\text{э}1}$ , обусловленных расходом  $B_{\text{э}1}$  электрической энергии на их перемещение по дымовому тракту котла. Кроме того, снижение расхода  $G_1$  продуктов сгорания в котле ведет к снижению расходов топлива  $B_m$  и воздуха  $B_e$  и, соответственно, к уменьшению текущих затрат  $C_{\text{э}11}$ ,  $C_{\text{э}12}$ ,  $C_{11}$ , обусловленных расходами  $B_{\text{э}11}$  и  $B_{\text{э}12}$  электрической энергии на подачу топлива и воздуха в топку котла, а также расходом  $B_m$  топлива. Однако при этом растет площадь  $F_1$  поверхности труб водяного тракта котла, т.е. металлоемкость котла, и увеличиваются инвестиции  $I_1$ .

С ростом скорости  $v_1$  движения продуктов сгорания уменьшается площадь  $f_{11}$  живых сечений каналов, образующих дымовой тракт котла, и, соответственно, снижается его материалоемкость, а следовательно, уменьшаются и инвестиции. Однако при этом увеличиваются текущие затраты  $C_{\text{э}1}$ , обусловленные расходом  $B_{\text{э}k}$  электрической энергии на перемещение продуктов сгорания по дымовому тракту котла.

Расчетный анализ проводился для рабочего диапазона теплопроизводительности котла при ступенчатом снижении его относительной тепловой нагрузки от номинальной (100 %) до минимально допустимой.

При нагрузках  $Q/Q_n \leq 0,6$ , когда снижается интенсивность образования топливно-воздушной смеси и снижается температурный уровень в зоне горения, ухудшение полноты сгорания топлива в расчетах учитывается повышением тепловых потерь  $q_3$  и  $q_4$ .

В целях совершенства смесеобразования для снижения топочных потерь при нагрузках  $Q/Q_n \leq 0,8$  предусматривается увеличение коэффициента избытка воздуха  $\alpha''_m$ .

Потеря теплоты от наружного охлаждения котла при пониженных нагрузках, определяется из выражения, %

$$q_5 = q_5'' \cdot \frac{Q_n}{Q}, \quad (1)$$

где  $q_5''$  и  $Q_n$  – характеристики, принимаемые из расчета котла на номинальную нагрузку (базовый вариант).

*Работа котла ПТВМ-100 в эксплуатационном режиме  
при различной температуре наружного воздуха*

Расчетная схема котла представляет совокупность трех однолинейных схем последовательно соединенных участков газохода и поверхностей нагрева применительно к газовому, водяному и воздушному трактам котла (рис. 1). Каждый рабочий тракт ограничивается входными и выходными элементами (Вх. 1, Вых. 2, Вх. 3, Вых. 4, Вх. 5, Вых. 6).

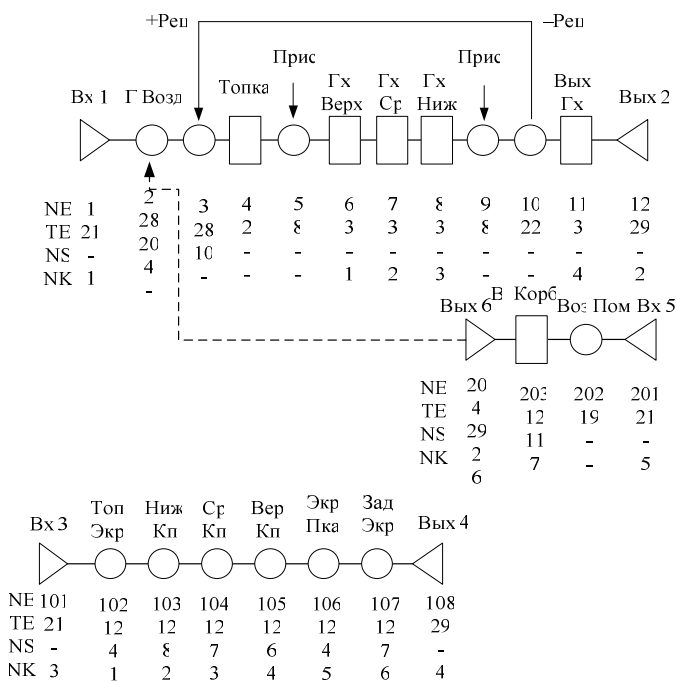


Рис. 1. Расчетная схема водогрейного котла

Кроме основных элементов (участки газоходов и поверхности нагрева) в схему включаются такие элементы, как «присос воздуха» (Прис.) и «присадка» («отбор») материальных потоков (+Рец., -Рец., Г. возд.).

Каждый элемент по ходу конкретного тракта имеет свой порядковый номер (NE). Газовый тракт состоит из двенадцати элементов (NE = 1 – 12). Водяной тракт включает восемь элементов (NE = 101 – 108). Воздушный тракт представлен четырьмя элементами (NE = 201 – 204). Рядом с каждым элементом записывается его сокращенное название.

Применительно к отдельному тракту каждому элементу, учитывая его особенности, присваивается определенный тип ( $TE$ ), который принимается согласно рекомендациям [4, 5].

Для всех элементов отмечают номер сопряженного элемента ( $NS$ ), т.е. номер элемента данного или другого тракта, находящегося в совмещенных условиях расчета. При отсутствии сопряженных элементов принимают  $NS = 0$ .

Каждому элементу присваивается номер конструкции ( $NK$ ). Для элементов «вход» и «выход»  $NK = NE$ . Для газового тракта нумерация начинается с первого газохода, расположенного за топочной камерой. Например, для элемента «Гх. Верх» ( $NE = 6$ )  $NK = 1$ , для элемента «Гх. Ср.» ( $NE = 7$ )  $NK = 2$  и т.д.

Для водяного тракта нумерацию начинают с первой рабочей поверхности. Например, для элемента «Топ. Экр.» ( $NE = 102$ )  $NK = 1$ , для элемента «Ниж. КП» ( $NE = 103$ )  $NK = 2$  и т.д. Для остальных элементов, включая присосы воздуха и перетоки потоков,  $NK = 0$ .

Исходные условия для выполнения расчетного анализа и его результаты записывают в табл. 1.

Таблица 1. Исходные условия и результаты вариантных расчетов котла ПТВМ-100

| Наименование характеристик          | Обозначение | Размерность | Режимы |     |     |     |
|-------------------------------------|-------------|-------------|--------|-----|-----|-----|
|                                     |             |             | 1      | 2   | 3   | 4   |
| Относительная нагрузка              | $Q/Q_{ном}$ | –           | 1,0    | 0,8 | 0,6 | 0,4 |
| Теплопроизводительность             | $Q$         | Гкал/ч      | 100    | 80  | 60  | 40  |
| Температура воды на входе в котел   | $t'_k$      | °С          | 65     | 65  | 65  | 65  |
| Температура воды на выходе из котла | $t''_k$     | °С          | 150    | 135 | 126 | 115 |

В условиях четырех заданных режимов необходимо изменение исходных данных программы расчета в строках 204001, 204002, 205001, 206002, 207003.

В строке 204001 величину заданного расхода топлива  $BZ$  предварительно принимают пропорциональной теплопроизводительности котла. В ходе расчета величина  $BZ$  корректируется, чтобы температура воды на входе в котел поддерживалась на постоянном уровне (65 – 70 °С).

Строится график изменения КПД котла  $\eta_k$  в зависимости от теплопроизводительности  $Q$  (рис. 1).

По максимальному значению КПД  $\eta_k^{max}$  определяется экономическая теплопроизводительность котла, соответствующая его оптимальной нагрузке. Расход топлива на котел определяется по формуле,  $m^3/ч$ ,

$$B_{\text{эк}} = \frac{Q_{\text{эк}} \cdot 100}{Q_p^p \cdot \eta_{\text{к}}^{\text{макс}}}, \quad (2)$$

где  $Q_p^p$  – располагаемая теплота топлива, ккал/ч.

Энергетическая (топливная) характеристика представляет зависимость расхода топлива от теплопроизводительности котла. Ее принято выражать в двухлинейном виде с точкой перелома, соответствующей экономической нагрузке котла (рис. 2):

$$B = B_{\text{хх}} + b_1 \cdot Q + (b_2 - b_1) \cdot (Q - Q_{\text{эк}}), \quad (3)$$

где  $B_{\text{хх}}$  – расход топлива на «холостой ход» энергоустановки при  $Q = 0$ ;  $b_1$  и  $b_2$  – относительные приросты расхода топлива.

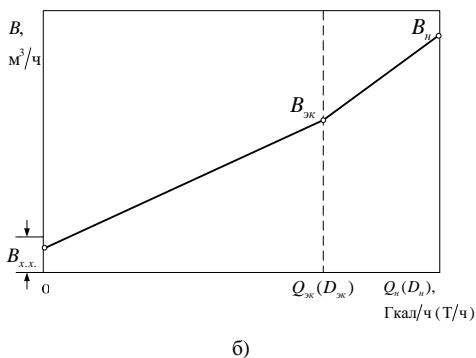
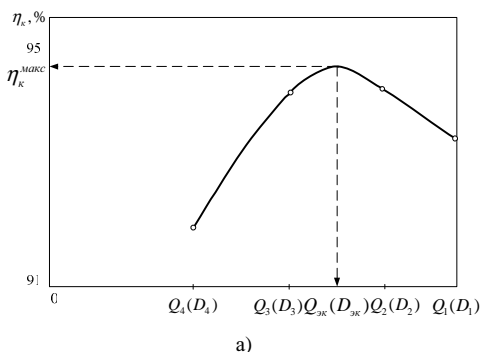


Рис. 2. Определение оптимальной нагрузки котла (а) и его энергетическая характеристика (б)

Значения относительных приростов расхода топлива можно определить по формулам

$$b_1 = \frac{B_{\text{ЭК}} - 1,05 \cdot B_4}{Q_{\text{ЭК}} - Q_4}, \quad b_1 = \frac{B_1 - B_{\text{ЭК}}}{Q_1 - Q_{\text{ЭК}}}, \quad (4)$$

где  $B_1, B_4, Q_1, Q_4$  – соответственно расходы топлива и теплопроизводительности котла при первом и четвертом режимах, т/ч.

Расход топлива на холостой ход энергоустановки рассчитывается как, т/ч,

$$B_{\text{ХХ}} = 1,05 \cdot B_4 - b_1 \cdot Q_4. \quad (5)$$

После расчета значений  $b_1, b_2$  и  $B_{\text{ХХ}}$  получают итоговую формулу энергетической характеристики и строят графики (рис. 2).

По результатам вариантных расчетов строятся графики, показывающие изменение температуры уходящих газов  $\vartheta_{\text{ХХ}}$ , температуры газов на выходе из топочной камеры  $\vartheta''_m$ , коэффициента избытка воздуха в уходящих газах  $\alpha_{\text{ХХ}}$  в зависимости от значений  $Q$ .

Расчеты проводились для водогрейного котла ПТВМ-100. Минимальное значение КПД котла брутто с уменьшением теплопроизводительности от 105,3 до 39,8 Гкал/час при низких температурах наружного воздуха ( $-12$  до  $-40$  °С) возрастает с 88 до 91,9 %, что соответствует зависимости

$$\eta_k^{\text{min}} = 88,1 + 0,17(105,3 - Q_k)^{0,75}. \quad (6)$$

Максимальное абсолютное отклонение расчетных данных от результатов математической обработки не превышает 0,1%.

Соответственно, при снижении нагрузки температура уходящих газов уменьшается до 99 °С, а температура на выходе из топки – до 1010 °С, что допустимо по условиям нормальной эксплуатации водогрейного котла. При теплоте сгорания природного газа 10170 Ккал/м<sup>3</sup> с увеличением производительности в указанных ранее пределах расход топлива возрастает с 5330 до 13863 м<sup>3</sup>/ч и аппроксимируется зависимостью

$$B_2 = 13863 - 198(105,3 - Q_k)^{0,89}. \quad (7)$$

Максимальное относительное отклонение расчетных данных от результатов математической обработки не превышает 3,1%.

Для конкретных условий работы отопительной котельной, в зависимости от количества установленных агрегатов, с учетом температуры наружного воздуха, котлы могут нести нагрузки, отличные от заданных.

При постоянно повышающейся стоимости топлива практический и экономический интерес представляет изменение КПД котла брутто и расхода топлива в зависимости от температуры наружного воздуха при неизменной теплопроизводительности. Расчеты проводились при  $Q = 105,3$  Гкал/ч и температуре воздуха от 0 до  $-40$  °С. В результате исследований были получены следующие данные (табл. 2).

Таблица 2. Результаты исследований

| Наименование характеристики       | Котел ПТВМ-100 |       |       |
|-----------------------------------|----------------|-------|-------|
| Температура наружного воздуха, °С | 0              | -20   | -40   |
| КПД котла брутто, %               | 89,65          | 88,8  | 88    |
| Расход газа, м <sup>3</sup> /ч    | 13630          | 13745 | 13863 |

Обобщающие зависимости для КПД котла и удельного расхода топлива имеют следующий вид:

$$\eta_k = 88,15 + 0,0291(t_{нар} + 40)1,07 + 0,17(105,3 - Q_k)^{0,75}; \quad (8)$$

$$b_e = 20143 - 8,43(t_{нар} + 40) - 287,7(105,3 - Q_k)^{0,89}. \quad (9)$$

Как установлено, для котла ПТВМ-100 удельный расход условного топлива зависит от температуры наружного воздуха и теплопроизводительности агрегата. При  $t_{нар} = -40$  °С  $b_y = 190 - 200$  кг у.т/Гкал, а при  $t_{нар} = 0$  °С  $b_y = 185 - 198$  кг у.т/Гкал.

В результате решения задачи получены численные зависимости и разработан аналитический аппарат, что позволит обеспечить определение оптимальных параметров состояния технологических параметров водогрейных котлов. В качестве критерия оптимальности при решении задачи может быть принят минимум полных затрат на реализацию процесса нагрева воды.

Проведен анализ условий работы энергетических установок (водогрейного котла ПТВМ-100) в целях оптимизации режима его работы. Тепловой расчет проводился с использованием программного продукта «ТРАКТ» [1, 2]. Использование расчетной модели позволяет анализировать и оптимизировать работу котлоагрегатов при переменных режимах работы.

**Библиографический список**

1. **Носков, А.И.** Справочные материалы по программе «ТРАКТ»: руководство для пользователей / А.И. Носков. – Подольск, 1984. – 40 с.
2. **Гудзюк, В.Л.** Тепловой поверочный расчет паровых котлов на ЭВМ ЕС: метод. указ. / В.Л. Гудзюк, А.С. Ривкин, Б.Л. Шельгин; Федеральное агентство по образованию, ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», Кафедра тепловых электрических станций. – Иваново, 1989. – 36 с.
3. **Бузников, Е.Ф.** Производственные и отопительные котельные / Е.Ф. Бузников, К.Ф. Роддатис, Э.Я. Берзиныш. – М.: Энергия, 1974. – 232 с.
4. **Котлы** малой и средней мощности и топочные устройства: отраслевой каталог 15-83 / Г.М. Вишерской [и др.]; НИИЭИН–ФОРМЭНЕРГОМАШ. – М., 1983. – 225 с.
5. **Тепловой** расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова, В.В. Митора, И.Е. Дубовского, Э.С. Карасина. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.

УДК 621.926

**ВЛИЯНИЕ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ШАРОМАТЕРИАЛЬНОЙ МАССЫ  
В БАРАБАНЕ ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ**

*С.И. Шувалов, д-р техн. наук, П.Г. Михеев, инж.*

Шаровые барабанные мельницы (ШБМ) широко и давно используются для измельчения различных энергетических углей. В последнее время появились новые технологии сжигания углей, для которых подаваемая в топочную камеру пыль должна быть или значительно мельче, или значительно крупнее, чем при обычном факельном сжигании. Получение такой пыли на существующем размольном оборудовании требует существенного изменения режима работы мельниц и, возможно, изменения конструкции сепараторов пыли. Для выбора наиболее эффективного варианта модернизации пылесистем необходимо иметь отчетливое представление о влиянии изменения конструктивных и режимных параметров на процессы в размольном пространстве мельниц.

Дисперсный состав пыли, выходящей из мельницы, зависит от прочности размалываемого материала, времени пребывания материала в размольном пространстве и интенсивности подвода энергии к материалу. В качестве доступных параметров для управления процессом размола используются относительная частота вращения барабана  $\phi_0$ , степень за-

грузки неподвижного барабана шароматериальной массой  $\psi_v$  и расход воздуха через барабан  $Q$ , влияние которого на скорость перемещения размалываемых частиц вдоль барабана зависит от распределения шароматериальной массы в поперечном сечении барабана.

Экспериментальные исследования на прозрачных моделях [1] показали, что в поперечном сечении барабана наблюдаются четыре области (рис. 1). Область 1 занимает плотный слой частиц и шаров,двигающихся по круговым траекториям. В верхней части барабана частицы и шары отрываются от стенок барабана и в свободном падении по параболическим траекториям в разреженном слое (область 2) достигают нижней части барабана. Области 3 и 4 не содержат частиц и условно считаются «чистыми» каналами. Скорость перемещения частиц вдоль барабана в основном зависит от того, как распределяются расходы воздуха по «чистым» каналам 3, 4 и разреженному слою 2.

Г. Лангеманном [2] получена система уравнений, позволяющая в зависимости от параметров  $\phi_b$ ,  $\psi_v$  и радиуса барабана  $R$  рассчитать площадь сечения барабана, занятую плотным слоем (область 1), траектории и продолжительность движения шаров и частиц в плотном и разреженном (область 2) слоях.

Используя модель Г. Лангеманна, нами получены уравнения для расчета площадей областей 2, 3 и 4 и проведен численный анализ влияния параметров  $\phi_b$ ,  $\psi_v$  на соотношение этих площадей. Результаты анализа представлены на рис. 2 – 10.

Одной из важнейших характеристик, определяющих режим работы мельницы, является соотношение масс размалываемого материала и шаров, находящихся в барабане. Мы не рассматриваем условия размола и не разделяем шароматериальную массу по ее составляющим. Общее содержание шароматериальной массы в барабане характеризуется величиной  $\psi_v$ , которая может изменяться в пределах от 0 (пустой барабан) до некоторой предельной величины  $\psi_v^{max}$ .

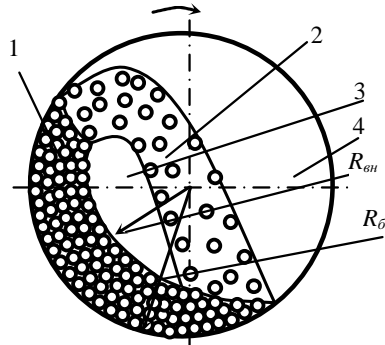


Рис. 1. Схема движения шаров и материала в поперечном сечении барабанной мельницы: 1 – область подъемного движения по круговым траекториям; 2 – разреженный слой падающих шаров и частиц; 3, 4 – «чистые» каналы



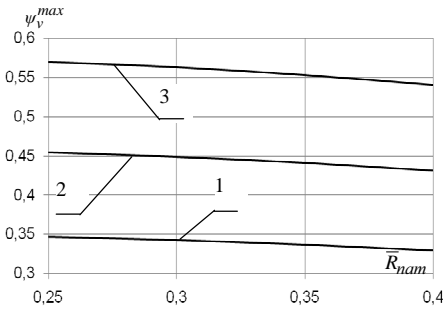


Рис. 2. Зависимость диаметра выходного патрубка и относительной частоты вращения барабана от величины предельной степени заполнения барабана: 1 –  $\phi_b = 0,65$ ; 2 –  $\phi_b = 0,75$ ; 3 –  $\phi_b = 0,85$

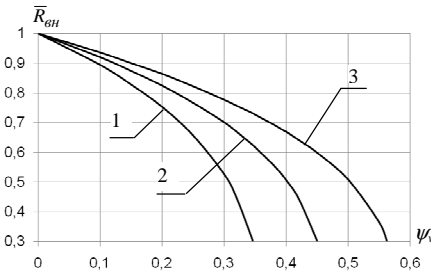


Рис. 3. Зависимость относительного внутреннего радиуса плотного слоя от степени загрузки барабана (обозначения см. на рис. 2)

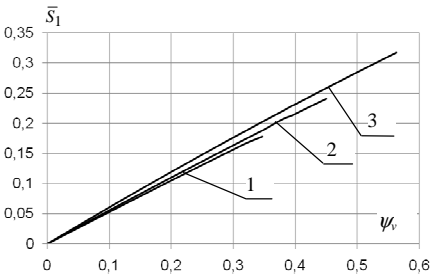


Рис. 4. Зависимость степени загрузки от величины относительной площади сечения барабана, занято плотным слоем (обозначения см. на рис. 2)

Г. Лангеманн предложил считать предельной загрузку барабана, при которой исчезает внутренняя область 3 и нарушается водопадный режим движения разреженного слоя. На наш взгляд, такая оценка представляется завышенной. Более реалистичной является величина  $\psi_v$ , при которой внутренний радиус плотного слоя  $R_{вн}$  становится равным радиусу выходного патрубка  $R_{nam}$ , так как при дальнейшем увеличении загрузки барабана (уменьшении радиуса  $R_{вн}$ ) начинается высыпание размотых частиц из барабана через уплотнения патрубка в помещение и подача материала в мельницу прекращается.

Анализ зависимости  $\psi_v^{max}$  от относительного радиуса выходного патрубка  $\bar{R}_{nam} = R_{nam}/R_{\sigma}$  и относительной скорости вращения  $\phi_b$  (рис. 2) показывает, что главным фактором, влияющим на максимальную степень загрузки барабана, является относительная скорость вращения, а изменение диаметра выходного патрубка в достаточно широком диапазоне практически не сказывается на величине предельной

загрузки. Этим можно объяснить отсутствие положительного эффекта при попытках увеличить производительность ШБМ путем уменьшения диаметра выходного патрубка.

Анализ зависимости внутреннего радиуса плотного слоя и относительной площади области 1 от степени загрузки (рис. 3, 4) показывает, что при одинаковой величине  $\psi_v$  относительная частота вращения практически не оказывает влияния на площадь сечения плотного слоя. При этом увеличение скорости вращения барабана распределяет плотный слой по большему сектору барабана, уменьшая тем самым толщину плотного слоя и допуская увеличение загрузки барабана размалываемым материалом.

Анализ зависимости площади сечения падающего слоя от степени загрузки и относительной скорости вращения барабана (рис. 5) показывает, что увеличение загрузки барабана приводит к увеличению ширины и до некоторого предела площади сечения падающего слоя. На загрузках, близких к предельным, площадь падающего слоя начинает снижаться вследствие уменьшения высоты слоя.

При скорости вращения барабана  $\varphi_6 = 0,65$  относительная площадь сечения падающего слоя не превышает 6 % от площади сечения барабана. Скорость вращения отечественных ШБМ составляет около  $\varphi_6 = 0,75$ . В таком режиме площадь сечения падающего слоя увеличивается до 20 %. При  $\varphi_6 = 0,85$  падающий слой может занимать более 40 % сечения барабана.

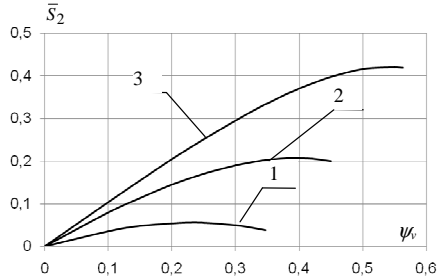


Рис. 5. Зависимость степени загрузки от площади сечения падающего слоя (обозначения см. на рис. 2)

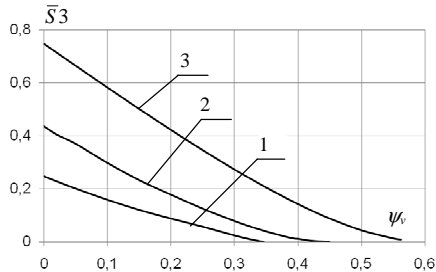


Рис. 6. Зависимость степени загрузки от площади сечения внутреннего газового канала (обозначения см. на рис. 2)

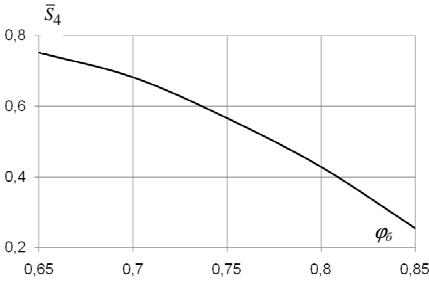


Рис. 7. Зависимость скорости вращения барабана от площади сечения внешнего газового канала

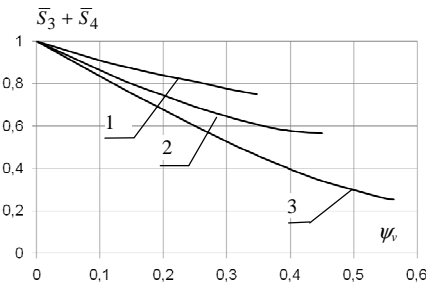


Рис. 8. Зависимость степени загрузки барабана от суммарной площади сечения газовых каналов

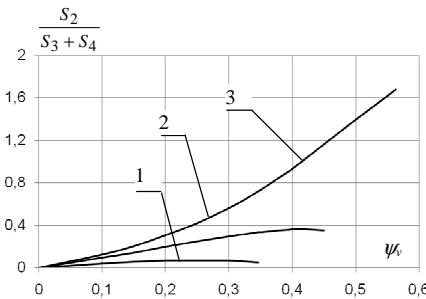


Рис. 9. Зависимость площади сечения падающего слоя от суммарной площади газовых каналов (обозначения см. на рис. 2)

Анализ влияния степени загрузки и скорости вращения барабана на площадь сечения внутреннего газового канала, располагающегося между плотным и разреженным падающим слоями (рис. 6) показывает, что при малой загрузке площадь этого канала достаточно велика, но с увеличением загрузки она быстро уменьшается и исчезает при достижении предельной загрузки. Скорость вращения также оказывает значительное влияние на размеры канала. При степени загрузки  $\psi_v = 0,3$  и относительной скорости вращения барабана  $\phi_0 = 0,65$  внутренний газовый канал занимает всего лишь 2,5 % сечения барабана. При увеличении скорости вращения до  $\phi_0 = 0,75$  относительная площадь сечения этого канала возрастает до 8 %, а при  $\phi_0 = 0,85$  – до 27 %

Площадь сечения внешнего газового канала, расположенного между внешней стороной падающего слоя и стенкой барабана, определяется только скоростью вращения барабана (рис. 7).

Этот канал занимает наибольшую часть сечения

барабана при следующих значениях  $\varphi$ : при  $\varphi_0 = 0,65$  – 75 %, при  $\varphi_0 = 0,75$  – 57 % и при  $\varphi_0 = 0,85$  – 25 %.

Для прохода газового потока вдоль барабана существенной является суммарная площадь сечения газовых каналов. Зависимость этой величины от степени загрузки и скорости вращения барабана показана на рис. 8.

Поток вентилирующего газа вдоль барабана проходит как по газовым каналам, так и через падающий слой шаров и частиц. Перенос частиц газовым потоком вдоль барабана зависит от скорости газа в падающем слое. Распределение потока газа по каналам и падающему слою зависит от соотношения гидравлических сопротивлений и площадей каналов. Поэтому важной характеристикой режима работы мельницы является отношение площади сечения падающего слоя к суммарной площади газовых каналов. Зависимость этой характеристики от степени загрузки и скорости вращения барабана представлена на рис. 9.

При относительной частоте вращения  $\varphi_0 = 0,65$  площадь сечения падающего слоя не превышает 7 % от суммарной площади газовых каналов. В этом режиме влияние вентиляции барабана на работу мельницы будет достаточно слабым. Увеличение скорости вращения до  $\varphi_0 = 0,75$  приводит к повышению доли сечения барабана, занятой падающим слоем, относительно площади газовых каналов до 35 %. В этом случае более значительная часть газового потока будет проходить через падающий слой и влияние вентиляции на работу мельницы увеличится.

При скорости вращения  $\varphi_0 = 0,85$  площадь сечения падающего слоя может превосходить суммарную площадь газовых каналов, что усилит влияние вентиляции на скорость перемещения частиц вдоль барабана и, следовательно, на дисперсный состав мельничного продукта и производительность мельницы.

Представленные результаты могут быть использованы для расчета распределения газовых потоков по каналам при конструировании новых мельниц и выборе режима расчета действующего оборудования.

#### **Библиографический список**

1. **Ромадин, В.П.** Пылеприготовление / В.П. Ромадин. – М.: Госэнергоиздат, 1953. – 519 с.
2. **Langemann, H.** Kinetik der Hartzerkleinerung. Teil III: Die Kinematik der Mahlvorgänge in der Fallkugelmühle // Chemie-Ing.-Techn., Jahr. – 1962. – Nr. 9. – S. 615 – 627.

УДК 621.18.021

**РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОННОГО ПАСПОРТА ПРОГНОЗА  
СОСТОЯНИЯ ПАРОПРОВОДОВ НА ТЭС И АЭС***В.К. Семенов, д-р техн. наук, А.А. Беляков, асп., В.Ф. Семенов, инж.*

Надежность паропроводов имеет большое значение для надежности энергоблока в целом. На многих установках паропроводы работают без замены с момента начала эксплуатации, и уже имеют значительное накопление повреждений. Четверть всех повреждений паропроводов отечественных ТЭС имеют размеры, являющиеся опасными.

Необходимое техническое состояние обеспечивается проведением планово-предупредительных ремонтов. Их периодичность основывается на среднестатистических данных обследования состояния оборудования, однако не учитываются различные условия эксплуатации оборудования и его текущее состояние. Поскольку проведение ремонтных работ связано с большими затратами материальных и трудовых ресурсов, то возникает необходимость прогнозирования количества повреждений и, соответственно, объема плановых работ для отдельных элементов конкретной станции.

Существует весьма сложная полуэмпирическая методика расчета надежности и прогнозирования остаточного ресурса оборудования по физико-статистической модели «нагрузка – несущая способность» [1]. Эта методика основывается на сборе большого количества экспериментальных данных по толщиномерии трубопроводов и по действующим на них нагрузкам (давление, температура, механические нагрузки и пр.). Далее производится подбор законов распределения случайных величин нагрузок и толщины трубопроводов, а также вида функции усталости и ее параметров. На основе этих данных проводится прочностной расчет, определяется минимально допустимая толщина трубопроводов, прогнозируется остаточный ресурс и даются рекомендации по техническому обслуживанию. Реализовать такой подход в условиях практики весьма проблематично.

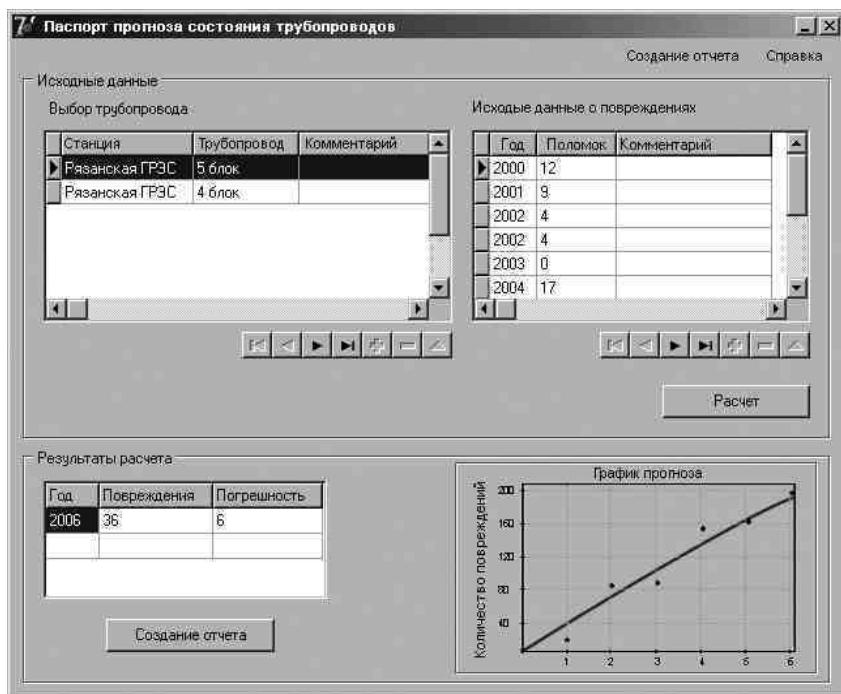
Нами разработаны стохастические модели, позволяющие прогнозировать число повреждений паропроводов [2]. Они позволяют прогнозировать не только средние значения количества повреждений, но их флуктуации. На основе этих моделей для проведения прогноза получены расчетные формулы для среднего числа повреждений и дисперсии распределения:

$$N^* = 1 - \exp(\alpha_0 t + \alpha_1 t^2 + \alpha_2 t^3); \quad (1)$$

$$\frac{\Delta}{N_p} = \langle N^* \rangle (1 - \langle N^* \rangle). \quad (2)$$

Здесь  $N^* = \frac{N}{N_p}$  – нормированное число повреждений, а коэффициенты идентификации  $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$  определяются методом регрессионного анализа данных о повреждениях конкретных паропроводов.

На основе приведенных моделей в среде Delphi создана компьютерная программа, с помощью которой можно осуществить прогноз числа повреждений паропроводов. Рабочее окно программы изображено на рисунке. Программа имеет понятный интерфейс и проста в работе. В случае возникновения затруднений при работе с программой существует возможность получения справки.



Главное окно программы

Исходными данными для работы служит информация о количестве повреждений трубопроводов, собранная за существующий период эксплуатации конкретного оборудования. Информация вводится отдельно для каждого трубопровода, что позволяет строить индивидуальный прогноз, учитывающий уникальные условия работы элементов.

В результате расчета пользователю выдается прогноз о предполагаемом количестве повреждений на выбранном трубопроводе на следующие два года с учетом погрешности вычислений. Также строится график интегральной зависимости количества повреждений, полученной по формулам, указанным выше, от времени. Интегральная зависимость необходима, потому что количество повреждений из года в год распределяется скачкообразно и представление данных на графике в явном виде не наглядно.

Окончательно можно создать отчет, в котором будут отражены как введенные данные о повреждениях, так и прогнозируемая их величина. Как показали оценки, точность прогноза довольно высока и достигает 80, а в отдельных случаях и 100 %. На основе полученных данных можно судить о величине или же необходимости ремонтных работ на конкретном трубопроводе при проведении плановых ремонтов.

Таким образом, программа обладает следующими возможностями:

- прогноз для отдельных трубопроводов;
- построение графиков прогноза;
- добавление новых и редактирование уже введенных данных о количестве поломок на трубопроводе;
- создание отчета с возможностью его печати;
- вызов справки при возникновении затруднений в работе с программой.

Данная программа может использоваться для прогнозирования состояния трубопроводов как ТЭС, так и неотчетных трубопроводов АЭС.

#### Библиографический список

1. **Острейковский, В.А.** Старение и прогнозирование ресурса оборудования атомных станций. – М.: Энергоатомиздат, 1994.
2. **Семенов, В.К.** Прогнозирование повреждений паропроводов перегретого пара / В.К. Семенов, А.А. Беляков // Новое в российской электроэнергетике. – 2009. – № 4. – С. 23 – 29.
3. **Хромоненко, А.Д.** Delphi 7 / А.Д. Хромоненко. – СПб.: БВХ-Петербург, 2004.

УДК 621.643:534.1

## **ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТРУБОПРОВОДА ОСТРОГО ПАРА БЛОКА 800 МВт**

*И.А. Белов, инж., Л.Б. Маслов, канд. техн. наук*

**Введение.** Повышенная вибрация промышленных трубопроводов является фактором, снижающим их живучесть [1]. Особое значение вибрация приобретает при высоких температурах, когда даже небольшие динамические напряжения вносят свой вклад в усталостную повреждаемость металла. Примером таких объектов могут служить паропроводы острого пара и промежуточного перегрева на ТЭС. Непосредственное измерение напряжений и деформаций при рабочей температуре более 500 °С крайне затруднительно. Ниже предложена методика идентификации динамического напряженно-деформированного состояния (НДС) трубопровода, основанная на математическом моделировании и натурных измерениях.

**Объект и методы исследования.** Исследование проводилось на трубопроводе острого пара блока 800 МВт с рабочей температурой среды 540 °С и максимальным давлением 245 кгс/см<sup>2</sup>.

На основе монтажных чертежей была построена пространственная стержневая конечно-элементная модель трубопровода, учитывающая реальное техническое состояние пружинных подвесок. Модель использовалась для теоретической оценки динамического НДС трубопровода.

Модальный анализ показал, что более 100 первых собственных частот колебаний трубопровода находятся в частотном диапазоне от 0 до 50 Гц. Поэтому для измерения вибрации низкой частоты при рабочей температуре на опорах и подвесках трубопровода были применены низкочастотные высокочувствительные акселерометры на основе высокотемпературной пьезокерамики серии 1ПА-48 (НПК ЦНИИТМАШ, г. Москва). Для синхронного измерения давления теплоносителя разработана схема на основе измерительного блока преобразователя избыточного давления «Сапфир-22М», которая позволяет без искажений проводить измерения пульсаций давления в широком диапазоне частот. Для регистрации данных и их передачи в компьютер используется цифровой многоканальный самописец S-Recorder-L производства ООО «АДСлаб» (г. Москва).





Рис. 1. Датчики вибрации, установленные на пружинную опору трубопровода

трубопровода под действием комплекса переменных нагрузок, действующих на термомеханическую систему.

**Результаты.** На разработанной конечно-элементной модели была решена динамическая задача теории упругости на отрезке времени 65 с. Источником возмущения выступала пульсация давления теплоносителя, зарегистрированная синхронно с вибрацией опор паропровода. В результате расчета получены зависимости вибрационных перемещений, ускорений и компонент тензора напряжений от времени (рис. 2).

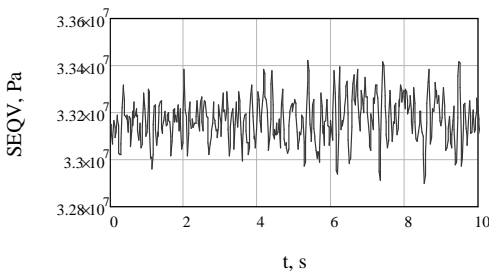


Рис. 2. Эквивалентные по Мизесу напряжения

женной оценкой демпфирования в пружинных опорах и между паропроводом и его тепловой изоляцией. Сходимость результатов численного моделирования и натурного эксперимента, оцененная по спектральной плотности сигналов виброускорения, является удовлетворительной (рис. 3). Можно достоверно утверждать, что получена оценка динами-

В ходе эксперимента на объекте исследования было произведено синхронное измерение пульсации давления пара и вибрации на девяти опорах паропровода по трем координатным осям (рис. 1). Для получения требуемого спектрального разрешения длины выборок составляли более 60 с, частота дискретизации – 500 Гц. Полученные данные были использованы для оценки реальных динамических напряжений, возникающих в материале

Сравнение результатов моделирования и эксперимента показывает, что среднеквадратичные значения расчетных виброускорений в контрольных точках соответствуют экспериментальным, превышая их только в вертикальном направлении. Это может быть обусловлено зани-

ческих напряжений сверху, т.е. реально действующие напряжения в материале паропровода в стационарном режиме работы не должны превышать расчетных величин.

**Обсуждение.** Результаты моделирования и эксперимента были использованы для оценки ресурса паропровода по усталостной прочности на основе гипотезы линейного накопления повреждений. Переменные во времени напряжения, действующие в сечении трубопровода, имеют случайный характер с широкополосным спектром. В этом случае, чтобы учесть циклы изменения напряжения всех амплитуд и частот, реальный процесс заменяется эквивалентным по методике, описанной в [2] и [3]. Схематизация проводится по методу полных циклов, дающему наиболее адекватную оценку повреждаемости, в результате чего строится ступенчатая диаграмма нагружения (рис. 4). Далее для выборки длиной 60 с ресурс материала,  $\tau$ , определяется по выражению

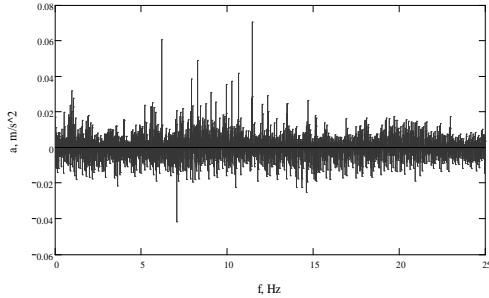


Рис. 3. Спектры расчетных (по положительной полуоси) и экспериментальных (по отрицательной полуоси) вибрационных ускорений

$$T_p = \frac{a_p}{60} \cdot \left( \sum_i \frac{n_i}{N(\sigma_i + \psi_\sigma \cdot \sigma_m)} \right)^{-1}. \quad (1)$$

Здесь  $a_p$  – корректирующая сумма:

$$a_p = \sum_i \frac{\sigma_i \cdot n_i}{\sigma_{max} \cdot n_\Sigma} < 1, \quad (2)$$

где  $\sigma_i$  и  $\sigma_{max}$  –  $i$ -е и максимальные значения амплитуды циклов напряжения;  $n_i$  и  $n_\Sigma$  –  $i$ -е и суммарное число циклов напряжения по диаграмме нагружения;  $\psi_\sigma$  – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений;  $\sigma_m$  – среднее напряжение цикла;  $N(\sigma_m)$  – зависи-

мость предельного числа циклов от эквивалентной амплитуды напряжения, определяемая по кривой усталостной прочности (рис. 5) [4].

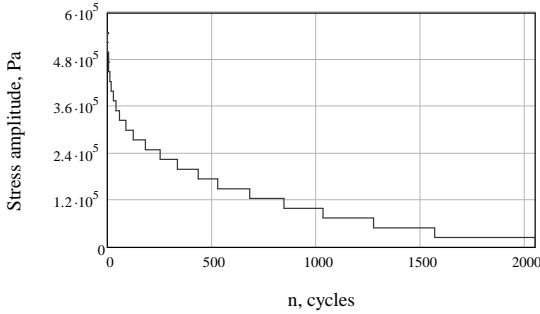


Рис. 4. Ступенчатая диаграмма нагружения

Для легированных сталей  $\psi_\sigma$  принимает значения 0,15 – 0,30 [3]. В расчетах было принято  $\psi_\sigma = 0,18$  – значение характерное для стали 15X1M1Ф. Для опасных точек паропровода была произведена оценка ресурса, которая составила  $10^6 – 10^7$  ч. Следует отметить, что данный расчет не учитывает факторов, влияющих на концентрацию напряжений. Поэтому реальный ресурс в точках концентрации напряжений (сварные швы, дренажи, соединения с опорами и т.п.) может быть существенно ниже. Тем не менее результаты расчета свидетельствуют о том, что в рассмотренном случае стационарная вибрация под действием пульсирующего давления пара вносит незначительный вклад в истощение ресурса металла паропровода.

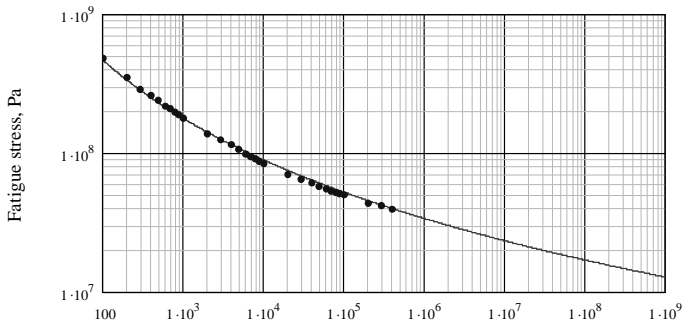


Рис. 5. Диаграмма усталости стали 15X1M1Ф при температуре 540 °С

## **Выводы**

Преимуществом и новизной разработанного подхода является возможность расчета реальных напряжений, возникающих в материале труб, на основе данных вибрационного эксперимента с последующей оценкой ресурса исследуемой механической системы.

### **Библиографический список**

1. **Живучесть** паропроводов стареющих тепловых электростанций / под ред. Ю.Л. Израилева и Ф.А. Хромченко. – М.: ТОРУС ПРЕСС, 2002. – 616 с.
2. **ГОСТ 25.101-83** Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов.
3. **Когаев, В.П.** Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
4. **РД 10-249-98.** Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды. Госгортехнадзор России. – М., 1999.

УДК 621.313.33

## **ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ 0,4 кВ КТЦ-1 КОСТРОМСКОЙ ГРЭС**

*М.В. Щелкунов, инж.*

Одна из наиболее важных на сегодняшний день задач любого производства, в особенности энергетики, – надежная работа оборудования. Для повышения надежности и эффективности работы оборудования и предотвращения возможных аварийных ситуаций используются методы неразрушающего контроля, которые обеспечивают получение достоверной информации о состоянии оборудования без нарушения производственного цикла. Анализ отечественного и зарубежного опыта контроля технического состояния систем с вращательным движением силовых узлов показывает, что для обнаружения возможных отказов наиболее информативен контроль состояния оборудования по вибрационным параметрам.

Наиболее часто повреждаемыми узлами вращающегося оборудования являются подшипники качения. Выход из строя последних приводит к значительным финансовым затратам на восстановление работоспособ-

ности, простоям оборудования. Ввиду вышесказанного проблемы вибродиагностики подшипников качения приобретают первостепенное значение.

Вибрационная диагностика подшипников насосного оборудования, а также тягодутьевых механизмов на Костромской ГРЭС проводится с 2001 года. Она реализуется с помощью вибродиагностического комплекса ВАСТ.

Опыт диагностирования подшипников качения по спектрам вибрации и ее огибающей показывает, что в типовых ситуациях, если измерения вибрации подшипниковых узлов проводятся периодически, при стабильной частоте вращения и неизменном режиме работы машины достоверность диагноза и прогноза состояния подшипника оказывается достаточно высокой и, как правило, превышает величину 90 %.

В некоторых случаях, когда, например, приходится ставить диагноз и прогноз или по однократным измерениям вибрации, или в случае отсутствия информации об условиях эксплуатации, или при нестандартных режимах работы машины во время диагностических измерений, возможен пропуск предаварийного состояния подшипников качения. В результате чего растет вероятность непрогнозируемого отказа оборудования при дальнейшей эксплуатации.

Таким образом, рассматривается следующая постановка задачи: в условиях работы современного предприятия необходимо рассмотреть возможности достоверного диагностирования дефектов подшипников качения по однократным измерениям вибрации с учетом имеющегося программно-методического обеспечения.

Диагностический комплекс ВАСТ состоит из набора аппаратных и программных средств:

- датчика вибрации;
- переносного анализатора сигналов – сборщика данных СД-12 (цифровой прибор, рассчитанный на проведение всех типов измерений вибрации для мониторинга и диагностики);
- программных средств для диагностики и прогнозирования технического состояния механизмов (пакет программ Dream for Windows).

Система диагностики представляет собой систему мониторинга, дополненную пакетом программ для диагностики и прогноза состояния узлов механизмов, и обеспечивает автоматическое решение следующих задач:

- анализ результатов измерений;
- обнаружение изменений состояния механизма и его узлов и выявление причин этих изменений;
- обнаружение аварийноопасных дефектов на стадии появления и контроль за их развитием;

– планирование дальнейших измерений с учетом реального состояния узлов;

– выдача рекомендаций по ремонту и обслуживанию.

Важнейшими критериями качества диагностики подшипников качения являются вероятности пропуска развитого дефекта подшипника, ложного обнаружения дефекта и правильность определения вида дефекта. Если первые два показателя определяют эффективность диагностирования, то последний – эффективность долгосрочного прогноза, длительность которого напрямую связана как с глубиной, так и с видом развивающихся дефектов.

В табл. 1 представлено распределение основных диагностируемых и подтвержденных дефектов подшипников электродвигателей насосных агрегатов блоков 1 – 8 КТЦ-1 КГРЭС за период с 2002 г. по 2008 г. включительно по данным периодических измерений вибрации. Временной интервал между измерениями вычислялся автоматически с учетом вида, глубины дефекта и других факторов. Идентификация дефектов осуществлялась с помощью спектрального анализа вибрации и огибающей ее высокочастотных составляющих.

**Таблица 1. Основные диагностируемые и подтвержденные дефекты подшипников электродвигателей насосных агрегатов блоков 1 – 8 КТЦ-1 КГРЭС за период с 2002 г. по 2008 г. включительно**

| Подтверждено                               | Диагностировано |                |              |                       |                |          |          |
|--|-----------------|----------------|--------------|-----------------------|----------------|----------|----------|
|  | Раковины на НК  | Раковины на ВК | Износ ТК и С | Раковины, сколы на ТК | Дефекты смазки | Износ ВК | Износ НК |
| Раковины на НК                             | 10\8            | –              | –            | –                     | –              | –        | –        |
| Раковины на ВК                             | –               | 14\11          | –            | –                     | –              | \1*      | –        |
| Износ ТК и С                               | –               | –              | 4\2+1*       | –                     | –              | –        | –        |
| Раковины, сколы на ТК                      | –               | –              | –            | 3\2+1*                | –              | –        | \1*      |
| Дефекты смазки                             | –               | \1             | –            | –                     | 3\2            | \1*      | –        |
| Износ ВК                                   | –               | \1             | –            | –                     | –              | 8\7      | –        |
| Износ НК                                   | –               | –              | –            | –                     | –              | –        | 3\2      |
| Видимые дефекты отсутствуют                | \2              | \1             | –            | –                     | \1             | –        | –        |
| Величина достоверности диагностирования, % | 80              | 78,6           | 83,3         | 83,3                  | 66,7           | 87,5     | 83,3     |

**Примечание:** НК – наружное кольцо, ВК – внутреннее кольцо, ТК – тела качения, С – сепаратор; \* – начальная стадия развития дефекта, соответствует 50 % повреждаемости подшипника.

Были рассмотрены электродвигатели (э/д) следующих агрегатов:

- насосов охлаждения статора – 16 шт.;
- насосов газоохлаждения – 16 шт.;
- маслоснасосов уплотнений – 16 шт.;
- питательных насосов эжекторов – 16 шт.;
- маслоснасосов смазки – 16 шт.;
- насосов регулирования – 16 шт.

Средняя величина достоверности диагностирования, по данным табл. 1, составляет примерно 80 %.

На группе разнотипных электродвигателей, подшипник(и) которых, по данным программы диагностики, были рекомендованы к замене (см. табл. 2) выполнены одноразовые измерения вибрации по вновь созданным маршрутным картам. При создании карт использовались те же наборы измерений, что и при периодическом контроле вибрации. Результаты диагностирования представлены в табл. 3.

Таблица 2. Результаты диагностирования подшипников электродвигателей по данным периодического контроля вибрации

| № э/д | Диагноз                               | Рекомендовано      | Подтверждено             |
|-------|---------------------------------------|--------------------|--------------------------|
| 1     | Раковины на ВК, раковины на НК        | Заменить подшипник | Раковины на НК           |
| 2     | Раковины, сколы на ТК, дефекты смазки | Заменить подшипник | Дефекты смазки           |
| 3     | Износ ТК и С, раковины, сколы на ТК   | Заменить подшипник | Износ ТК и С             |
| 4     | Раковины на НК                        | Заменить подшипник | Раковины на НК           |
| 5     | Износ ВК, дефекты смазки              | Заменить подшипник | Износ ВК                 |
| 6     | Раковины на ВК                        | Заменить подшипник | Раковины на ВК, износ ВК |

Анализ результатов, приведенных в табл. 2, 3, показывает, что в случаях, когда приходится ставить диагноз и прогноз по одноразовым измерениям вибрации, возможен пропуск развитых дефектов подшипников качения, в результате чего растет вероятность непрогнозируемого выхода из строя оборудования при дальнейшей эксплуатации.

Основной причиной пропуска предаварийной ситуации при использовании спектральных методов вибрационной диагностики подшипника является их низкая чувствительность к зарождающимся

дефектам смазки. Вторая причина определяется тем, что в случае нестабильной частоты вращения подшипника качения в момент проведения диагностических измерений в спектре вибрации и ее огибающей «размываются» спектральные линии, что приводит к искажению результатов диагноза, в частности, к занижению величины обнаруживаемого дефекта. Третья причина заключается в том, что на начальной стадии разрушения подшипника возможны случаи, когда подшипниковая вибрация, возбуждаемая, например, ударами при контакте дефектных участков поверхностей качения, перестает быть периодической даже при постоянной частоте вращения машины, и ее рост не может быть обнаружен спектральными методами анализа сигналов. При этом может расти интегральный (общий) уровень вибрации на высоких, средних или низких частотах, в зависимости от вида дефекта. Так, например, если при дефектах поверхностей качения может расти общий уровень вибрации, в том числе и на низких частотах, то при дефектах сепаратора рост уровня вибрации наблюдается, прежде всего, на высоких частотах.

**Таблица 3. Результаты диагностирования подшипников электродвигателей по однократному измерению вибрации**

| № э/д | Диагноз                                       | Рекомендовано   | Подтверждено             |
|-------|---|---|--------------------------|
| 1     | Дефекты смазки, НК                            | Выполнить осмотр узла или перейти на ежедневный контроль вибрации | Раковины на НК           |
| 2     | Неидентифицированные изменения вибрации       | Уточнить дефект   | Дефекты смазки           |
| 3     | Неоднородный радиальный натяг, обкатывание НК | Устранить неоднородный радиальный натяг                           | Износ ТК и сепаратора    |
| 4     | Раковины на НК, износ ТК и С                  | Заменить подшипник  | Раковины на НК           |
| 5     | Неидентифицированные изменения вибрации       | Уточнить дефект   | Износ ВК                 |
| 6     | Перекус внутреннего кольца                    | Выполнить осмотр узла   | Раковины на ВК, износ ВК |

Анализ возможных технических решений, направленных на снижение вероятности пропуска предаварийных состояний подшипников качения по однократным измерениям вибрации, показал, что оптимальным является объединение преимуществ каждого из основных методов вибрационной диагностики машин.



Во-первых, необходимо использовать возможности метода «ударных импульсов» для обнаружения зарождающихся дефектов смазки. Для этого необходимо контролировать появление ударных импульсов по величине пик-фактора и, сравнивая результаты измерения этой величины с данными измерений спектра огибающей высокочастотной вибрации, определять случай появления неперриодических ударных импульсов из-за дефектов смазки.

Во-вторых, необходимо контролировать вибрационную энергию подшипника на высоких частотах, измеряя среднеквадратичное значение (СКЗ) высокочастотной вибрации, чтобы не пропустить предаварийного состояния легких деталей подшипника, в частности его сепаратора. В-третьих, необходимо контролировать низкочастотную вибрационную энергию подшипника и машины в целом, так как предаварийное состояние подшипника может случайным образом повлиять на уровень вибрации других узлов, например ротора, причем без существенного роста гармонических составляющих вибрации.

В целях повышения результативности диагностирования по однократному измерению вибрации виды необходимых измерений и их установки были дополнены измерением интегрального (общего) уровня вибрации, а также контролем формы высокочастотного сигнала вибрации, причем из последнего автоматически определяется два параметра – среднеквадратичное значение и пик-фактор. Пороговые значения для измерения диагностических параметров определялись по данным измерений вибрации группы идентичных подшипниковых узлов. Пороговые значения приведены в табл. 4.

Таблица 4. Пороговые значения дополнительных наборов измерений

| Вид измерений  | Размерность | Градация порогов дефектов по глубине |         |          |
|--|-------------|--------------------------------------|---------|----------|
|  |             | Зарождающиеся                        | Средние | Развитые |
| Величина СКЗ пик-фактора в полосе частот 10 – 25 кГц       | мм/с        | 2,9                                  | 5,8     | 10,5     |
| Величина СКЗ виброускорения в полосе частот 10 – 25 кГц    | g           | 8,3                                  | 13,2    | 15,9     |
| Величина СКЗ виброускорения в полосе частот 10 Гц – 10 кГц | g           | 0,9                                  | 2,1     | 4,1      |

В табл. 5 приведены результаты диагностирования подшипников электродвигателей вышеуказанных агрегатов (см. табл. 2, 3). Диагностирование проводилось по данным одноразового измерения вибрации, дополненного измерением интегрального (общего) уровня вибрации и контролем формы высокочастотного сигнала вибрации.

**Таблица 5. Результаты диагностирования подшипников электродвигателей по данным одноразового измерения вибрации, дополненного измерением интегрального (общего) уровня вибрации и контролем формы высокочастотного сигнала вибрации**

| № э/д | Диагноз   | Рекомендовано      | Подтверждено             |
|-------|---|--------------------|--------------------------|
| 1     | Раковины на НК                                  | Заменить подшипник | Раковины на НК           |
| 2     | Дефекты смазки, износ ТК и С                    | Заменить подшипник | Дефекты смазки           |
| 3     | Износ ТК и С                                    | Заменить подшипник | Износ ТК и С             |
| 4     | Раковины на НК                                  | Заменить подшипник | Раковины на НК           |
| 5     | Износ ВК; раковины, сколы на ТК, дефекты смазки | Заменить подшипник | Износ ВК, дефекты смазки |
| 6     | Раковины на ВК                                  | Заменить подшипник | Раковины на ВК, износ ВК |

Анализируя результаты, приведенные в табл. 2 и 5, следует отметить их достаточно высокую корреляцию, обусловленную повышением достоверности диагностирования по сравнению с данными табл. 3.

### **Выводы**

Исследования возможностей объединения основных из существующих методов диагностики подшипников качения электродвигателей по высокочастотной вибрации показали, что возможно достижение высокой достоверности получаемых результатов диагностики по одноразовым измерениям вибрации. Для этого в алгоритмы мониторинга и диагностики должны быть включены помимо спектрального анализа вибрации и огибающей ее высокочастотных составляющих данные о форме высокочастотной составляющей вибрации, а также ее интегральные (общие) уровни.

### **Библиографический список**

1. **Барков, А.В.** Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев. – СПб.: Изд. Центр СПбМТУ, 2000.
2. **Баркова, Н.А.** Оптимизация методов диагностики подшипников качения по высокочастотной вибрации / Н.А. Баркова // Методы и средства оценки состояния энергетического оборудования: сб. – Вып. 15. Техника и технология оценки состояния энергетических и промышленных установок на базе вибрационного анализа. – СПб.: ПЭИПК, 2002. – С. 48 – 52.
3. **Инструкция** по эксплуатации системы мониторинга и диагностики вращающегося оборудования по вибрации с пакетом программ DREAM for WINDOWS. – Ч. 1. Краткое описание системы. – СПб.: Изд-во АО ВАСТ, 2000.
4. **Скворцов, Д.Ф.** Функция экспресс-диагностики состояния подшипников качения в портативных приборах «Диамех 2000» / Д.Ф. Скворцов // Вибрационная диагностика. – 2007. – № 5.

УДК 621.187.12

**ПРИМЕНЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ  
В ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ ВОДЫ***Е.Н. Бушуев, канд. техн. наук*

Проектирование и анализ эффективности эксплуатации установок обработки воды на ТЭС может проводиться с использованием простых математических моделей.

Исходными данными математической модели (ММ) любой схемы водообработки являются:

- показатели качества исходной воды (обычно качество воды в водисточнике);
- требуемые показатели качества обработанной воды (определяются требованиями потребителя и устанавливаются в нормативных документах [1]);
- необходимая (при проектировании) или реальная (для действующих ВПУ) производительность установки;
- основные характеристики установленного оборудования (диаметры фильтров, количество аппаратов и т.д.) для действующих схем водоподготовки.

ММ схем водообработки основываются на процессах и аппаратах водоподготовки [2].

Установки водообработки являются сложными техническими объектами, поэтому такие ММ складываются из ММ отдельных элементов (осветлитель, испарительная установка и т.д.). В свою очередь, ряд ММ элементов (например, ступень ионирования) также складываются из ММ подэлементов (отдельных ионитных фильтров) и т.д.

Входными и выходными данными ММ элементов схем обессоливания являются водные потоки (растворы и технологические воды), которые подвергаются водообработке или участвуют в ней. Потоки характеризуются показателями качества воды и расходом.

Расчет внутренних параметров ММ строится на основе входных данных и базируется на законах материального баланса и неразрывности.

В основе ММ любого элемента схемы  $i$ -й ступени водообработки лежит уравнение материального баланса по расходу

$$Q_i = Q_i^{бвх} + Q_i^{с.н} . \quad (1)$$

Для фильтрующей ступени добавляется уравнение фильтрации

$$Q_i = \frac{\pi d_i^2}{4} w_i N_i. \quad (2)$$

Для ионитной ступени добавляется уравнение материального баланса количества сорбированных ионов на фильтрах  $i$ -й ступени

$$Q_i K_{сорб,i} T_i = E_{раб,i} V_i N_i \quad (3)$$

и уравнение регенерации

$$V_{рег.рр,i} C_{рег.рр,i}^{рег.ион} = g_{реаг,i} E_{раб,i} V_i. \quad (4)$$

В уравнениях (1 – 4) использованы следующие обозначения:  $Q_i$  – расход воды, поступающей на  $i$ -ю ступень обработки, м<sup>3</sup>/ч;  $Q_i^{вых}$  – расход воды, поступающей на последующую  $i$ -ю ступень обработки, м<sup>3</sup>/ч;  $Q_i^{с.н}$  – среднечасовой расход воды на собственные нужды элемента, м<sup>3</sup>/ч;  $d_i$  – диаметр фильтра  $i$ -й ступени, м;  $w_i$  – скорость фильтрования воды, м/ч;  $N_i$  – число работающих фильтров  $i$ -й ступени, шт.;  $K_{сорб,i}$  – концентрация сорбируемых из воды ионов, мг-экв/л;  $T_i$  – время работы фильтров до отключения на регенерацию, ч;  $E_{раб,i}$  – рабочая обменная емкость ионита в условиях данного процесса, г-экв/м<sup>3</sup>;  $V_i$  – объем ионита в одном фильтре, м<sup>3</sup>;  $V_{рег.рр,i}$  – необходимый объем регенерационного раствора, м<sup>3</sup>/рег.;  $C_{рег.рр,i}^{рег.ион}$  – концентрация регенерирующего иона в регенерационном растворе, мг-экв/л;  $g_{реаг,i}$  – удельный расход реагента на регенерацию, г-экв/г-экв.

Среди записанных параметров в уравнениях только два параметра:  $Q_i^{вых}$  на выходе из схемы ( $Q_i^{вых} = Q_{обес}$ ) и  $C_i$  на входе схемы ( $C_i^{вх} = C_{исх,i}$ ), – задаются с исходными данными. Остальные рассчитываются с использованием справочных данных и граничных условий из нормативных материалов.

Компонентными уравнениями являются также балансовые уравнения по суммарному количеству отдельных ионов во входных и выходных потоках:

$$\sum_i (C_{вх,i} \cdot Q_{вх,i}) = \sum_j (C_{вых,j} \cdot Q_{вых,j}). \quad (5)$$

Уравнение материального баланса в виде (5) применимо только для ионов сильных электролитов. Для ионов слабых электролитов (например, для форм диссоциации угольной кислоты) необходимо учитывать все формы диссоциации этих соединений.

Топологическими уравнениями (т.е. уравнениями, описывающими связи между элементами) в ММ схемы водообработки являются:

1) уравнение неразрывности – выходные данные предыдущего элемента являются исходными (входными) данными последующего элемента. Например, характеристики потока коагулированной воды после осветлителя, являясь выходными данными для осветлителя, будут входными данными для ступени механического фильтрования;

2) уравнения материального баланса по схеме ВПУ в целом:  
– по расходу воды

$$Q_{исх} + Q_{реаг} = Q_{обр} + Q_{сток}; \quad (6)$$

– по количеству  $i$ -го иона

$$Q_{исх} \cdot C_{исх, i} + Q_{реаг} \cdot C_{реаг, i} = Q_{обр} \cdot C_{обр, i} + Q_{сток} \cdot C_{сток, i} + G_{шл} \cdot C_{шл, i}, \quad (7)$$

где  $Q_{исх}$  – среднечасовая потребность в исходной воде, м<sup>3</sup>/ч;  $C_{исх, i}$ ,  $C_{обр, i}$ ,  $C_{сток, i}$  – концентрация  $i$ -го иона в исходной, обработанной и сточной воде соответственно, мг/л;  $Q_{реаг}$  – среднечасовое количество используемых реагентов, м<sup>3</sup>/ч;  $C_{реаг, i}$  – концентрация  $i$ -го иона в используемых в процессе обработки воды реагентах, мг/л;  $Q_{обр}$  – среднечасовое количество получаемой на ВПУ обработанной воды, м<sup>3</sup>/ч;  $Q_{сток}$  – среднечасовое количество образующихся сточных вод, м<sup>3</sup>/ч;  $G_{шл}$  – количество образующегося шлама, г/ч;  $C_{шл, i}$  – содержание  $i$ -го иона в шламе, г/г.

Одной из важных частей математического описания процессов, происходящих при обработке воды на ТЭС, является ММ изменения качества воды по стадиям обессоливания, которая позволяет при известном качестве поступающей воды рассчитать концентрации примесей в выходящем из аппарата водном потоке ( $C_i^{6bix}$ ).

Наиболее распространенным подходом к расчету концентраций слабых электролитов является расчет концентрационных изменений, происходящих в результате смещения химического равновесия при различных видах воздействий (добавление кислоты, щелочи, декарбонизация и т.д.). Однако такой подход имеет ряд недостатков: необходимо решать систему нелинейных уравнений, удачно задавать начальные приближения искомых корней, проверять полученные результаты по балансовым уравнениям.

Предлагается расчет равновесных концентраций слабых электролитов (на примере форм диссоциации угольной кислоты и воды) после стадии обработки производить по преобразованному уравнению электронейтральности:

$$[H^+]_{\text{бвх}} - \frac{K_w}{[H^+]_{\text{бвх}} \cdot \gamma_I^2} - \left( [H^+]_{\text{бвх}} + \frac{2K_{II}}{\gamma_{II}} \right) \frac{K_I [H_2CO_3]_{\text{сум}}}{[H^+]_{\text{бвх}}^2 \cdot \gamma_I^2 + K_I [H^+]_{\text{бвх}} + \frac{K_I \cdot K_{II}}{\gamma_{II}}} = A,$$

где  $[H_2CO_3]_{\text{сум}}$  – суммарная мольная концентрация всех форм диссоциации угольной кислоты в обрабатываемой воде, моль/л;  $\gamma$ ,  $\gamma_{II}$  – коэффициенты активности одно- и двухвалентных ионов соответственно;  $K_I$ ,  $K_{II}$  – константы диссоциации угольной кислоты по первой и второй ступеням соответственно;  $K_w$  – ионное произведение воды;  $A = 2[SO_4^{2-}]_{\text{бвх}} + [Cl^-]_{\text{бвх}} + [NO_3^-]_{\text{бвх}} - 2[Ca^{2+}]_{\text{бвх}} - 2[Mg^{2+}]_{\text{бвх}} - [Na^+]_{\text{бвх}}$ , моль/л.

В этом уравнении правая часть может быть определена в зависимости от качества воды, поступающей на стадию обработки, и закономерностей процессов, происходящих на этой стадии, поэтому оно имеет только одно неизвестное –  $[H^+]_{\text{бвх}}$ . Концентрации всех остальных форм диссоциации слабых электролитов определяются через соответствующие константы диссоциации.

Представленный подход имеет следующие преимущества: значительно упрощается вычислительная задача (решается лишь одно нелинейное уравнение); корень может быть надежно получен итерационным методом, с любой допустимой точностью, даже если начальное приближение искомого корня задано очень грубо; полученное решение не нужно проверять по балансовым уравнениям; позволяет рассчитать качество воды практически после любого воздействия на водную систему.

Показатели работы схемы обработки воды являются выходными данными ММ схемы обработки воды.

Для схем ВПУ не существует одного критерия оптимальности. Технологии обработки воды следует характеризовать экологическими, технологическими и технико-экономическими группами показателей [3].

#### Библиографический список

1. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей. 15-е изд. – М.: СПО ОРГРЭС, 1996.
2. **Громогласов, А.А.** Водоподготовка: Процессы и аппараты / А.А. Громогласов, А.С. Копылов, А.П. Пильщиков; под ред. О.И. Мартыновой. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 272 с.
3. **Ларин, Б.М.** Технологическое и экологическое совершенствование водоподготовительных установок на ТЭС / Б.М. Ларин, Е.Н. Бушуев, Н.В. Бушуева // Теплоэнергетика. – 2001. – № 8. – С. 23 – 27.