

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

в городском хозяйстве, энергетике, промышленности

**Седьмая Международная
научно-техническая конференция**

Ульяновск, 21–22 апреля 2017 года

Сборник научных трудов

ТОМ 2

Ульяновск
УлГТУ
2017

УДК [621.311.22:697.34]+[620.9:662.92]

ББК 31.3+31.38

Э 65

Главный редактор – доктор техн. наук, профессор *В.И. Шарапов*

Ответственный секретарь – ассистент *Е.В. Кудрявцева*

УДК [621.311.22:697.34]+[620.9:662.92]

Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности : Седьмая Международная научно-техническая конференция (г. Ульяновск, 21–22 апреля 2017 г.) : сборник научных трудов. – Ульяновск : УлГТУ, 2017.

Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности : Седьмая Международная научно-техническая конференция, (г. Ульяновск, 21–22 апреля 2017 г.) : сборник научных трудов Т. 2. – Ульяновск : УлГТУ, 2017. – 296 с.

В сборнике опубликованы доклады участников Седьмой Международной научно-технической конференции «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности».

Материалы сборника предназначены для специалистов по теплоэнергетике и городскому хозяйству, аспирантов и студентов энергетических специальностей вузов.

Сборник состоит из двух томов. Разделы тома 1: «Общие вопросы энергетики и энергосбережения»; «Энергосбережение в системах теплоснабжения городов»; «Энергосбережение на тепловых электростанциях и в котельных установках». Разделы тома 2: «Энергосбережение в промышленной энергетике»; «Энергосбережение с помощью нетрадиционных энергетических технологий»; «Энергосбережение в теплоэнергетических водоподготовительных установках»; «Энергосбережение в электроустановках».

Тексты представлены авторами в виде файлов. Статьи печатаются в авторской редакции.

ISBN 978-5-9795-1650-9

ISBN 978-5-9795-1652-3 (Т. 2)

© Коллектив авторов, 2017

© Оформление. УлГТУ, 2017

Научный комитет конференции

Сопредседатели:

- Алексейчик В. В.* д.т.н., Лауреат Ленинской премии
- Филиппов С. П.* д.т.н., профессор, Академик РАН, директор Института энергетических исследований Российской Академии наук
- Шарапов В. И.* д.т.н., профессор, Заслуженный изобретатель Российской Федерации, заведующий кафедрой ТГВ, руководитель НИЛ ТЭСУ УлГТУ

Члены научного комитета:

- Sylvio Simon* профессор, руководитель Международной партнерской сети вузов в области энергоснабжения и энергосбережения «NESEFF», Германия
- Аминов Р. З.* д.т.н., профессор, Заслуженный деятель науки и техники РФ, Лауреат Премии Правительства Российской Федерации, директор отдела энергетических проблем Саратовского научного центра РАН
- Аронсон К. Э.* д.т.н., профессор кафедры «Турбины и двигатели», главный научный сотрудник кафедры «Тепловые электрические станции» Уральского федерального университета
- Барочкин Е. В.* д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Тепловые электрические станции» Ивановского государственного энергетического университета
- Ваньков Ю. В.* д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Промышленные теплоэнергетические установки и системы теплоснабжения» Казанского государственного энергетического университета
- Ефимов Н. Н.* д.т.н., профессор кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» Южно-Российского государственного политехнического университета (Новочеркасского политехнического института)

<i>Карницкий Н. Б.</i>	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Тепловые электрические станции» Белорусского национального технического университета
<i>Ковального В. Н.</i>	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Теплоэнергетика» Ульяновского государственного технического университета
<i>Кудинов А. А.</i>	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Тепловые электрические станции» Самарского государственного технического университета
<i>Кузнецов А. В.</i>	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Электроснабжение» Ульяновского государственного технического университета
<i>Куличихин В. В.</i>	д.т.н., профессор кафедры «Промышленные теплоэнергетические системы» Национального исследовательского университета «Московский энергетический институт», координатор по России Международной партнерской сети вузов в области энергоснабжения и энергосбережения «NESEFF»
<i>Ларин Б. М.</i>	д.т.н., профессор кафедры «Химия и химические технологии в энергетике» Ивановского государственного энергетического университета
<i>Ларин Е. А.</i>	профессор кафедры «Теплоэнергетика» Саратовского государственного технического университета
<i>Ледуховский Г. В.</i>	к.т.н., доцент, зам заведующего кафедрой «Тепловые электрические станции» Ивановского государственного энергетического университета
<i>Николаев Ю. Е.</i>	д.т.н., профессор кафедры «Теплоэнергетика» Саратовского государственного технического университета
<i>Радин Ю. А.</i>	д.т.н., директор по научной работе Всероссийского теплотехнического института
<i>Ротов П. В.</i>	д.т.н., профессор кафедры ТГВ Ульяновского государственного технического университета

<i>Седнин А. В.</i>	к.т.н., доцент, заведующий Научно-исследовательским и инновационным центром автоматизированных систем управления в теплоэнергетике и промышленности Белорусского национального технического университета
<i>Семенов Б. А.</i>	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Промышленная теплотехника» Саратовского государственного технического университета
<i>Семенов В. Г.</i>	к.э.н, Президент НП «Российское теплоснабжение», главный редактор журнала «Новости теплоснабжения»
<i>Харитонов Ю. Н.</i>	к.т.н., доцент Николаевского кораблестроительного университета, руководитель Центра прикладных исследований в энергетике, эксперт Министерства ЖКХ Украины
<i>Чичирова Н. Д.</i>	д.х.н, профессор, директор института теплоэнергетики Казанского государственного энергетического университета
<i>Шлянников В. Н.</i>	д.т.н., профессор, заместитель директора по науке Казанского научного центра РАН
<i>Щинников П. А.</i>	д.т.н., профессор кафедры «Тепловые электрические станции» Новосибирского государственного технического университета
<i>Эткин В. А.</i>	д.т.н., профессор университета г. Хайфа (Израиль)

Седьмая международная научно-техническая конференция «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности»

Седьмая международная научно-техническая конференция «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности» проведена в соответствии с утвержденным на 2017 г. Министерством образования и науки планом научных мероприятий на базе Ульяновского государственного технического университета.

Проводимая в УлГТУ конференция по энергосбережению традиционно привлекает широкий круг специалистов. В 2017 г. авторами докладов стали специалисты Германии, Белоруссии, Бурунди, Ирака, Эфиопии, многих регионов России.

На конференции представлены ведущие научные школы в области энергетики и энергосбережения, сформировавшиеся в Московском энергетическом институте, Всероссийском теплотехническом институте, Ивановском и Казанском государственных энергетических университетах, Саратовском, Новосибирском, Самарском, Ульяновском, Южно-Российском государственных технических университетах, Уральском федеральном университете и других вузах. О научном уровне конференции говорит то, что авторами докладов являются десятки докторов наук и профессоров. Традиционно в конференции участвуют специалисты-практики энергетических предприятий.

Научный комитет благодарит авторов докладов, приславших свои работы на конференцию, а также ректорат Ульяновского государственного технического университета, обеспечивший проведение конференции и издание ее материалов.

Сопредседатель научного комитета конференции
доктор технических наук, профессор

В.И. Шарапов



Раздел 4. Энергосбережение в промышленной энергетике

УДК 628.8

**А. В. Марченко, В. И. Шарапов (УлГТУ, Ульяновск),
А. А. Марченко (Завод по производству лакокрасочных материалов АО «Хемпель», Ульяновск)**

Экологически эффективные ресурсосберегающие технологии вентилирования и очистки выбросов при производстве лакокрасочных материалов

Технологические процессы на предприятиях по производству лакокрасочных материалов связаны с выделением в атмосферу вредных веществ: пыли, паров растворителей и разбавителей, оксидов азота, серы, углерода, фенола, толуола. Основными источниками загрязнения атмосферного воздуха являются диссольверы – агрегаты для диспергирования суспензий, миксеры – устройства, позволяющие достичь требуемой вязкости продукта, высокоскоростные мешалки, служащие для конечной корректировки готовой продукции по цвету и вязкости. Загрязнение воздуха производственного цеха происходит в результате добавления сыпучих фракций (различных порошков) в технологические аппараты. Большая часть выбросов содержит пахучие органические загрязнители, которые с трудом поддаются очистки и обезвреживанию в существующих фильтрационных установках.

Традиционно, особенно в Европе, широко используют для обезвреживания летучих органических загрязнителей промышленных выбросов регенеративные термические окислители [1].

Простейший регенеративный термический окислитель (РТО) состоит из стальных колонн с керамическим покрытием, соединенных сверху окислительной камерой (рис. 1). В каждой колонне имеется множество керамических гранул для передачи и сохранения теплоты. Оксилительная камера снабжена горелкой для предварительного нагрева установки и обеспечения источника воспламенения отходов.

При запуске установка предварительно разогревается входящим потоком горелки с подачей окружающего воздуха через автоматическую заслонку. После разогрева установки до нужной температуры запускается

процесс очистки газов. Вначале насыщенный летучими органическими соединениями газ поступает в первую «горячую» колонну, где нагревается, затем отработанные газы проходят через камеру сгорания, где происходит окисление. Затем они поступают во вторую «холодную» колонну и в дымоход. На этой стадии третья колонна не задействована, и энергия горячих газов передается керамической массе во второй колонне. По истечении заданного времени заслонки действуют таким образом, что вторая колонна становится «горячей», а третья – «холодной». Две главные заслонки на первой колонне закрыты, в то время как третья маленькая очистительная заслонкакрыта для выпуска неочищенных отработанных газов, задержанных в нижней половине первой колонны, которые подаются вентилятором обратно в процесс для обработки [2].

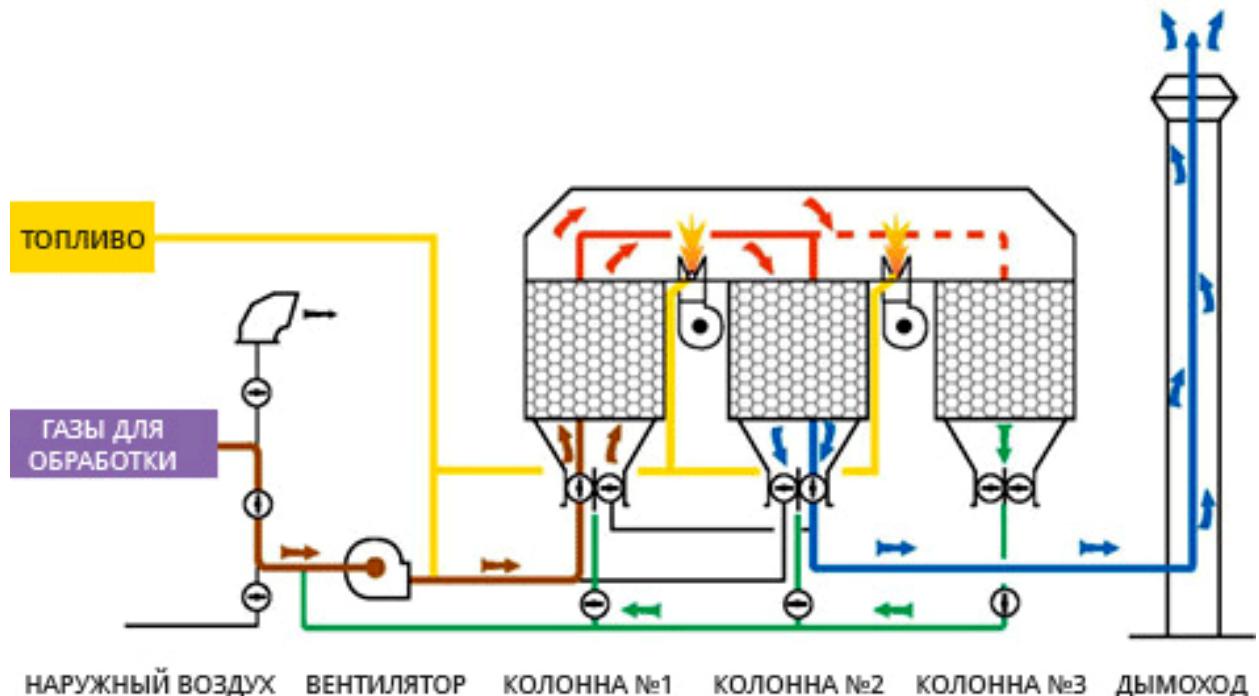


Рис. 1. Схема трехколонного термического окислителя

В каждом из трех циклов отработанных газов незадействованная колонна очищается путем подачи газов на впуск окислителя для обеспечения полной очистки. Такая установка пригодна для очистки отработанных газов с высоким содержанием летучих органических соединений (ЛОС) и процессов, к которым применяются строгие ограничения в отношении выбросов.

Преимуществами применения РТО по сравнению с другими методами очистки выбросов от летучих органических соединений являются [3]:

- высокая эффективность устранения выбросов ЛОС, достигающая 98%;
- повышение экологических показателей предприятия и снижение выплат по штрафам за загрязняющие атмосферу органические выбросы;
- диапазон подачи выбросов от 1000 да 150 000 м³/ч;
- успешное применение в нефтехимической, фармацевтической, пищевой и химической промышленности.

При достаточно высокой эффективности обезвреживания летучих органических соединений регенеративные термические окислители являются достаточно дорогостоящими, громоздкими, металлоемкими сооружениями, требующими квалифицированного обслуживания.

В научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» Ульяновского государственного технического университета авторами разработан новый подход к очистке вентиляционных выбросов от вредных органических соединений и утилизации теплоты выбросов. Новый подход реализован в серии энергетически и экологически эффективных технологий использования загрязненного воздуха промышленных предприятий в качестве окислителя в процессах горения топлива в топках котлоагрегатов производственных котельных или тепловых электростанций, находящихся на территории предприятий или в непосредственной близости от них. При подаче промышленных выбросов в топки котлов теплогенерирующих установок происходит регенерация низкопотенциальной теплоты выбросов и термическое обезвреживание вредных органических загрязнителей, содержащихся в них. Транспорт выбросов может осуществляться через специально смонтированные воздуховоды или подземные инженерные коммуникации (рис. 2) [4].

Основные принципиальные отличия разработанных решений по сравнению с известными отечественными и зарубежными регенеративными термическими окислителями заключаются в следующем:

- транспорт загрязненного воздуха из производственных цехов через воздуховоды вытяжной вентиляции осуществляется с помощью дутьевых вентиляторов котлов теплогенерирующих установок и способствует уменьшению энергопотребления вентиляционными системами предприятий;
- термическое обезвреживание ЛОС происходит в топках котлов при температурах 1200–1500 °С, что обеспечивает степень нейтрализации органических веществ более, чем 99%;

- режимы сжигания топлива в топках котлов (наличие температуры более 1000 °С, времени пребывания выбросов в топочной камере от 0,6 до 1 с, высокого уровня турбулентности для эффективного смешивания выбросов и кислорода) оптимальны для полного разложения летучих органических соединений до диоксида углерода CO₂ и водяного пара H₂O;
- в топках котлоагрегатов происходит регенерация низкопотенциальной теплоты техногенных выбросов, позволяющая повысить эффективность использования топлива в теплогенерирующих установках;
- отсутствует необходимость в дорогостоящем газоочистном оборудовании;
- значительно снижаются эксплуатационные затраты предприятия за счет отказа от использования дополнительных вентиляторов для транспорта выбросов к месту их утилизации и организации дополнительной подачи топлива в камеры сгорания РТО;
- снижаются выплаты по экологическим штрафам, а в большинстве случаев, полностью исключаются за счет высоких показателей нейтрализации ЛОС в топочных камерах котлов;
- отсутствует потребность в высококвалифицированном обслуживании и заключении договора на постгарантийное техобслуживание с фирмой-производителем установок обезвреживания выбросов.

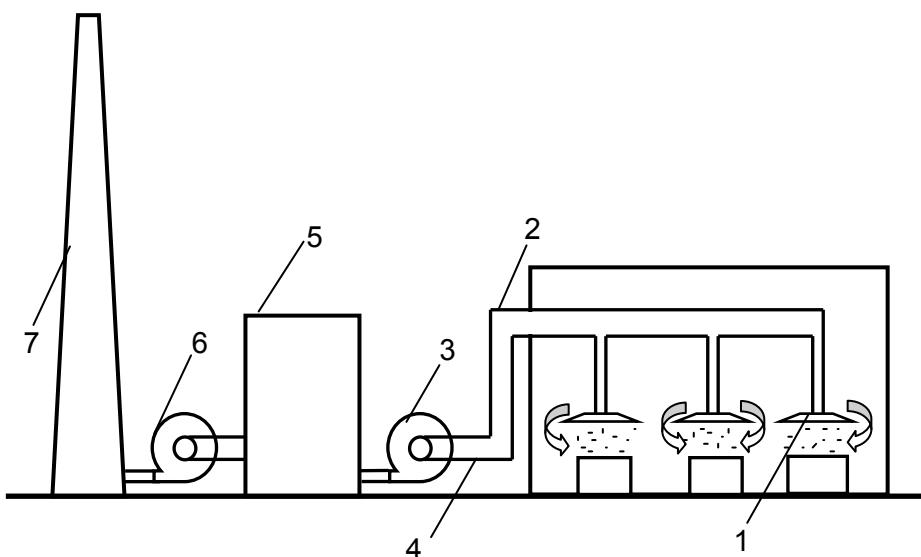


Рис. 2. Схема транспорта промышленных вентиляционных выбросов, содержащих ЛОС, в топки котлоагрегатов через вытяжной воздуховод системы производственной вентиляции: 1 – вытяжные зонты; 2 – сборный воздуховод вытяжной вентиляции; 3 – дутьевой вентилятор; 4 – всасывающий воздуховод вентилятора; 5 – котлоагрегат; 6 – дымосос; 7 – дымовая труба

Область применения предложенных решений весьма обширна – это предприятия, в технологических выбросах которых присутствуют летучие органические соединения. Наиболее характерные отрасли промышленности представлены в табл. 1.

Таблица 1
Основные отрасли промышленности, в которых может применяться
технологии термического окисления органических
соединений выбросов

Отрасль производства	ЛОС, типовые растворители и иные отходящие газы
Лекарственные препараты	Изопропанол, толуол, углеводороды
Офсетная печать	Бутилцеллозольв, диацетоновый спирт, ароматические фракции нефти, целлозольвацетат, ксилол, метилизобутилкетон
Мелование бумаги	Высокотемпературные органические соединения, латексы
Производство смолы	Формальдегид, фенолы, фталевый ангидрид
Металлизация	Спирты, целлозольвацетат, фталаты, ароматические фракции нефти
Виниловые хирургические перчатки	Поливинилхлорид, циоктилфталат
Пекарные печи	Этанол
Синтез спирта	C1, C2, C3, C6 – углеводороды
Покрытие для автомобилей	Кетоны, ксилол, толуол, фенолы
Покрытие для жестяных банок	Кетоны, спирты, ароматические углеводороды, эфиры
Покрытие для рулонного или листового металла	Фосфаты, ароматические фракции нефти, циклогексанол, спирты, карбитолы, углеводороды
Электронные комплектующие	Бутилацетат, ксилол, метилэтилкетон, этилцеллозольв
Покрытие стекловолокна	Эмульсия тефлона, стекловолокно, синтетические материалы, стирол
Производство формальдегида	Формальдегид, метанол, углекислый газ
Эмалирование проводов	Целлозольвацетат

Для оценки экологического и экономического эффектов от внедрения разработанных технологий утилизации выбросов на промышленных предприятиях рассмотрен вопрос о возможности применения схемы подачи загрязненного ЛОС воздуха из системы аспирации технологического

оборудования завода по производству лакокрасочных материалов АО «Хемпель» (г. Ульяновск) в топки котлов проектируемой теплогенерирующей установки предприятия в качестве дутьевого воздуха.

Завод по производству лакокрасочных и антикоррозийных покрытий АО «Хемпель» в г. Ульяновске – первый завод компании в России и 28-й в мире. Его производственная мощность составляет 16 млн л/год красок и покрытий. Согласно политике в области охраны окружающей среды компания предъявляет высокие требования к очистке производственных выбросов от органических соединений [5].

Для подтверждения соответствия международному стандарту качества в области охраны окружающей среды ISO 14001:2015 [6] действующие заводы компании в России и за рубежом должны внедрять мировые практики по экологически и энергетически эффективным способам очистки аспирационных выбросов, содержащих органические загрязнители. В настоящее время на большинстве европейских заводах компании работают регенеративные термические окислители выбросов (рис. 3, 4) [7].



Рис. 3. Регенеративный термический окислитель на заводе «Хемпель»
в населенном пункте Бук (Польша)

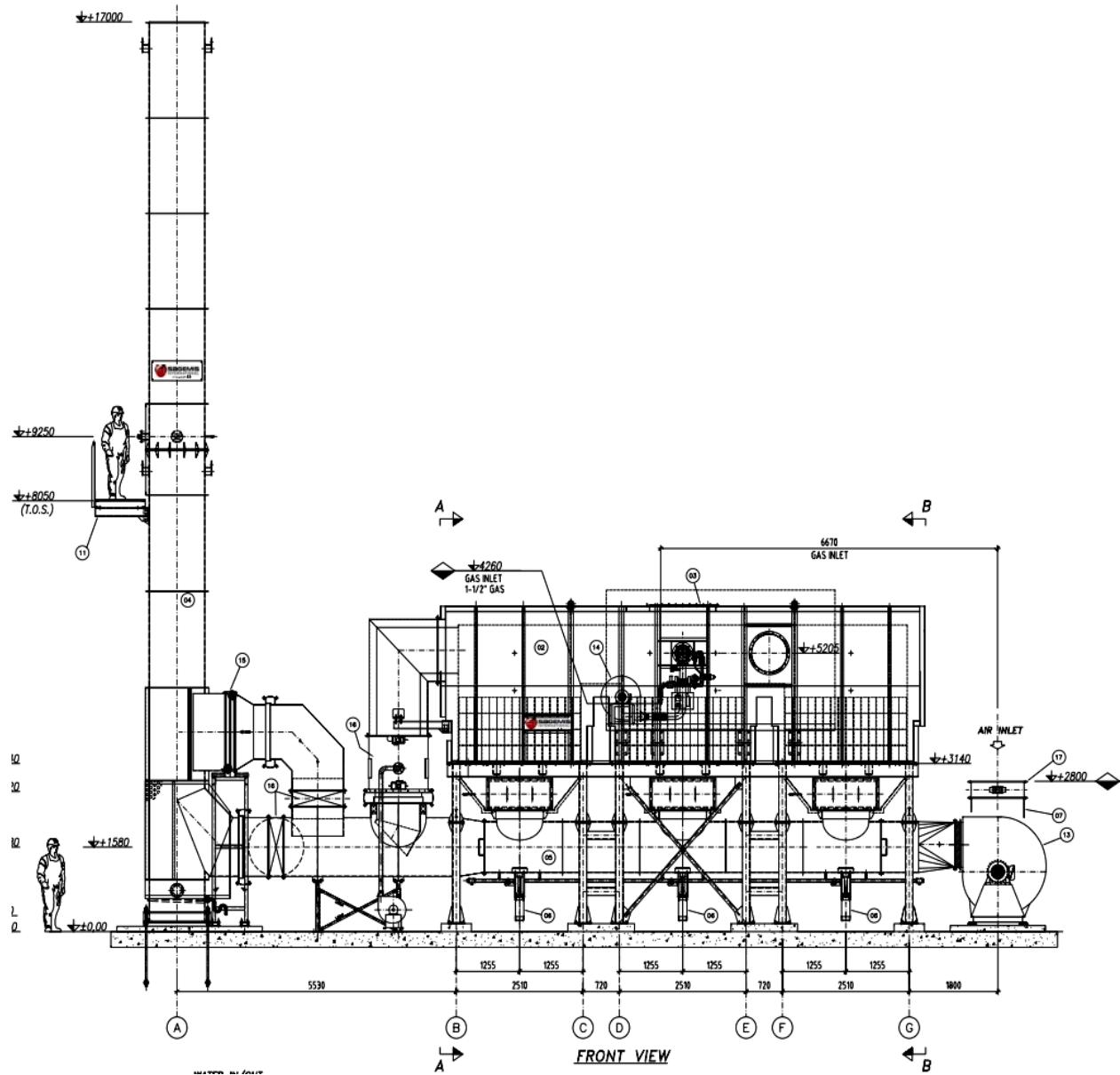


Рис. 4. Фронтальный вид РТО, используемого для очистки вентиляционных выбросов, содержащих летучие органические загрязнители, на заводе в Польше

При этом на территории предприятий имеются собственные теплогенерирующие установки, находящиеся на расстоянии 15–20 м от производственных цехов – источников органических выбросов. В связи с этим для реализации предложенных авторами решений по термическому обезвреживанию загрязненного вентиляционного воздуха требуется лишь прокладка сборного воздуховода от системы аспирации технологического оборудования до дутьевых вентиляторов котлов теплогенерирующей установки длиной не более 50 м.

Для оценки экологической и экономической составляющих проекта по внедрению технологий термического обезвреживания органических соединений в топках котлов рассмотрим типы загрязняющих веществ, образующихся при производстве лакокрасочных и антикоррозионных покрытий, и их количественные характеристики по усредненным годовым значениям (табл. 2).

Таблица 2
Перечень загрязняющих веществ, выбрасываемых в атмосферу
в период эксплуатации завода по производству лакокрасочных
материалов АО «Хемпель»

Вещество		Критерии качества атмосферного воздуха				Выброс вещества	
Код	Наименование	ПДКм.р.	ПДК с.с.	ОБУВ	Класс опасн.	г/с	т/год
1	2	3	4	5	6	7	8
0101	диАлюминий триоксид	0,00000	0,01000	0,00000	2	0,0000177	0,000 0322
0108	Барий сульфат	0,00000	0,000000	0,100000	-	0,0006319	0,006 1028
0118	Титан диоксид	0,00000	0,000000	0,500000	-	0,0001065	0,000 2667
0123	диЖелезо триоксид	0,00000	0,040000	0,000000	3	0,0001157	0,000 0948
0128	Кальций оксид	0,00000	0,000000	0,300000	-	0,0000024	0,000 0017
0138	Магний оксид	0,40000	0,050000	0,000000	3	0,0000123	0,000 0132
0143	Марганец и его соединения	0,01000	0,001000	0,000000	2	0,0000021	0,000 0004
0146	Меди оксид	0,00000	0,002000	0,000000	2	0,0000008	0,000 0053
0184	Свинец и его неорганич. соединен.	0,00100	0,000300	0,000000	1	0,0000017	0,000 0063
0190	Сурьмы триоксид	0,00000	0,020000	0,000000	3	4,00e-08	0,000 0002
0204	Цинка хлорид	0,00000	0,000000	0,005000	-	2,40e-08	1,00e-08
0207	Цинк оксид	0,00000	0,050000	0,000000	3	0,0000651	0,000 3619

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8
0289	Цинка монофосфат	0,000000	0,000000	0,005000	-	0,0000021	0,000 0075
0293	Цирконий и его неорг. соед.	0,020000	0,010000	0,000000	3	0,0000003	0,000 0010
0301	Азота диоксид	0,200000	0,040000	0,000000	3	0,0413850	0,055 7751
0304	Азота оксид	0,400000	0,060000	0,000000	3	0,0067251	0,009 0635
0322	Серная кислота	0,300000	0,100000	0,000000	2	0,0000110	0,000 0206
0328	Углерод; Сажа	0,150000	0,050000	0,000000	3	0,0057327	0,007 3271
0330	Сера диоксид	0,500000	0,050000	0,000000	3	0,0063624	0,008 2674
0337	Углерод оксид	5,000000	3,000000	0,000000	4	0,2965078	0,445 3748
0602	Бензол	0,300000	0,100000	0,000000	2	5,600e-08	0,000 0008
0618	Метилстирол	0,040000	0,000000	0,000000	3	0,0692400	0,000 0500
0621	Толуол	0,600000	0,000000	0,000000	3	0,0023800	0,034 0000
0627	Этилбензол	0,020000	0,000000	0,000000	3	0,0462900	0,040 0300
0639	1,2-Диметилбензол (о-Ксиол)	0,300000	0,000000	0,000000	3	1,7748500	25,14 2550
0931	Эпихлоргидрин	0,040000	0,004000	0,000000	2	0,0304900	0,226 9000
1041	Спирт бензиловый	0,160000	0,000000	0,000000	4	0,0125700	0,019 0600
1042	Бутан-1-ол	0,100000	0,000000	0,000000	3	0,5210600	7,167 9600
1048	Изобутиловый спирт	0,100000	0,000000	0,000000	4	0,0700700	1,001 0000
1051	Пропан-2-ол (Изопропиловый спирт)	0,600000	0,000000	0,000000	3	1,2937400	18,11 3280
1071	Фенол	0,010000	0,003000	0,000000	2	0,0019300	0,000 7100
1117	1-Метоксипропан-2- ол	0,000000	0,000000	0,500000	-	0,0301100	0,018 9400

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8
1210	Бутилацетат	0,100000	0,000000	0,000000	4	0,3479900	3,680 8500
1409	Бутан-2-он	0,000000	0,000000	0,100000	-	0,0300300	0,429 0000
1865	1,2-этандиамин	0,000000	0,000000	0,010000	-	0,0134500	0,008 7400
2704	Бензин	5,000000	1,500000	0,000000	4	0,0230144	0,035 5651
2726	Канифоль талловая	0,000000	0,000000	0,500000	-	0,0000096	0,000 0126
2732	Керосин	0,000000	0,000000	1,200000	-	0,0301632	0,029 9295
2750	Сольвент-нафта	0,000000	0,000000	0,200000	-	0,0543000	0,051 0600
2752	Уайт-спирит	0,000000	0,000000	1,000000	-	0,4687200	4,572 4200
2908	Пыль неорг.: 70-20% SiO_2	0,300000	0,100000	0,000000	3	0,0004093	0,001 0649
2909	Пыль неорг., < 20% SiO_2	0,500000	0,150000	0,000000	3	0,0000075	0,000 0517
2928	Каучук (пыль)	0,000000	0,000000	0,500000	-	0,0000004	0,000 0011
2933	Алюмосиликаты	0,000000	0,030000	0,000000	2	0,0000860	0,000 1858
2977	Пыль талька	0,000000	0,000000	0,500000	-	0,0010662	0,001 1053
3066	Оксигэтилцеллюлоза	0,000000	0,000000	0,100000	-	0,0000001	0,000 0006
3108	Фталоцианинат меди	0,100000	0,000000	0,000000	3	0,0000009	0,000 0025
3119	Кальций карбонат	0,500000	0,150000	0,000000	3	0,0000446	0,000 3190
3167	Магний карбонат	0,000000	0,000000	0,050000	-	0,0000003	0,000 0011
Всего						5,1797053	61,10 7512

Из табл. 2 следует, что более 90% загрязнителей атмосферного воздуха составляют летучие органические соединения, среди которых наибольшие валовые выделения имеют углеводород ароматического ряда

о-Ксиол ($(\text{CH}_3)_2\text{C}_6\text{H}_4$), изопропиловый спирт $\text{CH}_3\text{CH}(\text{OH})\text{CH}_3$, смесь жидких алифатических и ароматических углеводородов – уайт-спирит и органический растворитель бутилацетат $\text{C}_6\text{H}_{12}\text{O}_2$. Все эти вещества обладают резким запахом и способны при длительном вдыхании вызвать головную боль, тошноту, рвоту, потерю сознания. Наиболее подвержены негативному воздействию вредных токсических веществ – рабочие, осуществляющие основные технологические процессы по изготовлению лакокрасочных покрытий.

В связи с этим, внедрение способа термического обезвреживания выбросов в топках котлов будет наиболее актуально в основном производственном корпусе. На рис. 5 указаны места забора вентиляционного воздуха, содержащего летучие органические загрязнители, для дальнейшей подачи в систему аспирации, соединенную с системой подачи дутьевого воздуха в топки котлов, в соответствие с рис. 2.

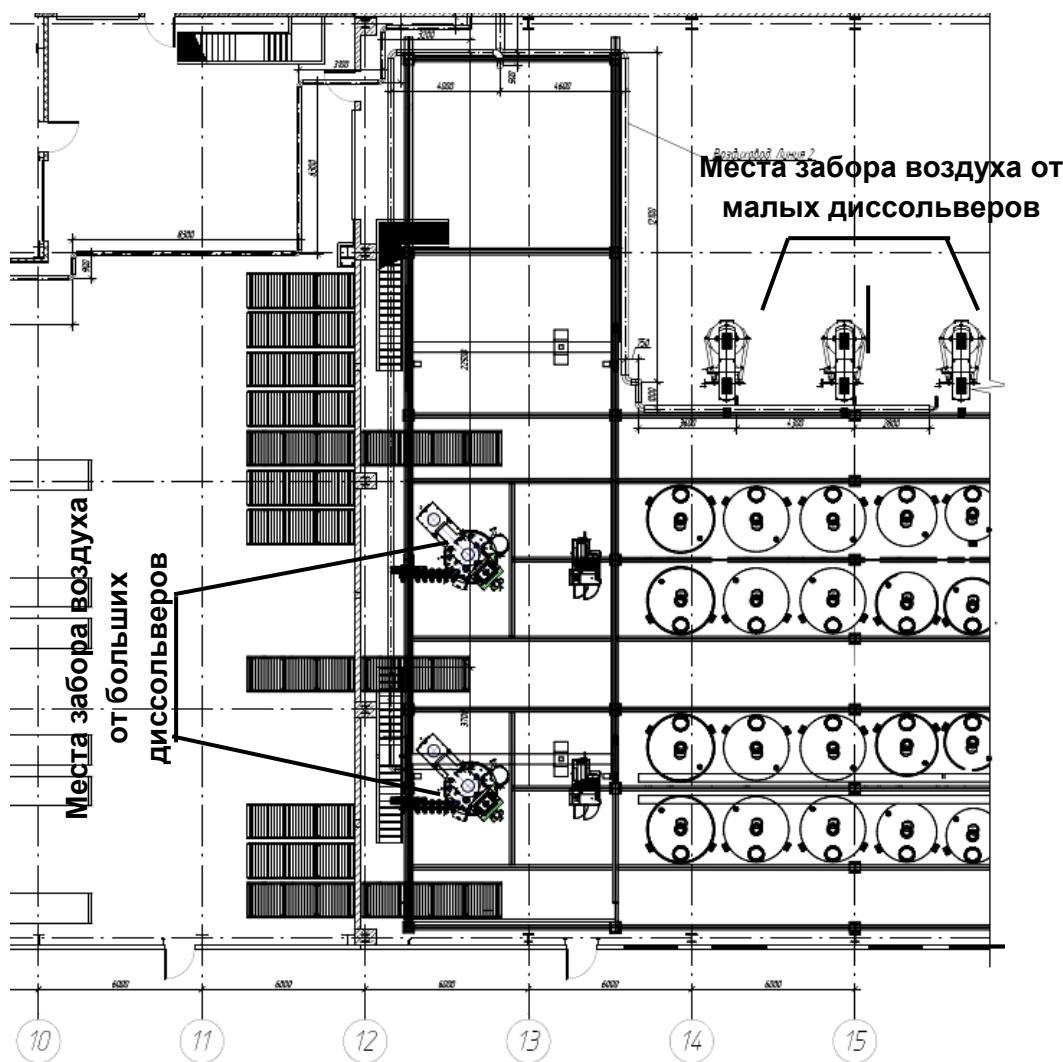


Рис. 5. Цех по производству лакокрасочных материалов

Экономический эффект от природоохранных мероприятий определяется величиной предотвращенного ущерба, выраженного в денежном эквиваленте. Для этого выполнена оценка платы за загрязнение атмосферного воздуха при эксплуатации завода по производству лакокрасочных материалов АО «Хемпель» (табл. 3). Расчет платы за выбросы загрязняющих веществ в атмосферу выполнен в соответствии с Постановлением Правительства Российской Федерации от 13 сентября 2016 г. № 913 «О ставках платы за негативное воздействие на окружающую среду и дополнительных коэффициентах» [8, 9].

Таблица 3
Расчет годовой платы за выбросы загрязняющих веществ в атмосферный воздух при производстве лакокрасочных материалов и антикоррозионных покрытий

Код	Наименование загрязняющего вещества	Фактическая масса выброса, т/год	Норматив платы, руб./т	Плата за выброс загрязняющих веществ, руб.
1	2	3	4	5
0101	диАлюминий триоксид	0,0000322	442,8	0,014
0108	Барий сульфат	0,0061028	1108,1	6,763
0118	Титан диоксид	0,0002667	-	7,041
0123	диЖелезо триоксид	0,0000948	-	1,312
0128	Кальций оксид	0,0000017	-	1,006
0138	Магний оксид	0,0000132	45,4	0,001
0143	Марганец и его соединения	0,0000004	5473,5	0,002
0146	Меди оксид	0,0000053	5473,5	0,029
0184	Свинец и его неорганич. соединен.	0,0000063	18244,1	0,115
0190	Сурьмы триоксид	0,0000002	-	3,810
0204	Цинка хлорид	1,6000e-08	-	7,041
0207	Цинк оксид	0,0003619	-	1,312
0289	Цинка монофосфат	0,0000075		1,006
0293	Цирконий и его неорг. соед.	0,0000010	8499,6	0,008
0301	Азота диоксид	0,0557751	138,8	7,742
0304	Азота оксид	0,0090635	93,5	0,847
0322	Серная кислота	0,0000206	45,4	0,001

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5
0328	Углерод; Сажа	0,0073271	-	3,810
0330	Сера диоксид	0,0082674	45,4	0,375
0337	Углерод оксид	0,4453748	1,6	0,713
0602	Бензол	0,0000008	56,1	0,00004
0618	Метилстирол	0,0000500	138,8	0,007
0621	Толуол	0,0340000	9,9	0,337
0627	Этилбензол	0,0400300	275	11,008
0639	1,2-Диметилбензол (о-Ксиол)	25,142550	14711,7	369889,653
0931	Эпихлоргидрин	0,2269000	29,9	6,784
1041	Спирт бензиловый	0,0190600	-	34,831
1042	Бутан-1-ол	7,1679600	19835,3	142178,637
1048	Изобутиловый спирт	1,0010000	56,1	56,156
1051	Пропан-2-ол (Изопропиловый спирт)	18,113280	9,9	179,321
1071	Фенол	0,0007100	1823,6	1,295
1117	1-Метоксипропан-2-ол	0,0189400	-	7,041
1210	Бутилацетат	3,6808500	56,1	206,496
1409	Бутан-2-он	0,4290000	-	1,006
1865	1,2-этандиамин	0,0087400	-	0,060
2704	Бензин	0,0355651	3,2	0,114
2726	Канифоль талловая	0,0000126	-	44,990
2732	Керосин	0,0299295	6,7	0,201
2750	Сольвент-нафта	0,0510600	29,9	1,527
2752	Уайт-спирит	4,5724200	6,7	30,635
2908	Пыль неорг.: 70-20% SiO ₂	0,0010649	56,1	0,060
2909	Пыль неорг., < 20% SiO ₂	0,0000517	36,6	0,002
2928	Каучук (пыль)	0,0000011	-	0,060
2933	Алюмосиликаты	0,0001858	-	34,831
2977	Пыль талька	0,0011053	-	3,810
3066	Оксиэтилцеллюлоза	0,0000006	-	7,041
3108	Фталоцианинат меди	0,0000025	-	1,312
3119	Кальций карбонат	0,0003190	-	1,006
3167	Магний карбонат	0,0000011	-	0,060
ИТОГО				512741,23

Таким образом, расчет экономического эффекта от реализации экологически эффективной технологии термического обезвреживания вентиляционных выбросов в топках теплогенерирующих установок на примере завода по производству лакокрасочных и антисорозийных покрытий показал, что внедрение разработанной технологии на этом предприятии даст значительный эффект уже только за счет экономии на выплатах экологических штрафов, составляющей более 500 тыс. руб. Также будет достигаться экономия топливно-энергетических ресурсов при утилизации в топочных камерах теплоты выбросов и отказе от использования дорогостоящих газоочистных установок, таких как термические регенеративные окислители.

Список литературы

1. Sims F. Эффективное снижение выбросов, загрязняющих атмосферу // Нефтегазовые технологии. 2008. № 3. С. 76-78.
2. Интернет-ресурс <http://www.babcock-wanson.co.uk/>. Сайт компании BABCOCK WANSON // Ceramic Regenerative Oxidizers
3. Интернет-ресурс <http://www.tecamgroup.com/> Сайт компании Tecam Group // Regenerative Thermal Oxidizers RTO
4. Марченко А.В., Шарапов В.И. Технологии регенерации низкопотенциальной теплоты вентиляционных выбросов на теплогенерирующих установках // Труды Академэнерго. 2011. № 1. С. 64-80.
5. Интернет-ресурс <http://www.hempel.com/> Сайт компании Hempel // Corporate Responsibility // Environment.
6. Интернет-ресурс <http://www.iso.org/> Сайт международных стандартов качества ISO Management system standards // ISO 14001 Environmental management.
7. INSTRUKCJA OBSŁUGI I UŚYTKOWANIA № C 253M001. HEMPEL MANUFACTURING (POLAND).
8. Официальный интернет-портал правовой информации //www.pravo.gov.ru/ Постановление Правительства РФ от 13 сентября 2016 года № 913 «О ставках платы за негативное воздействие на окружающую среду и дополнительных коэффициентах»
9. Официальный интернет-портал правовой информации //www.pravo.gov.ru/ Федеральный закон «Об охране окружающей среды» (с изменениями на 28 декабря 2016 года, редакция, действующая с 1 января 2017 года).

УДК 628.8

**В. А. Харланова, А. В. Марченко, А. А. Марченко
(УлГТУ, Ульяновск)**

Энергосберегающие технологии вентиляции чистых производственных помещений

В связи с развитием высоких технологий в различных отраслях человеческой деятельности возрастают требования к стабильно обеспеченному качеству воздушной среды помещения, в котором осуществляется эта деятельность. В настоящее время наибольшее распространение в ряде отраслей промышленности и медицинских учреждениях получили чистые помещения. Параметры, характеризующие качество воздушной среды чистых помещений, могут быть самыми разнообразными – температура, влажность, перепад давлений и класс чистоты.

В чистых помещениях необходимо гарантированно обеспечить гигиенические нормативы [1] и поддержание необходимой степени чистоты воздуха в помещениях [2, 3]. Как показывает мировая практика, наивысшие требования предъявляются к чистоте воздушной среды – концентрации взвешенных частиц в единице объема воздуха и максимально допустимому количеству жизнеспособных микроорганизмов в единице объема воздуха. Для стабильного обеспечения указанных параметров невозможно применение обычных строительных вентиляционных систем, стандартных инженерных решений. В этом случае необходим комплексный подход. Все это приводит к необходимости создания специальных инженерных сооружений [4].

Системы вентиляции и кондиционирования воздуха в чистых помещениях имеют первостепенное значение. В основном, именно от них зависит обеспечение необходимого класса чистоты.

Основной характеристикой чистого помещения является его класс, который характеризует степень чистоты воздуха в нем (табл. 1).

Таблица 1

Классы чистоты по взвешенным в воздухе частицам для чистых помещений и чистых зон

	Класс N ИСО (N - классификационное число)	Максимальное содержание частиц в 1 м ³ воздуха для помещений различных классов чистоты, с размерами, равными или большими следующих значений, мкм					
		0,1	0,2	0,3	0,5	1,0	5,0
1	Класс 1 ИСО	10	2	-	-	-	-
2	Класс 2 ИСО	100	24	10	4	-	-
3	Класс 3 ИСО	1000	237	102	35	8	-
4	Класс 4 ИСО	10000	2370	1020	352	83	-
5	Класс 5 ИСО	100000	23700	10200	3520	832	29
6	Класс 6 ИСО	1000000	237000	102000	35200	8320	293
7	Класс 7 ИСО	-	-	-	352000	83200	2930
8	Класс 8 ИСО	-	-	-	3520000	832000	29300
9	Класс 9 ИСО	-	-	-	35200000	8320000	293000

Недостатком известных систем вентиляции чистых помещений является их пониженная экономичность вследствие повышенных энергетических затрат на электропривод приточного и вытяжного вентиляторов при их постоянной производительности, а также трудность обеспечения поддержания заданных параметров давления и количества аэрозольных частиц в воздухе чистого помещения из-за нерегулируемой работы приточного и вытяжного вентиляторов [5].

На кафедре «Теплогазоснабжение и вентиляция» УлГТУ авторами предложен новый подход к совершенствованию технологии управления системами вентиляции чистого производственного помещения: регулирование расхода вытяжного воздуха по заданному количеству аэрозольных частиц в рабочей зоне чистого помещения и изменение количества приточного воздуха по допустимому перепаду давлений между чистыми помещениями (рис. 1).

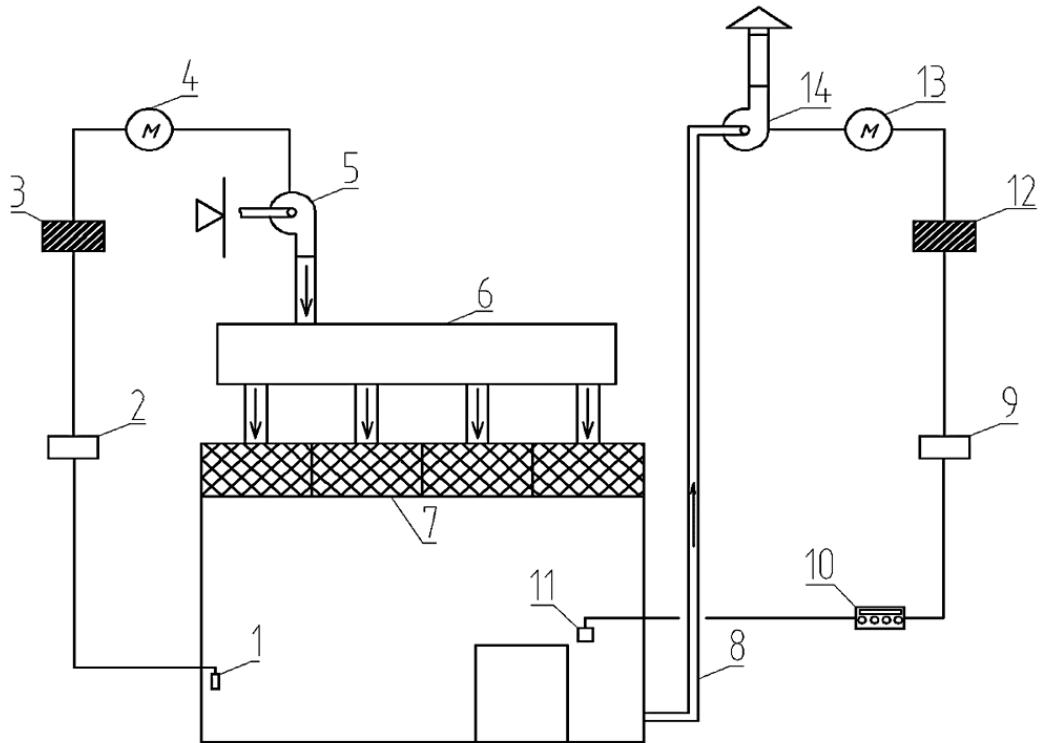


Рис. 1. Схема системы вентиляции чистого помещения: 1 – датчик перепада давлений; 2 – регулятор расхода приточного воздуха; 3 – преобразователь частоты вращения приточного вентилятора; 4 – электродвигатель приточного вентилятора; 5 – приточный вентилятор; 6 – распределительная камера; 7 – система фильтров; 8 – воздуховоды вытяжной системы; 9 – регулятор расхода вытяжного воздуха; 10 – контроллер постоянного автоматического мониторинга аэрозольных частиц; 11 – стационарный датчик аэрозольных частиц; 12 – преобразователь частоты вытяжного вентилятора; 13 – электродвигатель вытяжного вентилятора; 14 – вытяжной вентилятор

Предложенная система сочетает циркуляцию воздуха и подачу наружного воздуха в общий контур системы вентиляции чистого помещения. Система работает следующим образом. Количество приточного воздуха устанавливается исходя из необходимости поддержания заданного перепада давлений между чистыми помещениями. Для этого регулятором расхода воздуха 2 по импульсу датчика перепада давлений 1, установленного в помещении, количество приточного воздуха регулируется путем изменения скорости вращения приточного вентилятора 5 с помощью преобразователя частоты 3 электродвигателя 4. Воздух подается в чистое помещение приточным вентилятором 5, снабженным регулятором расхода приточного воздуха 2, который соединен с датчиком перепада давления 1, регулирующий через преобразователь частоты 3, количество приточного воздуха. Вентилятор подает воздух в смесительно-распределительную

камеру 6. Дальше воздух через систему последовательно расположенных фильтров различной степени очистки 7 попадает в чистое помещение.

Количество удаляемого вытяжного воздуха устанавливается исходя из допустимого количества аэрозольных частиц в воздухе рабочей зоны. Для этого регулятором расхода воздуха 9 по сигналу контроллера постоянного автоматического мониторинга аэрозольных частиц, который получает импульс от датчика аэрозольных частиц 11, регулируется количество удаляемого воздуха с помощью преобразователя частоты вращения 12 электродвигателя 13 вытяжного вентилятора 14.

Преимуществами разработанной системы являются:

- снижение затрат электроэнергии на привод вентиляторов;
- повышение качества воздуха рабочей зоны в чистых помещениях;
- обеспечение стабильной работы инженерных систем, что приводит к повышенной производительности труда и бесперебойному технологическому процессу.

Предлагаемая система вентиляции чистых производственных помещений может применяться в медицине, фармацевтике, микроэлектронике, микромеханике, пищевой промышленности, аэрокосмической промышленности, а также в смежных направлениях этих областей, где необходимо удаление загрязняющих частиц, в том числе микроорганизмов [6].

Список литературы

1. СанПиН 2.1.3.2630-10 «Санитарно-эпидемиологические требования к организациям, осуществляющим медицинскую деятельность» (с изменениями на 10 июня 2016 года).
2. Т. Hikmet, E. Aybars Что такое чистое помещение? / T.Hikmet, E. Aybars // АВОК. – 2005. – №2.
3. ГОСТ ИСО 14644-1-2002. Чистые помещения и связанные с ними контролируемые среды. Ч. 1. Классификация чистоты воздуха.
4. Международный стандарт ИСО 14644-2. Требования к контролю и мониторингу для подтверждения постоянного соответствия ИСО 14644-1.
5. Чистые помещения / под ред. Федотова А.Е. 2-ое изд., перераб. и доп. М. : АСИНКОМ, 2003.
6. Федотов А.Е. Основы GMP: производство лекарственных средств. М. : АСИНКОМ, 2012. 583 с.

УДК 533.6.011.6

Ю. А. Хахалев (УлГТУ, Ульяновск)

Математическое моделирование и численное исследование турбулентного потока на основе характеристик пульсаций давления

Энергосбережение можно считать одним из приоритетных направлений в науке и технике. Турбулентный режим течения рабочих сред встречается достаточно часто при эксплуатации современного энергетического оборудования. Математическое моделирование турбулентности является актуальной научной и практической задачей в силу ряда причин. Оно дает возможность предсказывать характеристики турбулентного потока и позволяет подбирать оптимальный способ управления турбулентностью с целью энергосбережения, снижения сопротивления трения, снижения или увеличения теплоотдачи в зависимости от необходимости в изменяющихся условиях. Это позволяет создавать новые более совершенные устройства, установки и системы, а также экономить ресурсы.

Проведенный обзор научно-технической литературы о способах управления пристенной турбулентностью, моделировании турбулентности и управляющих воздействий показывает, что проблемы моделирования турбулентного пограничного слоя актуальны и постоянно вызывают интерес исследователей [1–5]. Возможности управления пристенной турбулентностью сдерживаются, в том числе ограниченностью применения существующих моделей [1, 2, 3].

Осьсимметричное течение и теплоотдачу турбулентного потока в гладкой трубе можно описать следующей системой уравнений:

– дифференциальное уравнение теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\lambda}{|T_{\infty} - T_w|} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}; \quad (1)$$

– дифференциальное уравнение энергии

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial y} \left[r(\lambda + \lambda_T) \frac{\partial T}{\partial y} \right]; \quad (2)$$

– дифференциальное уравнение движения

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \rho_\infty u_\infty \frac{du_\infty}{dx} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial y} \left[r(\mu + \mu_T) \frac{\partial u}{\partial y} \right]; \quad (3)$$

– дифференциальное уравнение неразрывности

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho v r)}{\partial y} = 0; \quad (4)$$

– уравнение состояния

$$\rho = \frac{p}{RT}, \quad)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); Т – температура, К; u , v – продольная (вдоль осевой координаты x) и поперечная (вдоль координаты y) составляющие скорости потока соответственно, м/с; r – координата анализируемой точки по отношению к оси трубы, м; ρ , c_p , λ , μ – плотность, кг/м³; удельная изобарная теплоемкость, КДж/(кг·К); коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К) и динамический коэффициент вязкости потока, Па·с, соответственно; λ_T , μ_T – коэффициенты турбулентного переноса теплоты, Вт/(м·К) и количества движения соответственно, Па·с; p – давление, Па; R – газовая постоянная, Дж/(кг·К); индексы: ∞ – характеризует параметры на оси трубы; w – на поверхности проточной части.

Границные условия:

$$\begin{aligned} x = 0 : u &= u_0; T = T_0; \\ y = 0 : u &= 0; v = 0; T = T_w; \\ y = R_1 : u &= u_\infty; T = T_0. \end{aligned} \quad (6)$$

Здесь индекс $_0$ характеризует параметры на входе в трубу.

Скорость U_∞ в каждом сечении трубы определяется соотношением

$$U_\infty = \frac{u_0(\rho_0/\rho_\infty)}{1 - 2\delta^*/R_1}, \quad (7)$$

где толщина вытеснения δ^* выражается формулой

$$\delta^* = \int_0^{R_1} \left(1 - \frac{y}{r}\right) \left(1 - \frac{\rho u}{\rho_\infty U_\infty}\right) dy. \quad (8)$$

При анализе изотермического течения можно принять $\rho_0 = \rho_\infty = \rho$.

Система (1) – (5) незамкнута, так как коэффициент турбулентного переноса количества движения μ_T и коэффициент турбулентного переноса количества теплоты λ_T неизвестны.

Система (1) – (5) замыкается с помощью модели турбулентности. Коэффициент турбулентного переноса количества движения μ_T в соответствии с моделью пути смешения Прандтля выражим зависимостью

$$\mu_T = \rho l^2 \partial u / \partial y, \quad (9)$$

где длина пути смешения l может быть определена выражением

$$l = \alpha y \left\{ 1 - \exp \left[- \rho v_* y / (26\mu) \right] \right\}. \quad (10)$$

Здесь v_* – динамическая скорость в рассматриваемой точке, м/с; α – коэффициент, характеризующий интенсивность турбулентного переноса количества движения.

В рамках классической модели пути смешения Прандтля коэффициент α , считается величиной постоянной ($\alpha = 0,4$), но при воздействии на поток эта величина может существенно отличаться от приведенного значения. В качестве технической характеристики пульсаций, от которой зависит коэффициент α , выбран показатель Херста рядов пульсаций давления, так как он характеризует энергетический спектр пульсаций и размерность.

Было проведено экспериментальное исследование зависимости сопротивления трения турбулентного потока в трубе при наличии

воздействий демпфирующими полостями от размерности пульсаций давления.

Схема экспериментальной установки представлена на рис.1.

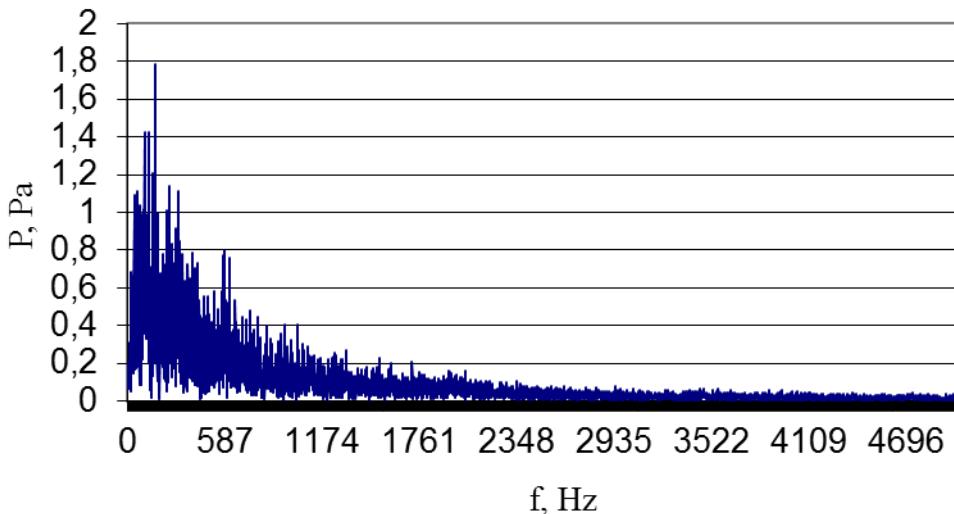


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 – входное устройство; 2 – экспериментальный участок; 3 – датчик давления; 4 – аналого-цифровой преобразователь; 5 – подключение к компьютеру; 6 – вентилятор; 7 – регулятор

Исследования показали, что при использовании демпфирующих полостей снижается размах и частота пульсаций. Обобщение результатов исследования фрактальной размерности пульсаций давления перфорированной трубы с демпфирующими полостями позволило получить уравнение для определения сопротивления трения

$$C_f/C_{f0} = 0,4765 \tanh(19,29 \text{Dim} - 25,957) + 0,5235, \quad (11)$$

где C_f/C_{f0} – относительный коэффициент сопротивления трения; Dim – фрактальная размерность поперечных пульсаций давления потока.

Для решения системы уравнений (1) – (5) необходимо определить коэффициенты турбулентного переноса количества движения μ_T и теплоты λ_T . Существует аналогия механизмов переноса теплоты и количества движения, которая отражается соотношением

$$Pr_T = \frac{\mu_T C_P}{\lambda_T} \approx 0,9; \quad (12)$$

где Pr_T – турбулентное число Прандтля.

Из этого следует, что

$$\lambda_T = \frac{\mu_T C_P}{Pr_T} \approx \frac{\mu_T C_P}{0,9}. \quad (13)$$

Коэффициент турбулентного переноса количества движения μ_T определяется в соответствии с моделью пути смешения Прандтля зависимостью (9), а длина пути смешения l определяется по выражению (10).

На основе экспериментальных данных была установлена форма связи коэффициента α с фрактальной размерностью турбулентных пульсаций давления потока воздуха в перфорированной трубе с демпфирующими полостями Dim в виде:

$$\alpha/\alpha_0 = A \tanh(C \cdot Dim + D) + B, \quad (14)$$

где A, B, C, D – эмпирические коэффициенты замыкания: $A = 0,5$; $C = 19,864$; $D = -26,709$; $B = 0,5$.

Для реализации методики и алгоритма численного расчета была написана и зарегистрирована программа [5].

Список литературы

1. Ковальногов Н.Н., Хахалева Л.В. Течение и сопротивление трения турбулентного потока в перфорированной трубе с демпфирующими полостями // Изв. вузов. Авиационная техника. 2002. № 3. С. 19-22.
2. Siavash Khajehhasani A numerical investigation of film cooling performance through variations in the location of discrete sister holes / Siavash Khajehhasani, Bassam A. Jubran A // Applied Thermal Engineering. 25 August 2016. Pages 345-364.
3. Ковальногов В.Н., Хахалев Ю.А. Математическое моделирование турбулентного потока с воздействиями на основе анализа фрактальной размерности пульсаций давления // Автоматизация процессов управления. 2013. № 1. С. 47-54.
4. Хахалев Ю.А., Ковальногов В.Н. Исследование частотных характеристик пульсаций турбулентного потока воздуха и математическое моделирование турбулентности на основе фрактальной размерности пульсаций давления потока // Промышленная теплотехника. Международный научно-прикладной журнал. 2013. Т. 35. № 7. С. 74-78.
5. Хахалев Ю.А., Ковальногов В.Н. Программа расчета параметров турбулентного потока на основе фрактальной размерности пульсаций давления Kobo. Ver. 1.0 // Свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ № 2014616990 от 09.07.2014.

Л. В. Хахалева, А. В. Чукалин (УлГТУ, Ульяновск)

Математическое моделирование влияния объема и количества демпфирующих полостей на обтекание перфорированной поверхности

Проведено экспериментальное исследование зависимости сопротивления трения от объема и количества демпфирующих полостей [1]. Обобщение опытных данных (рис. 1) производилось аппроксимирующей зависимостью полиномиального вида

$$C_f/C_{f0} = P_1 + P_2n + P_3n^2 + P_4n^3 + \dots + P_m n^{(m-1)}, \quad (1)$$

где $P_1, P_2, P_3\dots P_m$ – полиномиальные коэффициенты.

Для достижения наибольшего приближения предлагалось использовать полином 15 порядка. Значения полиномиальных коэффициентов представлены в табл. 1.

Таблица 1
Значения полиномиальных коэффициентов

Коэффициент	Значение
P_{15}	5,064e-011
P_{14}	-5,5576e-009
P_{13}	2,7151e-007
P_{12}	-7,7855e-006
P_{11}	1,4542e-004
P_{10}	-1,8563e-003
P_9	1,6524e-002
P_8	-1,0285e-001
P_7	4,4240e-001
P_6	-1,2820
P_5	2,4020
P_4	-2,7267
P_3	1,6585
P_2	-0,4262
P_1	1

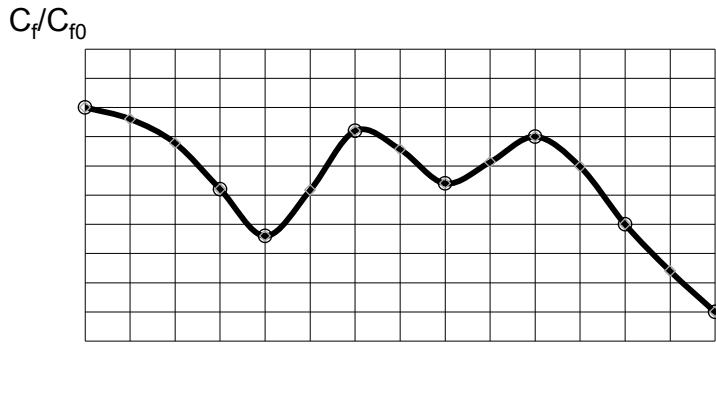


Рис. 1. Обобщение зависимости относительного сопротивления трения от количества демпфирующих полостей, n – количество насадков с полостями: линия – аппроксимирующая зависимость по формуле (1); \circ – экспериментальные точки

Обобщающая зависимость аппроксимирует экспериментальные результаты с высокой точностью.

Моделирование процесса обтекания поверхности с демпфирующими полостями проводится следующим образом. Осесимметричное движение турбулентного потока в трубе (как на начальном, так и на основном участках) можно описать дифференциальными уравнениями движения пограничного слоя и неразрывности

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \rho_\infty u_\infty \frac{du_\infty}{dx} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial y} \left[r(\mu + \mu_T) \frac{\partial u}{\partial r} \right]; \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho v r)}{\partial r} = 0. \quad (3)$$

где u , v – продольная (вдоль осевой координаты x) и поперечная (вдоль координаты r) составляющие скорости потока соответственно, м/с; ρ , μ – плотность, кг/м³ и динамический коэффициент вязкости потока, Па·с; μ_T – коэффициент турбулентного переноса количества движения, Па·с; индекс ∞ характеризует параметры на оси трубы.

Добавим уравнение состояния

$$\rho = \frac{p}{RT}, \quad (4)$$

где R – газовая постоянная Дж/(кг·К); T – температура, К; p – давление, Па.

Границные условия:

$$x = 0 : u = u_0(r), v = 0, p_\infty = p_0;$$

$$r = R : u = 0, v = 0, p_\infty = p_\infty(x), \frac{\partial v}{\partial r} = 0; \quad (5)$$

$$r = 0 : u = u_\infty(x), v = 0, p_\infty = p_\infty(x), \frac{\partial u}{\partial r} = 0.$$

Здесь R_1 – радиус проточной части трубы, м; индекс $_0$ характеризует параметры на входе в трубу.

Скорость u_∞ в каждом сечении трубы определяется соотношением

$$u_\infty = u_0 \frac{1}{1 - 2 \frac{\delta^*}{R}}, \quad (6)$$

где толщина вытеснения δ^* выражается формулой

$$\delta^* = \int_0^R \frac{r}{R} \left(1 - \frac{\rho u}{\rho_\infty u_\infty} \right) dr. \quad (7)$$

При анализе изотермического течения можно принять $\rho_0 = \rho_\infty = \rho$.

Коэффициент турбулентного переноса количества движения μ_T в соответствии с моделью пути смешения Прандтля выражим зависимостью

$$\mu_T = \rho l^2 \left| \frac{\partial u}{\partial r} \right|, \quad (8)$$

где длина пути смешения l может быть рассчитана по выражению

$$l = \alpha(R-r) \left\{ 1 - \exp[-\rho v^* (R-r)/(26\mu)] \right\}, \quad (9)$$

где v^* – динамическая скорость в рассматриваемой точке, м/с, определяемая

$$v^* = \sqrt{\frac{\tau}{\rho}}; \quad (10)$$

τ – касательное напряжение трения

$$\tau = (\mu + \mu_T) \frac{\partial u}{\partial r}; \quad 1)$$

∞ – коэффициент, характеризующий интенсивность турбулентного переноса количества движения.

В соответствии с классической моделью пути смешения Прандтля коэффициент ∞ , считается величиной постоянной ($\infty = \infty_0 = 0,4$) и называется постоянной Кармана. Однако при наличии воздействий на пристенную турбулентность, как показано в [2], этот коэффициент может значительно отличаться от стандартной величины.

С учетом опытной зависимости (1) и поправки [2, 3] на влияние продольного градиента давления выражение для ∞ примет вид

$$\frac{\infty}{\infty_0} = \frac{A_1 + A_2 \bar{V} + A_3 \bar{V}^2 + A_4 \bar{V}^3 + \dots + A_m \bar{V}^{(m-1)}}{1 + B \frac{u_\infty du_\infty / dx}{u_0 (\partial u / \partial r)_{r=R}}}. \quad (12)$$

Здесь B – эмпирический коэффициент. В качестве масштабного значения скорости u_0 принята скорость на входе в экспериментальный участок.

Список литературы

1. Ковальнов В.Н., Хахалева Л.В., Федоров Р.В., Чукалин А.В. Влияние относительного объема демпфирующих полостей на сопротивление трения турбулентного потока // Материалы докладов и сообщений XV Минского международного форума по тепло- и массообмену. Минск : ИТМО им. А.В. Лыкова НАНБ. 2016. Т. 1. С. 253-257.
2. Ковальнов Н.Н. Прикладная механика жидкости и газа / Н.Н. Ковальнов Ульяновск : УлГТУ, 2010. 219 с.
3. Ковальнов Н.Н., Хахалева Л.В. Течение и сопротивление трения турбулентного потока в перфорированной трубе с демпфирующими полостями // Изв. вузов. Авиационная техника. 2002. № 3. С. 19-22.

УДК 533.6.011.6

М. Г. Корныльев, В. Н. Ковальновов (УлГТУ, Ульяновск)

Разработка энергоэффективных способов конвективной сушки с применением ультразвука

В современных сушильных установках конвективного типа до 70% потерь теплоты происходит с отработанным сушильным агентом. Отсутствие теории и математических моделей процесса конвективной сушки сдерживает поиск резервов повышения эффективности процесса сушки керамического кирпича путем рационального использования сушильного агента и сокращения цикла сушки. Перспективным вариантом дополнения конвективного способа сушки является сушка в акустических полях высокой интенсивности, что позволяет повысить интенсивность процесса, обеспечить качественную и эффективную сушку при низких температурах.

Для интенсификации влагопереноса в центральной зоне капиллярно-пористого тела предложено накладывать ультразвуковые колебания, которые предотвращают закупоривание порового пространства паровоздушными пузырьками и многократно уменьшают вязкостный и инфекционный коэффициенты гидравлического сопротивления фильтрации влаги [1].

Для исследования эффективности этого решения разработана математическая модель кинетики тепловлажностного состояния капиллярно-пористых тел в процессе конвективной сушки. Задача формулируется и решается в нестационарной трехмерной постановке. Технологические параметры сушки, тип сушильной установки и параметры сушильного агента и изделия моделируются при расчетах заданием граничных условий на каждой из поверхностей капиллярно-пористого тела.

Распределение температуры в капиллярно-пористом теле определяется дифференциальным уравнением теплопроводности.

Учет влияния ультразвука осуществляли опосредованно через коэффициент диффузии жидкости, который определяли экспериментально и уточняли по данным работы [2].

Для исследования эффективности этого решения разработана математическая модель кинетики тепловлажностного состояния капиллярно-пористых тел в процессе конвективной сушки. Задача

формулируется и решается в нестационарной трехмерной постановке. Технологические параметры сушки, тип сушильной установки и параметры сушильного агента и изделия моделируются при расчетах заданием граничных условий на каждой из поверхностей капиллярно-пористого тела.

С помощью дифференциального уравнения теплопроводности определяется распределение температуры в кирпиче:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (1)$$

где x, y, z – координаты декартовой системы координат, м; τ – текущее время, с; параметры кирпича: T – температура, К; ρ – эффективная плотность, кг/м³; c – эффективная удельная теплоемкость, Дж/(кг·К); λ – эффективная теплопроводность, Вт/(м·К).

Процесс тепломассообмена в капиллярно-пористых телах, сильно усложняется в таких условиях, при которых изменяется влагосодержание в поровом пространстве. Учет особенностей материала капиллярно-пористого тела (размер пор, их форма, расположение), при моделировании его тепловлажностного состояния, выполняли интегрально через определение следующих эффективных свойств: ρ, c, λ .

Уравнение влагопереноса в дифференциальном виде с учетом гидротепловой аналогии имеет вид:

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(D \frac{\partial W}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D \frac{\partial W}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(D \frac{\partial W}{\partial z} \right), \quad (2)$$

где D – коэффициент диффузии жидкости в материале, м²/с; W – влагосодержание, кг/м³.

Для уравнения влагопереноса и теплопроводности начальные условия и граничные условия при $\tau > 0$ формулировали в виде:

$$\tau = 0; 0 \leq x \leq c; 0 \leq y \leq b; 0 \leq z \leq a: T = T_0, W = W_0. \quad (3)$$

$$x = 0; 0 \leq y \leq b; 0 \leq z \leq a \text{ (ABFE): } \alpha_5(T_{f5} - T_w) - gr = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}; \beta_5(C_{f5} - C_w) = -D \frac{\partial W}{\partial x} \quad (4)$$

$$x = 0; 0 \leq y \leq b; 0 \leq z \leq a \text{ (DCGH): } -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_6(T_{f6} - T_w) - gr; -D \frac{\partial W}{\partial x} = \beta_6(C_w - C_{f6}); \quad (5)$$

$$y=0; 0 \leq x \leq c; 0 \leq z \leq a \text{ (AEHD): } \alpha_3(T_{f3} - T_w) - gr = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y}; \beta_3(C_{f3} - C_w) = -D \frac{\partial W}{\partial y}; \quad (6)$$

$$y=b; 0 \leq x \leq c; 0 \leq z \leq a \text{ (BFGC): } -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_4(T_{f4} - T_w) - gr; -D \frac{\partial W}{\partial y} = \beta_4(C_w - C_{f4}) \quad (7)$$

$$z=0; 0 \leq x \leq c; 0 \leq y \leq b \text{ (ABCD): } \alpha_1(T_{f1} - T_w) - gr = -\lambda \frac{\partial T}{\partial z}; \beta_1(C_{f1} - C_w) = -D \frac{\partial W}{\partial z}; \quad (8)$$

$$z=a; 0 \leq x \leq c; 0 \leq y \leq b \text{ (EFGH): } -\lambda \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_2(T_{f2} - T_w) - gr; -D \frac{\partial W}{\partial z} = \beta_2(C_w - C_{f2}) \quad (9)$$

где g – значение плотности массового потока пара с поверхности кирпича в анализируемой точке, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; r – скрытая теплота испарения, $\text{Дж}/\text{кг}$; β_i – коэффициент массоотдачи к сушильному агенту с поверхности кирпича, $\text{м}/\text{с}$; C_{fi} – концентрация водяного пара в потоке сушильного агента, $\text{кг}/\text{м}^3$; C_w – концентрация водяного пара на поверхности кирпича, $\text{кг}/\text{м}^3$; в скобках указано обозначение грани.

Для практического использования разработанной математической модели (1) – (9) необходимо знать данные, которые отсутствуют в литературе, а именно значения коэффициента диффузии жидкости D в капиллярно-пористом теле. Коэффициент диффузии определяли экспериментально на основе аналогии с методом регулярного теплового режима, ввиду того что в рассматриваемых условиях значение коэффициента является параметром-аналогом коэффициента температуропроводности, по выражению:

$$D = Km, \quad (10)$$

где m – темп регулярного режима влагопереноса; K – коэффициент формы тела.

Значение коэффициента формы тела K определяется аналогично методу регулярного теплового режима.

По предлагаемому способу определен коэффициент диффузии D жидкости для красного строительного кирпича.

Аналитическому решению система дифференциальных уравнений теплопроводности и влагопереноса не поддается, поэтому для ее интегрирования применяли численный метод конечных разностей. Для этого с использованием явной разностной схемы второго порядка аппроксимации по пространственным переменным и первого порядка по

времени строили разностные аналоги уравнений теплопроводности и влагопереноса для типовых (внутренних) и всех особых (расположенных на поверхностях, на ребрах, в углах) расчетных точек капиллярно-пористого тела, а также получили выражения для определения устойчивого шага Δt интегрирования по времени. С помощью построенной системы разностных уравнений по заданному начальному тепловлажностному состоянию капиллярно-пористого тела последовательно с шагом Δt определяли кинетику тепловлажностного состояния капиллярно-пористого тела в процессе конвективной сушки [3, 4].

Значения коэффициента диффузии D жидкости в капиллярно-пористом пространстве под воздействием ультразвука, определяли экспериментально по оригинальной методике [5, 6]. Некоторые результаты выполненных исследований показаны на рис. 1.

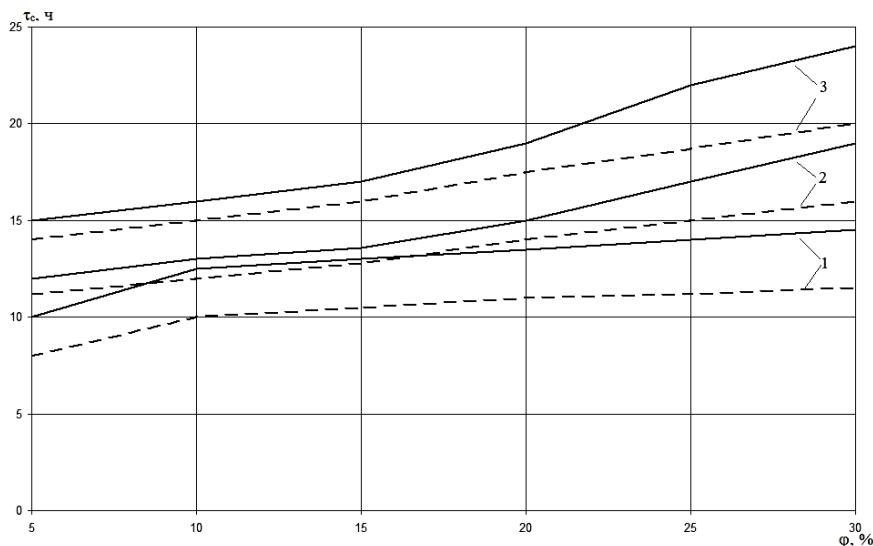


Рис. 1. Влияние ультразвука на длительность сушки капиллярно-пористого тела:
— сушка без применения ультразвука; --- — сушка с применением ультразвука;
1, 2, 3 – $T_f = 373; 333; 323$ К

Установлено, что применение ультразвука способствует сокращению времени конвективной сушки на 30...40 %. Результаты исследований будут использованы для совершенствования существующих и разработки новых энергоэффективных технологий сушки.

С учетом полученных результатов разрабатывается программно-информационный комплекс, который может применяться как для выработки отдельных рекомендаций по совершенствованию технологического процесса конвективной сушки керамического кирпича, так и

выбору наиболее оптимальных режимов эксплуатации используемого оборудования.

Программа позволит проводить расчеты процессов конвективной сушки кирпича в ультразвуковом поле с определением следующих параметров: изменения во времени температуры, влагосодержания, градиента температуры во всех расчетных точках, необходимого времени сушки, теплового потока, расходуемого на испарение влаги; количества теплоты, израсходованного на испарение влаги, скорости объемной усадки и общего количества теплоты, израсходованного на сушку кирпича.

Работа выполнена при поддержке грантом РФФИ по проекту № 15-48-02275-рег_а.

Список литературы

1. Ковальногов В.Н., Павловичева Т.В. Моделирование и экспериментальное исследование энергоэффективной сушки строительного кирпича // Промышленная теплотехника, 2011. № 8. С. 54-57.
2. Ковальногов В.Н., Павловичева Т.В., Фокеева Е.В. Моделирование влияния регенерируемого сушильного агента на тепловлажностное состояние керамического кирпича в технологическом процессе сушки // Тезисы докладов и сообщений XIV Минского международного форума по тепло- и массообмену (10-13 сентября 2012 г.). Институт тепло и массообмена им. А.В. Лыкова НАН Беларуси. Т. 1. С. 504-506.
3. Ковальногов В.Н. Разработка методов повышения эффективности механической обработки путем наложения модулированных ультразвуковых колебаний на смазочно-охлаждающую жидкость и инструмент. Saarbrucken, Germany: Palmarium Academic Publishing, 2012. 404 р.
4. Журавлев А.А., Карпухина Т.В., Химин И.С. Исследование закономерностей кинетики тепловлажностного состояния керамического кирпича в процессе сушки // Актуальные проблемы энергетики АПК: Материалы V Международной научно-практической конференции / Под ред. В.А. Трушина. Саратов. Буква. 2014. С. 109-112.
5. Способ определения коэффициента диффузии жидкости в капиллярно-пористом теле: пат. № 2469292 РФ // В.Н. Ковальногов, Н.Н. Ковальногов, Т.В. Павловичева. 2012. Бюл. № 34.
6. Zolotov A.N., Kovalnogov V.N., Kornilev M.G. Modeling of heat and humidity condition of the capillaryporous body in the process of convective drying with ultrasound / Science, Technology and Higher Education [Text] : materials of the IX International research and practice conference, Westwood, December 23-24, 2015 / publishing office Accent Graphics communications – Westwood – Canada, 2015. 400 p. 297-303 p.

В. И. Курдюмов, А. А. Павлушкин, В. И. Долгов (УГСХА, Ульяновск)

Особенности повышения энергоэффективности процесса сушки зерна

Возможность использования контактного способа передачи теплоты для нагрева зерна при его сушке подтверждена многочисленными исследованиями [1, 2]. В качестве источника теплоты для обогрева контактной поверхности сушильной камеры используют пар, горячую воду, электричество, газ и другие виды топлива. Под контактной поверхностью здесь принята нагретая поверхность сушильной камеры, непосредственно контактирующая с зерновым слоем. Скорость контактного способа теплопередачи зависит от температуры нагрева поверхности, толщины зернового слоя, а также времени контакта высушиваемого зерна с греющей поверхностью (экспозиции сушки).

Для обеспечения качества процесса обработки, соблюдения эксплуатационных и технологических требований идеализированная установка контактного типа для сушки зерна должна включать в свой структурный состав следующие основные элементы (рис. 1).

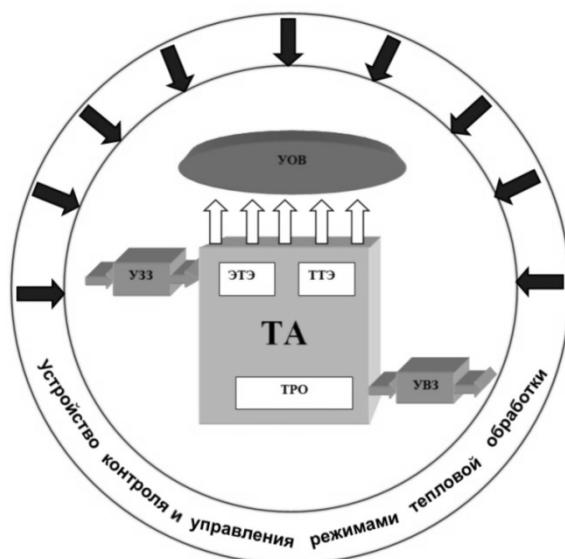


Рис. 1. Структурная схема электроконтактной установки для сушки зерна: УОВ – устройство отвода влаги; УЗЗ – устройство загрузки зерна; ЭТЭ – электрический теплогенерирующий элемент; ТТЭ – теплопередающий и теплоотдающий элемент; ТА – теплообменный аппарат; ТРО – транспортирующий рабочий орган; УВЗ – устройство выгрузки зерна

Основой конструкции компактной контактной установки для сушки зерна является теплообменный аппарат с электрическими источниками теплоты и транспортирующим рабочим органом для обеспечения поточности процесса.

Для нормального протекания процесса контактной сушки зерна необходимо выполнить ряд условий:

- равномерный подвод теплоты к зерну;
- обеспечение максимально возможной площади контакта поверхности зерна, подвергающегося тепловой обработке с греющей поверхностью сушильной установки;
- постоянный отвод выделяющейся из зерна влаги (т. е. постоянный подвод сухого и отвод влажного воздуха);
- перемещение и перемешивание зернового слоя во избежание местного перегрева.

Биологические особенности зерна определяют его максимальную температуру нагрева и максимально возможный разовый влагосъем. Эти значения напрямую связаны с параметрами разрабатываемого теплообменника: температурой контактной поверхности; площадью контактной поверхности, непосредственно контактирующей с зерновым слоем (величиной коэффициента заполнения); толщиной зернового слоя; экспозицией сушки и т. д. Параметры теплоотдающего элемента теплообменника определенным образом характеризуют источник теплоты и определяют режимы его работы: температуру, потребляемую мощность и т. д. Помимо этого на процесс сушки зерна также влияют параметры окружающей среды: температура и влажность воздуха, атмосферное давление и др.

Таким образом, процесс сушки зерна в контактном электротеплообменнике определяет совокупность разнообразных факторов, каждый из которых прямо или косвенно влияет на эффективность работы разрабатываемой установки в целом.

Для повышения эффективности процесса сушки зерна, на основании глубокого изучения и анализа существующих средств механизации нами предложена следующая конструктивно - технологическая схема установки для сушки зерна (УСЗ) (рис. 2) [3, 4].

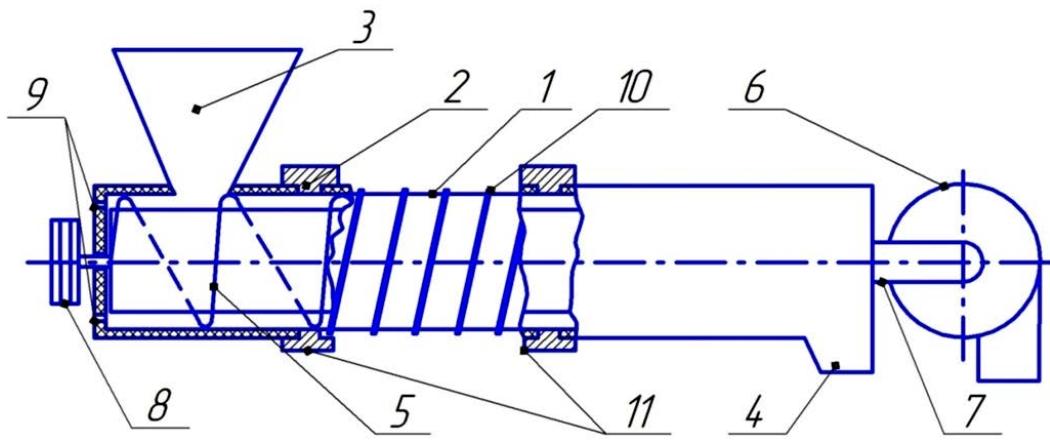


Рис. 2. УСЗ: 1 – кожух; 2 – теплоизолирующий материал; 3 – загрузочный бункер; 4 – выгрузное окно; 5 – шнек с перфорированными витками; 6 – вентилятор; 7 – воздуховод; 8 – привод транспортирующего рабочего органа; 9 – отверстия; 10 – нагревательный элемент; 11 – разделительные кольца

Конструктивное исполнение УСЗ позволяет осуществить более быстрый прогрев и поддерживать температуру зерна в пределах, которые не снижают его посевные или технологические качества.

Применение данной установки снижает удельную энергоемкость процесса сушки зерна, улучшает качество готового продукта.

Проведенные исследования процесса сушки зерна ржи и обработка полученных экспериментальных данных позволили выявить следующие оптимальные режимы данного процесса: скорость движения зерна $v_{z\text{ опт}} = 0,033 \text{ м/с}$, средняя температура греющей поверхности $t_{n\text{ опт}} = 61^\circ\text{C}$, скорость движения воздуха в сушильной камере $v_{v\text{ опт}} = 5,44 \text{ м/с}$. При этом суммарные удельные затраты теплоты на испарение из зерна ржи влаги $q_{\text{опт}} = 3,22 \text{ МДж/(кг влаги)}$. Пропускная способность УТОЗ 2 на указанных режимных параметрах составила 250 кг/ч, экспозиция сушки – 76 с.

При этом зерно на выбранных режимах не нагревалось выше 39°C , что не приводило к ухудшению семенных свойств зерна – снижению всхожести.

Производственные исследования разработанной установки для сушки зерна показали ее высокую эффективность. Расхождения значений основных показателей процесса сушки зерна, полученных в производственных и лабораторных условиях, не превысили 5 %.

Результаты технико-экономического анализа предлагаемой установки с контактным способом подвода теплоты в сравнении с установкой конвективного типа для сушки зерна СЗПБ-2,5 показал, что предлагаемая

установка имеет меньшие энергоемкость (в 5 раз) и металлоемкость (в 2 раза). Годовая экономия составила 153679,6 тыс. руб., экономический эффект – 250,03 рублей на 1 тонну продукции, срок окупаемости установки – 0,53 года.

Разработанная установка с контактным способом подвода теплоты может быть рекомендована для высокоэффективной сушки зерна, подготовки его к дальнейшей переработке в условиях крестьянских (фермерских), личных подсобных хозяйств и малых перерабатывающих предприятий.

Список литературы

1. Красников В.В. Кондуктивная сушка. М. : Энергия, 1973. 288 с.
2. Самочетов В.Ф., Джорогян Г.А. Зерносушение / М. : Колос, 1964. 315 с.
3. Патент RU № 59226. Устройство для сушки зерна / В.И. Курдюмов, Г.В. Карпенко, А.А. Павлушкин; Опубл. 10.12.2006; Бюл. № 34.
4. Патент RU № 2323580. Устройство для сушки зерна. / В.И. Курдюмов, Г.В. Карпенко, А.А. Павлушкин; Опубл. 10.05.2008; Бюл. № 13.

УДК 625.768

А. Н. Владыкина, А. М Непогодин (ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М. Т. Калашникова», Ижевск)

Зимнее содержание дорог с экономической точки зрения

Уборка снега с улиц города Ижевска в зимний период времени очень важная проблема. Снег на дорогах является причиной аварий, образования пробок, а также косвенно влияет на долговечность дорожного покрытия (образование трещин и ям из-за талой воды), поэтому снег необходимо убирать с дорог как можно скорее и вывозить за пределы города. В работе рассмотрены способы уборки снега и его утилизации. Проведен анализ достоинств и недостатков рассмотренных способов. Например, один из важнейших недостатков – высокие экономические затраты, а также сложность вывоза снега за пределы города. Специальная техника: погрузчики, самосвалы, трактора и прочая техника создает пробки на дорогах при подъезде к месту уборки снега и обратном выезде [1].

В работе рассмотрен альтернативный способ уборки снега с помощью снегоплавильных устройств. Установки созданы по принципу работы снегоплавильной станции с горелками, но обладают рядом отличительных особенностей. Они не требует постоянной траты дорогостоящего топлива, нуждаются в меньшем количестве обслуживающего персонала, не загрязняют окружающую среду продуктами горения и имеют широкий спектр возможных для установки мест.

С наступлением зимы, выпадает снег и коммунальным службам прибавляется работа по очистке улиц. Помимо того, что необходимо убирать снег с дорог на обочины, его еще нужно вывозить за пределы города. В противном случае на территории двора образуется сугроб внушительных размеров, который, впоследствии будет очень долго таять и на территории двора постоянно будут лужи. Вывозят снег при помощи специальной техники, и, как правило, делают это в ночное время, чтобы избежать пробок на дорогах и не затруднять движение [2].

Снег, привезенный на сухую свалку, тает самостоятельно, а на специальных плавильных станциях снег плавят за счет тепла канализации. В сутки станция способна переработать до 1200 тонн снега. Представляет она собой резервуар, в который засыпают снег, а внизу резервуара протекают канализационные стоки. Под действием тепла канализации снег плавится и уже в виде жидкой воды отправляется дальше [3]. По данным сайта IZHLiFE за 2015–2016 гг. в столице Удмуртии было вывезено 120000 т (6000000 м³) снега. Минимальная цена за погрузку, вывоз и утилизацию снега объемом 15 м³ составляет 1600 руб. Для вывоза всего снега с города Ижевска требуется 640 млн руб., что значительно сказывается на бюджете города.

Передвижные станции плавят снег на месте, т. е. его не нужно вывозить, однако сама передвижная станция должна добраться до места утилизации снегах [4].

В зимний период времени из-за снега дороги сужаются на 3 метра, а во дворах значительно уменьшается количество парковочных мест, что создает большое неудобство для жителей города [5].

Устанавливая в каждом районе города Ижевска по одной такой снеготаялке можно сократить значительные расходы на вывоз и уборку снега на 500 млн. руб. При этом использовать данный вариант экономичнее всего в ночное время суток, т.к. тариф на электроэнергию ночью почти в 2 раза меньше чем днем [6].

Существуют разнообразные способы утилизации снега, например мобильные снеготаялки. Снегоплавильная установка типа СТМ-11 (рис. 1)

решает вопрос оперативной утилизации снежных масс, собранных при очистке городских и иных территорий. Принудительное таяние снега – современная, экономически эффективная альтернатива вывозу снега автомобилями. Сокращение затрат на утилизации снега достигает 30-50%. Конструкция разработана исходя из задач получения эффективной производительности при минимизации вреда, наносимого окружающей среде. В отличие от импортных снеготаялок, в которых нагрев и плавка снега производится путем прохождения выхлопных газов горелки через воду, вследствие чего несгоревшие частицы топлива смешиваются с талой водой, принцип плавки снега в наших снеготаялках напоминает функционирование водогрейного котла. Обязательное разделение талой воды и выхлопа системы нагрева, в совокупности с грубой фильтрацией мусора и крупных включений в утилизируемом снеге, препятствует загрязнению сточных вод. Работа горелки происходит в стабильном режиме, что позволяет добиться минимального содержания вредных веществ в выхлопных газах. Косвенный, но весьма ощутимый экологический эффект, дает заметное снижение количества выхлопных газов, попадающих в атмосферу, из-за сокращения транспортных средств необходимых для вывоза снега за пределы города. Сокращение площади снежных полигонов снижает нагрузку на экосистему района. Отсутствие парения во время плавки снега, шума при работе снеготаялки, не превышающего естественный окружающий фон, являются важными условиями работы в городских условиях.



Рис. 1. Мобильная снеготаялка типа СТМ-11

Технические характеристики: Производительность 15–25 м³/ч, вместимость камеры 3,8 м³, расход топлива 1,7–3,0 л/м³ снега, работа на одной заправке 15 ч, количество горелок 1 шт., тип горелки дизельный, потребляемая мощность 2,7 кВт, привод горелки электрический, топливный бак 800 л, габариты 3,5×2,08×2, стоимость 250 тыс. руб. [7].

Список литературы

1. Ухин Д.В. Обоснование экономически целесообразного способа утилизации снега с очисткой талой воды// Вестник ВолгГАСУ. Серия: Строительство и архитектура. 2009. № 16. С. 172-176.
2. Исаков В.Г., Дягелев М.Ю. Оценка степени снижения экологического ущерба при совершенствовании маршрутов зимнего содержания улично-дорожной сети на примере г. Ижевска // В сборнике: Экология и безопасность в техносфере: современные проблемы и пути решения Сборник трудов Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов. Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского Томского политехнического университета. Томск, 2014. С. 28-33.
3. Аксенов П.Н., Павлов Н.В., Пупырев Е.И., Храменков С.В. Московская система промышленной утилизации снега// Экология и промышленность России. 2005. № 5, с. 4-8.
4. Дягелев М.Ю. Оценка влияния талого стока с улично-дорожной сети города на водные объекты // Всероссийская научно-практическая конференция молодых ученых, аспирантов и студентов «Экология и безопасность в техносфере: современные проблемы и пути решения». 17-19 ноября 2016г. Югра: Изд-во Юргинского технологического института, 2016. С. 217-222.
5. Белоусов В.Е., Самодурова Т.В., Шарапова В.Н. Управление ресурсами при зимнем содержании региональной сети автомобильных дорог // Вестник ВГТУ. 2010. Т.6. № 4. С. 178-182.
6. Закиров М.Ф., Баранчик В.П. Новый подход к выбору режимов разрушения снега рабочими органами машин // Интеллектуальные системы в производстве. 2011. № 2. С. 107-110.
7. Абрамова А.А., Дягелев М.Ю., Исаков В.Г. Составление маршрута обваловки и вывоза свежевыпавшего снега с помощью метода Кларка – Райта // Вестник ИжГТУ им. М.Т. Калашникова. 2013. № 3 (59). С. 99-102.

А. В. Нуждин, Н. Ю. Курнакова (ЮРГПУ (НПИ), Новочеркасск)

Повышение эффективности работы установки для утилизации содержащей фенол воды

Дымовые газы являются одним из основных тепловых вторичных энергетических ресурсов на промышленных предприятиях. Поэтому в серийно выпускаемых топливопотребляющих агрегатах проблема использования их тепла давно решена. Тем не менее, для специального оборудования эта задача является актуальной и ее решение представляет значительный практический интерес.

В процессе получения графитовых электродов для сталелитейного производства образуется большое количество фенола после спекания и обжига изделий. Утилизация фенола осуществляется путем сжигания его водного раствора в специальной печи. Схема установки для утилизации содержащей фенол воды показана на рис. 1.

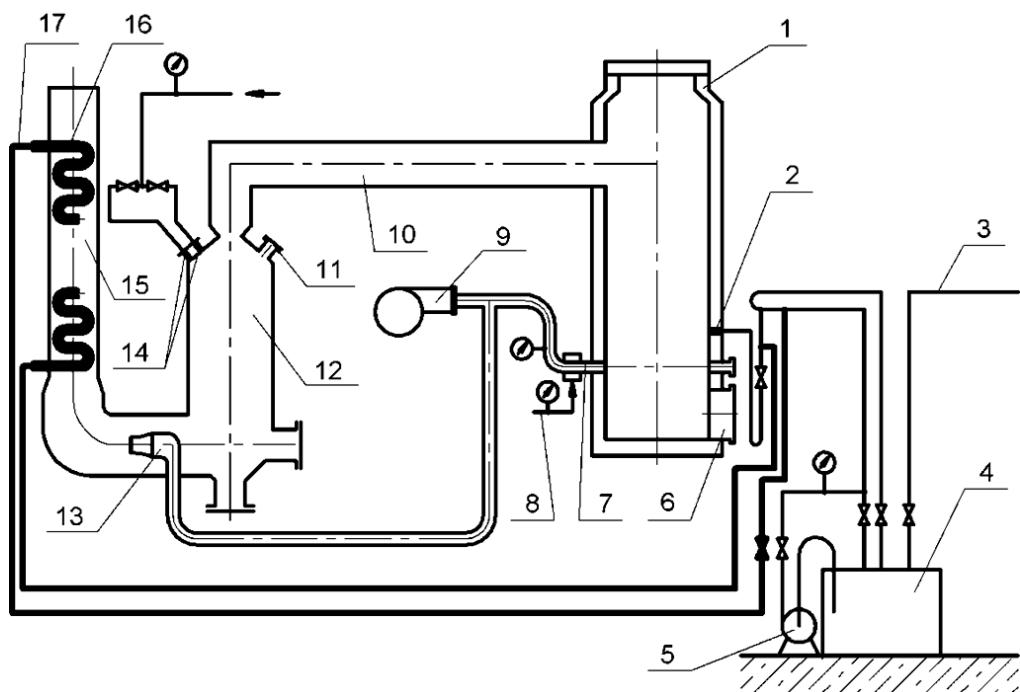


Рис. 1. Схема установки для утилизации содержащей фенол воды

Основным оборудованием в процессе утилизации содержащей фенол воды является печь 1. В нижней части печи тангенциально установлены

четыре горелки 7 предварительного смешения типа ПГС-58. Топливом для печи служит природный газ, поступающий от заводского ГРП 8.

Выше пояса горелок в печи установлены четыре форсунки 2 для подвода содержащих фенол вод. Внизу печи расположен лаз 6.

Подача содержащей фенол воды осуществляется по трубопроводу 3, а для хранения ее перед утилизацией служит бак 4. Подвод воды к горелкам производится с помощью центробежного насоса 5.

В процессе утилизации содержащая фенол вода подается в печь, где при температуре 1000 \div 1050 °C фенол окисляется. Образующийся в печи расплав солей накапливается на поддоне и удаляется наружу раз в 3–4 месяца при плановой остановке печи.

Отвод продуктов сгорания из утилизационной печи 1 осуществляется по газоходу 10. Очистка запыленных дымовых газов происходит в скруббере 12. В верхней части скруббера расположены форсунки 14 для распыления воды и люк 11 для подсоса атмосферного воздуха. В нижней части скруббера для удаления скапливающегося осадка установлена съемная заглушка. Температура дымовых газов на выходе из скруббера составляет 400 °C.

Отвод охлажденных и очищенных дымовых газов из скруббера осуществляется с помощью эжектора 13. К соплу эжектора подводится часть воздуха от воздуходувки 9, за счет кинетической энергии которого создается разрежение до эжектора.

Затем дымовые газы с температурой 250 °C поступают в металлическую дымовую трубу 15, откуда отводятся в атмосферу.

Для уменьшения расхода природного газа в состав существующей утилизационной установки предлагается включить теплообменный аппарат 16, использующий тепло продуктов сгорания в дымовой трубе 15, для предварительного подогрева содержащей фенол воды до температуры, близкой к температуре насыщения. Подвод и отвод содержащей фенол воды к теплообменному аппарату осуществляется с помощью гидролинии 17.

Для определения теплового потенциала дымовых газов составим уравнения теплового баланса утилизационной печи 1, скруббера 12 и эжектора 13.

$$Q_{x,T} + Q_T + Q_B + Q_{\phi,B} = Q_n + Q_{o,\phi} + Q_{yx} + Q_{yH,\phi} + Q_{okp} + Q_H, \quad (1)$$

где $Q_{x,T}$ – теплота, полученная при сжигании топлива, Вт; Q_T , Q_B и $Q_{\phi,B}$ – теплота, внесенная в топку с топливом, воздухом и содержащей фенол

водой, соответственно, Вт; Q_{π} – теплота, затраченная на образование пара из содержащей фенол воды, Вт; $Q_{o.f}$ – теплота, затраченная на окисление фенола, Вт; Q_{yx} , $Q_{un.f}$ и Q_{okr} – потери теплоты с уходящими дымовыми газами, уносом продуктов окисления фенола и в окружающую среду, соответственно, Вт; Q_h – неучтенные потери, Вт.

Результаты расчета теплового баланса утилизационной печи представлены на рис. 2.

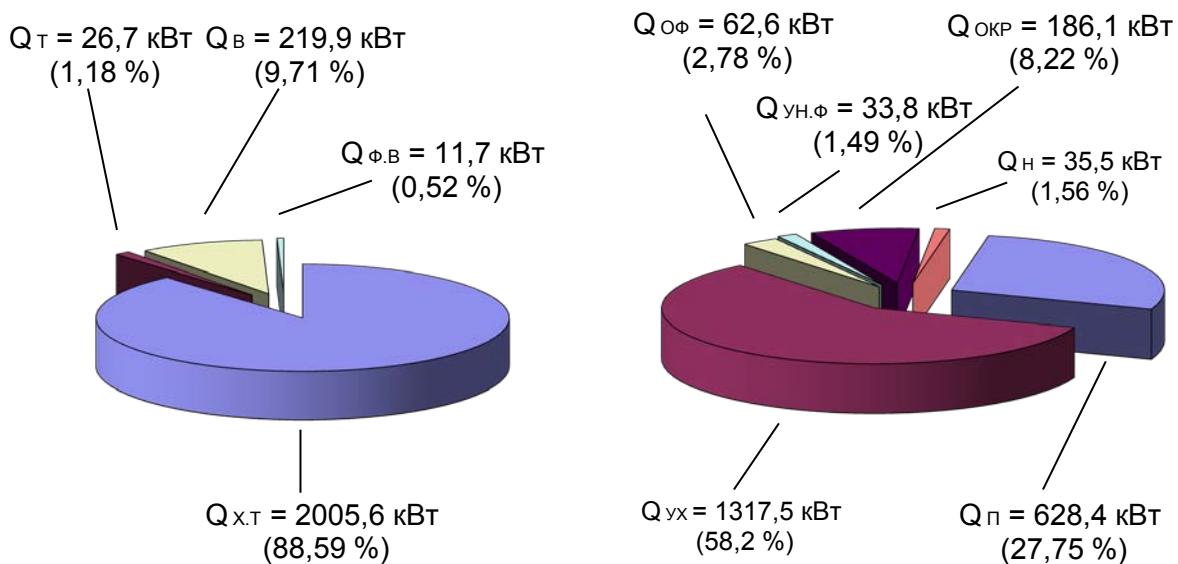


Рис. 2. Результаты расчета теплового баланса утилизационной печи

Уравнение теплового баланса скруббера имеет вид:

$$Q_{yx} + Q_{un.f} + Q_{B.c} = Q_{\pi.c} + Q_{yx.c} + Q_{oc} + Q_{okr.c} + Q_{h.c}, \quad (2)$$

где $Q_{B.c}$ – теплота, внесенная в скруббер с водой системы орошения, Вт; $Q_{\pi.c}$ – теплота, затрачиваемая на испарение воды системы орошения, Вт; $Q_{yx.c}$ – потери теплоты с уходящими из скруббера газами, Вт; Q_{oc} – потери теплоты с удаляемыми из скруббера продуктами окисления фенола, Вт; $Q_{okr.c}$ – потери тепла в окружающую среду, Вт; $Q_{h.c}$ – неучтенные потери теплоты, Вт.

Результаты расчета теплового баланса скруббера представлены на рис. 3.

Полученные данные позволили выполнить проектировочный расчет утилизационного теплообменного аппарата 16. Он выполнен из латунной трубы с внутренним диаметром 0,018 м и толщиной стенки 0,002 м изогнутой в виде змеевика. Скорость содержащей фенол воды в нем составляет 0,55 м/с, а температура воды на выходе – 95 °С.

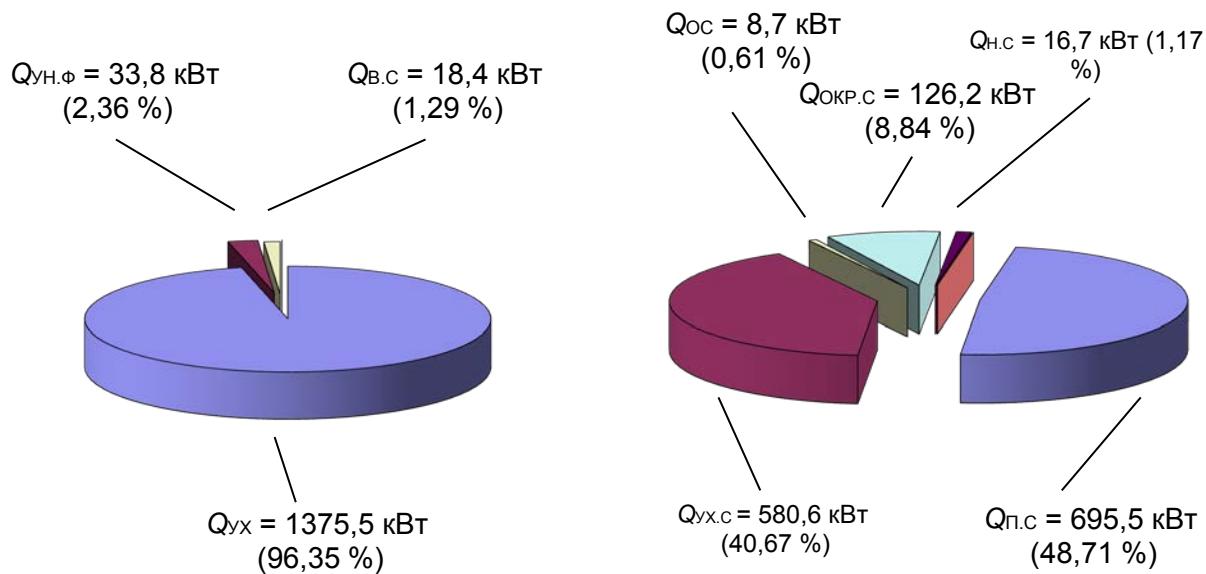


Рис. 3. Результаты расчета теплового баланса скруббера

Нагрев содержащей фенол воды позволил уменьшить затраты на ее испарение на 43,66 кВт (7 %). Это привело к сокращению расхода природного газа на 11,16 $\text{нм}^3/\text{ч}$ (5,5 %).

Кроме того, уменьшение температуры дымовых газов позволит уменьшить тепловое загрязнение окружающей среды. Поэтому данное техническое решение представляет определенный практический интерес не только с экономической, но и с экологической точки зрения.

Список литературы

1. Вяткин М.А. Вторичные энергетические ресурсы промышленности. М., 1986. 44 с.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Л. : Энергия, 1965. 424 с.

УДК 691.618.93

А. С. Косарев, В. А. Смолий, Е. А. Яценко, Б. М. Гольцман
(ЮРГПУ(НПИ), Новочеркасск)

Технология производства энергосберегающего ячеистого теплоизоляционного строительного стекломатериала с использованием шлаковых отходов

Одно из наиболее перспективных направлений утилизации металлургических и энергетических шлаковых отходов – использование в производстве строительных материалов, что позволяет до 40 % удовлетворить потребности в сырье. Применение отходов промышленности позволяет на 10–30 % снизить затраты на изготовление строительных материалов по сравнению с производством их из природного сырья [1].

Проведенные исследования [2–6] шлаков Новочеркасской ГРЭС (рис. 1, а) и Таганрогского металлургического завода (рис. 1, б): полный химический, санитарно-эпидемиологический, дифференциально-термический и рентгенофазовый анализы позволили установить, что данные виды промышленных отходов могут быть эффективно использованы в качестве сырьевых компонентов при производстве ячеистых теплоизоляционных строительных стекломатериалов (заполнителя, плит и блоков) с целью снижения их себестоимости и ресурсосбережения.

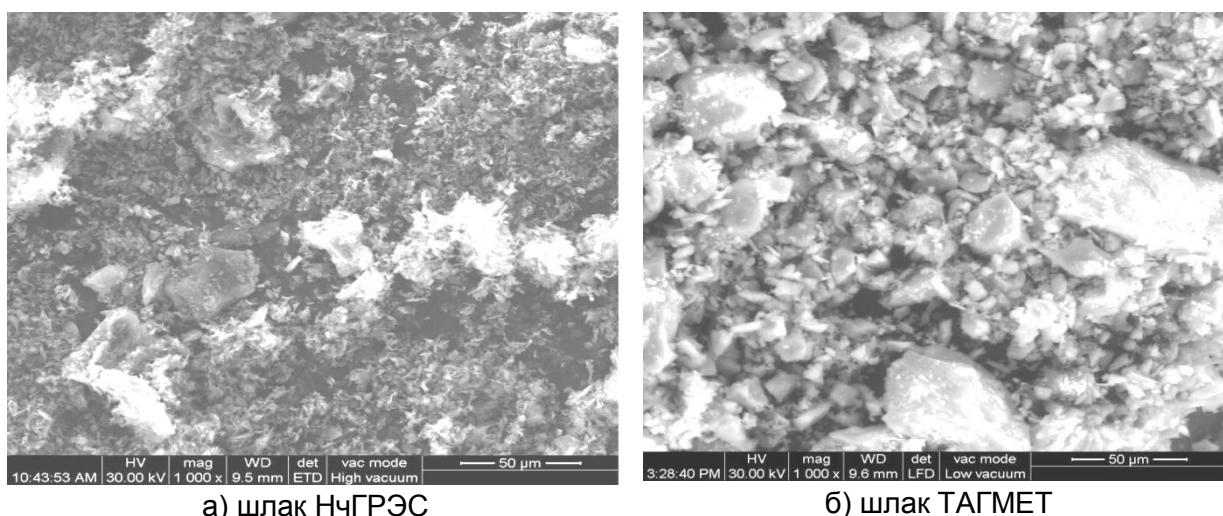


Рис. 1. Фотографии микроструктуры шлаков Новочеркасской ГРЭС (НчГРЭС) и Таганрогского металлургического завода (ТАГМЕТ)

Проведенные исследования [2–5] позволили определить составы шихт для производства опытных образцов ячеистых стекломатериалов:

а) заполнителя пористого для легких бетонов (рис. 2, а): шлак НчГРЭС – 15 мас. %, шлак ТАГМЕТ – 5 мас. %, стеклобой – 70 мас. %, порообразователь – 10 мас. %;

б) теплоизоляционных плит (рис. 2, б): шлак НчГРЭС – 20 мас. %, шлак ТАГМЕТ – 10 мас. %, стеклобой – 60 мас. %, порообразователь – 10 мас. %;

в) конструкционно-теплоизоляционных блоков (рис. 2, в): шлак НчГРЭС – 40 мас. %, шлак ТАГМЕТ – 10 мас. %, стеклобой – 40 мас. %, первичный порообразователь – 10 мас. %, вторичный порообразователь-плавень – 10 мас. % (сверх 100 %).

Технология производства опытных образцов [4, 5] ячеистых стекломатериалов в лабораторных условиях предусматривала следующие технологические стадии: взвешивание и раздельное измельчение (помол) сырьевых материалов в лабораторной шаровой мельнице; смешение компонентов шихты согласно разработанному рецепту (приготовление стеклопорошка); гомогенизацию и механическую активацию шихты в лабораторной шаровой мельнице; грануляцию шихты (приготовление полуфабриката-гранулята) в пресс-грануляторе – для производства заполнителя пористого или брикетирование шихты в формы – для производства теплоизоляционных плит ($250 \times 250 \times 60$ мм) и конструкционно-теплоизоляционных блоков ($250 \times 150 \times 150$ мм); загрузку полуфабриката-гранулята или форм в муфельную электропечь для двухступенчатой термической обработки: вспенивания (порообразования) при $800\text{--}900$ °C и стабилизации структуры (отжиг) при 600 °C [3, 4, 5].

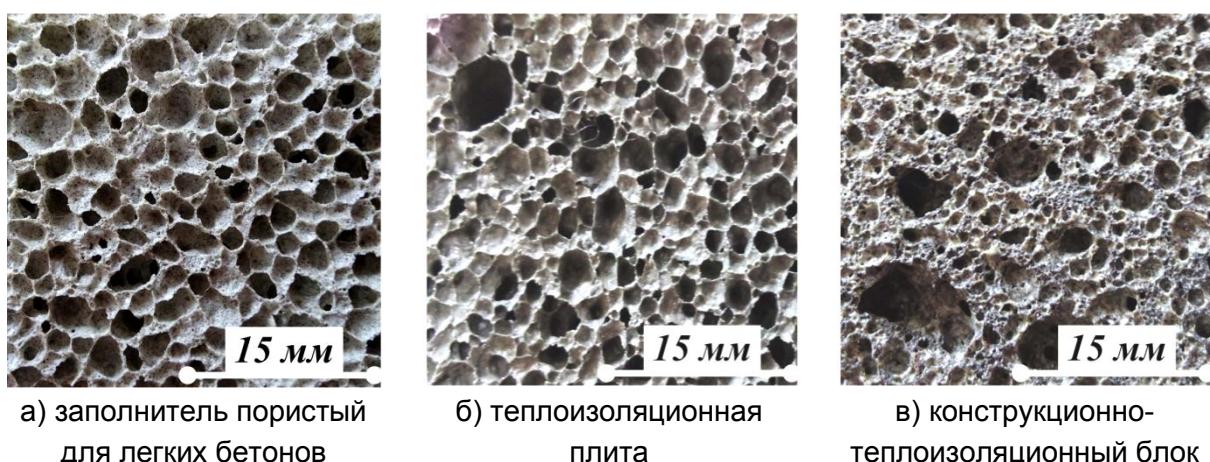


Рис. 2. Внутренняя пористая структура опытных образцов ячеистых теплоизоляционных строительных стекломатериалов

Результаты исследовательских испытаний опытных образцов ячеистых теплоизоляционных строительных стекломатериалов [6]:

а) заполнителя пористого для легких бетонов (рис. 3, а): фракция 8–10 мм; насыпная плотность – (195 ± 20) кг/м³ (по ГОСТ 9758-86); коэффициент теплопроводности в засыпке – $(0,073\pm0,005)$ Вт/(м·К) (по ГОСТ 7076-99); водопоглощение по объему – (15 ± 3) % (по ГОСТ 9758-86); прочность при сдавливании в цилиндре – $(2,8\pm0,3)$ МПа (по ГОСТ 9758-86); удельная эффективная активность естественных радионуклидов – (160 ± 25) Бк/кг (по ГОСТ 30108-94 и СанПиН 2.6.1.2523-09 (НРБ-99/2009));

б) теплоизоляционных плит (рис. 3, б): средняя плотность – (325 ± 20) кг/м³ (по ГОСТ EN 1602-2011); предел прочности: при сжатии – $(3,1\pm0,3)$ МПа (по ГОСТ EN 826-2011), при изгибе – $(0,9\pm0,2)$ МПа (по ГОСТ EN 12089-2011); коэффициент теплопроводности – $(0,081\pm0,005)$ Вт/(м·К) (по ГОСТ 7076-99); морозостойкость – не менее 50 циклов (по ГОСТ EN 12091-2011); группа горючести – НГ (по ГОСТ 30244-94); удельная эффективная активность естественных радионуклидов – (230 ± 25) Бк/кг (по ГОСТ 30108-94 и СанПиН 2.6.1.2523-09 (НРБ-99/2009));

в) конструкционно-теплоизоляционных блоков (рис. 3, в): средняя плотность – (470 ± 20) кг/м³ (по ГОСТ EN 1602-2011); предел прочности: при сжатии – $(3,9\pm0,3)$ МПа (по ГОСТ EN 826-2011), при изгибе – $(1,3\pm0,2)$ МПа (по ГОСТ EN 12089-2011); коэффициент теплопроводности – $(0,117\pm0,005)$ Вт/(м·К) (по ГОСТ 7076-99); морозостойкость – не менее 50 циклов (по ГОСТ EN 12091-2011); группа горючести – НГ (по ГОСТ 30244-94); удельная эффективная активность естественных радионуклидов – (290 ± 25) Бк/кг (по ГОСТ 30108-94 и СанПиН 2.6.1.2523-09 (НРБ-99/2009)).



а) заполнитель пористый
для легких бетонов



б) теплоизоляционная
плита



в) конструкционно-
теплоизоляционный блок

Рис. 3. Изготовленные опытные образцы ячеистых теплоизоляционных строительных стекломатериалов

Область применения ячеистых теплоизоляционных стекломатериалов:

- теплоизоляционных плит: термо- и звукоизоляция наружных и внутренних ограждающих конструкций зданий и сооружений: стен, чердаков, перекрытий, фундаментов, полов, кровель, грунтов и бассейнов; ограждающие конструкции в зонах с повышенной пожарной опасностью; теплоизоляция трубопроводов и инженерных коммуникаций;
- заполнителяя пористого: приготовление легких бетонов по ГОСТ 25820-2014 и силикатных бетонов по ГОСТ 25214-82; дорожное строительство; засыпка для теплоизоляции кровель, стен, перекрытий, полов нижних этажей зданий и сооружений различного назначения;
- конструкционно-теплоизоляционных блоков: кладка ненесущих наружных и внутренних стен, перегородок зданий; производство стеновых панелей для каркасного промышленного и гражданского строительства.

Данная научно-исследовательская работа выполнена в ЮРГПУ(НПИ) в рамках стипендии Президента Российской Федерации молодым ученым и аспирантам, осуществляющим перспективные научные исследования и разработки по приоритетным направлениям модернизации российской экономики, на 2015-2017 годы, № СП-1219.2015.1 (Смолий В. А.), тема: «Разработка технологии производства эффективного энергосберегающего ячеистого теплоизоляционного строительного стекломатериала».

Список литературы

1. Дворкин Л.И., Дворкин О.Л. Строительные материалы из отходов промышленности: учебно-справочное пособие / Ростов н/Д: Феникс, 2007. 368 с.
2. Yatsenko, E.A., Smolii V.A., Kosarev A.S., Dzyuba E.B., I. Grushko.S, Gol'Tsman B.M. Physical-chemical properties and structure of foamed slag glass based on thermal power plant wastes // Glass and Ceramics. 2013. Т. 70. № 1-2. С. 3-6.
3. Смолий В.А., Косарев А.С., Яценко Е.А. Зависимость реакционной и вспенивающей способности композиций органических и неорганических порообразователей ячеистого теплоизоляционного строительного стекломатериала от их соотношения и свойств // Техника и технология силикатов. 2015. Т. 22. № 4. С. 7-12.
4. Смолий В.А., Косарев А.С., Яценко Е.А., Гольцман Б.М. Разработка технологии производства эффективного энергосберегающего ячеистого теплоизоляционного строительного стекломатериала // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. техн. науки. 2015. № 4 (185). С. 128-132.
5. Smolii V.A., Yatsenko E.A., Kosarev A.S., Gol'tsman B.M. Development of Compositions and Technological Parameters for the Synthesis of Cellular Glass Heat-Insulation Construction Materials with Prescribed Density // Glass and Ceramics. 2016. С. 1-3.
6. Смолий В.А., Яценко Е.А., Косарев А.С. Исследование свойств опытных образцов ячеистых теплоизоляционных строительных стекломатериалов // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. техн. науки. 2016. № 4 (192). С. 103-109.

УДК 697:330.131.5:334.7

Н. Ю. Курнакова, А. В. Нуждин (ЮРГПУ (НПИ), Новочеркасск)

Энергосбережение в системе отопления сборочного цеха машиностроительного предприятия

Для решения проблемы энергосбережения в системе отопления сборочных цехов машиностроительных предприятий необходимо использовать системный подход. Он предусматривает повышение эффективности отопительной системы и уменьшение тепловых потерь помещения. Однако эффективность самой современной системы отопления может быть существенно уменьшена значительными тепловыми потерями отапливаемого помещения. Поэтому в первую очередь должна решаться именно проблема уменьшения тепловых потерь.

Уменьшение тепловых потерь помещения достигается за счет облицовки стен и крыши сборочного цеха современными теплоизоляционными материалами, устранения потерь тепла через оконные и дверные проемы, использование тепла, удаляемого в процессе вентиляции, для подогрева подаваемого в цех свежего воздуха и для создания тепловых завес в воротах.

Объектом анализа выбран сборочный цех машиностроительного предприятия, представляющий собой одноэтажное здание высотой 14,6 м с внутренним объемом 624900 м³. Наружные стены здания выполнены из кирпича глиняного обыкновенного, покрытия и перекрытия – железобетонные пустотные плиты типа ПК.

Расчетная температура наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 составляет –22°C.

Поддержание микроклимата в помещении обеспечивает приточно-вытяжная вентиляция, обеспечивающая кратность воздухообмена 3,5 1/ч.

Расчетная мощность системы отопления цеха определяется по известному уравнению теплового баланса:

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{тр}} + Q_{\text{вент}} - Q_{\text{вн}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{от}}$ – мощность системы отопления, Вт; $Q_{\text{тр}}$ – трансмиссионные потери через ограждающие поверхности, Вт; $Q_{\text{вент}}$ – затраты тепла на нагрев

приточного воздуха системы вентиляции, Вт; $Q_{вн}$ – внутренние тепловыделения, Вт.

Трансмиссионные потери включают потери тепла через стены Q_c , окна и ворота $Q_{ов}$, перекрытия Q_k и покрытие Q_p .

Анализ расходной части уравнения (1) показал, что тепловые потери через ограждающие поверхности составляют $Q_{тр} = 0,9$ МВт (28, 7%), а затраты тепла на нагрев приточного вентиляционного воздуха $Q_{вент} = 2,24$ МВт (72,7%).

Структура трансмиссионных тепловых потерь через ограждающие конструкции сборочного цеха показана на рис. 1.

Для уменьшения тепловых потерь через стены и ворота сборочного цеха может быть использован один из современных теплоизоляционных материалов, например, вспененный полиэтилен.

Для уменьшения тепловых потерь через крышу сборочного цеха может быть использован внутренний подвесной потолок из легкого пластикового материала образующий теплоизолирующую воздушную прослойку между ним и плитами перекрытия. Аналогичным образом может быть утеплен и пол цеха со стороны неотапливаемого подвала.

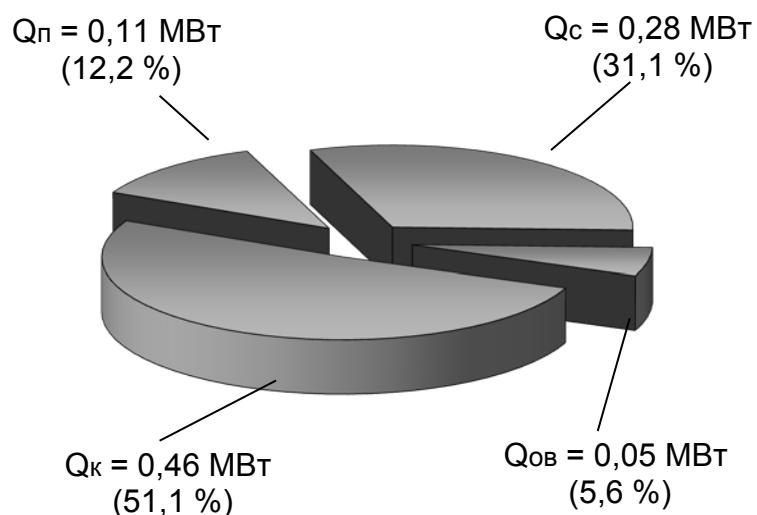


Рис. 1. Структура трансмиссионных тепловых потерь через ограждающие конструкции сборочного цеха

Проведенные мероприятия позволили уменьшить трансмиссионные тепловые потери через стены на 28,6 %, окна и ворота – на 7%, крышу – на 44,6% и пол – на 12,5%.

Структура трансмиссионных тепловых потерь через ограждающие конструкции цеха после модернизации показана на рис. 2.

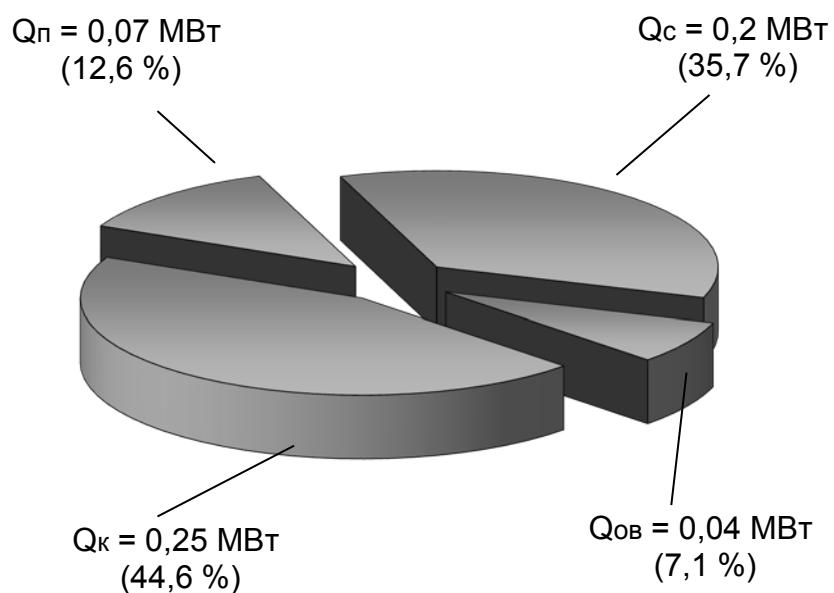


Рис. 2. Структура трансмиссионных тепловых потерь через ограждающие конструкции сборочного цеха после модернизации

В результате проведенных мероприятий структурное соотношение между тепловыми потерями через ограждающие конструкции сборочного цеха практически не изменилось. Однако было достигнуто уменьшение тепловых потерь через каждый элемент конструкции.

Для уменьшения затрат тепла на нагрев вентиляционного воздуха в последнее время все чаще используются теплообменные аппараты регенеративного типа с подвижной теплоаккумулирующей насадкой называемые рекуператорами тепла. Они успешно применяются в энергоэффективных системах вентиляции общественных и жилых зданий [1].

Однако в системах отопления производственных помещений использование рекуператоров тепла часто ограничено большим расходом вентиляционного воздуха. Применение нескольких параллельно работающих установок приводит к значительным затратам на систему рекуперации и имеет длительный срок окупаемости.

С другой стороны, на большинстве машиностроительных предприятий не составит труда изготовить теплообменный аппарат рекуперативного типа для утилизации тепла вентиляционных выбросов, расчет которого не представляет сложности.

Для повышения энергетической эффективности системы вентиляции сборочного цеха в отопительный период был выполнен расчет рекуперативного теплообменного аппарата с встречным движением теплоносителей. Аппарат выполнен из каналов квадратного сечения размером $0,25 \text{ м} \times 0,25 \text{ м}$, изготовленных из листовой латуни толщиной

0,8 мм. Каналы теплообменного аппарата располагаются в шахматном порядке в два ряда. Такая схема расположения обеспечивает теплообмен между каналами с приточным и вытяжным воздухом через три боковые стенки из четырех.

Коэффициент теплопередачи от удалаемого воздуха к приточному составляет $6 \text{ Вт}/\text{м}^2\cdot\text{К}$. Длина теплообменного аппарата 40 м, ширина – 27 м, а высота – 0,5 м. Он может быть установлен под крышей внутри здания цеха.

Использование рекуперативного утилизатора позволит нагреть приточный воздух с -22°C до -5°C . Затраты тепла системой отопления на нагрев приточного вентиляционного воздуха составят 1,44 МВт, что меньше первоначального значения на 34,5%.

Проведенные энергосберегающие мероприятия позволили уменьшить тепловые потери здания на 36,3% и повысить эффективность системы отопления сборочного цеха машиностроительного предприятия.

Список литературы

1. Беляев В., Граник Ю., Матросов Ю. Энергоэффективность и теплозащита зданий. М. : АСВ, 2012. 400 с.
2. Русланов Г.В., Розкин М.Я. Отопление и вентиляция жилых и общественных зданий. Проектирование. Справочник. Киев; 1983. 272 с.
3. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети : учебник для вузов. М. : 2001. 407 с.

УДК 621.694.2: 008.8

В. Е. Самойлов (СамГТУ)

Создание аппаратов для вакуумирования и эжекции газов на основе исследования процессов самовакуумирующейся вихревой трубы

Современный уровень развития техники предъявляет высокие требования к вновь созданным энергетическим и тепломассообменным установкам и устройствам. Этим требованием соответствуют различные газовые и теплообменные устройства, имеющие в своей основе закрученный поток газа.

Широкое внедрение вихревых устройств в промышленности обусловлено тем, что наряду с другими системами энергоснабжения большое применение нашли системы сжатого воздуха. Преимущества вихревых устройств перед известными системами аналогичного назначения сводятся к следующему: высокая надежность, довольно малые габариты и вес, конструктивность, безинерционность, экономичность, отсутствие специального обслуживания.

Среди различных видов конструкций вихревых труб особую группу представляют самовакуумирующиеся вихревые трубы, способные создавать в приосевой зоне, и особенно вблизи диафрагмы, значительные разрежения и, соответственно, высокие эффекты охлаждения.

Этот тип вихревой трубы является одним из самых перспективных типов. Конструктивным отличием самовакуумирующейся вихревой трубы от других типов противоточных труб, обеспечивающим получение низкого вакуума в приосевой зоне вихревой камеры, является отсутствие в диафрагме центрального отверстия для выхода холодного потока и размещение на горячем конце вихревой камеры раскрученного вихревого диффузора.

Самовакуумирующиеся вихревые трубы работают при $\mu = 0$, где μ – отношение массы холодного потока к массе суммарного количества газа, подаваемого к вихревой трубе. На этом режиме работы вихревой трубы, весь газ, подведенный в вихревую камеру через сопловой ввод, покидает ее через раскрученный диффузор, установленный на горячем конце.

Назначение щелевого раскруточного диффузора состоит в преобразовании кинетической энергии вихревого потока газов, покидающих вихревую камеру, в энергию давления, что обеспечивает значительное понижение давления на оси вихревой трубы, т.е. увеличивается степень расширения газа в вихре и, как следствие этого, эффект охлаждения приосевого потока газа. Практически мгновенное возникновение эффекта охлаждения дает возможность использовать самовакуумирующиеся трубы в качестве установок для охлаждения цилиндрических тел, расположенных в приосевой области вихревой камеры.

Подробные экспериментальные исследования самовакуумирующихся вихревых труб позволили выяснить их возможности и области применения [1, 2].

Конструктивные и режимные особенности самовакуумирующейся вихревой трубы как устройства, в рабочем объеме которого создается разрежение, явились главными факторами, позволившими создать на основе самовакуумирующейся трубы вихревые насосы различной конструкции. По сути дела самовакуумирующаяся вихревая труба является прямоточным вихревым эжектором с нулевым коэффициентом эжекции.

Первоначально были разработаны и исследованы конструкции прямоточных вихревых эжекторов. Вихревые эжекторы могут работать в режиме вакуумирования, вентилирования и вихревого компрессора. При этом первый режим характеризуется малыми значениями коэффициента эжекции и существенной величиной степени сжатия, второй – большими значениями коэффициента эжекции и малой величиной степени сжатия, а в третьем режиме степени сжатия и коэффициенты эжекции сопоставимы. Сравнительный анализ рабочих характеристик прямоструйных и вихревых эжекторов показал заметное преимущество последних, обеспечивающих высокую эффективность в широком диапазоне рабочих параметров. Предельная величина вакуума, достигнутая при вакуумировании замкнутого объема прямоточным вихревым эжектором, составила $p_{o,p} = 0,98$ кПа. При этом давление активного газа на входе в эжектор составило $p_{o,a} = 0,31$ МПа.

Исследования противоточных самовакуумирующихся труб показали их большую эффективность по сравнению с прямоточными. Этот факт привел к разработке конструкции однокамерного противоточного вихревого эжектора (рис. 1 А), который первоначально был разработан для вихревого холодильного аппарата, а в дальнейшем был исследован как самостоятельное вакуумирующее устройство. Дальнейшее исследование

рабочего процесса и структуры потока в камере смешения привело к созданию двухкамерного противоточного эжектора (рис. 1 Б) [3].

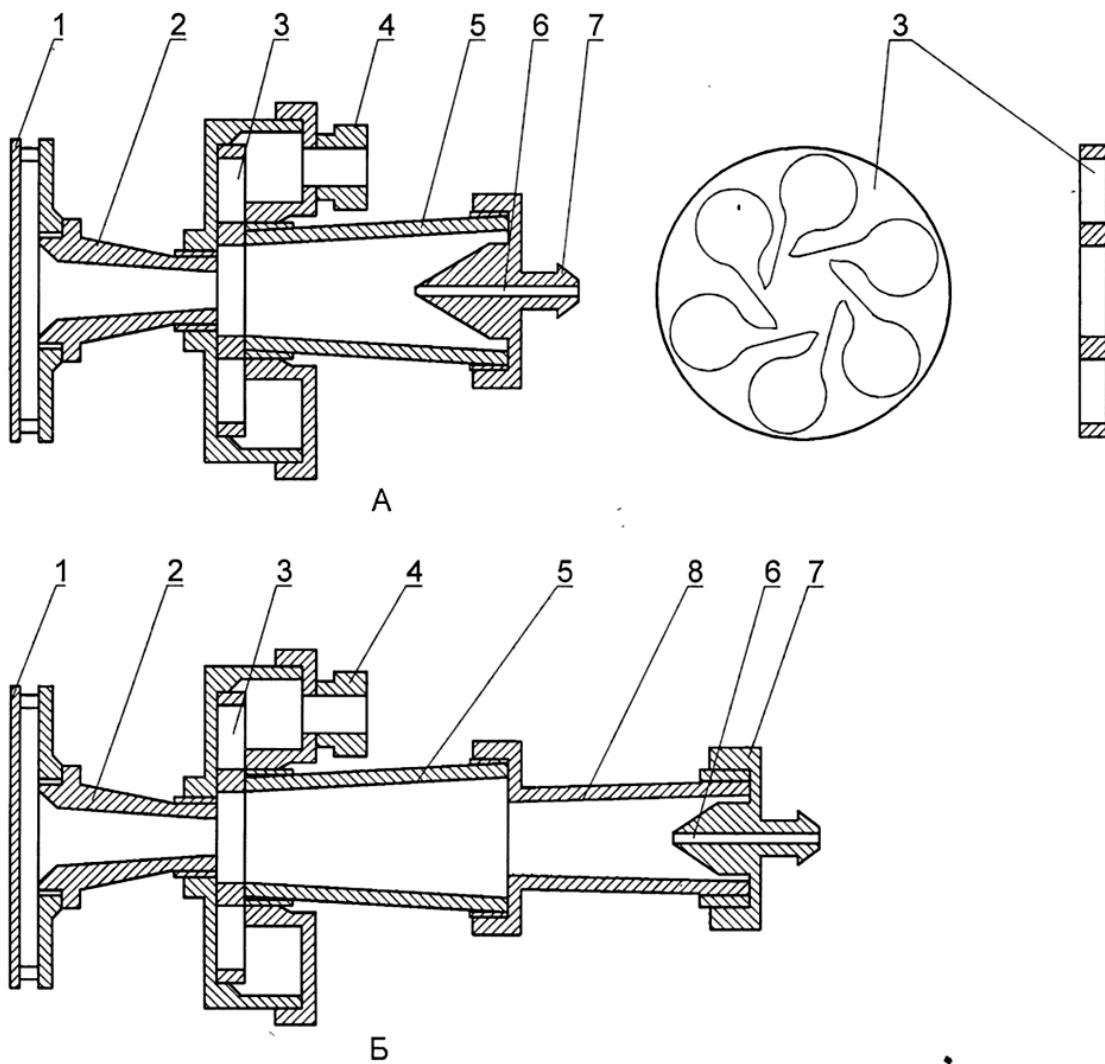


Рис. 1. Противоточные вихревые эжекторы (А – однокамерный; Б – двухкамерный):
1 – щелевой диффузор; 2 – осевой диффузор; 3 – сопло активного газа; 4 – корпус эжектора; 5, 8 – камеры смешения; 6 – сопло пассивного газа; 7 – обтекатель сопла пассивного газа

Эффективность работы противоточных вихревых эжекторов определяется, затратами на производство питающего (активного) сжатого газа, а именно расходом G_a и давлением $p_{o.a.}$, а также достигнутым при этом минимальным остаточным давлением пассивного газа $p_{o.p.}$. Анализ факторов влияющих на эффективность ПВЭ показал, что давление активного газа $p_{o.a.}$ является одним из основных параметров, характеризующих эффективность работы двухкамерного противоточного вихревого эжектора.

Как параметр оптимизации $r_{o.a.}$ удовлетворяет требованиям статистической эффективности и однозначности.

Ввиду сложной зависимости картины течения в вихревом потоке, невозможно аналитически подсчитать его параметры, поэтому основным методом исследования является экспериментальный. При исследовании вакуумирующей способности двухкамерного противоточного вихревого эжектора с камерами смешения $D_{k.c} = 42 \times 35$ мм получено остаточное давление $p_{o.p} = 1,24$ кПа при давлении активного газа $p_{o.p} = 0,22$ МПа. Время вакуумирования емкости сократилось на 10–15% по сравнению с однокамерным противоточным вихревым эжектором. Таким образом, полученные результаты показали существенное преимущество двухкамерного вихревого эжектора.

Список литературы

1. Меркулов, А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. М. : Машиностроение, 1969. 183 с.
2. Алексеенко В.П., Бирюк В.В., Дорофеева Т.С. Исследование самовакуумирующейся вихревой трубы // Материалы IV Международной научной школы конференции: Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрагазодинамики. Алушта, Крым, 2006. С. 66-69.
3. Самойлов В.Е. Влияние числа камер смешения на параметры эффективности работы противоточного вихревого эжектора // Наука XXI века: опыт прошлого — взгляд в будущее: материалы II Международной научно-практической конференции. Омск, СибАДИ, 2016. С. 216-218.

УДК 666.94+691.542

Е. Ю. Александрова, И. М. Бернадинер («НИУ «МЭИ», Москва)

Высокотемпературное обезвреживание автомобильных покрышек в цементной печи

Проблема загрязнения окружающей среды разнообразными веществами в настоящее время приобретает глобальный характер. На сегодняшний день одной из основных задач, актуальных во всем мире, является переработка и утилизация коммунальных и промышленных отходов, в том числе автомобильных покрышек. Общемировые запасы

изношенных автошин оцениваются примерно в 100 млн тонн при ежегодном приросте не менее 7 млн тонн.

Накопление и несвоевременный вывоз отходов создает экологическую опасность для населения из-за содержания в них большого количества органических веществ, которые при разложении образуют вредные химические вещества.

В работе рассмотрена проблема утилизации отработанных автопокрышек и способ решения этой проблемы путем использования покрышек в качестве замены части топлива в цементных печах [1].

Практически все действующие сегодня цементные предприятия России испытывают трудности из-за постоянно растущих цен на энергоносители, затраты на которые в Российской Федерации составляют 50–57% от себестоимости конечного продукта [2]. Одним из мероприятий, позволяющих снизить затраты на энергоносители, может стать частичная замена традиционного топлива альтернативным.

Химический состав, а, следовательно, горючие свойства шин, отличаются от угля и нефтяного кокса, двух основных видов твердых топлив, используемых в цементных печах.

В табл. 1 приведены литературные данные по типичным составам шин и TDF (Tire-Derived Fuel – вторичное топливо, полученное из отработанных автопокрышек) [3].

Таблица 1
Типичный состав шин и TDF

Тип корда	Q_H^P МДж/кг	W ^P	A ^P	S ^P	C ^P	H ^P	N ^P	O ^P	Летучие
Fibreglass	32,47	0,00	11,70	1,29	75,80	6,62	0,2	4,39	-
Steel-belted	26,67	0,00	25,20 (4)	0,91	64,20	5,00	0,1	4,40	-
Nylon	34,64	0,00	7,20	1,51	78,90	6,97	<0,1	5,42	-
Polyester	34,28	0,00	6,50	1,20	83,50	7,08	<0,1	1,72	-
Kevlar-belted	39,20	0,00	2,50	1,49	86,55	7,35	<0,1	2,11	-
TDF (1)	32,10	2,26	16,48	1,30	69,74	6,30	0,45	3,40	64,66
TDF (2)	31,05	0,75	23,19	1,33	67,00	5,81	0,25	1,64	54,23
TDF (3)	32,58	1,02	8,74	1,23	72,15	6,74	0,36	9,67	67,31
Уголь	28,23	7,76	11,05	2,30	67,79	4,59	1,13	5,47	34,05
(1) Резиновая крошка, 1,25 см (2) Резина, 5см с металлом									
(3) Резина, 5см без металла (4) включая сталь									

В работе произведены расчеты материальных балансов горения топлива и отходов и тепловых балансов вращающейся печи для производства цемента [4]. В результате расчета совместного теплового баланса сжигания автомобильных покрышек и природного газа выявлена зависимость расхода природного газа от доли изношенных покрышек в топливе. Выявлено, что полностью заменить природный газ на отработанные покрышки невозможно, так как нельзя допустить снижения качества клинкера (в результате расчетов доля покрышек в топливе составила 41%).

Замена части органического топлива отработанными покрышками дала следующие результаты:

- экономия природного газа;
- отсутствие необходимости строить специальную установку для утилизации отработанных автопокрышек;
- утилизация отработанных автопокрышек, и, следовательно, уменьшение количества загрязняющих окружающую среду веществ.

Список литературы

1. Лисиенко В.Г., Щелоков Я.М., Ладыгичев М.Г. Вращающиеся печи: теплотехника, управление и экология. Справочное издание в 2-х книгах. Кн.1,2 / М. : Теплотехник, 2004. 688 с.
2. Холин И.И. Справочник по производству цемента / М. : Государственное издательство литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1963. 852 с.
3. Иванов В.В., Kochurov A.B., Okhlopkin Yu.A. Техногенные отходы как энергоноситель при производстве цемента. Техника для городского хозяйства. № 1. 2004. С. 20-25.
4. Кузнецов Н.В., Митор В.В. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / М. : Энергия, 1973. 296 с.

УДК 621.783+662.612.11

Е.О. Лебединский, С.К. Попов (НИУ «МЭИ», Москва)

Применение регенеративных горелочных устройств в высокотемпературных печах

Производство чугуна, стали, проката невозможно без использования металлургических печей, так же как немыслимы без печей цветная металлургия, литейные и термические цеха машиностроительных заводов.

Заводы в своей структуре имеют большое число прокатных и кузнечно-прессовых цехов, в которых эксплуатируются нагревательные и термические печи, осуществляющие сложные технологии нагрева металлической продукции. В большинстве своем эти заводы в России были построены в середине прошлого века. Они физически устарели и уже давно не соответствуют современным требованиям технологии нагрева и экономии топлива.

В связи с этим одним из наиболее актуальных решений совершенствования технологического режима нагрева металла и дальнейшей его обработки в термических печах является внедрение современных регенеративных горелок.

В работе рассмотрено применение регенеративных горелок в термических печах с выкатным подом, расчет и математическое моделирование процесса горения. На рис. 1 [1] представлен принцип работы регенеративной горелки.

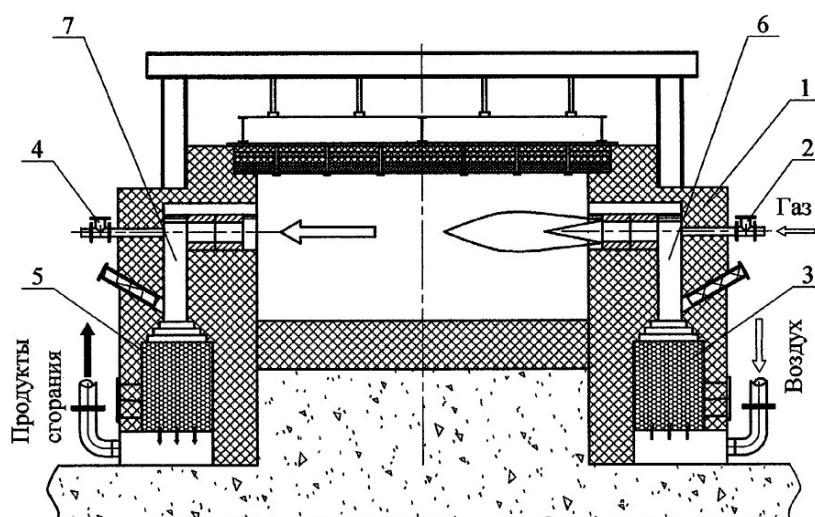


Рис. 1. Принцип работы регенеративных блоков: 1 – печь; 2, 4 – горелочные устройства; 3, 5 – регенеративные теплообменные насадки; 6, 7 – газоходные каналы, футерованные огнеупором

На рис. 2 представлена термическая печь с выкатным подом [2], которая применяется для термической обработки (отжиг, закалка, отпуск, нормализация). Отличительной особенностью является наличие выкатного пода, что упрощает манипуляцию с садкой.

Диапазон рабочих температур до 1150 °С с высокой точностью распределения температуры в рабочем пространстве печи.

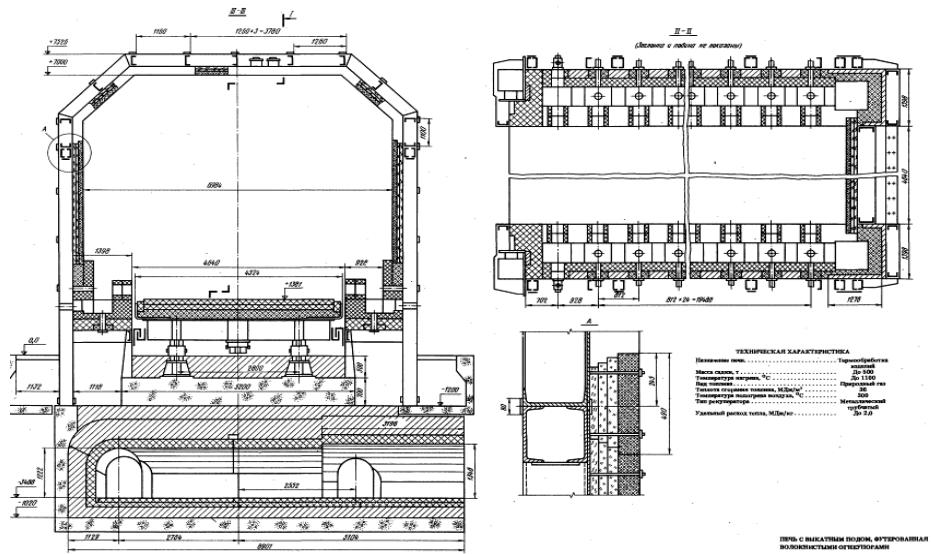


Рис. 2. Печь с выкатным подом, футерованная волокнистыми огнеупорами

В таблице 1 приведены технические характеристики термической печи с выкатным подом [3].

Таблица 1

Технические характеристики термической печи

Характеристики	Размерность	Значение
Масса садки	т	До 500
Температура нагрева	°С	До 1000
Топливо	-	Природный газ
Теплота сгорания	МДж/ м ³	36
Температура подогрева воздуха	°С	300
Тип рекуператора	-	Металлический трубчатый
Удельный расход тепла	МДж/кг	До 2

Произведены расчеты материальных балансов и тепловых балансов нагревательной и термической печи для нагрева и обработки металлических заготовок, построены 3D модели с помощью программы SolidWorks, проведено компьютерное моделирование с целью изучения температурных полей в пространстве нагревательной и термической печи при помощи программы FlowVision.

В результате расчета выявлено, что при применении современных регенеративных горелок и футеровок:

- КПД печей по сравнению с печами-аналогами существенно выше;
- при относительно высокой производительности для нагревательной печи удельный расход условного топлива соответствует современным требованиям по энергосбережению.

Замена старых горелочных устройств на современные регенеративные горелки дала следующие результаты:

- высокотемпературный подогрев воздуха;
- резкое повышение коэффициента использования топлива в пределах 75-85%;
- экономия природного газа до 65%.

Список литературы

1. Патент RU 2 278 325 С1 МПК F23C 9/00, F27D 17/00, C21D 1/08, 2006.01
2. Миткалинный В.И., Кривандин В.А., Морозов В.А. и д.р. Металлургические печи: Атлас : учеб. пособие для вузов / 3-е изд., перераб. и доп. М. : Металлургия, 1987. 384 с.
3. Гусовский В.Л., Ладыгичев М.Г., Усачев А.Б. «Современные нагревательные и термические печи (конструкции и технические характеристики)» : справочник. М. : Машиностроение, 2001. 656 с.

УДК 697.34

А. А. Февралев, В. В. Гибадуллина (ЮУрГУ)

Имитационное математическое моделирование работы пластиначатого теплообменника

На сегодняшний день современный индивидуальный тепловой пункт (далее ИТП) чаще всего оборудуется пластиначатыми теплообменниками (далее ПТО). Использование независимых схем индивидуального теплового пункта имеет ряд достоинств по сравнению с открытыми схемами [1]. Соответственно качественная математическая модель ПТО необходима для исследования работы ИТП в комплексе.

Моделирование ПТО осуществляется с помощью метода последовательных приближений (далее МПП). Для расчетов используют формулу, в которую входит не средняя разность температур между теплообменяющимися потоками (средний логарифмический температурный напор $\Delta\bar{t}_{ln}$, а разность температур греющего и нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник [2].

Для этого используют противоточный коэффициент Z , выведенный из уравнения теплового баланса и уравнения теплопередачи.

Рассматривается элементарный участок dF (рис. 1):

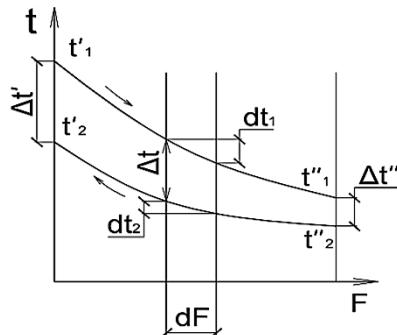


Рис. 1. График изменения температуры теплоносителей по площади ПТО

Из уравнения теплопередачи:

$$dQ = q \cdot dF = K \cdot \Delta t \cdot dF, \quad (1)$$

где dQ – количество теплоты, передаваемое от первичного теплоносителя ко вторичному в единицу времени dt , Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²К); Δt – разность температур теплоносителей, °С.

Из закона сохранения энергии:

$$\begin{cases} dQ = -C_1 \cdot dt_1 \\ dQ = -C_2 \cdot dt_2 \end{cases}, \quad (2)$$

где $C = G_m \cdot \overline{C_p}$ – полная теплоемкость массового расхода, Дж/К; определяется отношение:

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = m \cdot K \cdot dF, \quad (3)$$

здесь $m = \left(\frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2} \right)$ – введенная замена. Далее интегрируют (3) и получают:

$$\ln(\Delta t) = -m \cdot K \cdot F + C^*. \quad (4)$$

Подставляя граничное условие $F_o=0$ в уравнение (4), получают:

$$\frac{\Delta t''}{\Delta t'} = e^{-m \cdot K \cdot F}, \quad (5)$$

причем:

$$\begin{cases} \Delta t' = t'_1 - t''_2 \\ \Delta t'' = t''_1 - t'_2 \end{cases},$$

где $\Delta t'$ - максимальная разность температур греющего теплоносителя на входе и на выходе ПТО, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta t''$ - максимальная разность температур нагреваемого теплоносителя на входе и на выходе ПТО, $^{\circ}\text{C}$.

Уравнение (5) переписывают следующим образом:

$$Z = \frac{\left(1 - e^{-\left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right) * \frac{K * F}{C_1}}\right)}{1 - \frac{C_1}{C_2} e^{-\left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right) * \frac{K * F}{C_1}}}. \quad (6)$$

Полученное отношение (6) называют противоточным коэффициентом « Z ».

Следовательно, мощность можно определить по формуле:

$$Q = C_1 \cdot Z \cdot (t'_1 - t''_2). \quad (7)$$

При подборе ПТО отталкиваются от максимальных или расчетных параметров. Во время эксплуатации реальные параметры (расход и температуры на входе в ПТО) будут отличаться от расчетных. Для определения эксплуатационных характеристик ПТО (мощность и температуры на выходе из ПТО) используют метод последовательных приближений (далее МПП).

Далее приведена методика расчета основных характеристик ПТО с помощью МПП:

1. Рассчитывается противоточный коэффициент « Z », по (6).
2. Определяется действительная мощность ПТО по формуле (7).
3. Действительные температуры теплоносителей на выходе:

$$t''_1 = t'_1 - \frac{Q}{C_1} . \quad (8)$$

$$t''_2 = t'_2 + \frac{Q}{C_2} . \quad (9)$$

4. С учетом изменения температур, находятся коэффициенты теплоотдачи по эмпирической формуле.

5. По найденным коэффициентам теплоотдачи находится новое значение коэффициента теплопередачи:

$$K_{\text{new}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (10)$$

После нахождения новых значений K_{new} , цикл МПП повторяют. При равенстве значений $K = K_{\text{new}}$, цикл МПП прекращают, значения, полученные на данном шаге, считаются действительными характеристиками теплообменного аппарата при данных параметрах. На основании приведенной методики разработана специальная программа, позволяющая выполнять моделирование работы ПТО.

Наибольший интерес представляет качественное моделирование работы ПТО в реальных эксплуатационных ситуациях. В данной работе произведено моделирование работы ПТО на ГВС жилого здания в течение суток в летний или переходный период года. Для этого использовалась модель ПТО и агентная модель неравномерности водоразбора ГВС жилым зданием [3].

Для расчетов использовались следующие исходные данные:

- G_2 – секундный расход на ГВС жилым зданием (определяется с помощью агентной модели) – это расход нагреваемой среды в ПТО.
- t_1' – температура греющей среды на входе принимается 70°C , что соответствует летнему температурному графику ТС для Челябинской области.
- t_2' – температура нагреваемой среды на входе принимается 5°C , стандартная температура ХВС на вводе в жилой дом.

• G_1 – определяется по результатам моделирования. По сути это работа контроллера на ГВС, т.е. при высоком водоразборе увеличивается G_2 , снижается t_2'' . Далее идет сигнал, приоткрывается регулирующий клапан, увеличивается G_1 и наоборот.

Изменение расходов теплоносителей напрямую связано с неравномерностью нагрузки на ГВС. На рис. 2 приведен дневной график работы ПТО в системе ГВС. График представляет собой посекундный расход теплоносителей на ГВС и из ТС. Можно заметить, что пики нагрузки на ПТО приходятся преимущественно в утренние и вечерние часы. Однако амплитуда расхода ГВС в один и тот же момент времени значительно больше амплитуды расхода ТС.

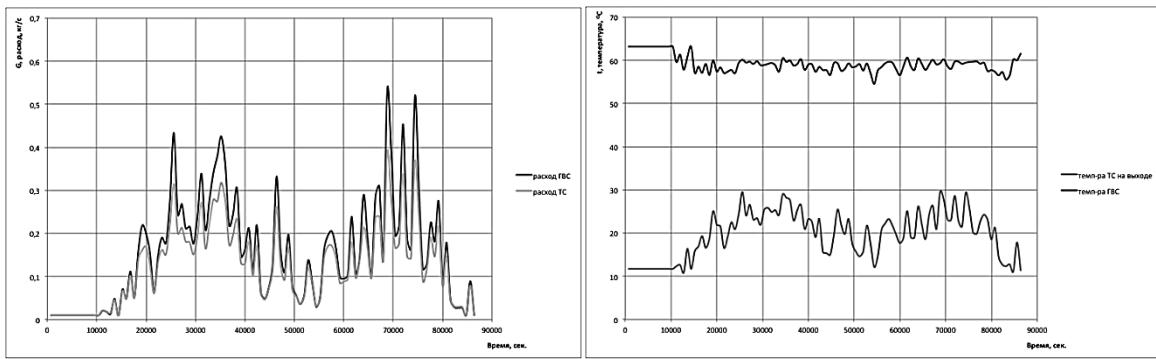


Рис. 2. Дневной график работы пластинчатого теплообменника ГВС

Графики изменения температуры теплоносителей в течение суток будут аналогичными изображенным на рис. 2. Температура ГВС в течение суток изменяется в допустимых пределах, график не имеет резких пиков и впадин. Температура ТС на выходе из ПТО также имеет практически монотонный характер, но уже больший разброс температур в течение суток, в сравнении с графиком изменения температуры ГВС.

Заключение

Предложена математическая модель пластинчатого теплообменника, на основе которой разработана программа, позволяющая не только моделировать работу ПТО, но и анализировать реальные эксплуатационные ситуации. На основе полученных данных построена серия графиков, которые хорошо соотносятся с реальностью. Данная работа может быть использована для более глубокого исследования и моделирования индивидуального теплового пункта.

Список литературы

1. Федеральный закон от 27.07.2010 № 190-ФЗ (ред. от 03.02.2014) «О теплоснабжении».
2. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: учеб. для вузов. 7-е изд. стер. М. : МЭИ, 2001.
3. Февралев А.А. Имитационное моделирование неравномерности водоразбора жилым зданием агентным методом // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Строительство и архитектура». 2014. Т. 14. № 2. С. 39-43.

УДК 621.016.7

А. Г. Лаптев, Т. М. Фарахов, Е. В. Афанасьев (КГЭУ, Казань)

Эффективность нагревания вязких сред в каналах с внутренним источником теплоты

В работе рассмотрена математическая модель и даны результаты расчетов витого теплообменника для нагревания вязких сред.

Математическая модель

Для моделирования структуры потока и вычисления температурного профиля по длине нагревателя используем ячеичную модель. Представим канал в виде условного ряда ячеек полного перемешивания от входа к выходу. Запишем поток тепла (V_t) в выделенной ячейке с применением коэффициента теплоотдачи (нагревание потока)

$$Q_i = Lc_p(t_i - t_{i-1}) = \alpha F_i(t_{\text{рpi}} - t_i), \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (1)$$

где L – массовый расход среды, кг/с; c_p – удельная теплоемкость, Дж/кгК; α – коэффициент теплоотдачи от стенки нагревателя в обтекающий поток. $\text{Вт}/\text{м}^2\text{K}$; t – температура потока, $^\circ\text{C}$; F_i – площадь поверхности теплоотдачи нагревателя в i -той ячейке, м^2 ; $t_{\text{рpi}}$ – температура на поверхности нагревателя, $^\circ\text{C}$; i – номер ячейки; n – число ячеек.

Аналогичное соотношение запишем с использованием коэффициента теплопередачи

$$Q_i = Lc_p(t_i - t_{i-1}) = KF_i(t_{\text{пар}} - t_i), \quad (2)$$

где K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$; $t_{\text{пар}}$ – температура греющего пара, $^\circ\text{C}$.

Площадь поверхности в i -той ячейке

$$F_i = SH_i a_v = \pi d^2 H_i a_v / 4, \quad (3)$$

где S – площадь поперечного сечения трубы, м^2 ; d – диаметр трубы, м; a_v – удельная поверхность нагревателя, $\text{м}^2/\text{м}^3$; H_i – длина i -той ячейки в канале с нагревателем, м.

Если встроенный нагреватель потока по своей структуре близок к регулярной насадке, то коэффициент теплоотдачи можно вычислить по формуле, полученной на основе развития гидродинамической аналогии (турбулентный режим $Re_3 > 3000$) [1].

$$Nu_3 = 0,158 Re_3^{0,85} (\xi / 8)^{0,429} Pr^{0,33}. \quad (4)$$

Если структура нагревателя ближе к хаотичной насадке, то при $Re_3 > 40$ (турбулентный режим) [2].

$$Nu_3 = 0,175 Re_3^{0,75} (\xi / 2)^{0,25} Pr^{0,33}, \quad (5)$$

где, $Nu_3 = \alpha d_3 / \lambda$ – число Нуссельта, d_3 – эквивалентный диаметр канала, м; $Re_3 = u_{cp} d_3 / v$ - число Рейнольдса; u_{cp} –средняя скорость среды в канале, м/с; v – коэффициент кинематической вязкости, м²/с; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления; Pr – число Прандтля; λ – коэффициент теплопроводности среды, Вт/(мК).

Коэффициент гидравлического сопротивления связан с перепадом давления ΔP_v канале с нагревателем уравнением Дарси – Вейсбаха [3].

Из выражения (2) имеем

$$t_i = \frac{K F_i t_{\text{пар}} + L c_p t_{i-1}}{L c_p + K F_i}, \quad (6)$$

или

$$t_i = \frac{0,25\pi d^2 a_v H K t_{\text{пар}} / n + L c_p t_{i-1}}{L c_p + 0,25\pi d^2 a_v H K / n} \quad (7)$$

При $i = 1$ имеем температуру нагреваемого потока на входе в трубу t_h , а при $i = n$ – температуру на выходе из нагревателя.

Коэффициент теплопередачи $K = (1/\alpha_k + \sum r_{\text{загр}} + \delta_{ct}/\lambda_{ct} + 1/\alpha_n)$, где δ_{ct} – толщина стенки, м; λ_{ct} – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(мК), $\sum r_{\text{загр}}$ – сумма термических сопротивлений загрязнений на стенке.

Число ячеек полного смешения в проточном нагревателе зависит от структуры потока и обычно находится экспериментально путем импульсного

ввода индикатора на входе в трубу и снятия кривой отклика на выходе. После обработки полученной кривой устанавливается коэффициент перемешивания и диффузионное число Пекле.

Известна эквивалентная связь количеством числом ячеек и числом Пекле $n \approx Pe / 2$, где $Pe = u_{cp}d_e/D_n$; D_n – коэффициент обратного перемешивания.

Если экспериментальные данные конкретного проточного нагревателя отсутствуют, то можно воспользоваться выражением, полученным с применением модели Тейлора [4]

$$Pe = 0,43 \frac{H}{d_e \sqrt{\xi}}. \quad (8)$$

Таким образом, в формуле (6) определены все параметры, связанные с гидродинамикой потока и теплофизическими свойствами среды (α и n).

Решение выражения (6) дает профиль температуры при заданном массовом расходе нагреваемой среды и температуре на поверхности нагревателя. При известных температурах потока на входе t_h и полученного значения $t_h(i=n)$ можно вычислить тепловую эффективность проточного нагревателя.

Примеры расчетов

Рассмотренная математическая модель позволяет выбрать режимные и конструктивные характеристики нагревателя в зависимости от решаемой задачи.

Далее рассмотрим пример нагревания топочного мазута в трубе диаметром от 500 мм температуры $t_h = 30^\circ\text{C}$ до $t_k = 100^\circ\text{C}$ (расход $L = 20\text{кг/с}$) с применением в нагревателе насыщенного водяного пара с температурой $t_{пар} = 150^\circ\text{C}$ (давление абсолютное $4,86 \text{ кгс/см}^2$, удельная теплота парообразования $r=2120 \text{ кДж/кг}$). Расход водяного пара будет равен $G = Q/r$, где $Q = Lc_p(t_k-t_h)$. В данном модельном примере принимается, что стенки нагревателя чистые, т. е. термические сопротивления загрязнений практически отсутствуют. Материал стенки нагревателя имеет высокую теплопроводность.

Рассмотрим первоначально простой пример нагревания воды водяным паром. Вода подается в трубу диаметром 500 мм, в которую встроен витой нагревательный элемент, в который подается насыщенный греющий пар

под абсолютным давлением 4,86 кгс/см² ($t_{\text{пар}} = 150^{\circ}\text{C}$). Расход воды $L = 19,3$ кг/с; средняя скорость воды на полное сечение трубы $u_0 = 0,1$ м/с; начальная температура воды $t_h = 30^{\circ}\text{C}$, требуемая конечная $t_k = 80^{\circ}\text{C}$. Расход водяного пара составит значение $G=Q/r$, где $Q=Lc_p(t_k-t_h)$ r – удельная теплота парообразования ($r = 2120$ кДж/кг). Средняя разность температур составит $\Delta t_{\text{cp}} = 92,7^{\circ}\text{C}$. Средняя температура воды $t_{\text{cp}} = t_{\text{пар}} - \Delta t_{\text{cp}} = 57,3^{\circ}\text{C}$. Число Прандтля воды $Pr = 3,2$. Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара $a_n = 13300$ Вт/(м²К). Витой нагреватель имеет следующие характеристики: $a_v \approx 100$ м²/м³; $\epsilon_{\text{cb}} \approx 0,6$ м²/м³ – свободный объем; эквивалентный диаметр $d_e = 4\epsilon_{\text{cb}}/a_v = 0,024$ м. Число Рейнольдса $Re_e = u_{\text{cp}}d_e/v = 8333$; коэффициент сопротивления $\xi \approx 1,0$. Число Нуссельта по выражению (5) $Nu_e = 174$. Коэффициент теплоотдачи $\alpha = 4777$ Вт/(м²К). Допуская, что термические сопротивления загрязнений на стенках незначительные ($\sum r_{\text{загр}} \approx 0$) и $\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} = 8,8 \cdot 10^{-5}$ м²К/Вт, получаем коэффициент теплопередачи $K = 2685$ Вт/(м²К). Требуемая поверхность нагрева при условии идеального вытеснения потока $F = Q/(K\Delta t_{\text{cp}}) = 16,2$ м². Длина зоны нагрева (витых элементов) $H = F/(Sa_v) = 0,83$ м; где $S = \pi d^2/4$ – площадь поперечного сечения трубы, м².

Далее для рассмотренного примера используем ячеичную модель с вычислением профиля температуры по выражению (7). Число Пекле при $H = 0,83$ м, $Re = 15,88$; число ячеек $n = 9$. В результате расчетов получено $t_k = 78,8^{\circ}\text{C}$, вместо требуемой $t_k = 80^{\circ}\text{C}$. То есть с учетом перемешивания длину зоны нагрева надо увеличить примерно на 10%. При увеличении температуры греющего пара с 150 до 250°C средняя разность температур составит $\Delta t_{\text{cp}} = 194^{\circ}\text{C}$. Тогда требуется поверхность $F = 7,75$ м и $H = 0,4$ м при идеальном вытеснении среды. Число Пекле $Re = 7,11$ и $n = 4$. Роль перемешивания в том случае повышается и как показывают расчеты длину зоны нагрева необходимо увеличить с 0,4 до 0,47 м, т. е. на 16%.

Преимущество представленного метода расчета заключается не только в возможности учесть структуру потока, но и в определении температурного профиля в канале с нагревателем. Например, при нагреве термически не стойких жидкостей можно организовать более «мягкий» температурный профиль нагрева за счет нескольких секций с нагревателями и с подачей греющей среды с постепенным повышением температуры, т. е., не допуская локальные перегревы. Кроме этого выполняя расчеты по ячейкам учитывается изменение теплофизических свойств среды в зависимости от температуры.

Так, например, если у воды при повышении температуры с 30 до 70 °С вязкость кинематическая уменьшается в два раза, число Pr_b 2,5, то у масла МС-20 – вязкость в 13 раз, Pr в 12 раз; у топочного мазута – вязкость в 25 раз, а Pr в 23 раза.

Далее рассмотрим нагрев турбинного масла 22 (турбинного Л) для представленных выше условий ($L = 19,3 \text{ кг/с}$; $t_h = 30^\circ\text{C}$, $t_k = 80^\circ\text{C}$, $t_{\text{пар}} = 150^\circ\text{C}$). Первоначально возьмем теплофизические свойства при средней температуре в зоне нагрева ($t_{cp} = 57,3^\circ\text{C}$). При $Pr = 234$, $Re_3 = 156$, получено (4) $Nu_3 = 40,4$; $\alpha = 214 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}$; $K = 206,8 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}$. Из уравнения теплопередачи $F = 99,4 \text{ м}^2$ и длина зоны нагрева $H = 5,1 \text{ м}$ (одна секция).

Расчет профиля температуры по длине нагревателя по выражению (7) с учетом изменения теплофизических свойств турбинного масла, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, показывает, что по $H = 5,1 \text{ м}$ температура масла $t_k = 77,8^\circ\text{C}$, то есть меньше заданной ($t_k = 80^\circ\text{C}$). В таком случае требуется увеличение H до 5,5 м, т. е. на 8%.

Список литературы

1. Лаптев А.Г., Лаптева Е.А. Модель тепло- и массоотдачи в шероховатых и орошаемых каналах // Теплофизика и аэромеханика. 2015. № 4. Т. 22. С. 453-458.
2. Лаптев А.Г., Фарахов Т.М., Лаптева Е.А. Модели явлений переноса в неупорядоченных насадочных и зернистых слоях // Теоретические основы химической технологии. 2015. № 4. С. 407-414.
3. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
4. Лаптева Е.А., Лаптев А.Г. Прикладные аспекты явлений переноса в аппаратах химической технологии в теплоэнергетики (гидромеханика и тепломассообмен) // Казань : Издательство «Печать-Сервис XXI век», 2015. 236 с.

УДК 62-832

Ю. В. Волкова, М. И. Ершов, В. А. Мунц, А. А. Волкова (УрФУ, Екатеринбург)

Экспериментальное исследование модуля воздушный риформер/горелка/теплообменник

Твердооксидные топливные элементы (ТОТЭ) известны более 100 лет [1, 2], они обладают существенными достоинствами по сравнению с традиционными способами получения электрической энергии. КПД

установки на ТОТЭ может достигать 70%, а уходящие газы состоят в основном из углекислого газа, водяного пара и азота [3, 4]. В качестве топлива в ТОТЭ можно использовать синтез-газ, полученный по реакции воздушного риформинга:



При риформинге по реакции (1) в синтез-газе присутствует азот, что снижает ЭДС топливного элемента и приводит к снижению КПД по сравнению с паровым риформингом. Но использование схемы энергетической установки с воздушным риформером позволяет исключить источник воды, который необходим в случае использования парового риформинга, тем самым повысив автономность и габариты оборудования [5].

При разработке автономных энергетических установок на ТОТЭ необходимо исследовать вспомогательные модули, которые обеспечивают работоспособность батарей, а именно риформера, теплообменника, горелки дожигания и системы управления.

Реакция воздушного риформинга (1) достаточно легко осуществима в слое никелевого катализатора при температурах от 650–900 °С. При получении синтез-газа из природного газа по реакции (1) основными параметрами, определяющими его состав, являются температура протекания реакции и коэффициент подачи воздуха α_{ref} , который находится в диапазоне от границы сажевыделения до 0,7. Поэтому основной задачей исследования являлась оценка зависимости температур модуля в зависимости от коэффициента подачи воздуха в риформер.

Для исследования был использован стенд с модулем риформер /горелка/теплообменник с охладителем, установленным вместо топливной батареи (рис. 1).

Для решения поставленной задачи для экспериментального модуля риформер / горелка / теплообменник с охладителем была создана математическая модель оборудования, описывающая процессы, протекающие в нем при номинальном режиме работы оборудования.

Математическая модель модуля риформер/горелка/теплообменник для энергетической установки на ТОТЭ

Исходными данными при создании расчетной инженерной модели Модуля являлись: исходное топливо, тепловая схема модуля, фактические конструктивные характеристики поверхностей нагрева, данные по расходам воздуха и природного газа, полученные при проведении эксперимента.

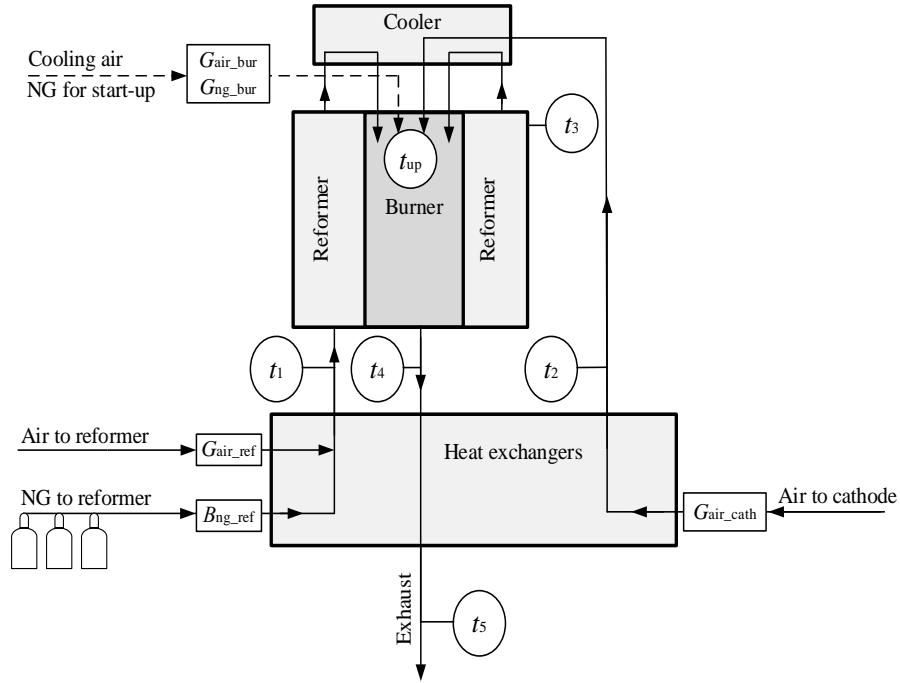


Рис. 1. Схема стенда для проведения испытаний воздушного реформера совмещенного с горелкой дожигания t_1 , t_2 , t_3 , t_4 , t_5 – температуры в соответствующих точках, G_{air_cath} – расход воздуха, подаваемого в горелку (соответствует расходу катодного воздуха); G_{air_ref} – расход воздуха, подаваемого в реформер, B – расход природного газа в реформер; G_{air_bur} – расход воздуха, дополнительно подаваемого в горелку минуя реформер и имитатор; G_{ng_bur} – расход воздуха, дополнительно подаваемого в горелку минуя реформер и имитатор

В инженерной модели были приняты следующие положения и допущения:

1. Для расчета теплообмена в теплообменниках принимаются эмпирические формулы в зависимости от режима движения и вида обтекания поверхностей в соответствии с [7, 8].
2. Для расчета теплообмена между горелкой и реформером использовались зависимости по теплообмену в неподвижном продуваемом слое сферических частиц Al_2O_3 , полученные в [9]:

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,79}. \quad (2)$$

В результате сделанных допущений оценочная инженерная модель включает шесть уравнений, с шестью неизвестными t_1 , t_2 , t_3 , t_4 , t_5 , t_{up} .

$$M_{ng_ref} \left[\left(c_{ng,t_1} \cdot t_1 \right) - \left(c_{ng,t_0} \cdot t_0 \right) \right] + M_{air_ref} \cdot \left[\left(c_{air,t_1} \cdot t_1 \right) - \left(c_{air,t_0} \cdot t_0 \right) \right] = F_{he,ref} \cdot k_{he,ref} \cdot \Delta t_1. \quad (3)$$

$$M_{air_cath} \cdot \left[\left(c_{air,t_2} \cdot t_2 \right) - \left(c_{air,t_0} \cdot t_0 \right) \right] = F_{he,cath} \cdot k_{he,cath} \cdot \Delta t_2. \quad (4)$$

$$\begin{aligned} M_{ng_ref} \cdot \left[\left(c_{ng,t_1} \cdot t_1 \right) - \left(c_{ng,t_0} \cdot t_0 \right) \right] + M_{air_ref} \cdot \left[\left(c_{air,t_1} \cdot t_1 \right) - \left(c_{air,t_0} \cdot t_0 \right) \right] + \\ + M_{air_cath} \cdot \left[\left(c_{air,t_2} \cdot t_2 \right) - \left(c_{air,t_0} \cdot t_0 \right) \right] = M_{exh} \cdot \left[\left(c_{exh,t_4} \cdot t_4 \right) - \left(c_{exh,t_5} \cdot t_5 \right) \right]. \end{aligned} \quad (5)$$

$$M_{mix} \cdot \left[\left(c_{mix,t_3} \cdot t_3 \right) - \left(c_{mix,t_1} \cdot t_1 \right) \right] = F_{ref} \cdot k_{ref} \cdot \Delta t_{ref} + Q_{ref} - Q_{wall}, \quad (6)$$

где Q_{ref} рассчитывается как функция коэффициента подачи воздуха на входе в риформер по выражению, полученному в [10]:

$$Q_{ref} = \left\langle \left(I_{CO_2} + 2I_{H_2O} - I_{CO} - 2I_{H_2} \right) \frac{4}{3} - 2I_{O_2} \right\rangle \alpha_{ref} - \frac{1}{3} \left(I_{CO_2} + 2I_{H_2O} - 4I_{CO} - 8I_{H_2} \right) - I_{CH_4} \cdot \frac{M_{ng_ref}}{\mu_{ng}}. \quad (7)$$

$$M_{exh} \cdot \left(c_{exh,t_{up}} \cdot t_{up} \right) = \left(B_{ng_ref} \cdot Q_{LHV}^{ng} - Q_{ref} \right) + Q_{phys}^{sg} + Q_{phys}^{air_cath} - Q_{wall}^{cooler}. \quad (8)$$

$$M_{exh} \cdot \left[\left(c_{exh,t_{up}} \cdot t_{up} \right) - \left(c_{exh,t_4} \cdot t_4 \right) \right] = F_{ref} \cdot k_{ref} \cdot \Delta t_{ref}. \quad (9)$$

Данная система была решена при помощи пакета PTC MathcadPrime 3.1 [11].

В табл. 1 приведены данные, полученные при испытаниях модуля риформер/горелка/теплообменник, в табл. 2 сведены расчетные и экспериментальные значения состава синтез-газа для достигнутых режимов. Расчетные значения состава синтез-газа приведены в пересчете на сухой газ.

Таблица 1
Значения температур t_2 , t_3 , t_4 , t_5 , G_{air_cath} и α_{ref} , полученные при испытаниях

№ эксперимента	G_{air_cath} , л/мин	α_{ref}	t_2 , °C	t_3 , °C	t_4 , °C	t_5 , °C
1	24	0,45	597,1	603,6	705,2	150,1
2	24,1	0,48	575,3	606,5	702,7	145,0
3	25,8	0,54	542,1	610,8	662,2	178,2

Таблица 2

Расчетные и экспериментальные значения состава синтез-газа

α_{ref} ,	CO ₂		CO		H ₂		CH ₄	
	Экспе- римент	Расчет	Экспе- римент	Расчет	Экспе- римент	Расчет	Экспе- римен т	Расчет
0,45	5,35%	7,0%	10,08%	7,5%	24,22%	21,4%	0,56%	1,67%
0,48	4,40%	7,3%	10,30%	6,9%	23,87%	20,3%	0,44%	1,25%
0,54	6,16%	8,0%	6,00%	5,6%	17,25%	17,8%	0,33%	0,74%

Чтобы оценить практическую применимость предложенной инженерной модели результаты расчета были сопоставлены с данными, полученными в эксперименте при номинальном режиме.

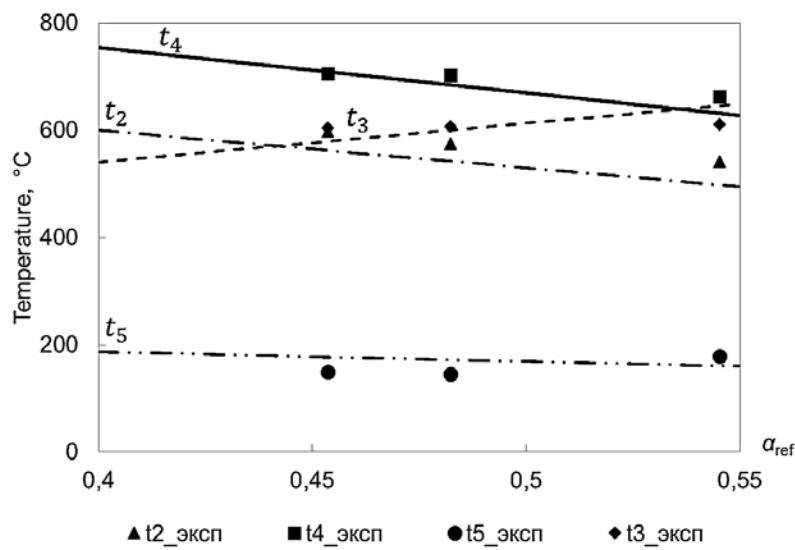


Рис. 2. Расчетная зависимость температур t_2 , t_3 , t_5 , t_4 от α_{ref} по составленной системе уравнений (линии), экспериментальные значения температур t_2 (\blacktriangle), t_3 (\blacklozenge), t_4 (\blacksquare), t_5 (\bullet)

Из рис. 2 видно, что для экспериментов 1 и 2 (табл. 1) расчетные и экспериментальные значения достаточно хорошо коррелируют. Для эксперимента 3 при $\alpha_{\text{ref}} = 0,54$ отклонение более существенно и обусловлено тем, что в предыдущих экспериментах №1 и 2 произошло отложение сажи из-за работы вблизи границы сажеобразования [12], и это повлияло на состав синтез-газа, в котором произошло увеличение количества CO. С увеличением коэффициента подачи воздуха в риформер α_{ref} температура на выходе из него растет, а остальные температуры

Модуля снижаются. Это связано с тем, что при повышении коэффициента подачи воздуха, большее количества кислорода вступает в реакцию с метаном и тепловыделение в риформере увеличивается, а доля горючих компонентов в синтез-газе снижается, следовательно, в горелку попадает газ с меньшей теплотой сгорания [13].

Разработанная инженерная модель описывает зависимость температур от степени подачи воздуха в риформер для приведенных режимов с достаточной на практике точностью, что позволяет рекомендовать ее для использования на практике при разработке программ автоматического управления и проведения анализа работы установки.

Выводы

1. Создана и верифицирована инженерная модель модуля риформер/горелка/теплообменник, удовлетворительно описывающая процессы теплообмена в модуле при заданных коэффициентах подачи воздуха в риформер, что позволяет применять ее для расчета вновь проектируемых установок с ТОТЭ и разрабатывать для них системы автоматического регулирования.

2. Получена зависимость основных температур в Модуле от коэффициента подачи воздуха в риформер, при его росте от 0,4 до 0,55 происходит снижение температур t_1 , t_2 , t_4 , t_5 , а температура t_3 на выходе из риформера напротив начинает расти, что вызвано тем, что в реакцию вступает большее количество метана, и соответственно выделяется теплоты в экзотермической реакции частичного окисления метана.

Список литературы

1. J. Park, P. Li, J. Ba, "Introduction to Thermodynamics: Transferring Energy from Here to There," Coursera, University of Michigan, URL: <https://www.coursera.org>. [Электронный ресурс] (дата обращения: 22.01.17).
2. M.R. Malekbala, R.K. Azadboni, P. Kazempoor, "Modeling and control of proton exchange membrane fuel cell with air compressor according to request electrical current," Thermal Science, vol. 19, № 6, pp 2065-2078, 2015.
3. M. Henke, C. Willich, M. Steilen, C. Schnegelberger, J. Kallo, K.A. Friedrich, "Operational Aspects for Direct Coupling of Gas Turbine and Solid Oxide Fuel Cells," ECS Transactions, vol. 68, № 1, pp. 79-84, 2015.
4. L. Pierobon, M. Rokni, U. Larsen, F. Haglind, "Thermodynamic analysis of an integrated gasification solid oxide fuel cell plant combined with an organic Rankine cycle," Renewable Energy, vol. 60, pp 226-234, 2013.
5. C. Pirez, "Steam reforming, partial oxidation and oxidative steam reforming for hydrogen production from ethanol over cerium nickel based oxyhydride catalyst," Applied Catalysis A: General vol. 518, pp 78-86, 2016.

6. T.G. Chang, S.M. Lee, K.Y. Ahn, Y. Kim, "An experimental study on the reaction characteristics of a coupled reactor with a catalytic combustor and a steam reformer for SOFC systems," International Journal of Hydrogen Energy, vol. 37, pp 3234-3241, 2012.
7. S. Liu, M. Sakr, "A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 19, pp. 64-81, 2013.
8. W. Jedsadaratanachai, , N. Jayranaiwachira, P. Promvonge, "3D numerical study on flow structure and heat transfer in a circular tube with V-baffles," Chinese Journal of Chemical Engineering, vol. 23, pp. 342-349, 2015.
9. I. Thiagalingam, M. Dallet, I. Bennaceur, S. Cadalen, P. Sagaut, "Exact non local expression for the wall heat transfer coefficient in tubular catalytic reactors," International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 54, pp. 97-106, 2015.
10. A.P Baskakov, J.V. Volkova, N.S. Plotnikov, V.A. Munts (Raschet avtotermincheskogo rezhima raboty tverdoooksidnyh toplivnyh elementov s vozdushnym riformerom), (Jenergetika Tatarstana), vol. 38, № 2, pp. 47-51, 2015, in Russian language.
11. РТС: сайт компании [Электронный ресурс]. URL: <http://ru.ptc.com/product> (дата обращения: 04.12.16).
12. J.A. Velasco, L. Lopez, S. Cabrera, M. Boutonnet, S. Järås, "Synthesis gas production for GTL applications: Thermodynamic equilibrium approach and potential for carbon formation in a catalytic partial oxidation pre-reformer," Journal of Natural Gas Science and Engineering, vol. 20, pp. 175-183, 2014.
13. Y. Yan, J. Zhang, L. Zhang, "Properties of thermodynamic equilibrium-based methane autothermal reforming to generate hydrogen," International Journal of Hydrogen Energy, vol. 38, pp. 15750-15774, 2013.

УДК 621.31.22:621.5922

**Ю. Я. Печенегов, Р. В. Богатенко, А. В. Косов, О. Ю. Косова,
В. Н. Сопляченко (СГТУ им. Гагарина Ю. А., Саратов)**

К выбору конденсатоотводчиков для пароиспользующих теплообменных аппаратов

Конденсатоотводчики относятся к вспомогательным устройствам теплообменного оборудования и предназначены для автоматического отвода образующегося в теплообменнике конденсата без пропуска вместе с ним несконденсированного греющего пара. Традиционная схема установки конденсатоотводчиков в пароконденсатных системах приведена на рис 1.

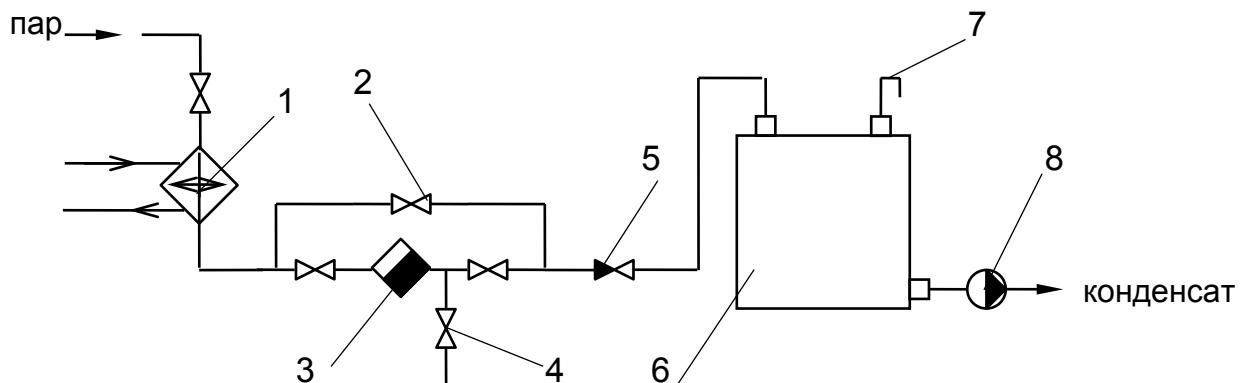


Рис. 1. Схема включения конденсатоотводчика в систему обогрева теплообменника: 1 – теплообменник; 2 – обводная линия (байпас); 3 – конденсатоотводчик; 4 – контрольный патрубок; 5 – обратный клапан; 6 – бак для сбора конденсата; свеча или предохранительный гидравлический затвор; 8 – конденсатный насос

Давление пропускаемого потока в конденсатоотводчике изменяется от давления греющего пара в предвключенному теплообменнике (обычно в интервале от 0,2 до 1,2 МПа) до величины, достаточной для перемещения потока в сборный бак (обычно 0,11÷0,2 МПа). Расход пара на единицу теплообменного оборудования в зависимости от его номинальной тепловой мощности и условий работы может составлять от десятков до тысяч кг/ч.

Работа промышленных теплообменных устройств часто характеризуется резко выраженными переменными во времени тепловыми нагрузками. Следовательно, конденсатоотводчики должны обеспечивать своевременное и полное удаление конденсата из теплопотребляющих аппаратов, нагревательных приборов и паропроводов, с максимальным использованием содержащейся в нем теплоты в условиях колеблющихся давления и расхода пара.

В наибольшей степени этому требованию удовлетворяют поплавковые конденсатоотводчики с механическим затвором.

Известно несколько попыток систематизации данных о конструкциях, работе и классификации конденсатоотводчиков. Пайкиным [1] предложена классификация по функциональным и конструктивным признакам конденсатоотводчиков которые серийно выпускались в бывшем СССР. Якадин [2] подразделяет конденсатоотводчики по принципу действия на три основных класса: с гидравлическим затвором; с гидравлическим сопротивлением; с механическим затвором. Каждый класс имеет свои типы.

Удобная для осуществления подбора конденсатоотводчиков классификация предложена Барановым, Рябцевым и Бухариным [3]. В основу данной классификации положена форма расходной характеристики конденсатоотводчика – зависимость среднечасового расхода среды G от удельной

энтальпии h при постоянном давлении P_1 на входе и постоянном противодавлении P_2 .

На рис. 2 приведены расходные характеристики распространенных типов используемых в промышленности конденсатоотводчиков, а также некоего «идеального» конденсатоотводчика. Приведены также кривые скорости образования конденсата в теплообменниках. Точки пересечения кривых для конденсатоотводчиков и для теплообменников определяют режимы совместной их работы.

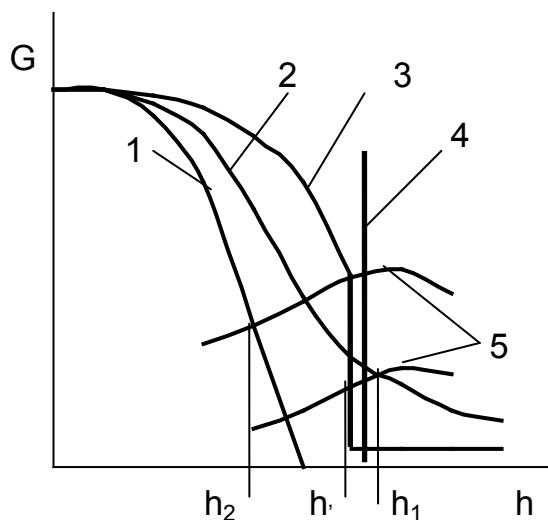


Рис. 2. Расходные характеристики терmostатических (1), термодинамических (2), механических (3), «идеального» (4) конденсатоотводчиков и теплообменников (5) [3]

Из рис. 2 видно, что наиболее приближена к «идеальному» варианту расходная характеристика механических (поплавковых) конденсатоотводчиков. Она состоит из слабо изогнутого участка пропуска охлажденного конденсата ($h < h'$), занимающего примерно половину диапазона изменения пропускной способности, и горизонтального участка ($h \geq h'$) с малыми протечками среды через неплотности затвора. Такие конденсатоотводчики в рабочих режимах при любых расходе и давлении подаваемого в теплообменник пара пропускают только конденсат и не выпускают пролетный пар. Это их свойство выгодно отличает поплавковые конденсатоотводчики от других подобного назначения устройств. Другим важным преимуществом является то, что при большом наклоне расходной характеристики и постоянстве ее положения во времени обеспечивается сохранение устойчивости течения среды (отсутствие гидравлической развертки) в параллельных ветвях сети паро- и конденсатопровода, т. е. стабильности режима подачи пара и отвода конденсата в отдельных теплообменниках [3]. Конденсатоотводчики с закрытым поплавком, кроме того, имеют наилучший обобщенный показатель качества [4], который по своему содержанию является аналогом приведенных годовых затрат.

Анализ конструкций известных конденсатоотводчиков, учет предъявляемых к ним требований, практического опыта эксплуатации и выявленных при этом недостатков и преимуществ позволили авторам настоящей статьи разработать серию новых, эффективных конденсатоотводчиков с закрытым поплавком [5-7].

Один из предложенных нами конденсатоотводчиков приведен на рис. 3.

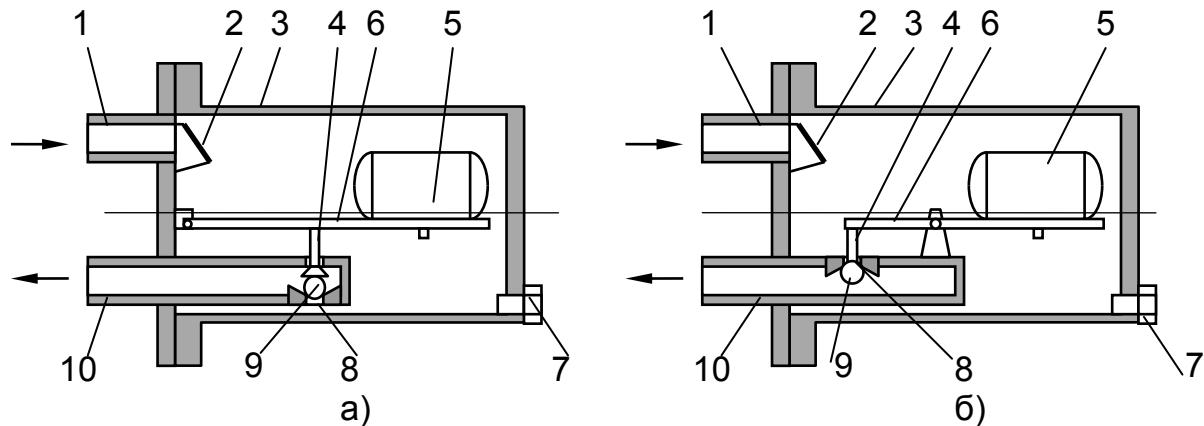


Рис. 3. Схема конденсатоотводчика [7] с тонущим поплавком: а) с нижним расположением выпускного клапана; б) с верхним расположением клапана; 1 – впускной патрубок; 2 – отбойник; 3 – корпус; 4 – шток; 5 – поплавок; 6 – рычаг; 7 – пробка резьбовая; 8 – выпускное отверстие; 9 – клапан; 10 – выпускной патрубок

Особенность его состоит в том, что поплавок выполнен толстостенным и он тонет в среде конденсата. При этом устраняется главный недостаток предлагаемых на рынке в настоящее время конденсатоотводчиков с закрытым поплавком – возможность утраты герметичности поплавка из-за быстрой коррозии тонкой стенки, заполнения поплавка конденсатом и прекращения по этой причине функционирования отводчика.

Конденсатоотводчик работает следующим образом. Поступающий в корпус 3 конденсат заполняет его объем и по мере залива поплавка 5 наступает момент, когда при возможном действии на поплавок подъемной архимедовой силы и силы давления конденсата на клапан 9 со стороны клапанного отверстия 8, клапан 9 отходит вверх от своего седла и открывает проход конденсату через отверстие 8 в выпускной патрубок 10. В соответствии с расходом конденсата автоматически устанавливается высота его уровня в корпусе 3 и степень подъема клапана 9. Если в корпус 3 через впускной патрубок 1 будет поступать пар, то действующая на поплавок 5 подъемная архимедова сила становится малозначительной. Сила прижатия клапана 9 к седлу в этом случае превышает силу давления пара на клапан. Доступ пара в выпускной патрубок 10 при этом будет закрыт.

Отметим следующие достоинства конденсатоотводчика [7]: простота конструкции и удобство обслуживания; работа без пропуска пара при многократных увеличении или уменьшении расхода или давления конденсата по отношению к номинальным их величинам; возможность простого регулирования и настройки путем перемещения поплавка на рычаге; снижена вероятность коррозионных повреждений поплавка, так как он имеет утолщенную стенку; отводчик дополнительно выполняет функцию обратного клапана; хорошая приспособляемость к динамическим условиям работы; не требуется каких-либо специальных действий персонала при запуске в работу.

К настоящему времени накоплен большой положительный опыт эксплуатации конденсатоотводчиков данного типа, которые устанавливались на различных промышленных предприятиях за подогревателями мазута, водонагревателями, калориферами сушильных и вентиляционных установок, варочными котлами и другими устройствами. При многолетней работе в тяжелых условиях, при постоянных и существенно переменных режимах работы предвключенного теплообменного оборудования, конденсатоотводчики показали надежную и эффективную работу без пропуска пролетного пара. Эффективность конденсатоотводчиков при решении задач энергосбережения в пароконденсатных системах исключительно велика. Во многих случаях срок окупаемости конденсатоотводчиков составил всего лишь несколько дней.

Серийное производство разработанных нами конденсатоотводчиков осуществляется научно-производственной фирмой «ПоТехИн и К⁰» при Энгельсском технологическом институте (филиал) Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю. А. (potechinltd@mail.ru).

Список литературы

1. Пайкин И.Х. Классификация конденсатоотводчиков // Химическое и нефтяное машиностроение. 1981. № 2. С. 32-34.
2. Ягадин А.И. Конденсатное хозяйство промышленных предприятий. М. : Энергия, 1973. 232 с.
3. Баранов Н.А., Рябцев Н.И., Бухарин В.И. Классификация и подбор конденсатоотводчиков // Промышленная энергетика. 1985. № 12. С. 20-23.
4. Баранов Н.А., Спрудэ И.К. Подбор конденсатоотводчиков с использованием обобщенного показателя качества // Промышленная энергетика. 1975. № 6. С. 14-16.
5. Полезная модель 8773 РФ, МКИ⁶ F16T1/00 Конденсатоотводчик / Печенегов Ю.Я.-98101892/20; заявлено 04.02.98; опубл. 16.12.98 //1998. № 12. С. 65.
6. Патент 2133911 РФ, МКИ⁶ F16T1/20 Конденсатоотводчик / Печенегов Ю.Я., Богатенко Р.В., Вильдяев В.И.-97114627/06; заявлено 01.09.97; опубл. 27.07.99 // Изобретения. 1999. № 21. С. 237.
7. Патент 2137022 РФ, МКИ⁶ F16T1/00 Конденсатоотводчик Печенегова/ Печенегов Ю.Я.-98101287/06; заявлено 22.01.98; опубл. 10.09.99 // Изобретения. 1999. № 25. С. 475.

Раздел 5. Энергосбережение с помощью нетрадиционных энергетических технологий

УДК 621-57

Д. С. Сапоненко, Б. А. Семенов (СГТУ им. Гагарина Ю. А., г. Саратов)

Методика определения оптимальных параметров вертикальных грунтовых теплообменников для тепловых насосов

Целью проведения экспериментальных исследований была разработка методики обоснования оптимальных параметров вертикальных грунтовых теплообменников ТНУ по условию достижения максимума интегрального эффекта ($\text{ЧДД} = \max$).

Ключевыми элементами грунтовых теплонасосных систем являются грунтовые зонды – вертикальные грунтовые теплообменники (ВГТО), используемые для отбора низкопотенциальной теплоты грунта. Однако единой нормативной методики расчета грунтовых зондов оптимальной конструкции до сих пор не существует, что затрудняет проектирование грунтовых теплонасосных систем.

Аналитическое описание теплопередачи в грунтовом теплообменнике

Для элементарного участка цилиндрической тепловоспринимающей поверхности трубы грунтового зонда бесконечно малой длины dL , м, расположенного на расстоянии x , м, от входа теплоносителя уравнение теплопередачи запишется в виде:

$$dQ = k_L \cdot \Delta t_x \cdot dL \quad (1)$$

где dQ – элементарный тепловой поток, Вт, передаваемый от грунта к теплоносителю через элемент цилиндрической поверхности длиной dL ; k_L – линейный коэффициент теплопередачи, Вт/(м·°C); Δt_x – локальный температурный напор, определяющий интенсивность передачи теплоты от грунта к теплоносителю в точке с координатой x , который равен разности температур:

$$\Delta t_x = t_{\text{rp}} - t_x, \quad (2)$$

где t_{rp} и t_x – температуры грунта и теплоносителя в сечении трубы на расстоянии x , м, от входа, °С.

Далее определим локальное значение удельного теплового потока, q_x , Вт/м, воспринимаемого одним метром длины трубы грунтового теплообменника как:

$$q_x = k_L \cdot \Delta t_x = k_L \cdot \Delta t_0 \cdot e^{-\frac{k_L}{c \cdot G} L_x} = q_0 \cdot e^{-\frac{k_L}{c \cdot G} L_x}, \quad (3)$$

где q_0 , – локальное значение удельного теплового потока на входе в грунтовый теплообменник, Вт/м; G – расход теплоносителя в грунтовом контуре (пропиленгликоль 30%), кг/с.

Выражение для оценки среднего удельного теплового потока, q_{cp} , Вт/м, приходящегося на 1 м длины грунтового теплообменника, получим как:

$$q_{cp} = \frac{Q_{sum}}{L} = \frac{c \cdot G \cdot \Delta t_0}{L} \cdot \left(1 - e^{-\frac{k_L}{c \cdot G} L} \right), \quad (4)$$

где L – общая длина трубы грунтового теплообменника, м.

Удельные показатели тепловосприятия грунтовых теплообменных зондов, состоящих из двух U-образных трубных элементов длиной по 150 м каждый, изготовленных из полиэтиленовых труб 32×3 представлены во втором столбце табл. 1.

Таблица 1
Средние значения удельного теплосъема вертикальных грунтовых теплообменников

Вид грунта	Удельный теплосъем q_{cp} , Вт/м		Параметры и расходы теплоносителя (25% этиленгликоль)				Расчетные значения при $\Delta t_0=9^{\circ}\text{C}$		
	Зонд а	Трубы	ρ , кг/м ³	c , Дж/(кг·°C)	V , м ³ /ч	G , кг/с	k_L , Вт/(м·°C)	K_f , Вт/(м ² ·°C)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
1. Сухие осадочные породы	20	5	1044	3773	0,35	0,1015	0,627	6,235	
2. Каменистая почва или насыщенные водой осадочные породы	50	12,5	1044	3773	0,35	0,1015	2,005	19,953	
3. Каменные породы высокой теплопроводности	70	17,5	1044	3773	0,35	0,1015	3,661	36,432	
4. Подземные воды	80	20	1044	3773	0,35	0,1015	5,217	51,920	

Используя данные табл. 1 можно косвенным путем количественно оценить величину коэффициентов теплопередачи от грунта к низкотемпературному теплоносителю. Для этого, решив уравнение (4) относительно k_L , Вт/(м·°C), получим следующую расчетную зависимость:

$$k_L = -\frac{c \cdot G}{L} \ln \left(1 - \frac{q_{cp} \cdot L}{c \cdot G \cdot \Delta t_0} \right), \quad (5)$$

Числовые значения линейных коэффициентов теплопередачи k_L , Вт/(м·°C), рассчитанные по формуле (5), представлены в столбце 8 табл.1, а в столбце 9 этой таблицы приведены значения поверхностных коэффициентов теплопередачи K_f , Вт/(м²·°C), полученные путем пересчета по формуле:

$$K_f = k_L / (\pi \cdot d), \quad (6)$$

где d – наружный диаметр труб грунтового зонда, м.

Отличительной особенностью процесса теплопередачи в данном случае будет являться то, что теплота подводится к наружной поверхности трубного элемента не теплоотдачей, а теплопроводностью, то есть кондуктивным путем через грунт, плотно примыкающий к трубе. Поэтому интенсивность внешнего подвода теплоты к наружной поверхности грунтового теплообменника может оцениваться неким «условным коэффициентом теплоотдачи грунта» α_{rp}^{uspl} , Вт/(м²·°C) – удельный тепловой поток, воспринимаемый единицей площади внешней поверхности трубы при единичной разности температур, установившейся между грунтовым массивом и тепловоспринимающей поверхностью:

$$\alpha_{rp}^{uspl} = \left(\frac{1}{K_f} - \frac{d}{\alpha_B \cdot d_B} - \frac{d}{2\lambda_{tp}} \cdot \ln \frac{d}{d_B} \right)^{-1}, \quad (7)$$

где d_B – внутренний диаметр трубы, м; λ_{tp} – теплопроводность материала трубы, принятая в данном случае для полиэтилена равной 0,35 Вт/(м·°C); α_B – средний коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности цилиндрической стенки к низкотемпературному теплоносителю, Вт/(м²·°C).

Оптимизация расчетных параметров грунтового теплообменника

Полезным эффектом любых теплонасосных источников теплоснабжения, можно считать снижение эксплуатационных издержек на оплату теплоты, $Q_{год}$, МДж/год, отбираемой от грунта, так как более дешевая

геотермальная теплота может замещать собой теплоту, потребляемую от альтернативных внешних источников теплоснабжения.

Стоимость замещаемой теплоты определяется действующим тарифом, поэтому снижение годовых эксплуатационных издержек, ΔI , руб/год, может количественно оцениваться произведением [4]:

$$\Delta I_{Q,\text{год}} = C_Q \cdot Q_{\text{год}} . \quad (8)$$

где C_Q – тариф на тепловую энергию от замещаемого теплоисточника, руб/МДж; $Q_{\text{год}}$ – суммарная годовая теплопроизводительность грунтового теплообменника, МДж/год.

Геотермальная теплота $Q_{\text{год}}$, МДж/год, отбирается от грунта на протяжении всего отопительного периода с разной интенсивностью, поэтому ее можно рассчитать через установленную тепловую мощность грунтового теплообменника, Q_{sum} , Вт, и число часов использования установленной мощности:

$$Q_{\text{год}} = 3600 \cdot 10^{-6} \cdot \tau_{\text{ум}} \cdot Q_{\text{sum}} , \quad (9)$$

где $\tau_{\text{ум}}$ – число часов использования установленной мощности, ч/год; Q_{sum} – расчетный тепловой поток, Вт, отбираемый от грунта в режиме максимума теплопотребления.

Для отопительных ТНУ требуемое число часов использования установленной мощности $\tau_{\text{ум}}$, ч/год, может быть рассчитано по известным климатологическим данным для любого района страны [1]:

$$\tau_{\text{ум}} = 24 \cdot T_{\text{оп}} \cdot \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{ср.о.п}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н.р.о}}} , \quad (10)$$

где $T_{\text{оп}}$ – продолжительность отопительного периода в сутках, сут/год; $t_{\text{в}}$ – нормативная температура внутреннего воздуха в отапливаемом помещении, °C; $t_{\text{ср.о.п}}$ – средняя за отопительный период температура наружного воздуха по климатологическим данным, °C; $t_{\text{н.р.о}}$ – расчетная наружная отопительная температура в данной местности, °C [1].

Входящий в выражение (9) расчетный тепловой поток Q_{sum} , Вт, может быть определен с учетом представленных в табл. 1 ориентировочных коэффициентов теплопередачи при известной длине грунтового теплообменника L_x , м, заданной величине начальной разности температур между грунтом и теплоносителем Δt_0 , °C, известных значениях удельной

теплоемкости c , Дж/(кг·°C), и расхода циркулирующего теплоносителя G , кг/с.:

$$Q_{\text{sum}} = c \cdot G \cdot \Delta t_0 \cdot \left(1 - e^{-\frac{k_L}{c \cdot G} L_x} \right). \quad (11)$$

Последовательная подстановка выражений (11) в (10) и (9) позволяет получить следующую зависимость снижения годовых эксплуатационных издержек на оплату теплоты ΔI , руб/год:

$$\Delta I_{Q,\text{год}} = 3,6 \cdot 24 \cdot 10^{-3} \cdot T_{\text{оп}} \cdot \frac{t_b - t_{\text{ср.о.п}}}{t_b - t_{\text{н.р.о}}} \cdot C_Q \cdot c \cdot G \cdot \Delta t_0 \cdot \left(1 - e^{-\frac{k_L}{c \cdot G} L_x} \right) \quad (12)$$

Введем следующие обозначения постоянных комплексов, не зависящих от длины грунтового теплообменника:

$$A = 3,6 \cdot 24 \cdot 10^{-3} \cdot T_{\text{оп}} \cdot \frac{t_b - t_{\text{ср.о.п}}}{t_b - t_{\text{н.р.о}}} \cdot C_Q \cdot c \cdot G \cdot \Delta t_0; \quad (13)$$

$$B = \frac{k_L}{c \cdot G}. \quad (14)$$

С учетом этих обозначений выражение (12) примет следующий вид:

$$\Delta I_{Q,\text{год}} = A \cdot \left(1 - e^{-B \cdot L_x} \right). \quad (15)$$

Для обеспечения принудительной циркуляции низкотемпературного теплоносителя по контуру грунтового теплообменника необходимы дополнительные затраты на оплату электроэнергии, $Z_{\text{э,год}}$, руб/год, потребляемой приводом циркуляционного насоса, которые можно определить, как:

$$Z_{\text{э,год}} = 24 \cdot 10^{-3} \cdot N_{\text{э,уст}} \cdot T_{\text{оп}} \cdot C_{\text{э}}, \quad (16)$$

где $N_{\text{э,уст}}$ – установленная мощность электродвигателя циркуляционного насоса, Вт; $T_{\text{оп}}$ – продолжительность отопительного периода в сутках, сут/год; $C_{\text{э}}$ – тариф на электроэнергию, руб/(кВт·ч).

Требуемая для обеспечения циркуляции установленная мощность электродвигателя может быть рассчитана, как [2, 3]:

$$N_{\text{э,уст}} = \frac{1,2 \cdot \Delta P \cdot G}{\rho \cdot \eta_{\text{ц.н}} \cdot \eta_{\text{эдв}}}, \quad (17)$$

где ΔP – потери давления в циркуляционном контуре грунтового теплообменника и испарителе ТНУ, Па; G – расход циркулирующего теплоносителя, кг/с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; $\eta_{ц,н}$ и $\eta_{эдв}$ – соответственно: КПД циркуляционного насоса и электродвигателя в долях единицы; 1,2 – коэффициент запаса [2,3].

Итоговая формула мощности привода циркуляционного насоса имеет вид:

$$N_{э,уст} = 9,6 \cdot \frac{\lambda}{\pi^2} \cdot \frac{G^3}{\rho^2 \cdot d_p^5 \cdot \eta_{ц,н} \cdot \eta_{эдв}} \cdot L_x + \frac{G \cdot \Delta P_{исп}}{\rho \cdot \eta_{ц,н} \cdot \eta_{эдв}}. \quad (18)$$

Подставив (18) в (17) получим выражение для определения годовых издержек на электроэнергию, потребляемую приводом циркуляционного насоса:

$$Z_{э,год} = 230,4 \cdot 10^{-3} T_{оп} \cdot C_э \cdot \frac{\lambda}{\pi^2} \cdot \frac{G^3}{\rho^2 \cdot d_{вн}^5 \cdot \eta_{ц,н} \cdot \eta_{эдв}} \times \\ \times L_x + 24 \cdot 10^{-3} \cdot T_{оп} \cdot C_э \cdot \frac{G \cdot \Delta P_{исп}}{\rho \cdot \eta_{ц,н} \cdot \eta_{эдв}}. \quad (19)$$

Введем следующие обозначения постоянных комплексов, не зависящих от длины грунтового теплообменника:

$$D = 230,4 \cdot 10^{-3} T_{оп} \cdot C_э \cdot \frac{\lambda}{\pi^2} \cdot \frac{G^3}{\rho^2 \cdot d_{вн}^5 \cdot \eta_{ц,н} \cdot \eta_{эдв}}, \quad (20)$$

$$F = 24 \cdot 10^{-3} \cdot T_{оп} \cdot C_э \cdot \frac{G \cdot \Delta P_{исп}}{\rho \cdot \eta_{ц,н} \cdot \eta_{эдв}}. \quad (21)$$

С учетом этих обозначений выражение (19) примет вид:

$$Z_{э,год} = D \cdot L_x + F. \quad (22)$$

Капитальные вложения в устройство вертикального грунтового теплообменника, K , руб, в первом приближении можно считать состоящими из четырех основных составляющих: стоимости пластиковой трубы длиной L_x , м, стоимости низкотемпературного теплоносителя, циркулирующего по внутреннему контуру трубного элемента, и стоимости земляных работ по бурению скважины, глубина которой при использовании одного U-образного трубного элемента в скважине равна половине длины L_x , а при двух U-образных элементах – одной четверти этой длины, и стоимости

теплопроводного бетонного раствора, заливаемого в межтрубное пространство скважины после установки зондов. С учетом этого можно записать:

$$K = L_x \cdot C_{уд}, \quad (23)$$

где $C_{уд}$ – удельная величина суммарных капвложений, приходящихся на 1 м длины трубы грунтового теплообменника, руб/м, определяемая как:

$$C_{уд} = C_{тр} + C_{н.т.н} \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} + \frac{C_{з.р}}{2 \cdot n} + \frac{\pi \cdot d_{скв}^2}{4} \left[1 - 4 \cdot \left(\frac{d}{d_{скв}} \right)^2 \right] \cdot C_{бет}, \quad (24)$$

где $C_{тр}$ – стоимость 1 м пластиковой трубы заданного диаметра, руб/м; $C_{н.т.н}$ – стоимость низкотемпературного теплоносителя (водного раствора пропиленгликоля), руб/кг; ρ – плотность раствора пропиленгликоля кг/м³; $d_{скв}$ – требуемый диаметр скважины, м; $C_{з.р}$ – удельная стоимость земляных работ, руб/(м скважины); n – число U-образных элементов в одной скважине, шт/скважину; $C_{бет}$ – стоимость теплопроводного бетонного раствора для заливки в межтрубное пространство скважины, руб/м³.

Результирующий интегральный эффект $\mathcal{E}_{инт}$, руб, от использования грунтового теплообменника в данном случае может быть определен с использованием действующей методики оценки экономической эффективности инвестиционных проектов, как разность между дисконтированными результатами и затратами по выражению [4]:

$$\mathcal{E}_{инт} = (\Delta I_{Q,год} - Z_{э,год}) \cdot \alpha - K, \quad (25)$$

где α – коэффициент дисконтирования, лет.

Подставив (15) и (22) в (25) после преобразований получим целевую функцию в виде, наиболее удобном для аналитического исследования на экстремум:

$$\mathcal{E}_{инт} = (A - F) \cdot \alpha - A \cdot \alpha \cdot e^{-B \cdot L_x} - (C_{уд} + \alpha \cdot D) \cdot L_x, \quad (26)$$

Экстремум функции (26) найдем из условия равенства нулю первой производной, то есть:

$$\frac{d\mathcal{E}_{инт}}{dL_x} = \alpha \cdot A \cdot B \cdot e^{-B \cdot L_x} - (C_{уд} + \alpha \cdot D) = 0. \quad (27)$$

Решив уравнение (27) относительно длины грунтового теплообменника L_x , которая в данном случае является оптимальной, получим:

$$L_{\text{opt}} = -\frac{1}{B} \ln \left(\frac{C_{\text{уд}} + \alpha \cdot D}{\alpha \cdot A \cdot B} \right). \quad (28)$$

Результаты проведенной работы. Использование этой формулы в многовариантных расчетах показателей экономической эффективности грунтовых теплообменников оптимальной длины позволило выявить экстремальный характер зависимости интегрального эффекта не только от длины, но и от расхода теплоносителя, который в данном случае является вторым параметром оптимизации.

Дальнейшими расчетами было установлено, что третьим параметром, существенно изменяющим величину интегрального эффекта при условии поддержания оптимальных значений длины и расхода теплоносителя, является марка и диаметр полиэтиленовых труб грунтового зонда.

Четвертым параметром является температура теплоносителя на входе в грунтовый теплообменник, t_1 .

Для иллюстрации полученных выводов на рис. 1, 2, 3 и 4 показаны графики зависимостей, построенные по результатам оптимизационных расчетов, выполненных по разработанной методике.

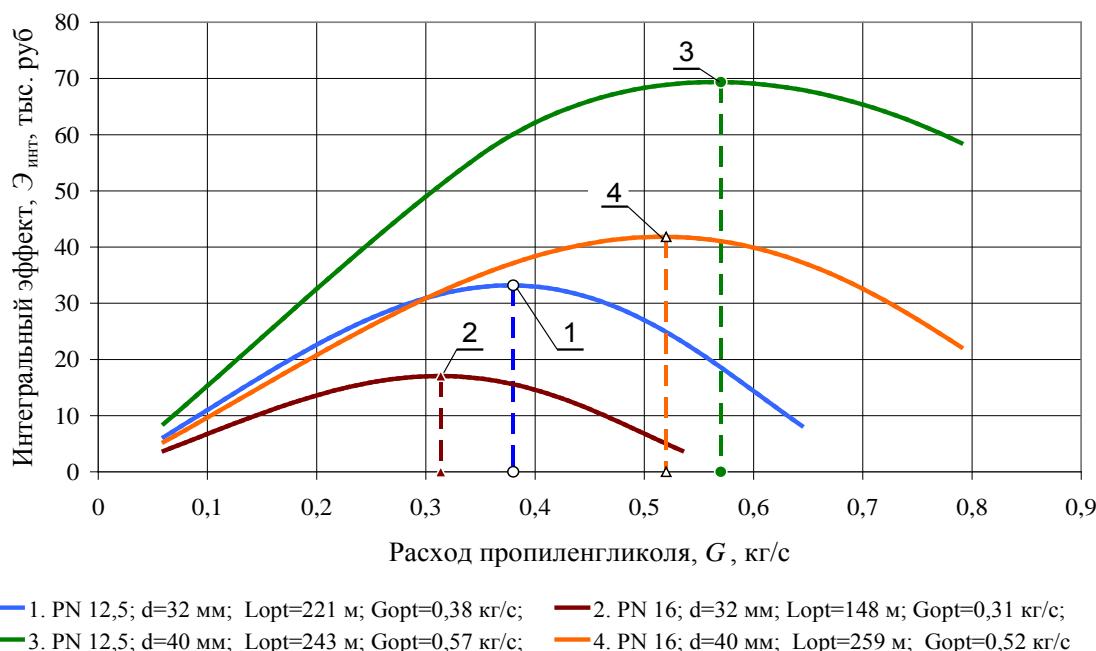


Рис. 1. Зависимости интегрального эффекта от расхода теплоносителя при соблюдении оптимальной длины U-образных элементов, выполненных из полиэтиленовых труб различных марок, при постоянном значении $t_1 = 0$

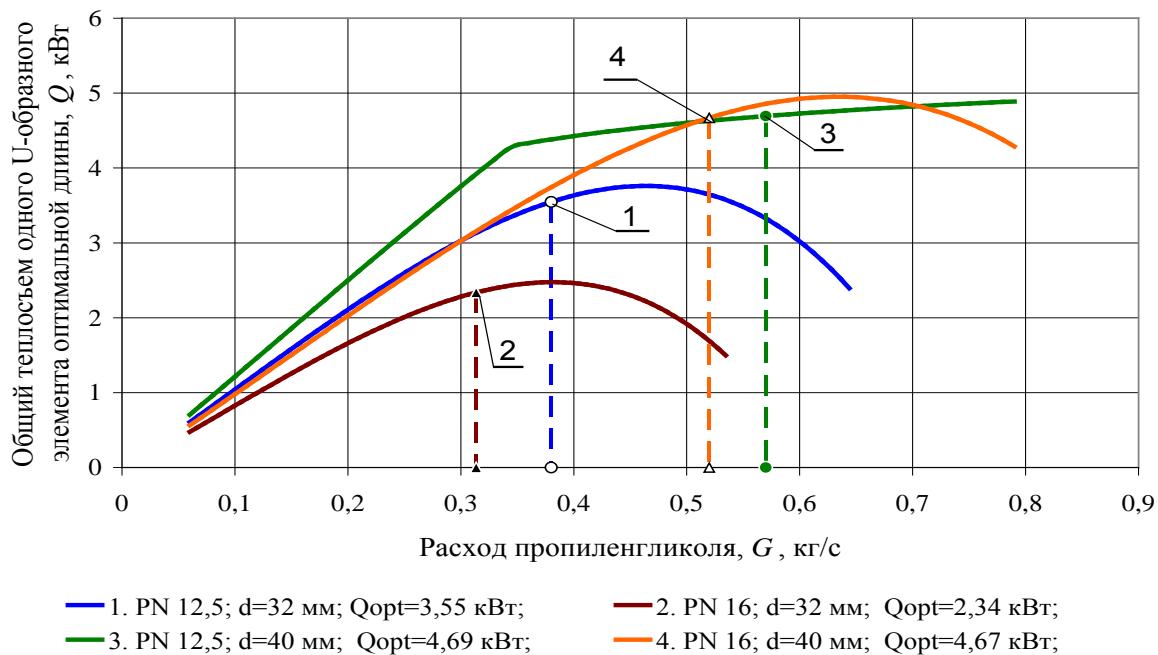


Рис. 2. Зависимости общего теплосъема от расхода теплоносителя при соблюдении оптимальной длины U-образных элементов из полиэтиленовых труб различных марок, при постоянном значении $t_1 = 0$ °C

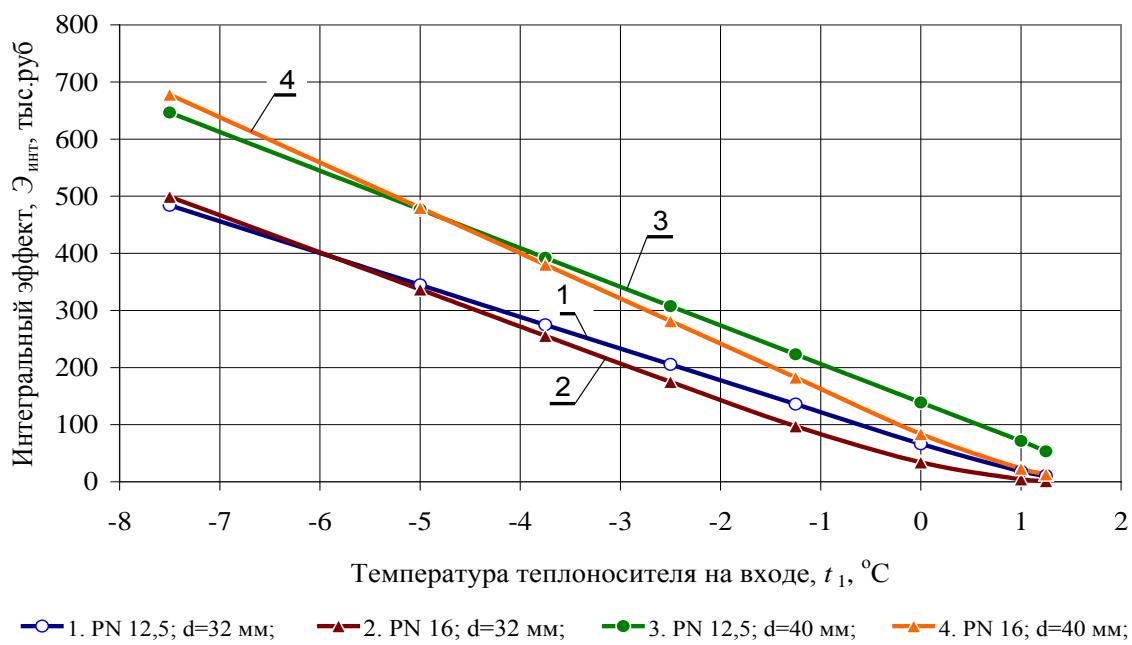


Рис. 3. Зависимости интегрального эффекта от температуры t_1 при соблюдении оптимального расхода теплоносителя и оптимальной длины U-образных элементов из полиэтиленовых труб различных марок

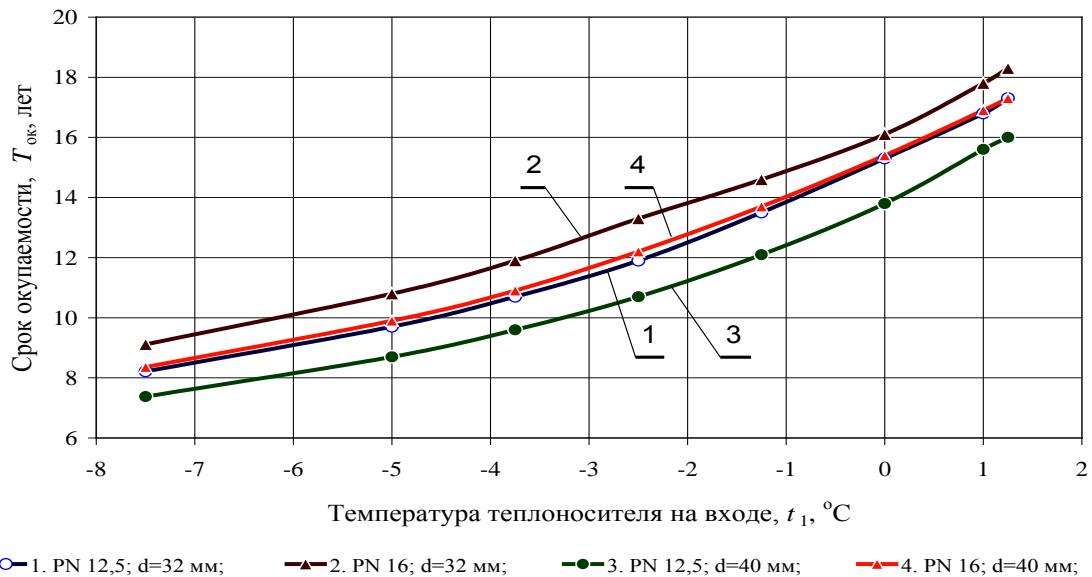


Рис. 4. Зависимости срока окупаемости U-образных элементов, выполненных из полиэтиленовых труб оптимальной длины, от температуры t_1 (при условии соблюдения оптимальных расходов теплоносителя)

Выводы

1. Расчетами установлено, что локальные максимумы эффективности грунтовых теплообменников могут достигаться при соблюдении оптимальных значений двух основных параметров: длины и расхода теплоносителя.

2. Оптимальные значения этих параметров могут быть рассчитаны по разработанной методике в зависимости от вида и температуры грунта, диаметра и марки полиэтиленовых труб (с учетом ограничения по рабочему давлению), начальной температуре теплоносителя на входе, тарифов на теплоту и электроэнергию, удельных капвложений во все элементы грунтового зонда, включая земляные работы, с учетом реальной нормы дисконта и других исходных данных.

3. На основе выполненного сравнения 4-х конкурирующих вариантов установлено, что при начальных температурах теплоносителя, в интервале от +1 до минус -5 $^{\circ}\text{C}$ глобальный максимум ЧДД может быть достигнут в результате использования U-образных элементов из труб марки PN 12,5 d = 40 мм при условии соблюдения оптимальных длин и расходов теплоносителя, рассчитанных по предлагаемой методике.

4. При значениях t_1 , близких к +1 $^{\circ}\text{C}$, величина ЧДД незначительна и использование грунтовых тепловых насосов экономически не оправдано из-за больших сроков окупаемости, которые в данном случае составляют 16–18 лет.

5. С уменьшением температуры t_1 величина ЧДД растет, а сроки окупаемости инвестиций сокращаются, что свидетельствует об улучшении экономических показателей использования грунтовых зондов.

6. Снижение t_1 возможно лишь за счет понижения температуры испарения хладагента в испарителе ТНУ, что способствует уменьшению коэффициента преобразования и ухудшению общей энергоэффективности теплонасосной установки.

Список литературы

1. СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99* (с Изменением N 2). М. : ГУП ЦПП Госстроя РФ, 2013. 58 с.
2. ТУ 2248-039-00284581-99. Трубы напорные из сшитого полиэтилена для систем холодного и горячего водоснабжения и отопления. М. : НИИсантехника, введен с 20.03.99. 19 с.
3. СП 41-109-2005 Проектирование и монтаж внутренних систем водоснабжения и отопления здания с использованием труб из «сшитого» полиэтилена. М. : ГУП «НИИМосстрой», 2005. 20 с.
4. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов и их отбору для финансирования. Москва: Министерство экономики и финансов РФ, 1994. 81 с.

УДК 621.311

И. И. Артюхов, С. Ф. Степанов (СГТУ имени Гагарина Ю. А., Саратов)

Интеграция ветроэнергетики в городскую среду

Одним из решений проблемы стремительного сокращения запасов нефти, угля и газа, а также снижения выбросов вредных веществ является развивающееся сегодня направление проектирования и строительства зданий с применением возобновляемых источников энергии (ВИЭ). Подобные объекты являются одной из перспективных форм застройки городских территорий, что обусловлено их энергетической самостоятельностью и экологически чистыми источниками энергии, которые в них используются.

ВИЭ можно установить прямо на крышах и стенах зданий, что позволяет получить не только экологически чистую электроэнергию, но и существенно изменить визуальное восприятие здания, как архитектурного объекта. Солнечная энергетика медленно, но уверенно завоевывает свои позиции в городской среде. Фотоэлектрические модули на крышах зданий и

сооружений во многих странах уже стали привычными элементами конструкций. Что касается ветроэнергетики, то ее интеграция в городскую среду идет гораздо медленнее, хотя имеется ряд успешных примеров [1].

Всемирный торговый центр в Манаме (Бахрейн), который был введен в эксплуатацию в 2006 году, состоит из двух небоскребов высотой в 240 м. Три горизонтально-осевых ветрогенератора диаметром 29 м и номинальной мощностью 225 кВт каждый расположены один над другим на специальных поперечинах-мостах между двумя башнями здания. Они покрывают до 15 % потребности торгового центра в электричестве, вырабатывая его ежегодно в количестве от 1100 до 1300 МВт·ч.

Высотное здание в Портленде (построено в 2009 году) своим примером демонстрирует, что и в условиях плотной городской застройки можно реализовать экологически устойчивый проект. В этом здании расположены два источника возобновляемой энергии:

- солнечный коллектор для нагрева воды в системе горячего водоснабжения общей площадью 126 м²;
- четыре ветрогенератора, расположенные в северной части крыши, демонстрирующие экологическую направленность данного строения.

Ветротурбины диаметром 3,65 м имеют управляемые шарнирные основы, которые позволяют поворачивать лопасти к ветру. Ветрогенераторы рассчитаны на производство около 10 000 кВт·ч электроэнергии в год, что составляет 1% от полного потребления электроэнергии офисной части здания или полное электропотребление системы лифтов и элеваторов в здании.

В 2010 году в Лондоне построен небоскреб «Башня Страты», который имеет высоту 147 м и состоит из 42 этажей. Функционально представляет собой жилой комплекс с торговыми площадями, парковочными местами и спортивным клубом. Основной особенностью высотного здания стали расположенные в верхней части три горизонтально-осевых ветрогенератора номинальной мощностью 19 киловатт. В целом они производят 50 МВт·ч энергии, покрывая 8% потребностей объекта. Турбины ветрогенератора имеют пять лопастей, что позволило значительно снизить уровень шума и вибрации. Аэродинамика конструкции была спланирована таким образом, чтобы ветер вращал турбины с максимальной эффективностью в течение всего года.

Прослеживаются следующие тенденции изменения объемно-пространственных решений зданий с ВИЭ. В начале своего развития это были здания простой формы, в которых были использованы

энергоустановки. При этом они не были интегрированы в архитектурное решение объекта, а присутствовали как элемент инженерно-технического решения объекта. С течением времени совершенствовались технологии преобразования энергии, нарастала необходимость снижения затрат на энергообеспечения таких объектов. Это привело к тому, что в архитектуре последних проектов используются возобновляемые источники энергии как часть объемно-планировочного и художественного решений высотных зданий [2].

Использование энергии ветра в городской среде требует изменения подходов к конструированию и размещению ветрогенераторов [3]. Размещаемые на крышах зданий ветротурбины должны обладать минимальным шумом и вибрациями, иметь современный дизайн. Эти требования можно выполнять за счет применения многомодульной конструкции ВЭУ, при этом ветроколеса имеют 6 и более лопастей. Данный подход при создании ВЭУ позволяет повысить ее надежность и ремонтопригодность. Кроме того, они оказываются совершенно безопасными для птиц, живущих в городской среде.

Городские ветроэнергетические установки (ВЭУ) ни в коем случае не предназначены для замены централизованных сетей электроснабжения. В наших городах они могут быть применены, например, для электроснабжения отдельных локальных систем освещения, рекламных щитов, пешеходных переходов, к которым нецелесообразно вести линии электропередач. Возможная область применения – освещение общедомовых мест: лестничных площадок, подвалов, освещение входа в здание. Так как данная система электроснабжения является автономной системой электроснабжения, то она будет выполнять и функции аварийного освещения лестничных площадок при отключении общего централизованного электроснабжения. В настоящее время аварийные системы освещения в жилых домах полностью отсутствуют.

Мультимодульная ВЭУ может устанавливаться непосредственно на крыше здания с опорами небольшой высоты (рис. 1). Варианты технических решений, которые могут быть использованы при построении мультимодульных ВЭУ, защищены патентами [4, 5]. Основными составляющими модуля являются комбинированное ветроколесо и электротехнический комплекс, включающий синхронный генератор с магнитоэлектрическим возбуждением от постоянных магнитов неодим-железо-бор (NeFeB), выпрямитель, аккумуляторную батарею, а также преобразователь частоты на основе инвертора тока с коммутирующими конденсаторами и

регулируемым тиристорно-индуктивным компенсатором выпрямительного типа. Кроме того, в состав ВЭУ входит микропроцессорный блок управления с набором датчиков тока, напряжения, скорости и направления ветрового потока [6]. Комбинированное ветроколесо, состоящее из трех ветроколес, с магнитоэлектрической системой перемещения ветроколес позволяет включать в работу разное количество лопастей 12, 6, 3. Данное решение позволяет обеспечить возможность мультимодульной ВЭУ работать в широком диапазоне изменения скоростей ветра при высоком значении коэффициента использования энергии ветра и пусковом моменте в 4 раза больше, чем у типовых 3-лопастных ветроэлектростанций при скорости ветра 2,5 м/с. Комбинированное ветроколесо сочетает в себе достоинства быстроходных и тихоходных ветроколес: большой пусковой момент у тихоходных и высокий коэффициент использования энергии ветра у быстроходных.



Рис. 1. Вариант установки ветроколес мультимодульной ВЭУ на крыше здания

Определим, для примера, годовое количество электрической энергии, необходимое для питания осветительной нагрузки мест общего пользования одноподъездного двенадцатиэтажного дома, и необходимую мощность мультимодульной ВЭУ.

Предположим, что освещение всех мест общего пользования осуществляется светодиодными энергоэффективными лампами с nominalnym напряжением 24 В. Потребляемая мощность лампы, установленной на лестничной площадке, составляет 12 Вт (12 шт. в доме), лампы, установленной перед подъездом – 50 Вт (1 шт.), лампы, установленной

в подвале – 12 Вт (2 шт.). Суммарная установленная мощность осветительных установок дома составляет $P_d = 218$ Вт.

Примем, что время работы ламп освещения лестничной площадки и освещения территории перед подъездом составляет 17 часов в зимнее время, 10 часов – в летнее время. Время работы ламп, установленных в подвальном помещении, составляет 0,5 часа в сутки.

Для определения суммарного потребления электроэнергии будем считать, что в году 183 зимних дня, 182 летних дня. Тогда суточное потребление составит $W_{сут} = 3310$ Вт·ч. Необходимое количество электрической энергии в год $W_{год} = 1208$ кВт·ч/год.

Выберем количество модулей ВЭУ и параметры ветроколеса модуля. Для получения низкого уровня шума необходимо применять многолопастные ветроколеса. Выберем шестилопастное ветроколесо. Для получения малых значений вибрации мультимодульной ВЭУ размер ветроколес не должен превышать 2–3 м. Для нашего случая выберем ветроколесо с диаметром 1,3 м.

Проведенные расчеты показали, что в г. Саратове модуль мощностью 150 Вт может выработать в год до 325 кВт·ч электроэнергии. Таким образом, для рассматриваемого примера можно выбрать четырехмодульную конструкцию суммарной мощностью 600 Вт.

Список литературы

1. Здания высоких технологий (весна 2013) . URL: <http://www.hpbmagazine.org/>.
2. Елистратов В.В., Боброва Д.М. Ветроэнергетические установки – архитектурный элемент зданий // Архитектура и современные информационные технологии. 2013. № 2(23). URL: <http://www.marhi.ru/AMIT/2013/>.
3. Павленко И.М., Степанов С.Ф., Артюхов И.И. Городская «клUSTERно-сотовая» ветроэнергетика – ветроэнергетика нового поколения // Энергосбережение в Саратовской области. 2013. № 3(53). С. 30-32.
4. Патент 2468248. Российская Федерация. МПК⁷ F 03 D 1/02, F 03 D 7/04. Ветроколесо и ветроэлектростанция на его основе / О.Б. Соломенкова, С.Ф. Степанов, И.И. Артюхов и др.; заявитель и патентообладатель СГТУ имени Гагарина Ю.А. № 2010142242/06; заявл. 18.10.2010; опубл. 27.04.12. 10 с.
5. Патент на полезную модель № 128674. Российская Федерация. МПК⁷ F 03 D 3/02, F 03 D 9/00. Мультимодульная ветроэлектростанция / И.М. Павленко, С.Ф. Степанов, В.В. Коваленко; заявитель и патентообладатель СГТУ имени Гагарина Ю.А. № 2012153363/06; заявл. 10.12.2012; опубл. 27.05.13. 9 с.
6. Павленко И.М., Степанов С.Ф. Особенности ветрогенераторной части мультимодульных ветроэлектростанций // Современные проблемы науки и образования. 2013. № 4. URL: <https://science-education.ru/ru/article/view?id=9843>.

Б. Д. Гемечу, В. И. Шарапов (УлГТУ, Ульяновск)

Оценка потенциала солнечной энергии в районах геотермальных источников Эфиопии

Правительство Эфиопии в рамках своей стратегии климатоустойчивой зеленой экономики (Climate Resilient Green Economy-CRGE) поставило цель достижения статуса страны со средним уровнем дохода к 2025 году за счет расширения производства электроэнергии из возобновляемых источников энергии и применения современных и энергоэффективных технологий. Планируется, что для достижения ежегодного темпа роста экономики в 10% необходимо повышать энергоснабжение в размере более чем на 14% в год [1].

До сих пор в стратегии развития энергетики страны большое внимание было уделено гидроэнергии из-за его изобилия. Тем не менее, в связи с сезонным характером падения дождей и периодической засухой, с которой страна сталкивается на протяжении многих лет, ставка только на ГЭС грозит исчезновением системы электроснабжения. Это вызвало сдвиг парадигмы в сторону разработки других возобновляемых источников энергии. Среди инициатив, принятых во внимание, является развитие геотермальной энергетики.

Эфиопский сектор Восточно-Африканской рифтовой системы определяется как потенциальный источник геотермальной энергии с потенциалом генерации более 10000 МВт электроэнергии [2]. В дополнение к геотермальным энергетическим ресурсам большие площади Эфиопии получают значительное количество солнечной энергии (по оценкам, в среднем 5,5 кВт/ м²/сутки [3]) в течение года. Это позволяет рассматривать развитие гибридных энергетических систем с одновременным использованием солнечной и геотермальной энергии.

В настоящей работе предпринята попытка оценить потенциал солнечной энергии в районах со значительными геотермальными ресурсами.

При оценке потенциала, пригодного для технологии концентрации солнечной энергии (КСЭ), наиболее существенными факторами являются компонент прямого солнечного излучения, наличие воды, площадь земли, и

склон рельефа. В отличие от других солнечных систем сбора энергии, которые используют прямой, а также диффузные компоненты солнечного излучения, системы КСЭ используют только прямое солнечное излучение [4]. Именно районы с повышенным круглогодичным прямым солнечным излучением наиболее подходят для установки систем КСЭ.

При определении мест для систем КСЭ в Испании Bravo и др. [5] включали области, которые имеют склон с градиентом ниже 8% и ниже 2%, и средние прямые нормальные потоки солнечного излучения выше 4,1 кВт/м²/сутки. Pletka и др. [6] включали места с склоном менее 1% и средним прямым солнечным излучением выше, чем 6,75 кВт/м²/сутки и определили четыре основных места для установки параболических желобов солнечных электростанций. Аналогичные оценки были выполнены другими исследователями в различных областях, таких, как в Южной Африке Fluri [7], в Западной Африке Ramdé и др. [8], Австралии Clifton и Boruff [9], Индии C. Sharma и др. [4] и Марокко A. Merrouni [10]. В табл. 1 приведены минимальные значения для прямого солнечного излучения и склона рельефа, используемые в исследованиях по оценке потенциала КСЭ.

Из-за низкой плотности солнечной энергии технологии КСЭ требуют большой площади земли для выработки электроэнергии, размещения энергетических установок и устройств для аккумулирования энергии. Тем не менее, в зависимости от технологии КСЭ требования к земельной площади меняются. Clifton и Boruff [9] рассмотрели возможность выработки 1 МВт электроэнергии с использованием параболических желобов на 2 га земли.

Таблица 1
Минимальные значение для прямого солнечного излучения (ПСИ)
и склона земли в исследованиях КСЭ

Минимальный ПСИ, кВтч/м ² /д	Максимальный склон, %	Ссылки
4	1	Ramdé и др. [8]
4.1	2	Bravo и др. [5]
4.8	2	Merrouni и др. [10]
4.9-5.5	-	C. Sharma и др. [4]
5.5	-	Clifton и Boruff [9]
6,75	1	Pletka и др. [6]
7	1	Fluri [7]

Согласно генеральному плану развития геотермальной энергетики Эфиопии, сформулированному в 2015 году [2], экономически целесообразными являются 11 геотермальных месторождений (см. табл. 2).

Данные по прямому нормальному излучению, используемые для оценки потенциала, были получены из доклада оценки ресурсов солнечной и ветровой энергии (Solar and Wind Energy Resource Assessment-SWERA) [11]. Данные по солнечному излучению, представленные Германским Аэрокосмическим Центром (Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR), получены для всей страны за 2000, 2001 и 2002 годы. Установлено, что только места с годовой средней ежедневной интенсивностью прямого солнечного излучения более $4,8 \text{ кВтч}/\text{м}^2$ считаются пригодными для реализации технологий КСЭ.

Технологии КСЭ требуют наличия воды для охлаждения и конденсации в ряде процессов, однако, в данной работе потребность в воде не рассматривается в качестве критерия выбора места. В первую очередь оценивается возможность реализации технологий КСЭ в гибридных гелио- и геотермальных энергетических установках.

Таблица 2
Экономически перспективные геотермальные области

Геотермальные области	Координаты перспективы	
	Широта (C)	Долгота (B)
Tendaho-1 (Dubti)	11,78	41,14
Aluto-2 (Finkilo)	7,79	38,77
Corbettii	7,18	38,44
Aluto-3 (Bobesa)	7,79	38,82
Tendaho-2 (Ayrobera)	11,89	41,09
Tendaho-3 (Allalobeda)	11,64	41,02
Aluto-1 (Langano)	7,79	38,8
Boseti	11,64	41,02
Meteka	9,99	40,55
Dofan	9,37	40,12
Nazareth	8,45	39,33

Геотермальные области с относительно высоким, средним и низким потенциалом ПСИ показаны в табл. 3, из которой следует, что более половины всех геотермальных областей пригодны для реализации технологий КСЭ. Геотермальные области Tendaho-3 (Allalobeda) и Boseti обладают более высоким потенциалом, чем остальные. Области Corbettii, Aluto-3 (Bobesa) и Aluto-1 (Langano) показали наименьшее ПСИ $3.544 \text{ кВтч}/\text{м}^2/\text{сутки}$, $4.188 \text{ кВтч}/\text{м}^2/\text{сутки}$, $4.188 \text{ кВтч}/\text{м}^2/\text{сутки}$ соответственно.

Таблица 3**Геотермальные области с потенциалом ПСИ**

Геотермальные области	Координаты перспективы		ПСИ [кВт·ч/м ² /сутки]
	Широта (C)	Долгота (B)	
Tendaho-3 (Allalobeda)	11,64	41,02	5,24
Boseti	11,64	41,02	5,24
Tendaho-2 (Ayrobera)	11,89	41,09	5,224
Tendaho-1 (Dubi)	11,78	41,14	5,186
Meteka	9,99	40,55	5,058
Dofan	9,37	40,12	4,897
Nazareth	8,45	39,33	4,675
Aluto-2 (Finkilo)	7,79	38,77	4,205
Aluto-1 (Langano)	7,79	38,8	4,205
Aluto-3 (Bobesa)	7,79	38,82	4,188
Corbetti	7,18	38,44	3,544

Выводы

В исследовании проведена оценка возможности реализации технологии КСЭ в районах геотермальных энергетических ресурсов Эфиопии с целью создания гибридных гибридных гелио- и геотермальных энергетических установок.

Использованы данные по солнечному излучению из базы данных SWERA и данные из генерального плана разработки геотермальной энергетики Эфиопии, разработанного правительством Эфиопии.

Результаты показывают, что среди 11 экономически перспективных геотермальных областей 9 имеют высокую пригодность для технологий КСЭ с ПСИ более чем 2000 кВтч/м² в год, что отвечает критериям, установленным многими разработчиками.

Результаты этого исследования могут помочь разработчикам геотермальной энергетики в Эфиопии, поскольку дают представление о потенциале солнечной энергии в районах геотермальных энергетических ресурсов, пригодных для реализации гибридных технологий с применением КСЭ.

Направлением дальнейших разработок должна быть разработка энергетически эффективных гибридных гелио- и геотермальных энергетических установок, реализующих уникальный потенциал природных ресурсов Эфиопии.

Список литературы

1. Federal Democratic Republic of Ethiopia Ethiopia's Climate-Resilient Green Economy Strategy, Addis Ababa, 2011.
2. JICA, The Project for Formulating Master Plan on Development of Geothermal Energy in Ethiopia, Geological Survey of Ethiopia (GSE), Addis Ababa, April 2015.

3. Tesfaye B. and. Abebayehu A Solar Radiation Maps for Ethiopia / Tesfaye B. and Abebayehu A. // Journal of EAEA. 1989. T. 8. C. 7-16.
4. C. Sharma Assessment of Solar Thermal Power Generation Potential in India / C. Sharma, A. K. Sharma, S. C. Mullick and T. C. Kandpal // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2015. T. 42. C. 902-912.
5. J. D. Bravo, X. G. Casals, I. P. Pascua GIS Approach to The Definition of Capacity and Generation Ceilings of Renewable Energy Technologies // Energy Policy. 2007. T. 35. C. 4879-4892.
6. Pletka R., Block S., Cummer K., Gilton K., O'Connell R., Roush B., Stoddard L., Tilley S., Woodward D., Hunsaker M. Arizona Renewable Energy // Black & Veatch Corporation, Kansas, Сентябрь 2007.
7. Thomas P. Fluri The potential of concentrating solar power in South Africa // Energy Policy. 2009, T. 37. C. 5075-5080.
8. Ramdé E. W., A. Yao, B.-H. Abeeku, R. Anselme and T. Gildas, Site Ranking and Potential Assessment for Concentrating Solar Power in West Africa// Natural Resources. 2013. T. 4. C. 146-153.
9. J. Clifton and B. Boruff Site Options for Concentrated Solar Power Generation in the Wheatbelt // University of Western Australia, Октябрь 2010.
10. A. Alami Merrouni, Ab. Mezrhab and A. Mezrhab, CSP sites suitability analysis in the Eastern region of Morocco // Energy Procedia. 2014, T. 49 C. 2270-2279.
11. S. Christoph, M. Richard and T. Franz, High Resolution Solar Radiation Assessment for Ethiopia // SWERA - UNEP/GEF, Октябрь 2007.

УДК 621.311.22

Ж. А. Манигомба, Н. Д. Чичирова (КГЭУ, Казань)

Альтернативной газ, получаемый из бытовых и промышленных отходов республики Бурунди, для замены нефтяного топлива

Введение

В работе рассмотрена альтернативная первичному источнику энергии замена нефтяного топлива на газ, получаемый из бытовых и промышленных отходов республики Бурунди. Показаны основные пути получения газа из отходов. Предложены основные направления решения проблемы дефицита первичного источника энергия. Переработка отходов городов и промышленных предприятий в Бурунди позволит решить также и экологические проблемы.

Республика Бурунди расположена в восточной части Африки с населением более 8 миллионов человек. Основным энергетическим топливом (более 94%) для населения республики является древесина и

торф [1]. Все нефтяного топливо, используемое в республике Бурунди, закупаются в Танзании, Конго и Кении. С учетом постоянного роста цен на нефть возникает вопрос получения более дешевого топлива, который может быть разрешен путем использования для этих целей отходов производства.

Возможности получения газа из органических отходов

Для решения столь острой проблемы правительство Бурунди предлагает несколько путей решения, одним из которых является использование бытовых и промышленных отходов, так как отходы Бурунди являются единственным видом топлива, возобновляемым в больших объемах.

Например, только суточная выработка отходов в г. Бужумбура, столице Бурунди, составляет 0,52 кг на одного жителя города, при этой основная их доля (более 86%) – это отходы органического происхождения [2].

По оценкам специалистов, возможный годовой объем органических отходов в 2016–18 гг. составит около 145–150 тысяч тонн только в столице Бурунди. Утилизация этих отходов в целях получения газа позволит решить и экологические проблемы.

Рассмотрим применение паллет растительного происхождения, которые в последнее время получили широкое применение в малой энергетике Бурунди.

Пеллеты можно получать из отходов переработки зерновых культур, таких как рис, сорго, горох, фасоль, кукуруза и др.

В табл. 1 приведены годовые объемы производства некоторых видов сельхоз продукции и отходов.

Таблица 1
Объемы производства и отходов некоторых видов сельхозпродуктов в Бурунди [3]

№ п/п	Продукция	Производство, тонн/год	Отходы, тонн/год
1	фасоль	220218	33065
2	кукуруза	123000	18450
3	сорго	67947	10192
4	Рис	67947	10192
5	Горох	33500	5025
	Итого	512612	76900

Технология производства топливных брикетов из растительных отходов

Технология производства топливных брикетов включает в себя несколько операций. Первой операцией является измельчение или дробление отходов с использованием соломоизмельчителей.

Второй операцией является сушка. Единственным возможным решением является естественная сушка в хорошо проветриваемых помещениях с защитой от дождя. Сушка занимает много времени, поэтому мы должны заранее подготовить основные материалы, используемые для производства брикетов.

Третья операция предполагает смешивание различных видов отходов и связующих веществ до нужной консистенции и оптимального значения теплотворной способности. Чаще к отходам добавляют различные виды масел. Это увеличивает теплотворную способность брикетов, но делает их более хрупкими, поэтому требуется тщательная дозировка масел. В некоторых случаях для придания материалу пластичности вводят влажное связующее вещество или, что касается бумаги, осуществляют процесс вымачивания.

Четвертой операцией является сжатие брикетов и, наконец, сушка брикетов. В зависимости от используемого связующего вещества и условий сушки время, необходимое для получения сухих брикетов, колеблется от нескольких дней до нескольких месяцев. Сушка существенно увеличивает теплотворную способности брикетов и помогает экономить топливо. Поэтому брикеты должны быть сделаны задолго до их использования.

На рис. 1 показан внешний вид пеллет, полученных в результате переработки рисовой соломки.



Рис. 1. Пеллеты из рисовой соломки

Известно, что из одного килограмма рисовой соломки можно получить около 0,8 кг пеллет. Годовое производство отходов от урожая риса около 10 млн кг.

Рассмотрена возможность выделения горючих газов из пеллетов с помощью их пиролиза.

Пиролиз (возгонка) широко применяется для получения горючих газов (метана, водорода и др.).

При пиролизе углеродсодержащих отходов образуется, в основном, два продукта неочищенный, конденсируемый пиролизный газ и полуоксовый порошок. При охлаждении и очистке полученного пиролизного газа выделяется пиролизный углеводородный дистиллят. В табл. 2 приведены состав и низшая калорийность пиролизного газа.

Выход полуоксового порошка при пиролизе достигает 30–35% массы исходного сырья. Выход очищенного пиролизного газа может достигать 70% массы сырья. Имеющаяся теплотворная способность продуктов, получаемых в процессе пиролиза, повышается, если их использовать сразу, без последующего охлаждения.

Кроме вышеуказанных продуктов, процесс пиролиза обеспечивает получение тепловой энергии при прохождении внутренних экзотермических реакций в реакторах пиролизных установок.

Таблица 2
Состав получаемого пиролизного газа

№ п/п	Состав пиролизного газа	Процентное содержание, %	Калорийность (низшая), ккал/м ³
1	Углеводороды (C _n H _m)	19 – 20	15 226 – 33 528
2	Метан (CH ₄)	33 – 45	8 555
3	Водород (H ₂)	12 – 28	2 0579
4	Оксид углерода (CO)	11 – 18	3 018
5	Углекислый газ (CO ₂)	1,5 – 2,5	
		ВСЕГО	9 043,4 ккал/м³

Переработка и использование продуктов пиролиза

Дальнейшая глубокая переработка трех первичных продуктов пиролиза позволяет получить ряд ценных и высоколиквидных энергетических продуктов.

На рис. 2 показана пиролизная установка, включена ДВС, для производства электрической энергии.

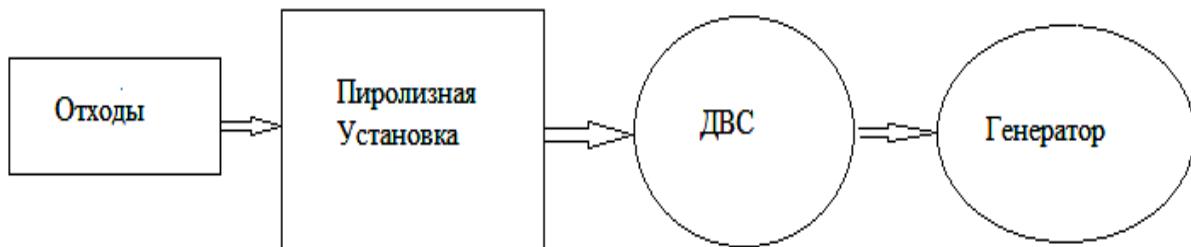


Рис. 2. Пиролизная установка – Двигатель внутреннего сгорания – Генератор

Дальнейшая глубокая переработка пиролизного дистиллята дает возможность получать различные товарные топливные продукты, такие как дизельное топливо, бензин, керосин, мазут, солярное масло и т.д. На рентабельность дальнейшей переработки дистиллята существенно влияет вид и характеристики используемого сырья для пиролиза.

Выводы

Блок переработки любых отходов с использованием пиролизной установки является основным модулем для получения различных товарных энергетических, топливных и других ценных продуктов и позволяет решить также экологические проблемы.

Список литературы

1. Rapport du CTB 2013-P.12-13.
2. CIA National encyklopedia.com Energy and power in Burundi.
3. Burundi, CIA factbook. 4 p.
4. Guide d'exploitation des chaudières, Matériels - Equipements, Automatismes-pollution, Sécurité - Economie de René Malicet, deuxième édition revue et complétée. Masson Editeur. 120, Bd Saint Germain 75006 Paris. 1980.

УДК 621.039

**В. В. Бирюк (Самарский университет, Самара)
М. Ю. Лившиц, Л. П. Шелудько (Самарский государственный
технический университет, Самара)**

Перспективы применения на компрессорных станциях энергетических газотурбодетандерных установок

Проблема ресурсосбережения при транспорте газа актуальна в связи с относительно низкой эффективностью газотурбинных газоперекачивающих агрегатов (ГПА) компрессорных станций (КС) магистральных газопроводов. Их КПД обычно не превышает 27%, а для устаревших типов ГПА он равен 24%. Для этих установок характерны высокие потери тепла с уходящими газами. Большинство компрессорных станций России запитываются электроэнергией от удаленных от них высоковольтных ЛЭП. При этом потери электроэнергии при ее транспорте достигают 12–14%. С учетом тенденций износа оборудования электростанций и высоковольтных ЛЭП, а также увеличения тарифов на энергоресурсы, разработана «Концепция развития энергетики ОАО «Газпром» на основе применения собственных электростанций и энергоагрегатов». В соответствии с ней на ряде компрессорных станций введены в эксплуатацию несколько десятков газотурбинных и газопоршневых электростанции собственных нужд. В настоящее время также реализуется отраслевая Программа ОАО «Газпром», предусматривающая строительство электростанций собственных нужд, особенно для Северных и Северо-Восточных районов страны, где электроснабжение компрессорных станций часто производится от высоковольтных ЛЭП удаленных от них на 500–700 километров.

Например, на КС «Вуктыльская» газопровода СРТО-Торжок введена в эксплуатацию собственная газотурбинная электростанция мощностью 12 МВт с тремя газотурбинными энергетическими установками ЭГЭС-4-03 с котлом-утилизатором УТ-9. Электрический КПД собственной электростанции 22,77%. Компрессорная станция относится к первой категории и имеет три независимых источника электроэнергии – собственную газотурбинную электростанцию и два ввода от высоковольтных ЛЭП 110/35/6,5 кВ [1].

В ряде стран Европы на работающих и строящихся газораспределительных станциях (ГРП) вместо дроссельных установок устанавлива-

ваются турбодетандеры, приводящие электрогенераторы. Их мощность сильно зависит от расхода газа, температуры, начального и конечного давления. Так при расходе газа 1 тыс. нм^3 час при давлении перед турбодетандером 1,2 МПа и расширении в нем газа до 0,2 МПа их электрическая мощность равна 50 кВт. Для увеличения мощности турбодетандеров необходимо значительное увеличение расхода газа. Перспективно применение детандерных электростанций на ГРЭС и ТЭЦ. Например, на ТЭЦ-21 и ТЭЦ-23 Мосэнерго установлено два турбодетандера мощностью по 5 МВт [2].

Строительство собственных электростанций обеспечит высокую энергетическую эффективность работы КС при небольших капиталоизложениях и малых сроках строительства. Особенno высокая экономичность и низкая себестоимость производимой электроэнергии может быть достигнута за счет использования на электростанциях турбодетандеров, обеспечивающих выработку электроэнергии за счет утилизации энергии, теряемой при дросселировании газа, подаваемого для собственных нужд КС. Возможны различные варианты детандерных электростанций: с непосредственным приводом электрогенератора от турбодетандера и с созданием газотурбодетандерных электростанций, в которых полезная работа турбодетандера используется для привода компрессора энергетической ГТУ. Газотурбинная установка может быть регенеративной, со ступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением воздуха.

В настоящее время на большинстве КС редуцирование газа производится на установках подготовки газа собственных нужд – пускового, импульсного и топливного газа, откуда топливный газ после его редуцирования подается к каждому ГПА КС [6]. В зависимости от давления природного газа в магистральных газопроводах, мощности и типов ГПА установленных на КС давление топливного газа изменяется от 1,5 до 3,1 МПа.

По нашему мнению, газотурбодетандерные электростанции должны создаваться по принципу расширения в турбодетандере всего расхода природного газа, потребляемого для собственных нужд КС, в котором основную долю (до 90%) оставляет топливный газ газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. При этом необходима предварительная очистка топливного газа и его подогрев перед турбодетандерами.

Для определения мощности и характеристик турбодетандерных агрегатов необходимо определение термодинамических характеристик природного газа с учетом начальных и конечных параметров расширяемого газа.

Теплофизические свойства топливного газа с учетом его сложного состава определяются с использованием линейной интерполяции $c_p = a_c + b_c T_\Gamma$ (кДж/к) зависимости изобарной теплоемкости c_p и показателя изоэнтропы $k = a_k + b_k T_\Gamma$ от температуры газа T_Γ (К) в диапазоне температур газа, расширяемого в турбодетандере.

При расчетах турбодетандеров адиабатный процесс расширения заменен политропным процессом [3]. Политропический теплоперепад при расширении газа в турбодетандере $\Delta h_{\text{пол}} = c_{p1} T_1 - c_{p2\text{пол}} T_{2\text{пол}}$. Здесь, соответственно, c_{p1} , T_1 – теплоемкость и температура газа перед турбодетандером, $c_{p2\text{пол}}$, $T_{2\text{пол}}$ – теплоемкость и температура газа за турбодетандером при его политропическом расширении, a_c , a_k , b_c , b_k – константы. Температура газа за турбодетандером при политропическом расширении $T_{2\text{пол}} = T_1 \pi^{-m}$, где $\pi = \frac{P_1}{P_2}$ – степень понижения давления,

$m = \frac{k-1}{k} \eta_{\text{пол}}$ – показатель политропы, $\eta_{\text{пол}}$ – политропический КПД турбины турбодетандера. k – показатель изоэнтропы при средней температуре расширяемого газа.

Внутренний теплоперепад при расширении газа $\Delta h_{\text{дет}}$ в турбодетандере

$$\Delta h_{\text{дет}} = (c_{p1} T_1 - c_{p2\text{пол}} T_{2\text{пол}}) / \eta_{0i} = (h_1 - h_{2\text{пол}}) / \eta_{0i} \text{ (Дж/кг)}, \quad (1)$$

где h_1 , $h_{2\text{пол}}$ – энталпия газа перед турбодетандером и за ним при политропическом процессе, η_{0i} – внутренний относительный КПД турбодетандера

С учетом того, что $T_{2\text{пол}} = T_1 \pi^{-m}$ энталпия газа за турбодетандером при политропическом процессе

$$h_{2\text{пол}} = b_c T_1^2 \pi^{-2m} + a_c T_1 \pi^{-m}. \quad (2)$$

Тогда внутренний теплоперепад в турбодетандере определяется зависимостью:

$$\Delta h_{\text{дет}} = (b_c T_1^2 [1 - (\pi^{=2m})] + a_c T_1 (1 - \pi^{-m})) / \eta_{0i}. \quad (3)$$

Энталпия газа, расширенного в турбодетандере

$$h_{2\text{дет}} = b_c T_1^2 + a_c T_1 - \Delta h_{\text{дет}}$$

или после подстановок:

$$h_{2\text{дет}} = b_c T_1^2 \left[1 - \frac{1}{\eta_{0i}} (1 - \pi^{=2m}) \right] + a_c T_1 \left[1 - \frac{1}{\eta_{0i}} (1 - \pi^{-m}) \right]. \quad (4)$$

Температура газа за турбодетандером при различных степенях понижения давления π может быть определена при решении квадратного уравнения:

$$b_c T_2^2 + a_c T_2) 10^{-3} - \Delta h_{\text{дет}} = 0 \quad (5)$$

Ниже приведены результаты расчетного анализа и определения характеристик газовых турбодетандеров, используемых при расширении топливного газа газотурбинных газоперекачивающих агрегатов на КС при давлениях природного газа в магистральных газопроводах 5,5 и 7,5 МПа.

На рис. 1 и 2 показано влияние на характеристики турбодетандеров степеней понижения давления $\pi = P_{1\text{ТГ}} / P_{2\text{ТГ}}$ и температур подогретого топливного газа $T_{\text{ТГ}}$ на входе в турбодетандеры. Сплошные линии на этих рисунках соответствуют температуре газа на входе в турбодетандеры – $T_{\text{ТГ}} = 300$ К, пунктирные – $T_{\text{ТГ}} = 350$ К, штрих-пунктирные – $T_{\text{ТГ}} = 400$ К.

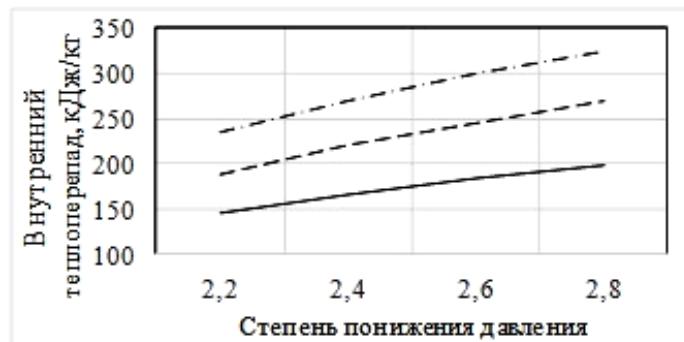


Рис. 1. Зависимость внутреннего теплоперепада $\Delta h_{\text{дет}}$ в турбодетандерах от степени понижения давления в них π и температур топливного газа $T_{1\text{ТГ}}$ на входе в турбодетандеры

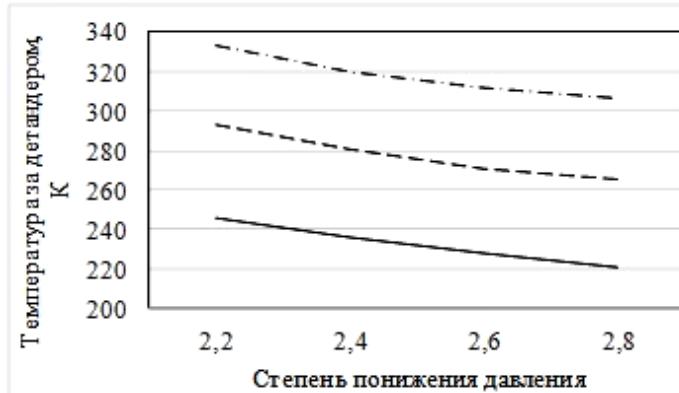


Рис. 2. Влияние степени понижения давления π и температуры $T_{1\text{ТГ}}$ перед турбодетандерами на температуру $T_{2\text{ТГ}}$ топливного газа расширенного в турбодетандере

Полученные характеристики турбодетандеров могут быть использованы на КС для снижения давления топливного газа и выработки электроэнергии. Для предотвращения гидратообразования в топливном газе, расширенном в турбодетандере, которое возникает при температурах ниже 278 К (+5 °C) необходим его предварительный подогрев до температур не менее 350–370 К (77–97 °C) перед подачей в турбодетандер. На рис. 3 изображена принципиальная тепловая схема турбодетандерной электростанции, используемой для выработки электроэнергии собственных нужд КС.

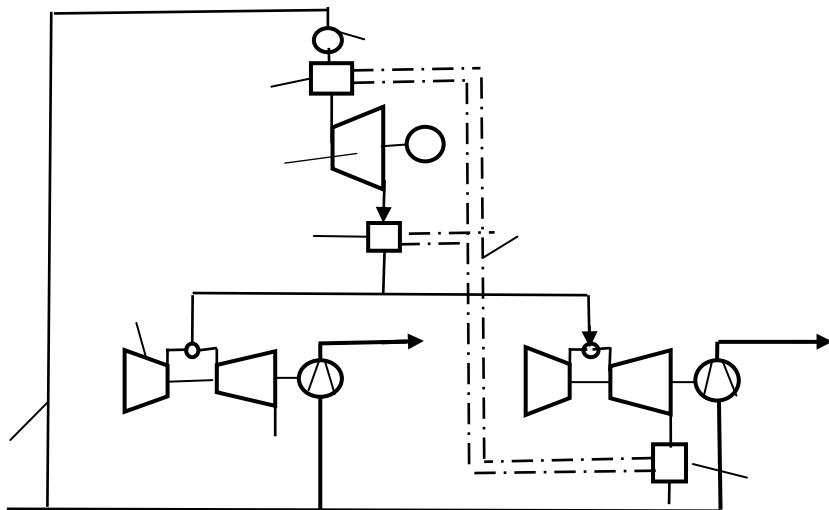


Рис. 3. Принципиальная тепловая схема газотурбодетандерной электростанции собственных нужд: 1 – газопровод топливного газа высокого давления, 2 – сепаратор, 3 – подогреватель топливного газа высокого давления, 4 – турбодетандер, 5 – электрогенератор, 6 – подогреватель газа среднего давления, 7 – трубопроводы теплоносителя, 8 – газотурбинный газоперекачивающий агрегат, 9 – теплоутилизатор

В отличие от известных газотурбодетандерных энергетических установок в данной установке подогрев топливного газа перед турбодетандером и расширенного в нем газа, подаваемого затем в камеры сгорания приводных газовых турбин ГПА, производится теплоносителем, подогреваемым в теплоутилизаторах ГПА.

Топливный газ очищается от примесей в сепараторе, подогревается теплоносителем перед турбодетандером в подогревателе предварительного подогрева, подается в турбодетандер и расширяется в нем с понижением температуры. Полезная работа турбодетандера используется для привода электрогенератора и выработки электроэнергии для обеспечения собственных нужд КС, прежде всего для привода вентиляторов, охлаждающих газ, сжатый нагнетателями ГПА. Охлажденный в турбодетандере топливный газ затем подогревают теплотой теплоносителя,

подогретого в теплоутилизаторах газовых турбин ГПА, и подают в их камеры сгорания.

На рис. 4 приведены результаты расчета электрической мощности турбодетандерной электростанции, вырабатывающей электроэнергию для собственных нужд КС при расширении в турбодетандере топливного газа с расходом $G_{\text{ТГ}} = 5 \text{ кг/с}$.

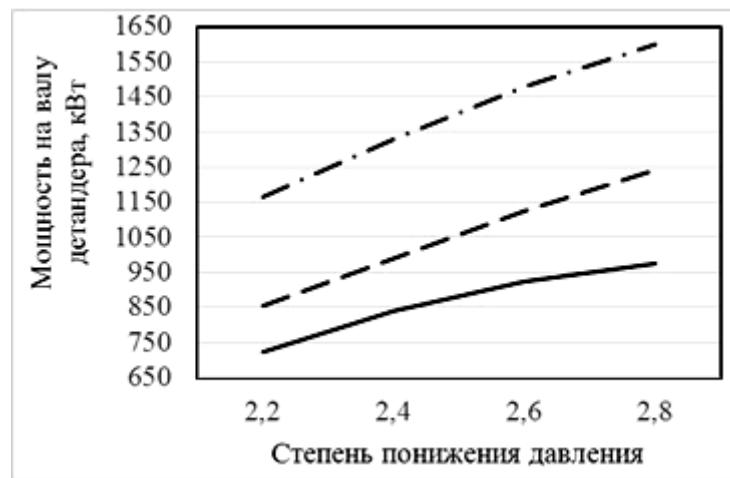


Рис. 4. Изменение электрической мощности турбодетандерной электростанции КС $N_{\text{Э}}$ при расходе топливного газа $G_{\text{ТГ}} = 5 \text{ кг/с}$, в зависимости от степени понижения давления π в турбодетандере и начальной температуры топливного газа $T_{1\text{ТГ}}$

Сплошные линии на рис. 4 соответствуют температуре топливного газа перед детандером $T_{\text{ТГ}} = 300 \text{ K}$, пунктирные – $T_{\text{ТГ}} = 350 \text{ K}$, штрих-пунктирные – $T_{\text{ТГ}} = 400 \text{ K}$.

В патентах [4, 5] предложены новые типы газотурбинных турбодетандерных энергетических установок КС. Схема ЭГТДУ-1 [4] приведена на рис. 5.

Регенеративная газотурбинная турбогенераторная энергетическая установка ЭГТДУ-1 связана трубопроводами топливного газа с камерами сгорания газовых турбин, а также связана трубопроводами теплоносителя с теплоутилизаторами ГПА. Эта установка снабжена сепаратором, используемым для очищения топливного газа от примесей, подогрева-телями подогрева газа теплоносителем перед и за турбодетандером. Теплоноситель предварительно подогревается в теплоутилизаторах газовых турбин ГПА. Ротор турбодетандера соединен общим валом с компрессором регенеративной газотурбинной установки. Соединение общим валом

турбодетандера и компрессора дает возможность повысить обороты и отказаться от применения в этой установке понижающего редуктора.

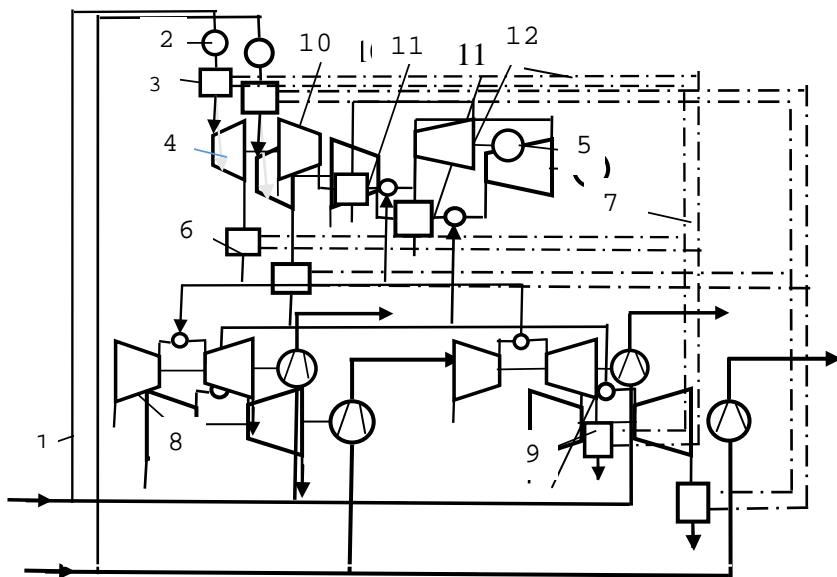


Рис. 5. Тепловая схема газотурбинной турбогенераторной энергетической установки ЭГТДУ-1: 1 – газопровод топливного газа высокого давления, 2 – сепаратор, 3 – подогреватель топливного газа высокого давления, 4 – турбодетандер, 5 – электрогенератор, 6 – подогреватель газа среднего давления, 7 – трубопроводы теплоносителя, 9 – теплоутилизатор, 10 – компрессор, 11 – регенеративный воздухоподогреватель, 11 – газовая турбина

Удельная работа, получаемая при расширении топливного газа в турбодетандере, зависит от давления и температуры топливного газа перед турбодетандером, степени понижения давления и от величины относительного внутреннего КПД турбодетандера. Расчетный анализ характеристик ЭГТДУ-1 проведен при давлении топливного газа на входе и выходе турбодетандера 5,5 МПа, при изменении его температуры перед турбодетандером в пределах от 300 до 400 К.

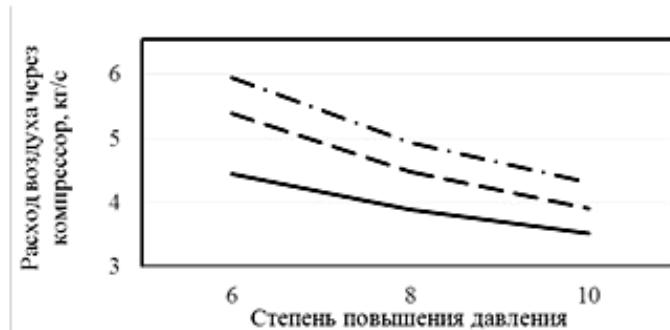


Рис. 6. Зависимость изменения расхода воздуха в компрессоре ГТУ G_B от степени повышения давления σ_K и температуры топливного газа перед турбодетандером T_{1TG} и степени понижения давления в турбодетандере $\pi = 2,2$

Сплошные линии на рис. 6 соответствуют температуре топливного газа перед детандером $T_{\text{ТГ}} = 300 \text{ K}$, пунктирные – $T_{\text{ТГ}} = 350 \text{ K}$, штрих-пунктирные – $T_{\text{ТГ}} = 400 \text{ K}$.

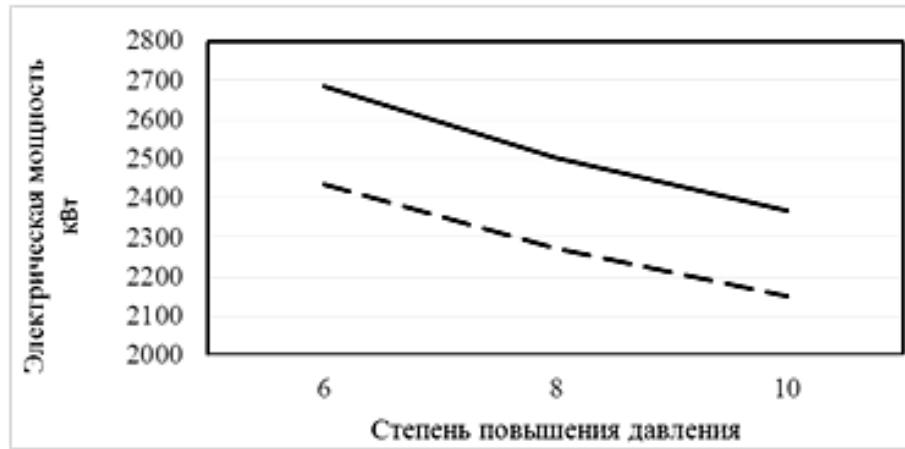


Рис. 7. Зависимость изменения электрической мощности $N_{\mathcal{E}}$ регенеративной ЭГТДУ-1 ($\mu = 0,7$) от величины σ_K и температуры топливного газа перед турбодетандером $T_{1\text{ТГ}}$ при температуре газа перед газовой турбиной $T_{\Gamma} = 1273 \text{ K}$ и $\pi = 2,2$

Сплошная линия на рис. 7 соответствует $T_{1\text{ТГ}} = 400 \text{ K}$, пунктирная $T_{1\text{ТГ}} = 375 \text{ K}$,

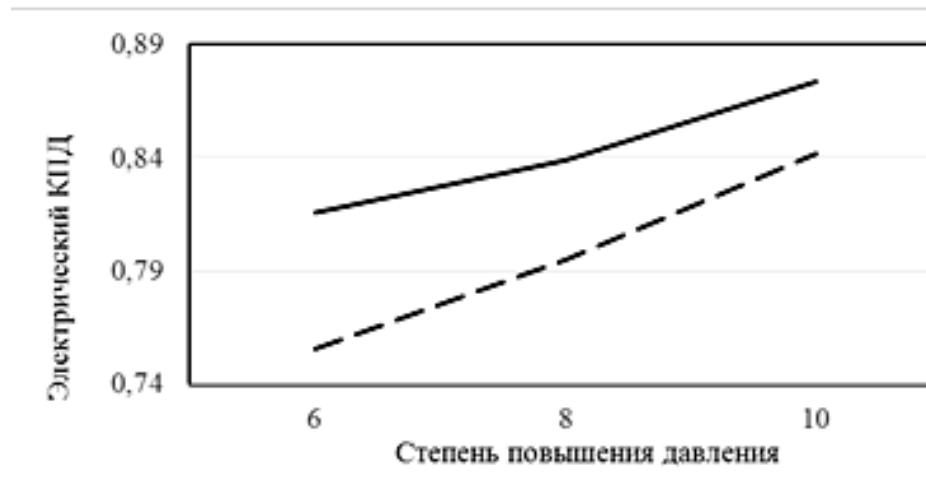


Рис. 8. Влияние величины σ_K и степени регенерации μ на электрический КПД $\eta_{\mathcal{E}}$ ЭГТДУ-1 при температуре перед газовой турбиной $T_{\Gamma} = 1273 \text{ K}$, $\pi = 2,2$

Сплошная линия на рис. 8 соответствует электрической мощности ЭГТДУ-1 при температуре топливного газа перед турбодетандером $T_{\text{ТГ}} = 400 \text{ K}$, а пунктирная при его температуре $T_{\text{ТГ}} = 375 \text{ K}$.

Анализ энергетической газотурбинной установки ЭГТУД-1 показал, что ее тепловая экономичность увеличивается как при повышении $T_{1\text{ТГ}}$, так и степени повышения давления в компрессоре σ_k . Но в тоже время в ЭГТДУ-1 при температуре топливного газа перед турбодетандером $T_{1\text{ТГ}} = 375\text{ К}$ расход продуктов через газовую турбину $G_{\text{пс}}$ оказался практически равным расходу топливного газа, расширяемого в турбодетандере ($G_{\text{ТГ}} = 5 \text{ кг/с}$). В этом случае при $T_{\Gamma} = 1273\text{ К}$, $\pi = 2,2$, степени регенерации $\mu = 0,7$ и $T_{1\text{ТГ}} = 375\text{ К}$ электрическая мощность ЭГТДУ-1 равна $N_{\mathcal{E}} = 2350 \text{ кВт}$. При повышении температуры топливного газа перед турбодетандером до $T_{\text{ТГ}} = 400\text{ К}$ и при уменьшении степени повышения давления в ГТУ до $\sigma_k = 6$ электрическая мощность установки повышается незначительно – до $N_{\mathcal{E}} = 2687 \text{ кВт}$. Этот уровень мощности не дает возможности производить от собственной электростанции КС энергоснабжение близлежащих предприятий и населенных пунктов и выдавать дешевую избыточную электрическую энергию во внешние электрические сети. В то же время имеется возможность значительного увеличения электрической мощности собственной газотурбодетандерной электростанции КС в случае применения на ней энергетической газотурбодетандерной установки со ступенчатым сжатием воздуха и промежуточным охлаждением воздуха, сжатого в компрессоре низкого давления холодным топливным газом, расширенным в турбодетандере. На рис. 9 приведена принципиальная схема энергетической газотурбодетандерной установки этого типа.

Энергетическая газотурбодетандерная установка имеет промежуточный воздухоохладитель воздуха, сжатого в КНД, питаемого охлажденным топливным газом, расширенным в турбодетандере. Турбодетандер связан общим валом с КВД. Газовая турбина связана валом как с КНД, так и с электрогенератором. Как и в ЭГТДУ-1, эта энергетическая установка имеет теплообменники для подогрева топливного газа и газа расширенного в турбодетандере. За счет того, что полезная работа турбодетандера используется для привода КВД, имеющего меньшую степень повышения давления в КВД $\sigma_{\text{квд}}$, чем в КНД, $\sigma_{\text{кнд}}$ расход воздуха и расход газов в газовой турбине при том же расходе топливного газа $G_{\text{ТГ}} = 5 \text{ кг/с}$ и температуре газа перед газовой турбиной $T_{\Gamma} = 1273\text{ К}$, становятся значительно большими чем в ранее рассмотренной ЭГТДУ-1.

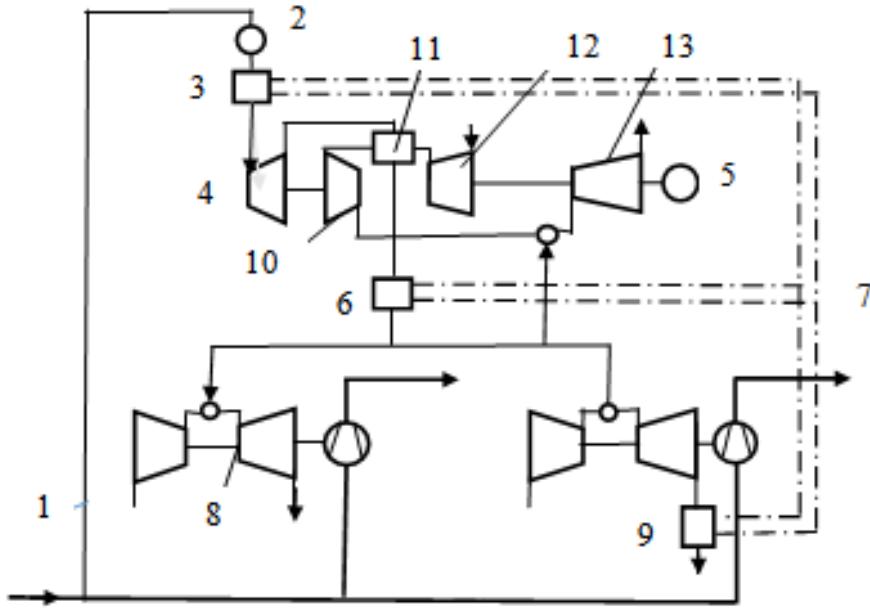


Рис. 9. Термовая схема энергетической газотурбодетандерной установки со ступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением воздуха: газопровод топливного газа высокого давления, 2 – сепаратор, 3 – подогреватель топливного газа высокого давления, 4 – турбодетандер, 5 – электрогенератор, 6 – подогреватель газа среднего давления, 7 – трубопроводы теплоносителя, 8 – газотурбинный газоперекачивающий агрегат, 9 – теплоутилизатор, 10 – компрессор высокого давления, 11 –воздухоохладитель, 12 – компрессор низкого давления, 13 - газовая турбина

Анализ характеристик этой установки проведен при расходе топливного газа в турбодетандере $G_{\text{ТГ}} = 5 \text{ кг/с}$, степени понижения давления топливного газа в турбодетандере $\pi = 2,2$, и температуре топливного газа на входе в турбодетандер $T_{1\text{ТГ}} = 375 \text{ К}$. Мощность на его валу при этом равна $N_{\text{ТД}} = 1051 \text{ кВт}$. Степени повышения давления приняты в проведенных расчетах равными $\sigma_{\text{кнд}} = 5$ и $\sigma_{\text{квд}} = 3$, расход воздуха через компрессоры при этом составил $G_{\text{в}} = 8,8 \text{ кг/с}$. Электрическая мощность энергетической газотурбодетандерной установки со ступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением воздуха повысилась до $N_{\text{Э}} = 6275 \text{ кВт}$, при электрическом КПД $\eta_{\text{Э}} = 0,751$.

Повысить экономичность установки этого типа со ступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением воздуха (ЭГТДУ-20) можно за счет применения регенеративного подогрева воздуха перед камерой сгорания [5]. Анализ ЭГТУД-2, показал, что при тех же исходных данных, что и в рассмотренной выше не регенеративной установке применение регенератора со степенью регенерации $\mu = 0,7$ обеспечивает повышение

ее электрического КПД до $\eta_E = 0,885$, а при $\mu = 0,8$ электрический КПД повышается до $\eta_E = 0,914$.

Список литературы

1. Бушмелев К.В., Деренский Д.А., Белоусенко И.В. и др. Электростанция собственных нужд КС «Вуктыльская» ОАО «Газпром» // Турбины и дизели. 2010. № 9-10.
2. Куличихин В.В., Лазарева О.О. Современное состояние применения турбодетандеров на газопотребляющих промышленных объектах // Новости теплоснабжения. 2010. № 10.
3. Фокин Г.А. Диссертация. Методология создания автономных турбинных источников электроэнергии, использующих энергию сжатого природного газа для собственных нужд газотурбинной системы России. 2015 г.
4. Патент РФ № 2549004.
5. Решение о выдаче патента 0.2.96.2916г. по заявке 2015136219.
6. Гаряев А.В. Диссертация «Применение детандер-генераторных агрегатов для повышения экономичности и надежности работы компрессорных станций в системе транспорта газа», 2008 г.

УДК 621.31.22:621.592

В. В. Куличихин, М. В. Тюняев (НИУ «МЭИ»)

Влияние детандер-генераторных агрегатов на надежность и экономичность ТЭЦ

За прошедшие двадцать лет в России появилось достаточно большое количество статей, защищенных докторских и кандидатских диссертаций по вопросам внедрения детандерной технологии на энергетических объектах, в частности, на ТЭЦ. В этой технологии для выработки электроэнергии и/или холода в так называемых детандер-генераторных агрегатах (ДГА) используется избыточное давление природного газа (ПГ), поступающего к газораспределительному пункту (ГРП) энергетического предприятия. В многочисленных публикациях рассматриваются возможные варианты включения ДГА в тепловую схему действующих ТЭЦ, способы подогрева ПГ перед ДГА с использованием различных теплоносителей и т. д. Всем публикациям свойственен односторонний подход. В них, в основном, авторы предпринимали попытки доказательства высокой эффективности и перспективности ДГА. Однако среди них отсутствуют работы, в которых

обращалось бы внимание на проблемы обеспечения надежности и экономичности энергетических котлов ТЭЦ, расположенных в соответствии с тепловой схемой за ДГА, влияния ДГА на режимы их работы и на режимы работы ТЭЦ в целом.

По тематике использования ДГА в энергетике опубликовано достаточно большое количество статей, только незначительная часть из которых приведена в списке литературы к данной статьи [1–5].

В основном в них исследовался только один вариант использования ДГА на энергетическом объекте, в частности, на ТЭЦ, а именно, замена дроссельных устройств (дросселя) газораспределительного пункта (ГРП) энергетического предприятия на ДГА.

При этом почему-то в опубликованных статьях не обращалось внимание на различие происходящих в дросселе и ДГА процессов изменения параметров ПГ.

А между тем, в дроссельных устройствах ГРП происходит процесс дросселирования (снижения) давления ПГ до давления, необходимого потребителю (энергетическим котлам ТЭЦ), практически при сохранении начальной энталпии ПГ и незначительном уменьшении его температуры после ГРП. Эта температура остается положительной даже при больших перепадах давлений в дроссельном устройстве ГРП, например, от 1,1 МПа на входе до 0,2 МПа на выходе (табл. 1).

Таблица 1

**Параметры ПГ до и после дроссельного устройства (дросселя)
для характерных давлений на ГРП**

Давление, МПа		Температура, °С		Энталпия, кДж/кг
До дросселя	После	До дросселя	После	
0,4	0,2	7	5,36	1151,3
0,7	0,2	7	4,35	1149,07
0,9	0,2	7	3,44	1147,04
1,1	0,2	7	1,98	1143,81

В то же время детандер представляет собой один из типов тепловой машины (расширительную проточную турбину), в которой происходит снижение и давления ПГ, и его энталпии, и его температуры, вплоть до существенных отрицательных значений, несмотря на значительный подогрев ПГ перед ДГА (табл. 2).

Таблица 2

Результаты расчета при различных температурах подогрева ПГ $t_{вх}$ на входе в ДГА температур $t_{вых}$ на выходе из ДГА, энталпии ПГ на входе и выходе ДГА соответственно $h_{вх}$ и $h_{вых}$, тепловой энергии на подогрев ПГ перед ДГА $Q_{тa1}$, электрической мощности ДГА $N_{дга}$ и эксергетического КПД для характерных на ГРП давлений

$P_{вх}$, МПа	$t_{вх}$, С	$h_{вх}$, кДж/кг	$t_{вых}$, С	$h_{вых}$, кДж/кг	$N_{дга}$, кВт	$Q_{тa1}$, кВт	$\eta_{экс}$
0,4	7	1151,3	-33,85	1065,7	30,89	0	0,759
	15	1169,3	-26,51	1081,6	31,67	7,18	0,721
	20	1180,6	-21,89	1091,6	32,15	11,69	0,701
	30	1203,4	-12,61	1111,7	33,09	20,79	0,668
	40	1226,4	-3,30	1132,2	34,02	29,96	0,642
	<u>50</u>	<u>1249,6</u>	<u>6,03</u>	<u>1152,8</u>	<u>34,95</u>	<u>39,22</u>	<u>0,622</u>
	60	1273,0	15,35	1173,5	35,92	48,57	0,607
	70	1296,6	24,64	1194,4	36,92	57,99	0,597
0,7	30	1201,9	-42,94	1046,3	56,18	21,08	0,676
	40	1225,2	-34,51	1064,3	58,07	30,36	0,666
	50	1248,6	-26,02	1082,6	59,94	39,72	0,657
	60	1272,3	-17,50	1101,1	61,79	49,16	0,651
	70	1296,1	-8,95	1119,7	63,66	58,66	0,646
	80	1320,1	-0,42	1138,5	65,55	68,25	0,643
	<u>90</u>	<u>1344,3</u>	<u>8,09</u>	<u>1157,4</u>	<u>67,49</u>	<u>77,90</u>	<u>0,642</u>
	100	1368,7	16,56	1176,2	69,48	87,63	0,642
0,9	50	1247,4	-38,93	1054,8	69,50	40,03	0,658
	60	1271,1	-30,85	1072,2	71,82	49,52	0,655
	70	1295,1	-22,75	1089,7	74,15	59,07	0,654
	80	1319,2	-14,64	1107,3	76,49	68,70	0,653
	90	1343,5	-6,55	1125,0	78,87	78,39	0,654
	100	1367,9	1,55	1142,8	81,30	88,15	0,656
	<u>110</u>	<u>1392,6</u>	<u>9,50</u>	<u>1160,5</u>	<u>83,79</u>	<u>97,98</u>	<u>0,659</u>
	60	1268,3	-38,78	1055,2	76,95	49,68	0,648
1,1	70	1292,3	-30,81	1072,3	79,42	59,24	0,646
	80	1316,4	-22,82	1089,5	81,90	68,86	0,646
	90	1340,7	-14,83	1106,9	84,39	78,55	0,647
	100	1365,1	-6,88	1124,3	86,92	88,29	0,649
	110	1389,6	1,03	1141,7	89,50	98,09	0,652
	<u>120</u>	<u>1414,4</u>	<u>8,87</u>	<u>1159,1</u>	<u>92,16</u>	<u>107,95</u>	<u>0,656</u>

Условия расчетов: расход ПГ через ДГА 1000 куб. м/ч, КПД ДГА 80%, при давлении ПГ за ДГА 0,2 МПа, температурах воды (теплоносителя) на входе и выходе из теплообменника 135°C и 110°C соответственно, давлении воды (теплоносителя) 0,4 МПа.

При замене дроссельного устройства ГРП на ДГА необходимо обеспечить равные значения энталпии ПГ после них, иначе будет иметь место перерасход ПГ в котле, вызванный необходимостью восстановления энталпии ПГ до уровня, которое ПГ имел бы после дросселирования в ГРП.

Из представленных в табл. 2 результатов расчетов следует (соответствующие данные в таблице подчеркнуты), что энталпии ПГ после ДГА превышают энталпии ПГ после дроссельного устройства ГРП только в нескольких вариантах расчетов.

Так, например:

- при отношении давлений ПГ до и после ДГА 0,4/0,2 МПа при температуре ПГ перед ДГА на уровне 50°C. При этом ДГА вырабатывает электрическую мощность 34,95 кВт, а потребляет тепловую энергию 39,22 кВт, при эксергетическом КПД 62,2%.

- при отношении давлений ПГ до и после ДГА 0,7/0,2 МПа при температуре ПГ перед ДГА на уровне 90°C. При этом ДГА вырабатывает электрическую мощность 67,49 МПа, а потребляет тепловую энергию 77,90 кВт, при эксергетическом КПД 64,2%.

- при отношении давлений ПГ до и после ДГА 0,9/0,2 МПа при температуре ПГ перед ДГА на уровне 110°C. При этом ДГА вырабатывает электрическую мощность 83,79 кВт, а потребляет тепловую энергию 97,98 кВт, при эксергетическом КПД 65,9%.

- при отношении давлений ПГ до и после ДГА 1,1/0,2 МПа при температуре ПГ перед ДГА на уровне 120°C. При этом ДГА вырабатывает электрическую мощность 92,16 кВт, а потребляет тепловую энергию 107,95 кВт, при эксергетическом КПД 65,6%.

Заметим попутно, что полученные результаты расчетов на основании эксергетического метода термодинамического анализа /6-9/ опровергают тезис о высокой термодинамической эффективности ДГА, о чём утверждается в некоторых публикациях [1, 2, 4].

В то же время из таблицы 2 также видно, что при меньших температурах подогрева ПГ перед ДГА энталпия ПГ после ДГА остается меньше энталпии ПГ после дроссельного устройства ГРП (данные в таблице, расположенные выше данных, отмеченных подчеркиванием). Это означает, что все эти режимы эксплуатации ДГА (а как видно из табл. 2, их большинство) приводят к перерасходу ПГ в энергетических котлах и к ухудшению экономичности ТЭЦ в целом.

Из расчетов табл. 2 также следует, что имеется достаточно большое количество режимов, при которых, несмотря на значительный подогрев ПГ перед ДГА, температура ПГ за ДГА становится отрицательной. Например, при температуре ПГ перед ДГА 80 °С, давлении перед и за ДГА 0,9 МПа и 0,20 МПа соответственно температура ПГ за ДГА составляет минус 14,64 °С. При температуре ПГ перед ДГА 90 °С, давлении перед и за ДГА 1,1 МПа и 0,20 МПа соответственно температура ПГ на выходе из ДГА составляет минус 14,83 °С. При других режимах эти отрицательные температуры ПГ на выходе из ДГА еще больше.

Такие отрицательные температуры ПГ после ДГА являются недопустимыми, так как вызывают конденсацию водяных паров, образование пробок, отложения смелообразных веществ в трубопроводе подачи ПГ к энергетическим котлам ТЭЦ. Однако в ранее опубликованных работах ничего не сообщалось об этом отрицательном эффекте ДГА [1, 2, 4].

Таким образом, из приведенных результатов расчетных исследований следует, что размещение перед энергетическим котлами ДГА с теплообменником для подогрева ПГ перед ним: (несмотря на значительный подогрев ПГ) в большинстве режимов приводит одновременно

- к снижению экономичности ТЭЦ из-за необходимости перерасхода ПГ в энергетических котлах
- к снижению надежности работы ТЭЦ из-за наличия отрицательных температур ПГ в трубопроводе его подачи к энергетическим котлам.

Из этого следует, что **одновременно** как для восстановления значения энталпии ПГ после ДГА до уровня значения энталпии после дроссельного устройства ГРП, так и для обеспечения надежности работы трубопроводной системы от ДГА к энергетическим котлам ТЭЦ, самих котлов путем исключения отрицательных температур ПГ необходима установка второго, дополнительного теплообменника уже для подогрева ПГ после ДГА. В связи с этим требуется организация подачи и к нему тепловой энергии из постороннего источника.

В табл. 3 приведены соответствующие параметры при размещении перед энергетическими котлами ДГА с двумя теплообменниками для подогрева ПГ – перед и за ДГА.

Расчеты были проведены из условия обеспечения значений энталпии после ДГА, равных значениям энталпий после дроссельного устройства ГРП.

Таблица 3

**Результаты расчета при различных температурах подогрева ПГ
твх на входе в ДГА, температур ПГ твых после ДГА и второго
теплообменника после детандера, тепловой нагрузки на подогрев газа
перед и после детандера Q_{ta1} и Q_{ta2}, электрической мощности ДГА
Ндга и эксергетического КПД системы для характерных на ГРП
давлений**

P _{вх} , МПа	t _{вх} , С	h _{вх} , кДж/кг	t _{вых} , С после ДГА	t _{вых} , С после ТА2	N _{дга} , кВт	Q _{ta1} , кВт	Q _{ta2} , кВт	Q _{сумм} , кВт	η _{экс}
0,4	7	1151,3	-33,85	5,36	30,89	0	34,14	34,14	0,564
	15	1169,3	-26,51	5,36	31,67	7,18	27,83	35,01	0,575
	20	1180,6	-21,89	5,36	32,15	11,69	23,84	35,53	0,583
	30	1203,4	-12,61	5,36	33,09	20,79	15,78	36,57	0,597
	40	1226,4	-3,30	5,36	34,02	29,96	7,63	37,59	0,611
	50	1249,6	6,03	5,36	34,95	39,22	0	39,22	0,622
	60	1273,0	15,35	5,36	35,92	48,57	0	48,57	0,607
	70	1296,6	24,64	5,36	36,92	57,99	0	57,99	0,597
0,7	30	1201,9	-42,94	4,35	56,18	21,08	41,02	62,1	0,558
	40	1225,2	-34,51	4,35	58,07	30,36	33,82	64,18	0,573
	50	1248,6	-26,02	4,35	59,94	39,72	26,52	66,24	0,589
	60	1272,3	-17,50	4,35	61,79	49,16	19,14	68,3	0,604
	70	1296,1	-8,95	4,35	63,66	58,66	11,70	70,36	0,619
	80	1320,1	-0,42	4,35	65,55	68,25	4,21	72,46	0,634
	90	1344,3	8,09	4,35	67,49	77,90	0	77,9	0,642
	100	1368,7	16,56	4,35	69,48	87,63	0	87,63	0,642
0,9	50	1247,4	-38,93	3,44	69,50	40,03	36,79	76,82	0,573
	60	1271,1	-30,85	3,44	71,82	49,52	29,87	79,39	0,589
	70	1295,1	-22,75	3,44	74,15	59,07	22,88	81,95	0,605
	80	1319,2	-14,64	3,44	76,49	68,70	15,85	84,55	0,621
	90	1343,5	-6,55	3,44	78,87	78,39	8,78	87,17	0,637
	100	1367,9	1,55	3,44	81,30	88,15	1,71	89,86	0,653
	110	1392,6	9,50	3,44	83,79	97,98	0	97,98	0,659
1,1	60	1268,3	-38,78	1,98	76,95	49,68	35,37	85,05	0,574
	70	1292,3	-30,81	1,98	79,42	59,24	28,54	87,78	0,590
	80	1316,4	-22,82	1,98	81,90	68,86	21,65	90,51	0,605
	90	1340,7	-14,83	1,98	84,39	78,55	14,73	93,28	0,620
	100	1365,1	-6,88	1,98	86,92	88,29	7,78	96,07	0,635
	110	1389,6	1,03	1,98	89,50	98,09	0,84	98,93	0,651
	120	1414,4	8,87	1,98	92,16	107,95	0	107,95	0,656

Условия расчетов как в таблице 2.

Использование ДГА с двумя теплообменниками для подогрева ПГ перед и за ним позволяет в определенной степени устраниТЬ отрицатель-

ное влияние ДГА на экономичность и надежность энергетических котлов, но требует дальнейшего усложнения тепловой схемы ТЭЦ, увеличения потребления тепловой энергии на ДГА путем увеличения расхода сетевой воды из прямой линии теплосети, что, в свою очередь, ухудшает экономические показатели ТЭЦ в целом.

Выводы

1. Включение в тепловую схему ТЭЦ детандер-генераторного агрегата с одним теплообменником для подогрева природного газа на входе в него в большинстве режимов эксплуатации приводит к снижению экономичности энергетических котлов и их надежности.
2. Для сохранения исходных экономичности и надежности энергетических котлов ТЭЦ необходимо применять ДГА с двумя теплообменниками для подогрева природного газа перед и за ДГА.
3. Однако увеличение расхода сетевой воды, не обусловленное режимами работы собственно ТЭЦ, в совокупности с недостатками детандерной технологии, изложенными в [10], в конечном счете означает бесперспективность применения ДГА на энергетических объектах.

Список литературы

1. Гуськов Ю.Л., Кудрявый В.В., Аракелян Э.К., Агабабов В.С. Методика определения термодинамической эффективности включения детандер-генераторного агрегата в тепловую схему ТЭЦ // Вестник МЭИ. 1996. № 2. С. 73-76.
2. Гуськов Ю.Л. Повышение эффективности работы ТЭЦ на основе внедрения детандер-генераторных агрегатов. Автореферат дис. канд. техн. наук. М. : МЭИ, 1997.
3. Садыков Р.А., Даминов А.З., Соломин И.Н., Футин В.А. Применение турбодетандера в паросиловых установках для утилизации тепловой энергии в системах теплоснабжения // Теплоэнергетика. 2016. № 5. С. 56-62.
4. Клименко А.В., Агабабов В.С., Корягин А.В., Байдакова Ю.О. Генерация холода с применением детандер-генераторных агрегатов // Теплоэнергетика, 2016, № 5, С. 37-44.
5. Клименко А.В., Агабабов В.С., Ильина И.П., Рожнатовский В.Д., Бурмакина А.В. Схемы тригенерационных установок для централизованного энергоснабжения // Теплоэнергетика, 2016. № 6. С. 36-43.
6. Андрющенко А.И. Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций. М. : Высшая школа, 1963.
7. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа / М. : Энергия, 1973.
8. Бродянский В.М., Флештер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. М. : Энергоатомиздат, 1988.

9. Мартынов А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения. М. : Энергоатомиздат, 1989.

10. Куличихин В.В., Тюняев М.В. Проблемы использования детандерной технологии в российской энергетике. / Сб. тезисов докладов научной конференции в Бранденбургском Техническом Университете (Котбус-Зенфтенберг, Германия), 2016. С. 8-9.

УДК 620.92

Р. А. Ильин, Н. Д. Шишгин (Лаборатория нетрадиционной энергетики ОЭП СНЦ РАН при АГТУ, Астрахань)

Применение тепловых аккумуляторов фазового перехода в солнечных водонагревательных установках

Установки на основе возобновляемых источниках энергии должны обеспечивать непрерывную выработку энергии при изменяющейся интенсивности ее генерации. Это может быть осуществлено за счет включения в энергосистему аккумулирующих установок.

В работе проводится исследование параметров разработанных экспериментальных тепловых аккумуляторов с теплоаккумулирующими материалами фазового перехода (ТАМФП), а также с ТАМФП с применением высокотеплопроводных инклюзивов. ТАМФП основаны на том, что при зарядке аккумулятора теплота затрачивается на какой-либо фазовый переход (чаще всего на плавление) рабочего вещества. При отборе теплоты от аккумулятора рабочее вещество затвердевает.

В ряде работ [1, 2] отмечается, что применение высокотеплопроводных включений может снизить время фазовых переходов, а значит увеличить плотность теплового потока и сократить время зарядки тепловых аккумуляторов.

В качестве высокотеплопроводных инклюзивов могут быть пластины, ориентированные ортогонально плоскому слою, в котором происходит процесс фазового перехода. Инклюзивы могут иметь форму спиральных элементов, которые имеют хаотическую ориентацию.

В работе предложены модели теплового аккумулятора на основе использования ТАМФП, а также на основе использования ТАМФП с добавлением высокотеплопроводных инклюзивов (рис. 1а, и 1б).

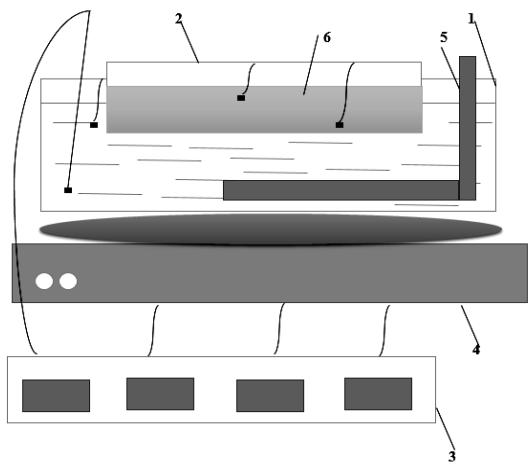


Рис. 1а. Конструкция экспериментальной установки с использованием ТАМФП

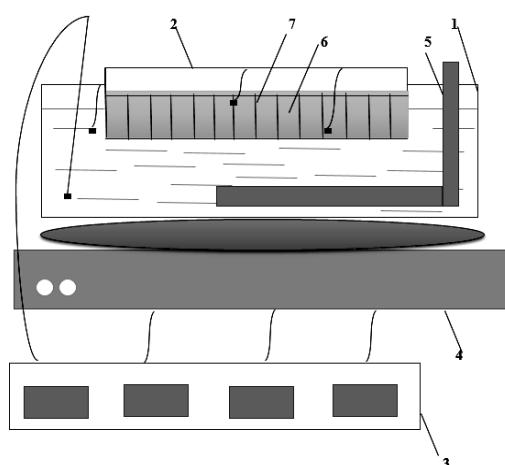


Рис. 1б. Конструкция экспериментальной установки с использованием ТАМФП с применением высокотеплопроводных инклюзивов

1 – корпус установки; 2 – плоский сосуд для плавления (затвердевания); 3 – цифровой электротермометр; 4 – теплоэлектронагреватель; 5 – мешалка; 6 – ТАМФП; 7 – высокотеплопроводные инклюзивы

В качестве ТАМФП использовался технический парафин с температурой плавления 48 °С. Подогрев парафина осуществляется за счет промежуточного теплоносителя (воды) и теплоэлектронагревателя. Охлаждение и затвердевание ТАМФП происходит при подаче в промежуточный теплоноситель охлаждающей воды. Замер температур ТАМФП и промежуточного теплоносителя осуществлялся с помощью электронных термометров. Для чистоты эксперимента использовалась мешалка, предназначенная для выравнивания температурного поля в промежуточном теплоносителе. В качестве сосудов для плавления и затвердевания ТАМФП использовались емкости с относительно небольшой высотой.

Экспериментальные исследования проходили путем нагрева промежуточного теплоносителя до температур 70 °С, 80 °С и 90 °С, а также с различным теплоаккумулирующим слоем: 30 мм, 20 мм, 10 мм. Замеры температуры ТАМФП производились каждые 10 минут. Непрерывно наблюдалась фаза перехода из твердого состояния в жидкое при зарядке теплового аккумулятора и из жидкого состояния в твердое в режиме разрядки теплового аккумулятора. Вид экспериментальной установки показан на рис. 2.

Полученные экспериментальные данные показали хорошие теплофизические свойства используемого парафина. В табл. 1 в качестве примера показаны результаты экспериментальных замеров для слоя ТАМФП 30 мм

при температуре промежуточного теплоносителя 70 °С. Для других толщин ТАМФП получены аналогичные таблицы.

Теплофизические свойства теплового аккумулятора можно улучшить, применяя высокотеплопроводные инклюзивы, взаимодействующие с ТАМФП. В экспериментальной установке были применены инклюзивы, состоящие из двух металлов, собранные в виде решетки высотой, не превышающей толщину плоского слоя ТАМФП: продольные части выполнены из стали, а поперечные из алюминия.

Процессы расплавления и застывания производились аналогично экспериментам без применения высокотеплопроводных инклюзивов. Путем заполнения пространства между нижней частью емкости с парафином и корпусом установки попеременно нагревающей и охлаждающей водой производилось соответственно плавление и затвердевание теплоаккумулирующего материала с установленными в его толще высокотеплопроводными инклюзивами.

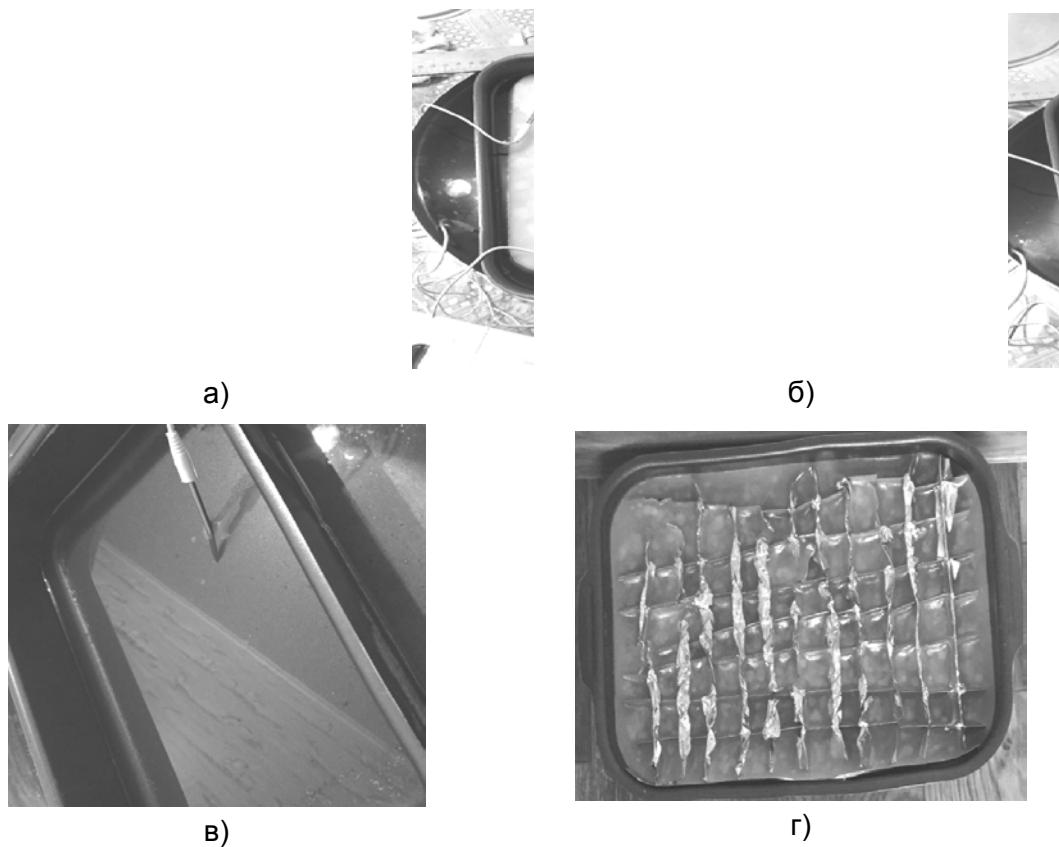


Рис. 2. Экспериментальная установка с ТАМФП:
а – ТАМФП в твердом состоянии с установленными в нем термопарами;
б – промежуточное состояние ТАМФП; в – ТАМФП в жидкком состоянии;
г – вид ТАМФП с решеткой из высокотеплопроводных материалов

В табл. 2 в качестве примера показаны результаты экспериментальных замеров для слоя ТАМФП 30 мм при температуре промежуточного теплоносителя 70 °С с применением технического парафина и с добавлением сталь-алюминиевой решетки (ТАМФП (САИ)). Для других толщин ТАМФП с САИ получены аналогичные таблицы.

Таблица 1

Экспериментальные данные при постоянной температуре теплоносителя – 70 °С и слое парафина 30 мм

№	t, мин	T парафина, °C
1	0	24,5
2	10	37,2
3	20	48,2
4	30	56,6
5	40	62,3
6	50	64,2
7	60	66,7
8	70	68,2
9	80	68,3
10	87	68,3

Таблица 2

Экспериментальные данные ТАМФП (САИ) при постоянной температуре теплоносителя – 70 °С и слое парафина 30 мм

№	t, мин	T парафина, °C
1	0	24,5
2	10	40,1
3	20	50,5
4	30	63,1
5	40	64,6
6	50	66,1
7	60	68,1
8	70	68,4
9	78	68,6

Результаты экспериментов на примере варианта при постоянной температуре греющего теплоносителя 70 °С приведены на рис. 3.

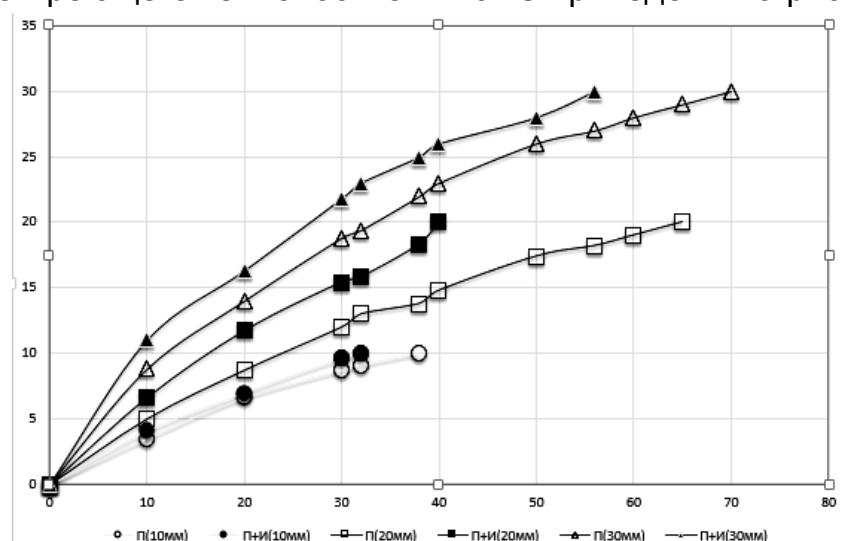


Рис. 3. Зависимость толщины плоского слоя расплавившегося ТАМФП от времени, мин, при постоянной температуре теплоносителя 70 °С: П (10 мм) – парафин слой 10 мм; П + И (10 мм) – парафин с добавлением сталь-алюминиевой решетки слой 10 мм; П (20 мм) – парафин слой 20 мм; П + И (20 мм) – парафин с добавлением сталь-алюминиевой решетки слой 20 мм; П (30 мм) – парафин слой 30 мм; П + И (30 мм) – парафин с добавлением сталь-алюминиевой решетки слой 30 мм

При рассмотрении рис. 3, а также табличных данных, очевидно, что в результате применения высокотеплопроводных инклюзивов значительно сокращается время плавления ТАМФП, т. е. период зарядки теплового аккумулятора, что позволяет более эффективно аккумулировать тепловую энергию в системе теплоснабжения при использовании солнечного коллектора.

Проведенные экспериментальные исследования показали необходимость использования высокотеплопроводных инклюзивов, позволяющих даже при небольшом их объемном содержании, не превышающем 5%, существенно сократить время зарядки тепловых аккумуляторов с теплоаккумулирующими материалами фазового перехода. Установлено, что даже незначительное по объему содержание инклюзивов (5–10 %) способствует увеличению скорости плавления на 1,2–1,4 раза.

Список литературы

1. Шевелев В.В., Локшин Д.Л. Метод интегральных уравнений движения межфазной границы в задачах стефановского типа // Труды 2-ой Российской национ. конф. по теплообмену. М. : Изд-во МЭИ, 1998. Т.7. С. 255–258.
2. Шишкин Н.Д. Исследование процессов теплообмена в тепловых аккумуляторах фазового перехода // Сб. науч. тр. СНЦ РАН: Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса. Вып.1. Саратов : Изд-во Сарат. ун-та, 2001. С. 140–146.

УДК 620.93

В. А. Седнин, А. В. Седнин, А. А. Матявин (БНТУ, Минск)

Эффективность применения ПСУ на водороде в системе аккумулирования энергии

В последнее время все больше внимания уделяется активным (динамическим) системам аккумулирования электроэнергии с применением водорода. В случае избытка выработки электроэнергии возможно получение водорода путем электролиза воды. В дальнейшем водород может быть использован непосредственно в виде топлива в энергетических установках, либо для производства синтетического природного газа [1, 2].

Авторы [3, 4] исследовали вопрос использования водородных энергетических комплексов в интеграции с АЭС, а именно применение водорода для повышения параметров пара во влажнопаровом цикле АЭС. Для сжигания водорода предлагается использовать двухступенчатое горение водорода в среде кислорода: первоначальное нестехиометрическое окисление водорода с последующим стехиометрическим доокислением.

В [5–9] рассмотрены как паровые так и газовые турбины с параметрами водяного пара до 35 МПа и температурой 1700–2000 К, при этом КПД составляет до 57%. В [6] авторами проведена термодинамическая оценка использованию водорода на паросиловых установках (ПСУ) и отмечено, что параметры пара рассматриваемые в статье пока не могут быть реализованы на практике. Эксергетическая эффективность исследуемых схем при максимальных параметрах достигает 63,5%. В [9] рассматриваются вопросы использования водорода в газовых турбинах (ГТУ), в случае, когда сжигание водорода происходит в воздушной среде. Максимальный электрический КПД рассматриваемой схемы составляет 58,5%.

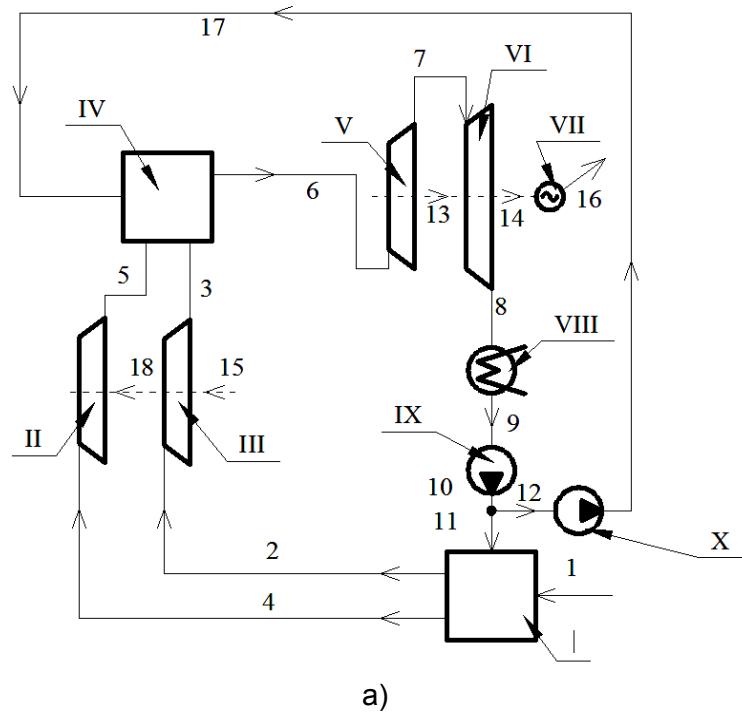
В данной статье нами были рассчитаны следующие схемы на более низких параметрах (рис. 1).

В электролизер I поступает вода при атмосферном давлении (11) и электроэнергия (ЭЭ) (1). Полученный водород (2) и кислород (4) после сжатия в компрессорах II, III до необходимого давления (3,5) поступают в камеру сгорания.

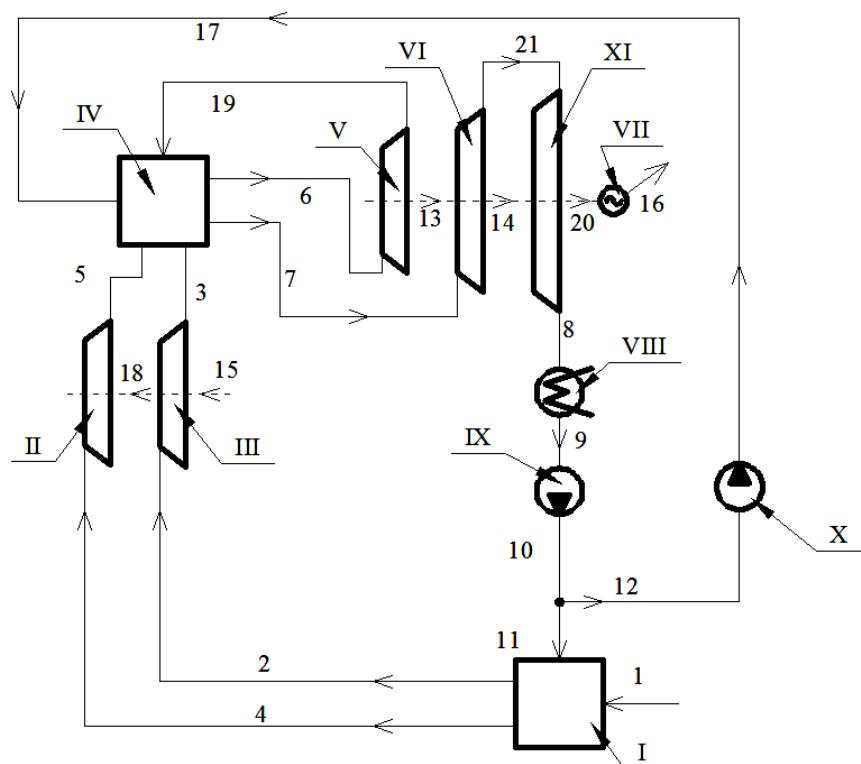
Так как в схемах рассматривалось применение водорода на ПСУ, температура водяных паров (6) ограничивалась значением 1000 К.

Для поддержания требуемой температуры в камеру сгорания предусматривается впрыск воды (17). Получаемый водяной пар направляется в ЦВД и ЦСД, после чего конденсируется.

Для исследуемых систем были разработаны математические модели макроуровня. По результатам расчета математической модели были получены зависимости коэффициента регулирования и мощности установок от степени сжатия (рис. 2). При этом под коэффициентом регулирования понималось отношение расхода ЭЭ для электролиза к вырабатываемой ЭЭ (полная мощность минус затраты ЭЭ на привод компрессоров водорода и кислорода).



a)



б)

Рис. 1 – Принципиальные схемы ПСУ (вариант а) и ГТУ+ПСУ (вариант б), работающей на водороде: I – Электролизер, II – компрессор для водорода, III – компрессор для кислорода, IV – камера сгорания, V – цилиндр высокого давления, VI – цилиндр среднего давления, VII – генератор, VIII – конденсатор, IX, X – насос, XI – цилиндр низкого давления; 1, 16 – Электроэнергия, 2, 3 – водород, 4, 5 – кислород, 6, 7, 8, 19, 21 – пар, 9, 10, 11, 12, 17 – вода, 13, 14, 15, 18, 20 – механическая энергия

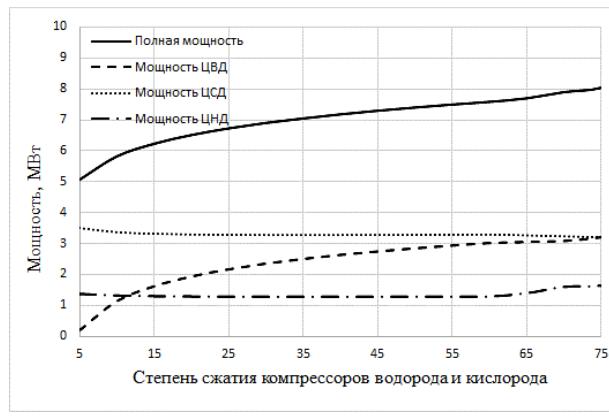
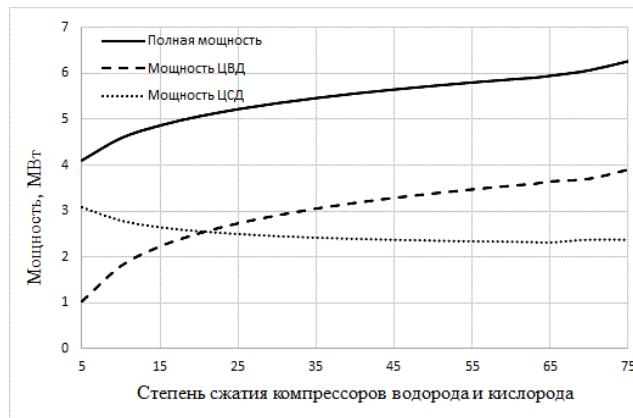
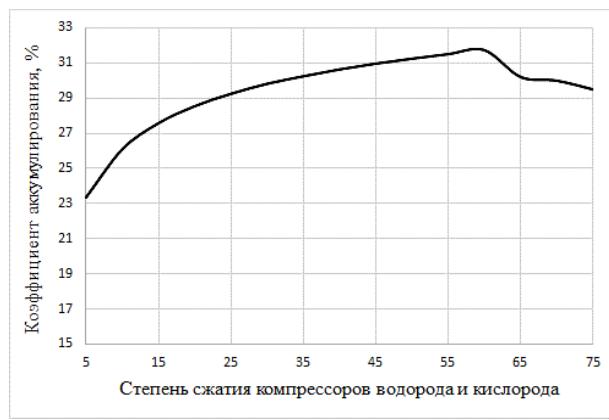
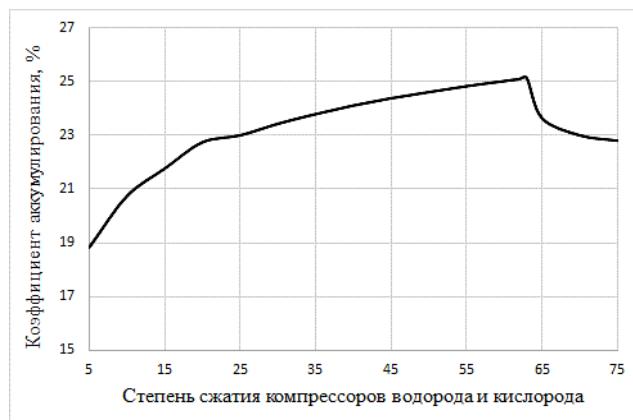


Схема а)

Схема б)

Рис. 2. Зависимости коэффициента регулирования и мощности установок от степени сжатия

Основываясь на полученных зависимостях можно сделать вывод, что вариант б) является более эффективным.

Дальнейшие исследования будут направлены на параметрическую оптимизацию предложенных схем, с учетом новейших данных полученных в области эффективности электролизеров. Также планируется проведение исследований паро-воздушных динамических систем аккумулирования для нахождения оптимального решения в области систем аккумулирования.

Список литературы

1. Farhat K., Reichelstein S. Economic value of flexible hydrogen-based polygeneration energy systems // Applied Energy. 2016. P. 857-870.
2. You S., Zong J., Lin J. Value assessment of hydrogen-based electrical energy storage in view of electricity spot market // Power Syst. Clean Energy. 2016. P. 626-635.
3. Байрамов, А.Н. Использование водородных технологий как перспективный путь обеспечения АЭС базисной нагрузкой в условиях неравномерности электрических нагрузок // Современные научные исследования: инновации и опыт. Материалы XI Международной научно-практической конференции 16-17 мая 2015 г. Екатеринбург. Наука и образование. 2015. № 4 (11). С. 5-12.

4. Аминов Р.З., Егоров А.Н. Оценка термодинамической эффективности водородных циклов на влажно-паровых АЭС // Теплоэнергетика. 2013. №4. С. 27-33.
5. Lo, R. Wasserstoff als Energietrager, Stromerzeugung aus Wasserstoff, H₂/O₂ Dampferzeuger // Inst.f.Chem. Antriebe u Verfahrenstechnik. Jahresbericht DFVLR 1980/81.
6. M. Soufi, T. Fujii, K. Sugimoto, H. Asano A new Rankine cycle for hydrogen-fired power generation planta its exergetic efficiency / M. Soufi, // Exergy. 2004. №1. С. 29-46.
7. H. Jericha, E. Göttlich Conceptual design for an industrial prototype graz cycle power Plant // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002 June 3-6, 2002, Amsterdam.
8. J. Milewski, Hydrogen utilization by steam turbine cycles // Journal of Power Technologies 95. 2015. № 4. С. 258-264.
9. Chiesa P., Lozza G., Mazzocchi L. Using Hedrogen as gas turbine Fuel // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2005. №127. С. 73-80.

Раздел 6. Энергосбережение в теплоэнергетических водоподготовительных установках

УДК 621. 187.12

Г. И. Шамшурина (СамГТУ, Самара)

Усовершенствование технологии деаэрации питательной воды нефтепромысловых котельных установок

Проблема повышения эффективности работы деаэраторов питательной воды промышленных котельных, в том числе нефтепромысловых, является весьма актуальной. При разработке нефтяных месторождений для паротеплового воздействия на нефтяные пласты используется водяной пар, получаемый как в стационарных котельных установках, так и передвижных. Нефтепромысловые котельные установки работают без возврата конденсата от потребителей пара: пар, отпускаемый в скважины, конденсируется в нефтяном пласте. В связи с этим, расход пара на собственные нужды весьма значителен, если применяются деаэраторы атмосферного типа или повышенного давления.

В настоящей работе предлагается использовать деаэраторы перегретой воды с кавитационно-разгонными устройствами, разработанными на кафедре ТЭС Самарского государственного технического университета [1]. Деаэратор представляет собой сосуд цилиндрической формы, на торцевых стенках которого снаружи установлены кавитационно-разгонные устройства (КРУ) в виде сопел со специальным профилем канала. К КРУ присоединен трубопровод, по которому питательная вода поступает от подогревателя смещающего типа. Температура воды после подогревателя превышает температуру насыщения, соответствующую давлению в корпусе деаэратора, поэтому часть воды, поступив в деаэратор, превращается в пар. В кавитационно-разгонном устройстве пароводяной поток разгоняется до скорости, превышающей скорость звука в двухфазной пароводяной среде. Со сверхзвуковой скоростью поток из КРУ вводится в пароводяной объем корпуса деаэратора. Большая скорость

предварительно раздробленного кавитационными пузырями потока обеспечивает мелкое дробление воды и турбулизацию потока. Это позволит обеспечить интенсивную и глубокую деаэрацию воды. На центральной отопительной котельной (ЦОК) Самарской ГРЭС была создана экспериментальная установка, включенная в технологическую схему деаэратора ст. № 2, а затем и опытно-промышленная установка на бак-аккумуляторе деаэратора ст. № 4. Данные экспериментов и анализ результатов промышленной эксплуатации деаэраторов перегретой воды с кавитационно-разгонными устройствами (КРУ) в течение нескольких лет показали надежность и эффективность их работы [2], [3]. Результаты исследований послужили основой для расчетов тепловых характеристик таких деаэраторов. Разработана методика расчета теплового режима деаэраторов перегретой воды и поперечных размеров кавитационно-разгонного устройства (КРУ)

Основные характеристики теплового режима деаэратора:

- перегрев деаэрируемой воды - $\Delta t_{\text{пер}}$,
- температура воды перед деаэратором - t_b ,
- давление деаэрируемой воды перед деаэратором - p_1 ,
- давление в деаэраторе – p ,
- производительность деаэратора равная расходу воды через кавитационно-разгонные устройства – D_b .

Рассчитаны характеристики тепловых режимов деаэраторов заданного параметрического ряда:

$D = 20 \text{ т/ч}; 35 \text{ т/ч}; 100 \text{ т/ч}; 175 \text{ т/ч}$ при давлении в деаэраторе $p = 0,0147 \text{ МПа}; 0,0294 \text{ МПа}; 0,049 \text{ МПа}$.

Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Принципиальная схема установки деаэратора перегретой воды с кавитационно-разгонными устройствами (КРУ) представлена на рис. 1. Преимущества деаэратора перегретой воды с КРУ:

- простота конструкции,
- малый расход металла, отсутствие деталей из цветных металлов или других дефицитных материалов,
- большая глубина дегазации (до 10 мкг / дм^3).

Таблица 1

Характеристики деаэраторов перегретой воды и размеров КРУ

D_e	p	D_e	t_e	t_h	t_{nep}	x	ϑ_{kp}	f_{λ}	d	W_e	p_1	КРУ
T/ч	Мпа 10^3	кг/с	°C	°C	°C		$\text{м}^3/\text{кг}$ 10^3	м^2	м	м/с	Мпа 10^3	шт
20	14,7	5,56	56,2	53,2	3,01	0,00517	2,07	1,575	0,044	3,56	23	1
35	14,7	9,72	56,2	53,2	3,01	0,00517	2,07	2,76	0,059	3,56	23	1
100	14,7	27,78	56,2	53,2	3,01	0,00517	2,07	7,87	0,1	3,56	23	1
175	14,7	24,305	56,2	53,2	3,01	0,00517	2,07	6,898	0,07	3,56	23	1
20	29,4	5,56	74,2	68,66	5,54	0,00995	2,07	1,0087	0,036	5,62	43	1
35	29,4	9,72	74,2	68,66	5,54	0,00995	2,07	1,759	0,047	5,62	43	1
100	29,4	27,78	74,2	68,66	5,54	0,00995	2,07	5,037	0,081	5,62	43	1
175	29,4	24,305	74,2	68,66	5,54	0,00995	2,07	4,406	0,075	5,62	43	1
20	49	5,56	89,5	80,86	8,64	0,0161	2,07	0,789	0,032	7,25	95	1
35	49	9,72	89,5	80,86	8,64	0,0161	2,07	1,38	0,043	7,25	95	1
100	49	27,78	89,5	80,86	8,64	0,0161	2,07	3,947	0,079	7,25	95	1
175	49	24,35	89,5	80,86	8,64	0,0161	2,07	3,45	0,066	7,25	95	1

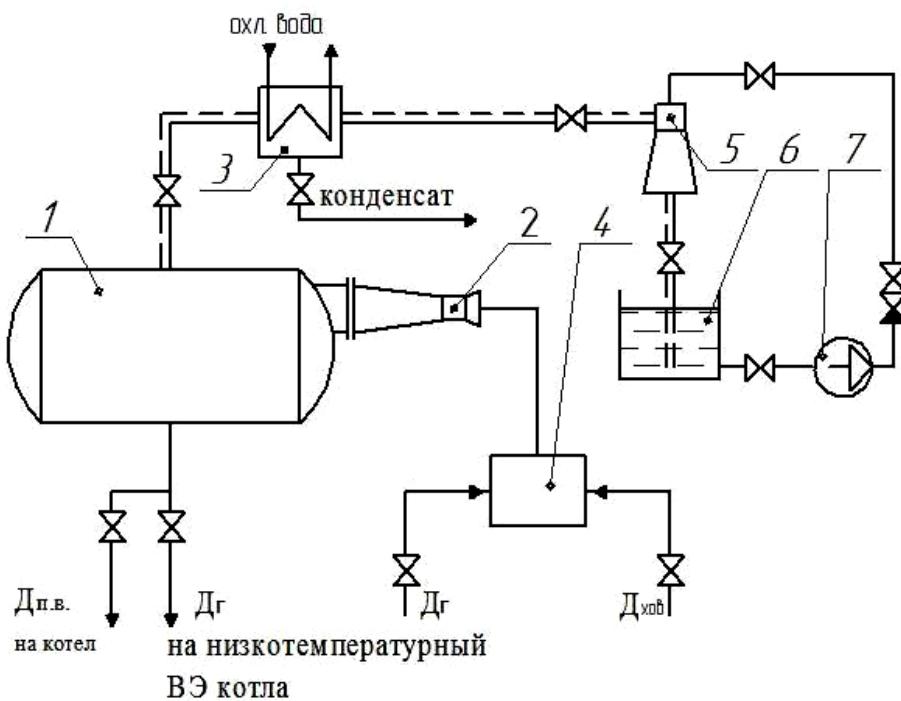


Рис. 1. Принципиальная схема установки деаэратора перегретой воды с кавитационно-разгонными устройствами: 1 – корпус деаэратора; 2 – кавитационно-разгонное устройство (КРУ); 3 – охладитель выпара; 4 – смешивающий подогреватель; 5 – водоструйный эжектор; 6 – бак рабочей воды; 7 – насос для подачи рабочей воды

Технологическим преимуществом деаэратора перегретой воды с КРУ является то, что теплоносителем может служить предварительно продеаэрированная в том же деаэраторе горячая вода, нагрев которой может осуществляться в низкотемпературном экономайзере котла. Предварительная деаэрация теплоносителя исключает коррозию оборудования, наличие низкотемпературного водяного экономайзера повышает к.п.д. котла. Кроме того применение деаэратора перегретой воды с кавитационно-разгонными устройствами исключает расход пара на собственные нужды, что увеличивает полезную паропроизводительность котельной.

Список литературы

1. А.с. № 635045. Деаэратор перегретой воды. В.Д. Муравьев, В.Б. Черепанов, Г.И. Дельцова (Шамшурина). Бюл. № 44, 30.11.1978 г.
2. Кудинов А.А., Шамшурина Г.И., Борисова Н.В. Разработка и исследование опытного вакуумного деаэратора // Энергетик. 2009. № 10. С. 29-31.
3. Кудинов А.А., Шамшурина Г.И., Зиганшина С.К., Борисова Н.В. Исследование режимов работы вакуумно-кавитационных деаэраторов Самарской ГРЭС // Электрические станции. 2011. № 2. С. 38-42.

УДК 541.183

Е. В. Веселовская, А. Г. Шишло (ЮРГПУ, г. Новочеркасск)

Коррекционная обработка природных вод, содержащих радиоактивные примеси

При проектировании очистных сооружений производительностью 400 м³/сут технические решения принимались исходя из характеристик природных вод подземного источника, приведенных в табл. 1.

Исходя из данных табл. 1 вода из подземного источника не соответствует требованиям СанПиН 2.1.4.1074-01 по содержанию радона-222 (по альфа-частицам). Соответственно, принятие технических решений и выбор схемы водоподготовки направлены на обеспечение качества очищенной воды по данному показателю.

Таблица 1

Химический состав исходной воды

№ п/п	Наименование показателя	Единицы измерения	Величина	ПДК
1	Водородный показатель	ед. pH	6,9 - 7,8	6-9
2	Гидрокарбонаты	мг/дм ³	134,22±9,4	-
3	Карбонатная жесткость	мг-экв/л	<0,1	-
4	Общая минерализация	мг/дм ³	144,6 - 171,6	1000
5	Жесткость общая	мг-экв/дм ³	1,95 - 2,2	7
6	Перманганатная окисляемость	мгО2/дм ³	1,9 – 2,9	5
7	Нефтепродукты суммарно	мг/дм ³	0,035 - 0,064	0,1
8	ПАВ анионоактивные	мг/дм ³	<0,015	0,5
9	Фенольный индекс	мг/дм ³	<0,002	0,25
10	Аммоний-ион (по азоту) и амиак	мг/дм ³	<0,05	1,5
11	Нитриты (по NO ²⁻)	мг/дм ³	<0,003	3,3
12	Нитраты (по NO ₃)	мг/дм ³	0,7 - 2,9	45
13	Сульфаты (по SO ₄ ²⁻)	мг/дм ³	17,9 – 19,8	500
14	Хлориды (по Cl ⁻)	мг/дм ³	9,7±2,4	350
15	Фториды (по F ⁻)	мг/дм ³	0,27 - 0,29	1,5
16	Цианиды	мг/дм ³	<0,01	0,035
17	Кремний (по Si ²⁺)	мг/дм ³	8,9±0,8	10
18	Хром (по Cr ⁶⁺)	мг/дм ³	<0,02	0,05
19	Железо (вкл. хлорное) по Fe	мг/дм ³	0,078±0,12	0,3
20	Цветность	градус	<5	20
21	Мутность (по каолину)	мг/дм ³	<0,58	1,5
22	Общая альфа-радиоактивность	Бк/дм ³	0,03±0,01	0,1
23	Общая бета-радиоактивность	Бк/дм ³	0,13±0,03	1
24	Радон-222 (по альфа-частицам)	Бк/дм ³	727±73	60

Принятая технологическая схема предусматривает подачу воды из двух скважин насосами SP17-10 фирмы «Grundfos» на станцию водоподготовки и обеззараживания воды.

Удаление радона осуществляется в емкости закрытого типа с конструктивными размерами L×B×H = 5000×3000×2200 мм, объемом W = 33 м³(1 рабочая, 1 резервная). В состав емкости включена аэрационная камера и резервуар для распада дочерних продуктов деструкции радона, разделенные между собой двумя перегородками. Емкость оборудована люками для технологических целей и воздуховодом для отвода смеси воздуха и удаляемого газа-радона. В перегородках предусмотрены технологические карманы для движения воды.

В аэрационной камере объемом 9,9 м³ осуществляется барботаж/ воды при помощи среднепузырчатых аэраторов марки АФТ АПМ-АФ-65-1400. Время аэрации составляет 30 минут, что позволяет обеспечить удаление радона из воды до 95%. Воздух на аэраторы подается воздуходувками FPZ (производство Италия) марки SCL K09-MD. В помещении размещения воздуходувок обеспечивается подача атмосферного воздуха на технологические нужды в количестве 311 м³/час, интенсивность аэрации – до 15 м³/м³. Смесь воздуха и газа отводится из верхней части аэрационной камеры вентиляторами, установленными в вентиляционных каналах.

Из аэрационной камеры через технологические карманы в перегородках вода самотеком поступает в резервуар для распада дочерних продуктов деструкции радона объемом 19,8 м³.

Из резервуаров вода в напорном режиме подается насосами Ebara (производство Италия) марки ЗМ 32-200/3.0 производительностью Q=18м³/час, напором H=31м на напорные фильтры с сорбционной загрузкой из активированных углей марки AquaCarb 207C. Напорные фильтры представляют собой герметичные цилиндрические металлические емкости, выполненные из нержавеющей стали диаметром 1500 мм, высотой 2180 мм. Общее количество фильтров – 3 шт. (2 рабочих, 1 резервный).

Подача и распределение воды в фильтрах осуществляется дренажно-распределительной системой фирмы «KSH» (производство Германия). В качестве верхнего и нижнего дренажных устройств в напорных фильтрах применяются лучевые наклонные с центральным коллектором дренажно-распределительные системы (тип S08). В конструкции фильтров предусмотрены люки для профилактического ремонта, а так же загрузки и выгрузки отработанного фильтрующего материала.

В качестве загрузки фильтров используется сорбент AquaCarb 207C (производитель Chemviron Carbons, качество сорбционного материала полностью соответствует требованиям международной системы контроля качества ISO 9002). Выбор данного типа загрузки объясняется его высокой сорбционной емкостью – йодный индекс составляет порядка 1000–1100 мг/г. Проведенные ранее исследования /1-5/ позволяют оценить характеристики широкого спектра адсорбционных материалов к различным классам химических соединений и выбор данного сорбента считать оптимальным.

Фильтрация воды через загрузку осуществляется в вертикальном режиме, направление движения «сверху – вниз». Скорость фильтрации – в пределах от 5 до 20 м/час. Высота слоя загрузки активированным углем

составляет 0,9 м. Скорость фильтрования в режиме сервиса – 4,8 м/час, в форсированном – 9,6 м/час. Регенерация напорных фильтра осуществляется обратным потоком.

Вода на промывку напорных фильтров подается насосами из баков промывной воды. Регенерация каждого фильтра производится один раз в двое суток. Промывные воды и первый фильтрат от двух фильтров после регенерации загрузки AquaCarb 207C направляются в бак-накопитель объемом 7 м³, откуда насосами подаются в приемный колодец городской канализации. Рекомендуемая интенсивность промывки фильтров с Aquacarb 207C составляет 7 л/сек·м². Продолжительность промывки одного фильтра 8 минут. Вода для промывки фильтров подается насосами Ebara (Италия) марки 3M 50-160/5.5, производительностью 48м³/час из бака промывной воды. Опорожнение технологического оборудования и аварийный перелив технологических емкостей осуществляются с использованием насосной установки Multilift M12.1.4 в бак накопитель промывных вод. Обеззараживание воды после напорных фильтров предусматривается ультрафиолетовым облучением на установке BersonInLine-20ST.

Очищенная и обеззараженная вода под остаточным напором не менее 10 метров поступает в резервуары чистой воды общим объемом 40 м³, откуда насосами подается потребителям.

Очищенная вода после очистных сооружений полностью соответствует требованиям СанПиН 2.1.4.1074-01, в том числе по показателям радиоактивных компонентов:

- Общая альфа-радиоактивность – не более 0,1 Бк/дм³;
- Общая бета-радиоактивность – не более 1 Бк/дм³;
- Радон-222 (по альфа-частицам) – не более 60 Бк/дм³.

Список литературы

1. Веселовская Е.В. Кинетика адсорбции органических соединений из минерализованных растворов Молодые ученые России – теплоэнергетике: Материалы межрегион. конф./Юж.-Рос. гос. техн. ун-та -Новочеркасск: ЮРГТУ, 2001. С.100-102.
2. Веселовская Е.В., Ефимов Н.Н.. Изучение основных характеристик сорбционных материалов, применяемых в водоподготовке /Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности: Материалы Пятой Российской науч.-технич. конф. 20-21 апреля 2006 г. Ульяновск: УлГТУ, 2006. С. 392-394.
3. Веселовская Е.В., Шишло Г.В., Кирсанов Ю.И. Исследование структуры, электрохимических и адсорбционных свойств донецких антрацитов // Современные проблемы органического синтеза, электрохимии и катализа : материалы Межд. науч.-практич. конф., посвящ. 80-летию проф. Кирилюса И.В.: 4-5 мая 2006 г. Караганда : Изд-во КРУ, 2006. С. 240-243.

4. Веселовская Е.В., Шишло Г.В., Кирсанов Ю.И. Особенности окисления антрацитов и виды адсорбционных взаимодействий на их поверхности / Перспективы развития химической переработки горючих ископаемых : материалы конф. Санкт-Петербургского гос. технол. ин-та (технич. ун-та): 12-15 сентября 2006 г. Санкт-Петербург : Химиздат, 2006. С. 91.

5. Веселовская Е.В. Исследование адсорбционных процессов на окисленной поверхности // Повышение эффективности производства электроэнергии : материалы VI Междунар. науч.-техн. конф., г. Новочеркасск, 22-23 нояб. 2007 г./ Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ). Новочеркасск: Оникс+, 2007. С. 58-61.

УДК 541.183

Д. О. Ткаченко, К. В. Зажигаева (ЮРГПУ, г. Новочеркасск)

Сравнительная оценка эффективности работы баромембранных установок при обессоливании воды различной степени минерализации

В настоящее время одним из наиболее перспективных и эффективных способов обеспечения необходимых показателей качества обессоленной воды является применение аппаратов, основанных на технологии мембранныго разделения. Достоинства мембранных технологий связаны с незначительным расходом реагентов, простотой эксплуатации, компактностью оборудования и малым количеством высоко минерализованных сточных вод. Рост привлекательности мембранных технологий (особенно в последние годы) обусловлен повышением цен на реагенты, иониты, исходную воду и связан также с ужесточением норм по засоленным стокам.

Сравнительную оценку эффективности работы баромембранных установок рассмотрим на примере рек Дон и Волга, химический состав которых приведен в табл. 1. При оценке использовался сетевой интерактивный расчет [1].

Таблица 1

Характеристика химического состава рек Волга и Дон

Концентрация главных ионов, мг-экв/дм ³											
Ионный состав р. Дон						Ионный состав р. Волга					
<i>Ca</i> ²⁺	<i>Mg</i> ²⁺	<i>Na</i> ⁺	<i>SO</i> ₄ ²⁻	<i>Cl</i> ⁻	<i>HCO</i> ₃ ⁻	<i>Ca</i> ²⁺	<i>Mg</i> ²⁺	<i>Na</i> ⁺	<i>SO</i> ₄ ²⁻	<i>Cl</i> ⁻	<i>HCO</i> ₃ ⁻
0,682	0,6	0,85	0,25	0,14	1,732	0,18	0,298	0,79	0,73	0,423	0,105

Полученные при проведении расчетов данные приведены в табл. 2.

Таблица 2
Расчетные показатели состава воды

Показатели качества	р. Дон	р. Волга
Общая жесткость, мг-экв/дм ³	1,272	0,478
Жесткость карбонатная, мг-экв/дм ³	1,272	0,105
Жесткость некарбонатная, мг-экв/дм ³	0	0,373
Общая щелочность, мг-экв/дм ³	1,732	0,105
Концентрация CO_2 , мг/дм ³	8,666	1,051

Для обеспечения длительной стабильной эксплуатации обратноосмотических установок необходимо, чтобы вода, поступающая на мембранные, соответствовала определенным нормам, устанавливающим предельное содержание в ней компонентов, способных нарушить нормальную работу мембранных элементов [2–8].

Результаты проверки качества питательной воды для обратноосмотической установки приведены в табл. 3.

Обратноосмотические мембранные при нормальной эксплуатации могут повреждаться минеральными отложениями, биологическими веществами, коллоидными частицами и нерастворимыми органическими веществами.

В табл. 3 приведены показатели, характеризующие интенсивность образования отложений на мембранных, в том числе такой показатель как сульфат кальция. Как показал наш расчет отложения данного компонента при выбранных параметрах установки не образуется.

Результаты расчетов образования отложений на мембранных модулях представлен в табл. 4.

Таким образом, можно сделать вывод, что обратноосмотические установки целесообразно устанавливать для обессоливания воды из р. Дон и р. Волга при организации соответствующей предочистки для удаления примесей, потенциально опасных с точки зрения осадкообразования.

Таблица 3

Характеристика примесей, способствующих осадкообразованию на мембранах

Река	Показатель	Значение	Превышение допустимых значений	Способ очистки
р. Дон	SDI	6	Превышает предельное значение	Коагуляция и осаждение, фильтрование, микро/ультрофильтрация
	Взвешенные вещества, мг/л	10,08	То же	То же
	Нефтепродукты, мг/л	0,1	То же	-
	Температура, °C	10	-	-
р. Волга	SDI	7	Превышение допустимых значений	Коагуляция и осаждение, фильтрование, микро/ультрофильтрация
	Взвешенные вещества, мг/л	10,08	То же	То же
	Нефтепродукты, мг/л	0,1	-	-
	Температура, °C	10	-	-

Таблица 4

Расчетные значения величин осадкообразующих примесей

Отложения на мембранах	р. Дон	р. Волга
Произведение концентраций Ca^{2+} и SO_4^{2-} в концентрате	$6,72 \cdot 10^{-7}$	$5,256 \cdot 10^{-7}$
Произведение растворимости CaSO_4 для ионной силы раствора концентрата	$9,874 \cdot 10^{-5}$ (отложений CaSO_4 не образуется)	$8,723 \cdot 10^{-5}$ (отложений CaSO_4 не образуется)
Растворимость кремнекислоты для ионной силы раствора концентрата, мг/дм ³	101,164	96

Список литературы

1. Копылов А.С., Лавыгин В.М., Очков В.Ф. «Водоподготовка в энергетике». <http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/Water/water-for-osmosis-plant.xmcd>.
2. http://www.mediana-filter.ru/stoki_min1.html, [Электронный ресурс].
3. Веселовская Е.В. Защита ионообменных фильтров ВПУ ТЭС от органических примесей антропогенного происхождения // Теплоэнергетика. 2003. № 7. С. 35-39.

4. Веселовская Е.В., Ефимов Н.Н., Лысенко С.Е. Современные технологии обезвреживания и утилизации сточных вод ТЭС // Современные энергетические системы и комплексы и управление ими : материалы VI Междунар. науч.-практич. конф., г. Новочеркасск, 21 апр. 2006 г. В 2 ч. Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ). Новочеркасск, ЮРГТУ, 2006. Ч. 2. С. 65-66.
5. Веселовская Е.В., Ефимов Н.Н., Лысенко С.Е. Применение мембранных технологий на блоках сверхкритических давлений ТЭС // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион, науч.-центр Высш. шк.- Техн. науки. 2004. № 4. С. 31-34.
6. Веселовская Е.В., Лысенко С.Е., Ларин А.А. Модернизация оборудования ВПУ энергоблоков К 300-240 Новочеркасской ГРЭС // Изв. вузов Сев.-Кавк. регион.- Техн. науки. 2005. Спец. вып. : Проблемы теплоэнергетики. С.17-21
7. Веселовская Е.В., Луконина О.В., Шишло А.Г. Современные проблемы реконструкции водоподготовительных установок теплоэнергетических предприятий // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. 2012. № 2. С. 63-66.
8. Веселовская Е.В., Шишло А.Г. Оценка качества работы баромембранных установок в условиях высокой цветности исходной воды // Повышение эффективности производства электроэнергии : материалы VIII Междунар. науч.-техн. конф., г. Новочеркасск, 03 - 04 окт. 2011 г. Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ). Новочеркасск : ЮРГТУ (НПИ), 2011. С. 116-117.

УДК 621.187

**Б. М. Ларин, А. Б. Ларин, А. Я. Сорокина, Е. И. Парпурा (ИГЭУ,
г. Иваново)**

Энерго- и ресурсосбережение в системах водоподготовки на ТЭС

Для восполнения потерь водного теплоносителя на новых и действующих ТЭС, как правило, вводятся новые водоподготовительные установки (ВПУ) на базе перспективных технологий и нового оборудования. Исходные, природные воды России, особенно центральных и северных областей, характеризуются повышенным (иногда очень высоким) содержанием органических веществ и соединений железа, что оказывает негативное влияние на работу таких аппаратов, как установки обратного осмоса, электродеионизационные установки, широко рекомендуемые для эксплуатации на российских ТЭС. Большая часть вновь вводимых энергоблоков базируется на парогазовых установках (ПГУ) и требует повышенной степени очистки добавочной воды [1]. Поэтому необходимо

разработать технические регламенты по выбору схем водоподготовки и эффективному использованию новых и существующих аппаратов.

Качество обработанной (осветленной) воды определяется требованиями последующей обессоливающей технологии: менее жесткими требованиями в случае обработки воды ионитами, более жесткими – для аппаратов мембранный технологии. Для исходной воды установок обратного осмоса (УОО) коллоидный индекс SDI не должен превышать 3 единицы, что отвечает глубокому удалению грубодисперсных и коллоидных примесей [2].

На ТЭС России обессоливание осветленной воды выполняется химическим, термическим или мембранным методами. Преобладающим является традиционное химическое обессоливание, непрерывно растет и число установок обратного осмоса. В течение последнего года с участием авторов проводилось обследование состояния водоподготовительных установок ряда ТЭС. Данные по качеству обессоленной воды Северо-Западной ТЭЦ (г. Санкт-Петербург), Костромской ГРЭС, Гусиноозерской ГРЭС, оснащенных установками химического обессоливания, представлены в табл. 1.

Таблица 1

**Показатели качества обессоленной воды - добавочной воды
энергоблоков ТЭС**

№	Показатель	Размерность	Прямоточные котлы СКД		Барабанные котлы ($P \geq 6,9 \text{ МПа}$) в т.ч блоки ПГУ		
			Норма [1]	Костромская ГРЭС	Норма [1]	С.-З.ТЭЦ (г. С.-Петербург)	Гусиноозерская ГРЭС
1	Удельная электропроводность	мкСм/см	$\leq 0,2$	0,1	$\leq 0,2$	0,2	0,6
2	Кремнесодержание (SiO_2)	$\text{мкг}/\text{дм}^3$	≤ 10	2	≤ 20	10	50
3	Содержание натрия (Na^+)	$\text{мкг}/\text{дм}^3$	≤ 5	2	≤ 10	5	60
4	Общая жесткость (Ж_0)	$\text{мкг-экв}/\text{дм}^3$	отс	отс	отс	отс	-

Из табл. 1 видно, что качество обессоленной воды Костромской ГРЭС и Северо-Западной ТЭЦ отвечает требованиям новых норм [1]. Для Гусиноозерской ГРЭС с барабанными котлами ($P = 13,8 \text{ МПа}$) качество обессоленной воды не отвечает новым требованиям, но отвечает нормам ПТЭ [3], под которые проектировалась химводоочистка тридцать пять лет назад и работает до настоящего времени.

Основными критериями выбора технологии обессоливания воды являются экономические характеристики. Сравнение эксплуатационных затрат на обессоливание воды показывает преимущество химических методов – ионного обмена при концентрации анионов сильных кислот ($[Cl^-] + [SO_4^{2-}]$) менее 3 мг-экв/дм³ [4]. Такие маломинерализованные воды преобладают в центральных и северных регионах России.

По экологическим показателям мембранные технологии водоподготовки имеют существенные преимущества перед ионным обменом, однако, требуют более тщательной предочистки воды и характеризуются повышенным, до 30% от производительности, расходом сточных вод.

Наряду с разработкой новых перспективных технологий обработки воды на ТЭС необходимо добиваться по возможности высоких показателей действующих установок обессоливания природной воды.

Энерго- и ресурсосбережение на традиционных установках химического обессоливания может быть достигнуто путем реализации следующих мероприятий:

- ступенчатая регенерация Н-катионитных фильтров первой ступени с возрастающей концентрацией серной кислоты (рис. 1);
- регенерация ОН-анионитного фильтра второй ступени с выдержкой раствора NaOH в фильтре после пропуска 65–70% объема рабочего раствора в течение 6–12 часов (рис. 2);
- периодические химические очистки анионита в фильтрах первой ступени путем соле-щелочной или кислотно-соле-щелочной регенерации [5].

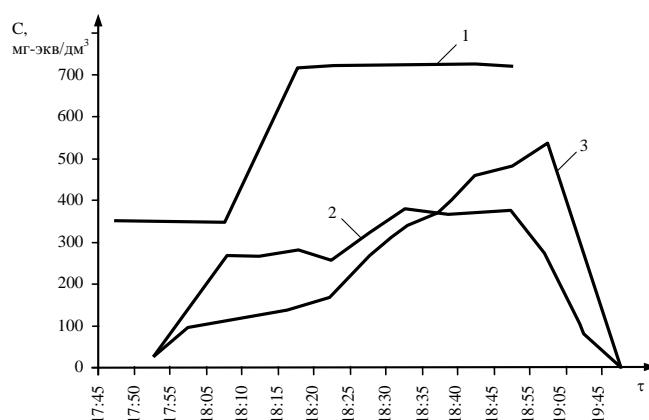


Рис. 1. Графическая зависимость характеристик опытной ступенчатой регенерации № 1 Н-катионитного фильтра I ступени № 10 от 10.09.03 на ТЭЦ-ЭВС-2: 1 – кислотность на входе; 2 – кислотность на выходе; 3 – общая жесткость на выходе

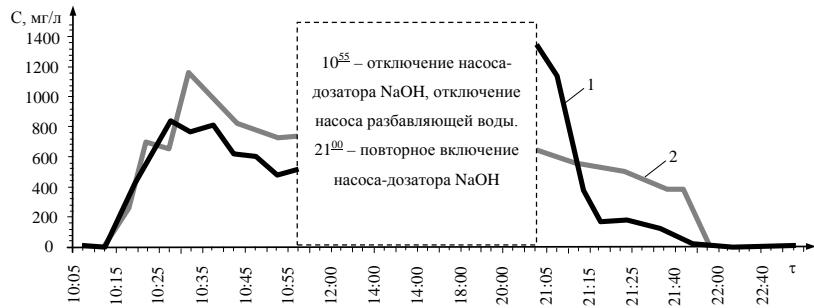


Рис. 2. Динамика распределения концентраций ионов хлора и соединений кремниевой кислоты: 1 – концентрация соединений кремниевой кислоты, мг/л ; 2 – концентрация хлоридов, мг/л

Переход к перспективным противоточным технологиям ионирования на высокоскоростных фильтрах обеспечивает энерго- и ресурсосбе-режение, однако требует глубокой автоматизации контроля и управления работой оборудования. С участием авторов были выполнены исследовательские и пусконаладочные работы на реконструированной по технологии Schwebebett водоподготовительной установке ОАО «Северсталь» [6]. Установка производительностью $1700 \text{ м}^3/\text{ч}$ предназначена для выработки глубоко умягченной воды ($\text{Ж}_o < 10 \text{ мкг-экв}/\text{дм}^3$) и включает две стадии обработки исходной (р. Шексна) воды: осветление на механических однокамерных фильтрах (12 шт. с единичной производительностью $145 \text{ м}^3/\text{ч}$) с периодическим подключением контактной коагуляции и Na-катионирование на противоточных фильтрах (4 шт. с единичной производительностью $585 \text{ м}^3/\text{ч}$). Генеральным подрядчиком выступила фирма «Chriwa» (ФРГ).

По результатам лабораторных исследований и промышленных испытаний было установлено, что примененный катионит ppC-100 (фирма «Purolite») устойчиво работает с рабочей обменной емкостью $E_p = 1200–1400 \text{ г-экв}/\text{м}^3$ при удельном расходе соли на регенерацию 100 г/г-экв . При нагрузке в диапазоне $170–500 \text{ м}^3/\text{ч}$ на один фильтр (скорость фильтрации до 50 м/ч) жесткость умягченной воды держится на уровне $2 \text{ мкг-экв}/\text{дм}^3$.

Значительные тепловые потери и потери воды образуются при сбросе регенерационных и отмывочных вод ионитных фильтров.

Сброс солей со стоками установок химического обессоливания может быть значительно уменьшен при использовании установок переработки стоков. С участием авторов выполнено обследование режима регенерации блока фильтров (БФ-1) обессоливающей установки Костромской ГРЭС.

Установлено, что при использовании измерения электропроводности регенерационных вод можно разделить весь сток на минерализованный и условно чистый с солесодержанием 2–3 мг-экв/дм³. Условно чистый сток может быть возвращен в технологический цикл, минерализованный, объемом около одной трети всего стока, подвергнут переработке «до сухих солей» по технологии НПП «Машпром» (рис. 3).

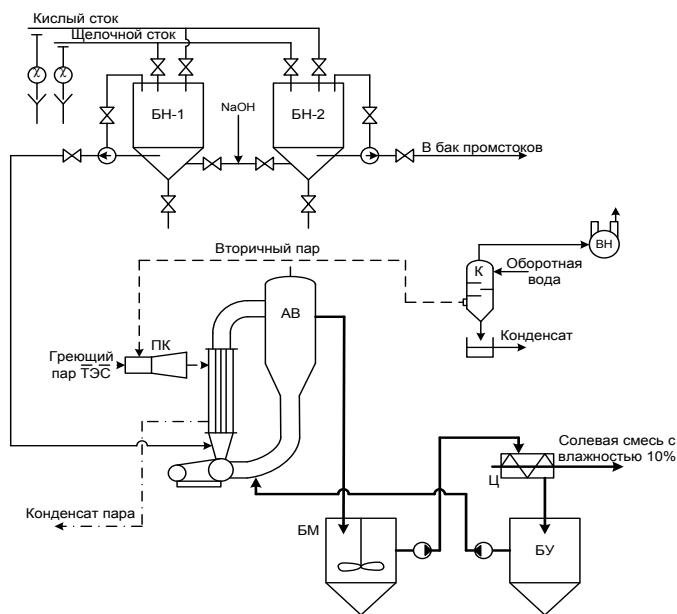


Рис. 3. Принципиальная схема разделения и утилизации регенерационных вод обессоливающей установки: БН-1, БН-2 – баки-нейтрализаторы химцеха; (χ) – датчик измерения удельной электропроводности; АВ – выпарной аппарат; К – конденсатор; ПК – паровой компрессор; Ц – центрифуга; БМ – бак с мешалкой; БУ – бак упаренного раствора; ВН – вакуумный насос

Таким образом, высокие показатели энерго- и ресурсосбережения могут быть получены как на действующих, так и на новых установках водоподготовки на ТЭС.

Список литературы

1. СТО 70238424.27.100.013-20 09. Водоподготовительные установки и водно-химический режим ТЭС. Условия создания. Нормы и требования. НП «ИНВЭЛ». М., 2009.
2. Юрчевский Е.Б., Первов А.Г., Андрианов А.П. Перспективы использования мембранных технологий водоподготовки для предотвращения загрязнений пароводяных трактов ТЭС органическими примесями природной воды // Теплоэнергетика. 2006. № 8. С. 2-9.
3. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации / Минэнерго России. М. : СПО ОРГРЭС. 2003.
4. Юрчевский Е.Б., Ларин Б.М. Разработка, исследование и внедрение водоподготовительного оборудования с улучшенными экологическими характеристиками // Теплоэнергетика. 2005. № 7. С. 10-16.

5. Ларин Б.М., Юрчевский Е.Б., Гостьков В.В., Ларин А.Б., Бушуев Е.Н. Обработка воды на ТЭС и АЭС / Иваново: ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», 2010. 348 с.

6. Ларин Б.М. и др. Опыт эксплуатации новой установки противоточного ионирования маломинерализованной природной воды с повышенным содержанием органических примесей // Теплоэнергетика. 2009. № 6. С. 55-58.

УДК 621.311.22

**Ю. Е. Барочкин, Г. В. Ледуховский, В. П. Жуков, А. М. Потапов
(ИГЭУ, Иваново)**

Десорбция растворенного кислорода на основе начального эффекта: экспериментальные данные и подход к моделированию

В ряде конструкций термических деаэраторов используются ступени деаэрации, работающие на начальном эффекте (например, в центробежно-вихревых – ДЦВ, кавитационно-струйных деаэраторах – КСД) [1, 2]. В таких аппаратах, работающих, как правило, под разрежением, при подаче в рабочее пространство воды, перегретой по отношению к температуре насыщения при соответствующем давлении, происходит мгновенное ее вскипание, которое сопровождается интенсивным парообразованием. Опубликованные экспериментальные данные [3], характеризующие величину начального эффекта для вакуумного деаэратора классической конструкции, свидетельствуют, что максимальное значение начального эффекта по растворенному кислороду оценивается в 80%, а в большинстве случаев он составляет 40–60%. Данные, характеризующие величину начального эффекта применительно к ДЦВ и КСД, отсутствуют. В связи с существенным вкладом начального эффекта в общую эффективность деаэрации воды проведение соответствующих исследований является актуальным.

В рамках настоящей работы предложено математическое описание начального эффекта по растворенному кислороду, а для проверки его адекватности проведены экспериментальные исследования вакуумной деаэрационной установки с центробежно-вихревой и капельной ступенями, в которую для дегазации подается перегретая вода.

Принципиальная схема деаэрационной установки на базе деаэраторов ДЦВ-200 приведена на рис. 1. Деаэрационная установка включает последовательно включенные центробежно-вихревую степень (ДЦВ), в которую подается исходная вода (ИВ), и капельную ступень (КД), включающую два устройства А и Б, подключенных по воде параллельно. Деаэрируемая вода после капельной ступени попадает в аккумуляторный бак (АБ), откуда направляется потребителю деаэрированной воды (ДВ). Для создания необходимого вакуума имеются трубопроводы отсоса парогазовой смеси на эжектор (В). На представленной схеме также указаны точки установки измерительных приборов для определения давления (p), температуры (t), расхода (w) и массовой концентрации растворенного кислорода (c) в теплоносителях.

Для определения концентрации растворенного кислорода в воде по элементам схемы деаэрационная установка оборудована пробоотборными зондами. Все зонды, трубопроводы отбора и групповой охладитель проб были изготовлены из аустенитной нержавеющей стали. Массовая концентрация растворенного в воде кислорода измерялась амперометрическим методом.

В ходе исследований получены новые экспериментальные данные о технологической эффективности элементов деаэрационной установки в зависимости от режимных параметров, которые могут быть использованы для проверки адекватности математического описания начального эффекта десорбции растворенного кислорода.

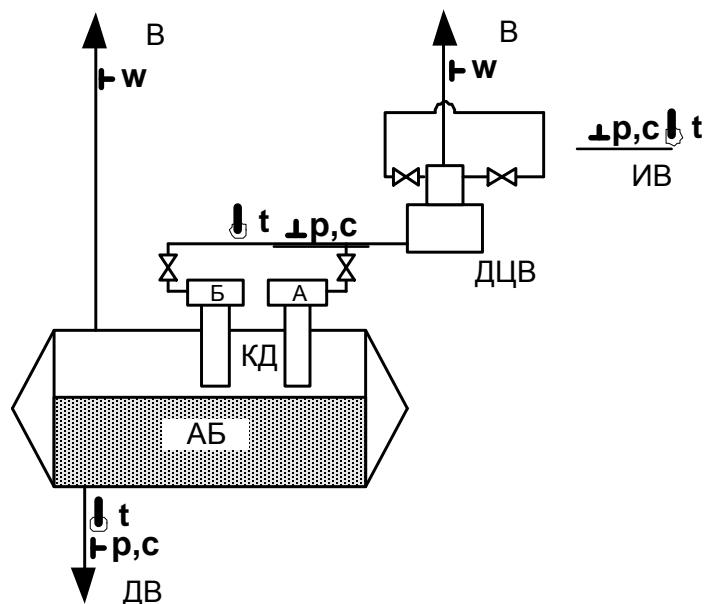


Рис. 1. Принципиальная схема объекта исследований

При разработке математической модели начального эффекта использован термодинамический подход к анализу состояния перегретой жидкости, который позволяет получить удобные для практического использования интегральные оценки эффективности процесса. В рамках термодинамического или феноменологического подхода [4, 5] процесс десорбции в ступени деаэратора рассматривается интегрально без детального учета механизма этого процесса. Для оценки начального эффекта предлагается рассматривать механизм захвата растворенного кислорода паровыми пузырьками при их мгновенном образовании за счет уменьшения давления.

Считаем, что при парообразовании пузырьки пара «захватывают» число молекул (массовую долю) растворенного кислорода пропорционально мольной доле пара в смеси, которая соответствует объемной доле компонента в смеси [5, 6]. При таком подходе итоговое выражение для расчета относительного уменьшения массовой концентрации растворенного кислорода в воде на входе и выходе ступени получено в виде

$$\frac{C_2}{C_{20}} = \frac{1}{\frac{Ar}{Ku} + 1}, \quad (1)$$

где C_{20} и C_2 – массовая концентрация растворенного кислорода в воде на входе и на выходе ступени соответственно; $Ar = \left(\frac{\rho_v}{\rho_p} - 1 \right)$ – критерий Архимеда (ρ_v – плотность воды; ρ_p – плотность пара); $Ku = \frac{r}{\Delta T c}$ – критерий Кутателадзе (ΔT – охлаждение деаэрируемой воды в ступени; c , r – удельная теплоемкость воды и удельная теплота парообразования соответственно).

После введения новых переменных $x = \frac{\Delta T c}{r} = \frac{1}{Ku}$, $y = \frac{C_{20}}{C_2}$, $k = \left(\frac{\rho_v}{\rho_p} - 1 \right) = Ar$ зависимость (1) может быть линеаризована и представлена в следующем виде

$$y = 1 + k x. \quad (2)$$

Согласно полученным выражениям, десорбция растворенного кислорода за счет начального эффекта в деаэраторах перегретой воды определяется, главным образом, величиной охлаждения воды в деаэраторе ΔT , которая, в свою очередь, зависит от давления в аппарате и температуры воды перед ним. Это согласуется с опубликованными результатами исследований начального эффекта деаэрации применительно к вакуумным деаэраторам классической конструкции [3]. Для исследуемого центробежно-вихревого деаэратора величина ΔT варьируется в диапазоне от 3 до 10 градусов.

Для проверки адекватности математической модели на рис. 2 выполнено сопоставление опытных данных с результатами расчетов, полученных для аналогичных условий каждого опыта.

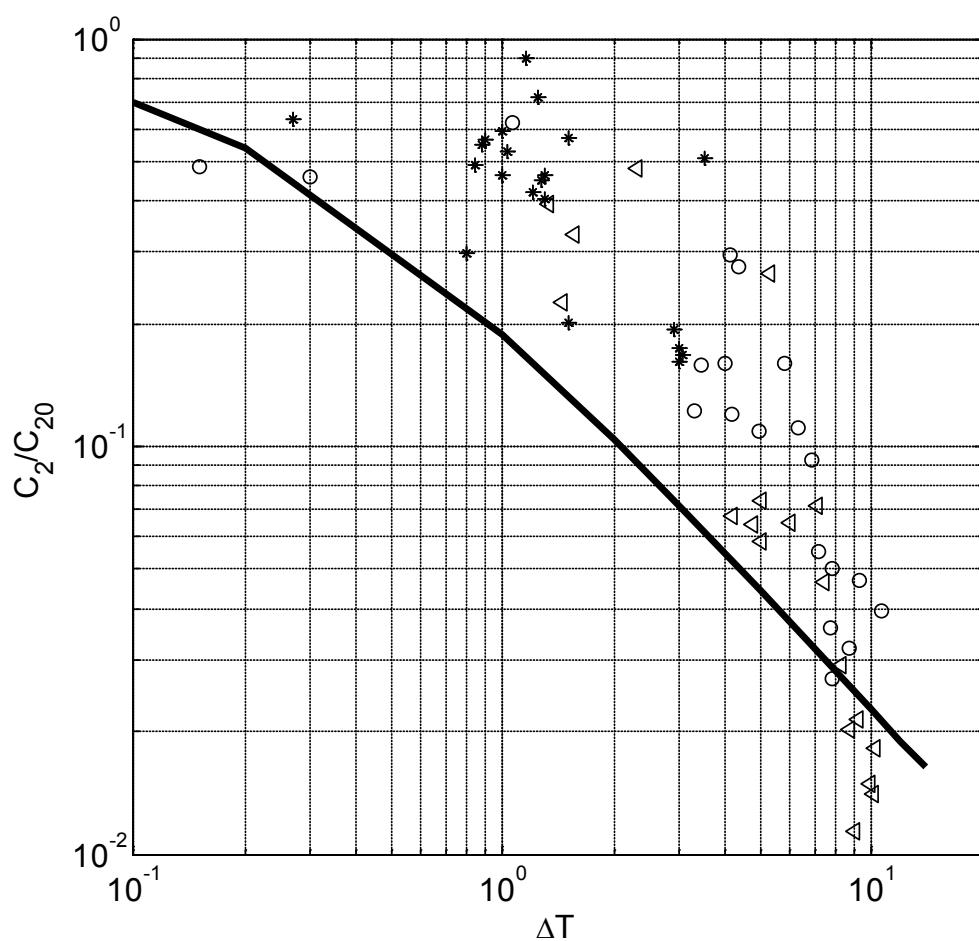


Рис. 2. Сопоставление результатов расчета (линия) и экспериментальных данных (точки) по десорбции растворенного кислорода в установке с ДЦВ: $*$ – в центробежно-вихревой ступени, \circ – в капельной ступени, Δ – совместно в вихревой и в капельной ступенях

Теоретические зависимости (1), (2) при качественно верном прогнозировании экспериментальных данных количественно дают заниженные значения остаточной концентрации растворенного в воде кислорода. Такие результаты можно объяснить тем, что термодинамический подход не учитывает время пребывания воды в аппарате, а полученное заниженное содержание растворенного в воде кислорода соответствует асимптотическому по времени состоянию. Для количественной корректировки представленное математическое описание процесса должно быть, очевидно, уточнено путем введения поправки на реальное время пребывания воды в ступени. Использование критериальной зависимости (2) с введением в нее поправок для учета времени пребывания воды в установке является при этом наиболее перспективным подходом и рассматривается авторами как направление дальнейших исследований.

Таким образом, на основе результатов расчетного анализа начального эффекта и сравнения его с экспериментальными данными показано определяющее влияние данного эффекта на процесс десорбции растворенного кислорода в вакуумной деаэрационной установке, включающей центробежно-вихревую и капельную ступени деаэрации, что дает возможность получения более точных решений задач по моделированию и совершенствованию конструкций и режимов работы данных установок.

Список литературы

1. Росляков А.Н., Ледуховский Г.В., Жуков В.П., Барочкин Е.В., Зимин Б.А., Виноградов В.Н. Анализ процесса дегазации в центробежно-вихревых деаэраторах // Вестн. ИГЭУ 2014. вып. 4. С. 11-16.
2. Деаэратор: пат. 2131555 Рос. Федерация: F22D1/50, C02F1/20, B01D19/00 / Зимин Б.А.; заявитель и патентообладатель Зимин Б.А. № 97121266/06; заявл. 09.12.1997; опубл. 10.06.1999, Бюл. № 22 (I ч.). 4 с.
3. Оликер И.И. Термическая деаэрация воды в отопительно-производственных котельных и тепловых сетях. Л. : Стройиздат, 1972. 137 с.
4. Зельдович Я. Б. Избранные труды. Химическая физика и гидродинамика. М. : Наука, 1984. 374 с.
5. Коновалов В.И. Техническая термодинамика. Иваново, 2005. 620 с.
6. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М. : Химия, 1971. 784 с.

А. М. Потапов, Г. В. Ледуховский, С. Д. Горшенин,
В. Н. Виноградов (ИГЭУ, Иваново)

Моделирование течения воды в рабочей зоне деаэратора «АВАКС»

Вакуумно-атмосферные кавитационные струйные деаэраторы «АВАКС» применяются в энергетике и смежных отраслях промышленности. Их эффективность по удалению коррозионно активных газов мала – эффект деаэрации, представляющий собой отношение разности массовых концентраций газа в деаэрируемой воде до и после аппарата к массовой концентрации газа в исходной воде, как правило, не превышает $\xi = 90\%$ (по растворенному кислороду) [1–3]. Для сравнения, для атмосферного струйно-барботажного деаэратора серии «ДА-м» $\xi = 99,5\%$ и более [4–5]. Причины такой относительно низкой эффективности деаэраторов «АВАКС» состоят в следующем: деаэратор одноступенчатый, прямоточный, характеризуется малым располагаемым временем процесса деаэрации. Преимущества деаэраторов данного типа обусловлены малыми размерами, относительной дешевизной и простотой эксплуатации, а также отсутствием потребности в греющем паре. В связи с этим использование деаэраторов «АВАКС» в ряде случаев оказывается эффективным при создании многоступенчатых деаэрационных установок, а также в деаэрационных установках, работающих с большой степенью рециркуляции деаэрируемой воды.

В ИГЭУ ведутся исследования по разработке эффективных конструкций деаэраторов, работающих на «начальном эффекте», деаэрация в которых осуществляется в процессе мгновенного вскипания перегретой воды, попадающей в зону вакуума. Математическая модель процесса деаэрации при этом базируется на термодинамических соотношениях для описания процесса фазового перехода в перегретой жидкости [6]. Определяющим фактором при расчете процесса деаэрации является перегрев жидкости относительно температуры насыщения в потоке. Температура насыщения зависит от статического давления в потоке жидкости. Применительно к деаэратору «АВАКС» течение в рабочей зоне имеет сложный характер, что обуславливает неравномерность поля статических давлений в рабочей зоне аппарата.

Целью настоящей работы является расчет поля статических давлений в вихревом потоке воды в рабочей зоне деаэраторе «АВАКС». Задача решается путем моделирования течения в программном комплексе FlowVision. Для проведения численных экспериментов разработана упрощенная геометрическая модель рабочей зоны деаэратора номинальной производительностью 20 т/ч (рис. 1), представляющая собой цилиндрический участок, ограниченный на входе обтекателем, формирующим поток воды с требуемой степенью крутки. В выходном сечении реального деаэратора установлен второй обтекатель, из центра которого осуществляется отсос паровоздушной смеси эжектором. При моделировании этот обтекатель не учитывается, поскольку он не участвует в процессе формирования потока воды в рабочей зоне аппарата. В соответствии со сформулированной целью моделировалось однофазное потенциальное течение несжимаемой жидкости с использованием модели свободной поверхности. В качестве модели турбулентности использовалась стандартная k - ϵ модель. Выбор граничных условий осуществлялся в соответствии с реальными режимными параметрами работы деаэратора, имевшими место в условиях экспериментальных исследований [1]. Принятые граничные условия отражены в табл. 1.

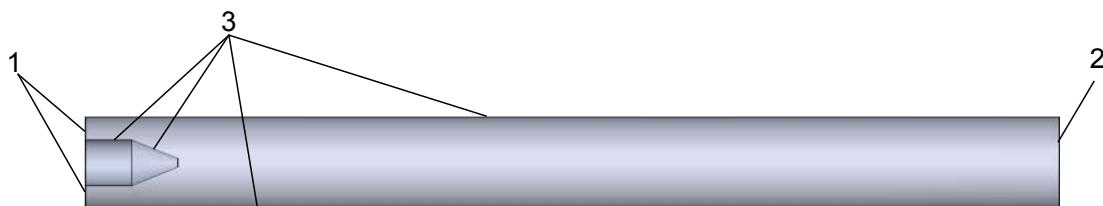


Рис. 1. Упрощенная геометрическая модель рабочей зоны деаэратора «АВАКС»:
1 – входное сечение (граничное условие «Вход»); 2 – выходное сечение (граничное
условие «Выход»); 3 – стенка (граничное условие «Стенка»)

Таблица 1
Принятые граничные условия

Границное условие	Тип граничного условия	Параметр	Значение
«Вход»	Вход / Выход	Нормальная массовая скорость	В соответствии с результатами экспериментальных исследований
«Выход»	Вход / Выход	Свободный выход	
«Стенка»	Стенка	–	Прилипание

Расчетная сетка FlowVision – декартова, локально адаптивная. Начальная сетка задана неравномерной со сгущением в области входного обтекателя. С учетом функции подсеточного разрешения геометрии итоговое число расчетных ячеек составило при расчетах для условий рассматриваемого опыта 75322. Сходимость расчета оценивалась по величинам невязок скорости среды в выходном сечении и давления во входном сечении модели.

Обработка результатов расчета осуществлялась с использованием стандартных средств визуализации FlowVision. По длине модели выделен ряд поперечных сечений, в каждом из которых строились эпюры распределения статических давлений вдоль радиуса в горизонтальном и вертикальном направлениях. Далее по полученным эпюрам вычислялось среднее статическое давление в потоке воды в данном сечении модели. В качестве примера на рис. 2 показаны результаты расчета для одного из сечений.

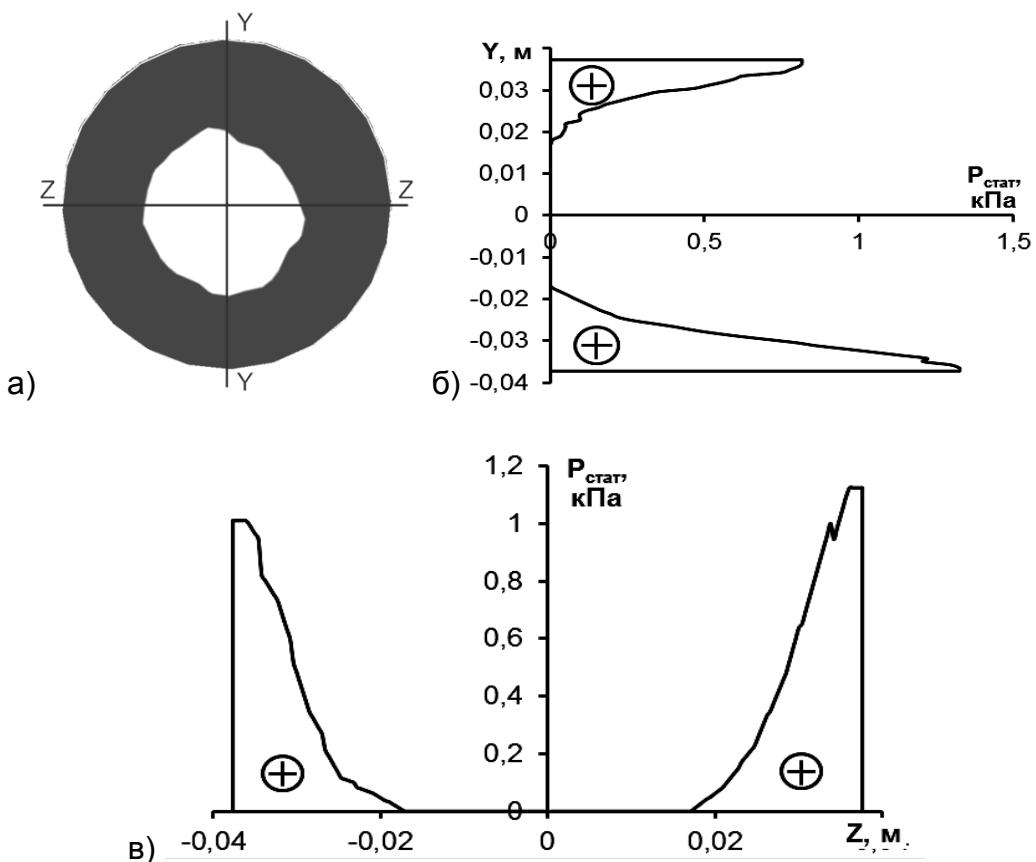


Рис. 2. Результаты расчета для одного из поперечных сечений модели:
а) распределение воды по сечению; б) и в) – распределение избыточных статических давлений вдоль оси Y и оси Z сечения соответственно

Анализ полученных данных позволяет заключить, что характер течения в разных поперечных сечениях модели практически совпадает. При этом наблюдается некоторая деформация формы свободной поверхности с внутренней стороны вихря. Значимая разница в статических давлениях на верхней и нижней образующих модели обусловлена действием силы тяжести, которая ослабляет действие центробежной силы в верхней и усиливает его в нижней части области течения. Статические давления на левой и правой образующих модели практически совпадают. На рис. 3 показана эволюция эпюр избыточных статических давлений в зависимости от координаты X – расстояния от входного сечения до рассматриваемого поперечного сечения модели. Заметно постепенное уменьшение средних статических давлений, связанное со снижением полного давления потока.

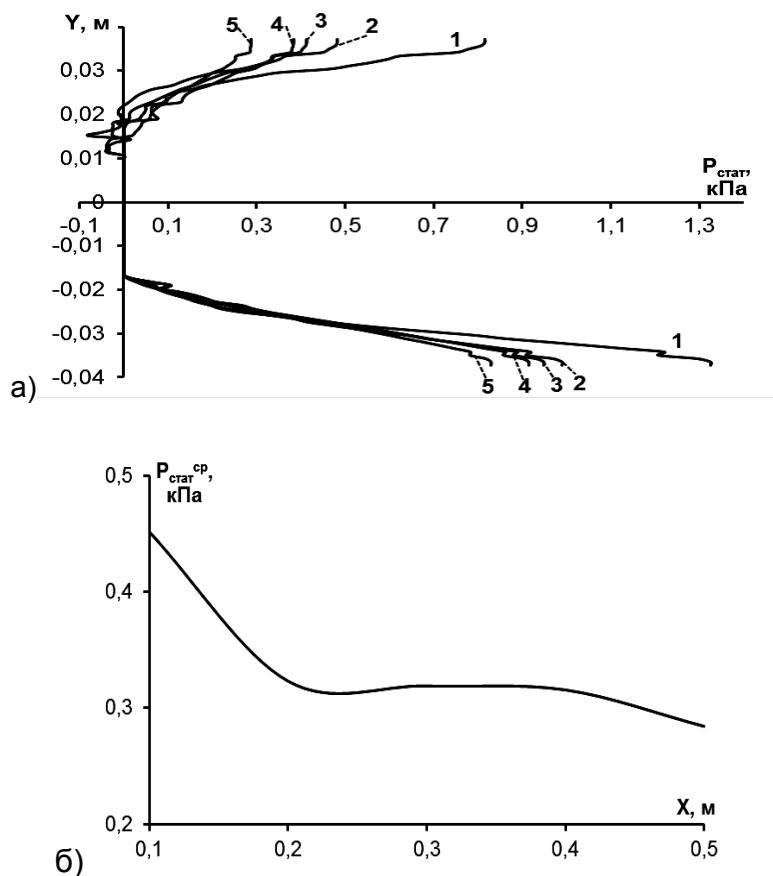


Рис. 3. Эволюция эпюр избыточных статических давлений (а) и среднего по сечению модели избыточного статического давления потока (б) в зависимости от координаты X

Проведенные численные исследования позволили получить зависимость среднего по поперечному сечению потока статического давления от удаленности сечения от входного участка модели. Эти данные будут использованы в дальнейшем при разработке математи-

ческой модели деаэрации перегретой жидкости в деаэраторе рассматриваемой конструкции.

Список литературы

1. Шатова И.А., Барочкин Е.В., Ледуховский Г.В. Выбор схемы включения прямоточных деаэрационных устройств // Материалы IV Рос. науч.-практ. конф. «Повышение эффективности теплоэнергетического оборудования». Иваново, 2005. С. 63-65.
2. Шарапов В.И., Макарова Е.В. О прямоточных вакуумных деаэраторах // Энергосбережение и водоподготовка. 2006. № 3. С. 42-44.
3. Шарапов В.И., Орлов М.Е. Проверка деаэратора «АВАКС» в промышленной эксплуатации // Энергосбережение и водоподготовка. 2008. № 2. С. 60-62.
4. Шарапов В.И. Проблемы совершенствования технологий термодинамической деаэрации воды // Теплоэнергетика. 2006. № 5. С. 56-61.
5. Шарапов В.И., Макарова Е.В. О применении кислородомеров на тепловых электростанциях // Электрические станции. 2006. № 7. С. 48-52.
6. Барочкин Ю.Е., Жуков В.П., Ледуховский Г.В., Барочкин Е.В. Исследование начального эффекта при десорбции растворенного кислорода в деаэраторах перегретой воды // Вестник ИГЭУ, 2016. Вып. 5. С. 5-10.

УДК 621.187.12

**П. А. Березинец, В. Н. Маркина, Е. Н. Сизова, И. А. Лобач,
М. М. Гутник, И. И. Пушкарев, А. Г. Заревский (ОАО «ВТИ», г. Москва)**

Экспериментальное исследование опытного образца деаэрационного устройства вакуумного деаэратора

Одной из проблем для высокоманевренных парогазовых установок является предпусковая деаэрация конденсата, а также заполнение опорожненного котла-utiлизатора деаэрированной водой. В современных ПГУ эта проблема полностью не решается, так как деаэрационное устройство располагается после газового подогревателя конденсата. Идеальным решением проблемы является деаэрация конденсата и добавочной воды до поступления в котел-utiлизатор (до входа в газовый подогреватель конденсата). Однако для этого деаэрация должна производиться при давлении ниже атмосферного. В настоящее время отсутствуют отечественные конструкции вакуумных деаэраторов, обеспечивающие содержание кислорода в питательной воде перед котлом-utiлизатором ниже 10 мкг/л.

В тепловой схеме всережимной ПГУ-20/25Т [1] предусмотрено инновационное деаэрационное устройство для вакуумной деаэрации всего количества обессоленной воды и конденсата, поступающего из конденсатора паровой турбины и направляемого в котел-utiлизатор. Особенностью запатентованного деаэрационного устройства [2] является использование распылительного принципа деаэрации воды с помощью форсунок в спутном потоке пара и воды. Принципиальная схема этого процесса показана на рис. 1.

Потенциальными достоинствами таких деаэрационных устройств по сравнению с традиционными струйными деаэрационными колонками являются:

- распыление воды на мелкие капли обеспечивает более развитую поверхность контакта (взаимодействия) воды и пара, благодаря чему достигается более глубокий процесс деаэрации;
- использование прямоточного взаимодействия фаз взамен противотока позволяет в деаэраторах распылительного принципа действия устранить режимы «захлебывания» и гидроудары, приводящие к разрушению внутрикорпусных устройств струйных деаэраторов и сокращению их межремонтного периода.

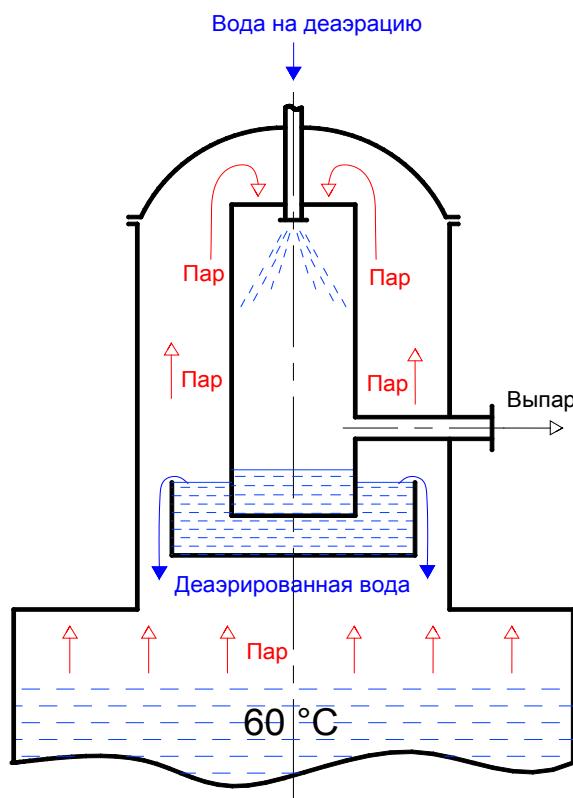


Рис. 1. Принципиальная схема деаэрации воды в спутном потоке

Деаэрация распыленного потока воды при противоточном движении фаз была реализована во встроенном в барабан низкого давления котла-utiлизатора ПГУ Сочинской ТЭС деаэрационном устройстве, которое в процессе эксплуатации при 6 МПа обеспечило нормативное содержание кислорода.

В деаэрационном устройстве для ПГУ-20/25Т реализуется спутное (прямоточное) движение фаз, а с целью снижения перепада давления воды на форсунках использован принцип секционирования контактной зоны с возможностью отключения отдельных секций при снижении нагрузки.

Для испытаний экспериментальное деаэрационное устройство, фотография которого представлена на рис. 2, смонтировано в зоне конденсатора паровой турбины ЭТЭЦ ВТИ, с которым имеет технологическую связь.



Рис. 2. Деаэрационное устройство. Вид с фронта (фото)

Стенд оснащен устройством для изменения содержания кислорода в воде перед деаэрационным устройством, приборами для контроля его содержания до и после опытного образца, устройствами для контроля и изменения расхода воды и давления пара в нем.

Испытания экспериментального деаэрационного устройства при работе одной форсунки проводились с 14 января по 15 апреля 2014 года. Целью опытов являлось достижение содержания кислорода после вакуумной деаэрации ниже 0,010 мг/л (10 мкг/л).

В эксперименте 29.01.2014 г. (рис. 3) при стабильном расходе воды через форсунку (4,9 т/ч) в конце эксперимента при содержании кислорода

на входе $0,17 \div 0,15$ мг/л, содержание кислорода на выходе составило $0,005$ мг/л. Давление пара в деаэраторе при этом составляло около $12,5$ кПа (температура насыщения 50 °С), а нагрев воды в секции – около 4 °С. Обращает на себя внимание, что при ступенчатом снижении расхода воды на 20-й минуте (по графику) при $5,5$ т/ч содержание кислорода на выходе составляло $0,007$ мг/л (давление пара – около 17 кПа, нагрев – около 5 °С).

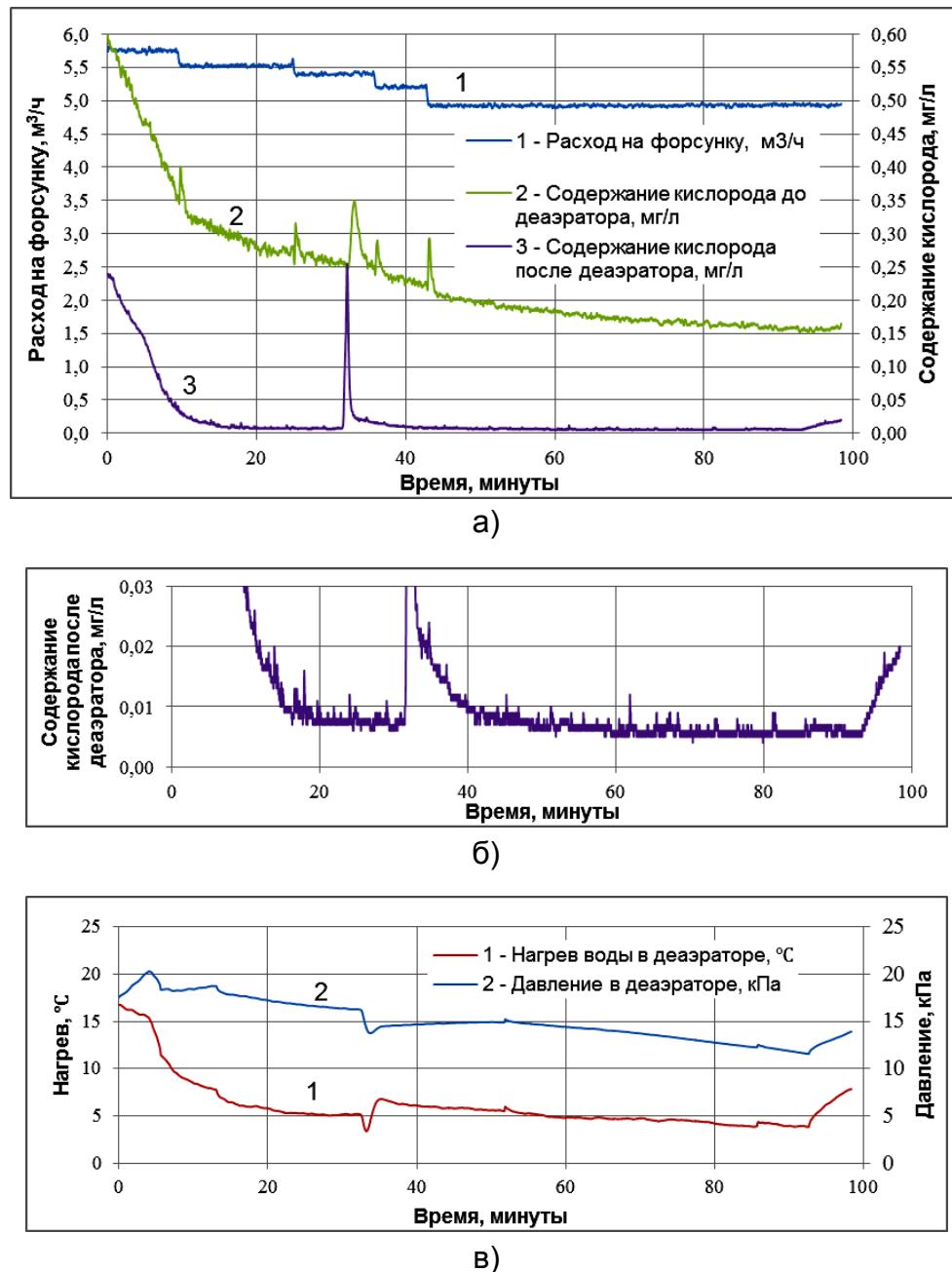


Рис. 3. Опыт 29.01.2014, отчет времени с 15:09: а) изменение расхода воды и содержание кислорода; б) изменение содержания кислорода после деаэратора (крупно); в) изменение давления и нагрева воды в деаэраторе

Выводы:

1. Принцип деаэрации воды под вакуумом при нагреве воды паром в спутном потоке доказал свою эффективность. Эксперименты, проведенные на экспериментальном образце деаэрационного устройства при давлении пара 15–30 кПа, показали, что при содержании кислорода в исходной воде до 0,3 мг/л деаэрированная вода содержит 0,005–0,008 мг/л кислорода. Колебания содержания кислорода в исходной воде в диапазоне 0,04–0,2 мг/л с частотой до 2-х минут не сказываются на конечном результате;
2. Учитывая положительные результаты, достигнутые при испытании экспериментального образца деаэрационного устройства и перспективность его промышленного применения, требуется более глубокое изучение процессов вакуумной деаэрации в спутном потоке пара и воды для оптимизации конструкции вакуумного деаэратора.

Список литературы

1. Тумановский А.Г., Березинец П.А., Терешина Г.Е., Алтухов М.Ю., Маркина В.Н., Крылова И.Н., Крючкова Т.И., Лобач И.А. – Всережимная парогазовая установка мощностью 20-25 МВт для энергоснабжения промышленных и коммунальных предприятий // Энергетик, 2013. № 8. с. 19-21.
2. Патент на полезную модель № 148547. МПК С 02 F 1/20. Секционированная деаэрационная колонка / П.А.Березинец // Бюллетень изобретений. 2014. № 34.

УДК 621.311.22

С. Р. Сайтов, Н. Д. Чичирова (КГЭУ, Казань)

Ресурсосбережение в схемах водоподготовки ТЭС с обратноосмотическими модулями

В последние годы требования к экологической безопасности промышленных предприятий становятся все строже (п. 2 ст. 16 ФЗ РФ от 10.01.2002 № 7, Постановление Правительства от 12.06.2003 № 344, ФЗ РФ от 23.11.2009 № 261, ФЗ РФ от 19.07.2011 № 89, ФЗ РФ № 52, ФЗ РФ от 27.12.2002 № 184), благодаря чему стали актуальными направления исследования, связанные с защитой окружающей среды и рационализацией природопользования.

Одним из перспективных направлений является защита водоисточников от сбросов с водоподготовительных установок (ВПУ) тепловых электрических станций, согласно которому необходимо уменьшать потребление химических реагентов, а так же сокращать объем сточных вод. Методы водоподготовки, применяемые сегодня (преимущественно ионный обмен), не достаточно экологичны и слабо автоматизированы.

С точки зрения защиты окружающей среды и повышения комфортности эксплуатации наиболее эффективно подходят баро-мембранные технологии, так как они осуществляют безреагентный метод обессоливания воды, при этом установки обратного осмоса (УОО) компактны, а главное высоко автоматизированы [1].

Но и здесь возникают проблемы. Обратный осмос дает большой объем стоков за счет низкого коэффициента использования исходной воды, что делает данную технологию неэффективной с точки зрения водопотребления (в некоторых случаях до 60% исходной воды сбрасывается в канализацию) [2]. Для того чтобы решить эту проблему, разработаны следующие приемы: испарительная дистилляция потоков концентрата, электродеионизация стоков, использование дожимного блока, разбавление концентрата умягченной водой для подпитки теплосети [3, 4], замыкание потоков и создание контуров рециркуляции и т. д. Большая часть этих решений подразумевает существенные капитальные затраты на свою реализацию.

Существует потребность в разработке решения, позволяющего сократить размеры стоков путем выявления скрытых внутренних резервов самой схемы, без использования существенных капитальных и дополнительных эксплуатационных затрат. Выявить такие резервы возможно, создав математическую модель схемы ВПУ ТЭС [5], а так же проанализировав суточный контроль рабочих параметров.

В качестве примера в данной работе используется схема ВПУ Уфимской ТЭЦ-1 (рис.1). Схема данной станции считается одной из наиболее сложных с точки зрения расчета параметров участвующих потоков, благодаря чему идеально подходит для демонстрации эффективности предлагаемого решения.

Схема на сегодняшний день имеет количество стоков порядка 10–12% при нормативном максимуме 14,8%. Тем не менее, она обладает потенциалом к дополнительному снижению размера стоков. Чтобы раскрыть этот потенциал, на основании системы УОО была построена математическая модель и разработана компьютерная программа (рис. 2).

С помощью программы удалось выявить скрытые резервы системы, которые в перспективе способны обеспечить общее снижение стоков с 10 до 4–7%. Снижение достигается за счет применения особого алгоритма распределения исходной воды между блоками системы [6], благодаря которому более экономичное оборудование чаще всего работает при номинальной нагрузке.

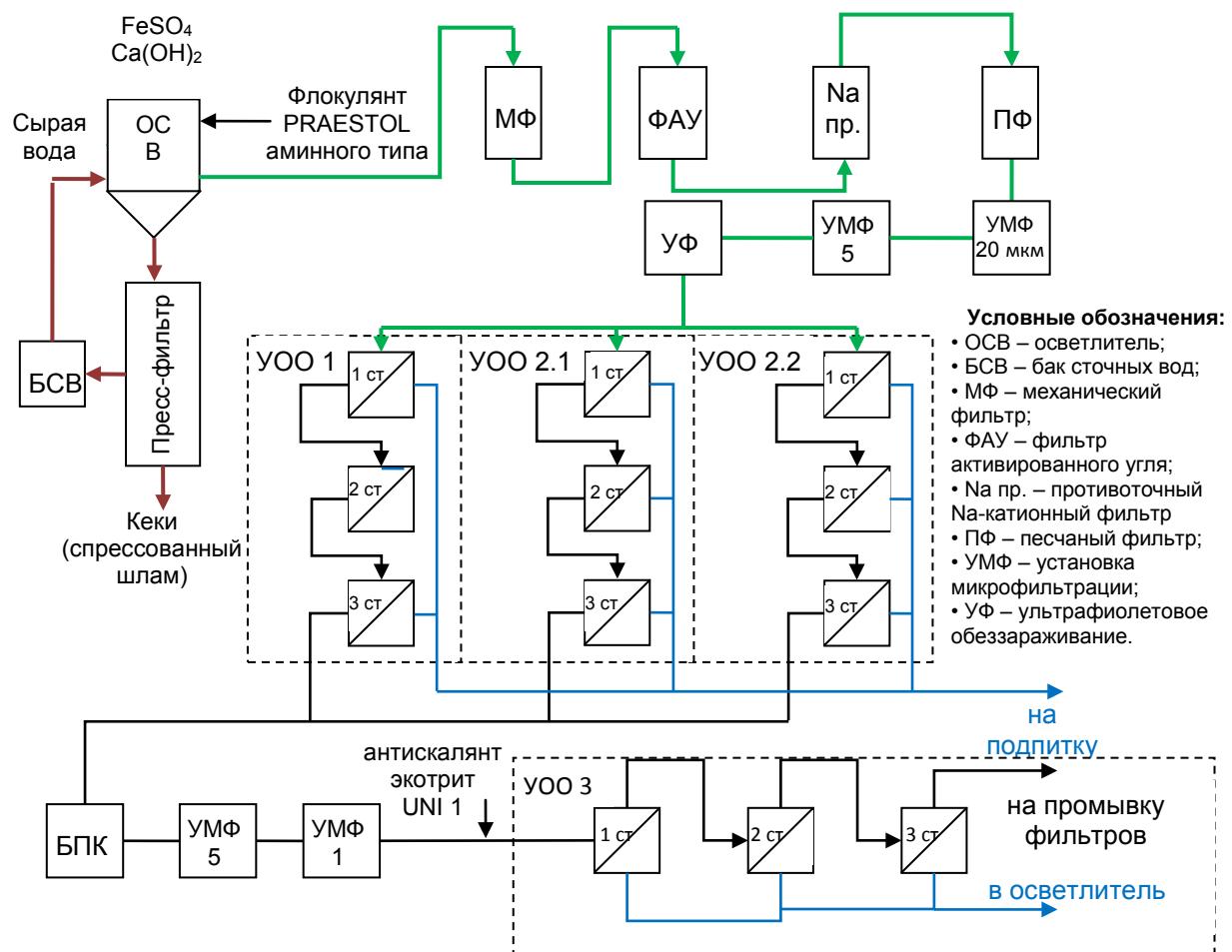


Рис. 1. Общий вид схемы ВПУ Уфимской ТЭЦ-1

Расчет и использование оптимальных значений коэффициентов преобразования для каждого блока так же приводят к уменьшению объема сточных вод.

При тщательном анализе таблиц суточного контроля рабочих параметров было выявлено, что электропроводимость пермеата дожимного блока зачастую не превышает 60 мкСм/см, а это значит, что он не нуждается в предварительной очистке и может быть направлен непосредственно в линию питания основных блоков УОО. Данное решение

позволит уменьшить объем химических реагентов, затрачиваемых в осветлителе, на 15–20%.

Использованная на примере Уфимской ТЭЦ-1 математическая модель может быть применена и для других станций, так как формулы и физико-химические законы, заложенные в нее, будут одинаковыми для всех вариантов баромембранных схем. Воспользовавшись, при этом, соответствующими критериями оптимизации, возможно добиться такого режима работы, при котором водопотребление схемы будет минимальным.

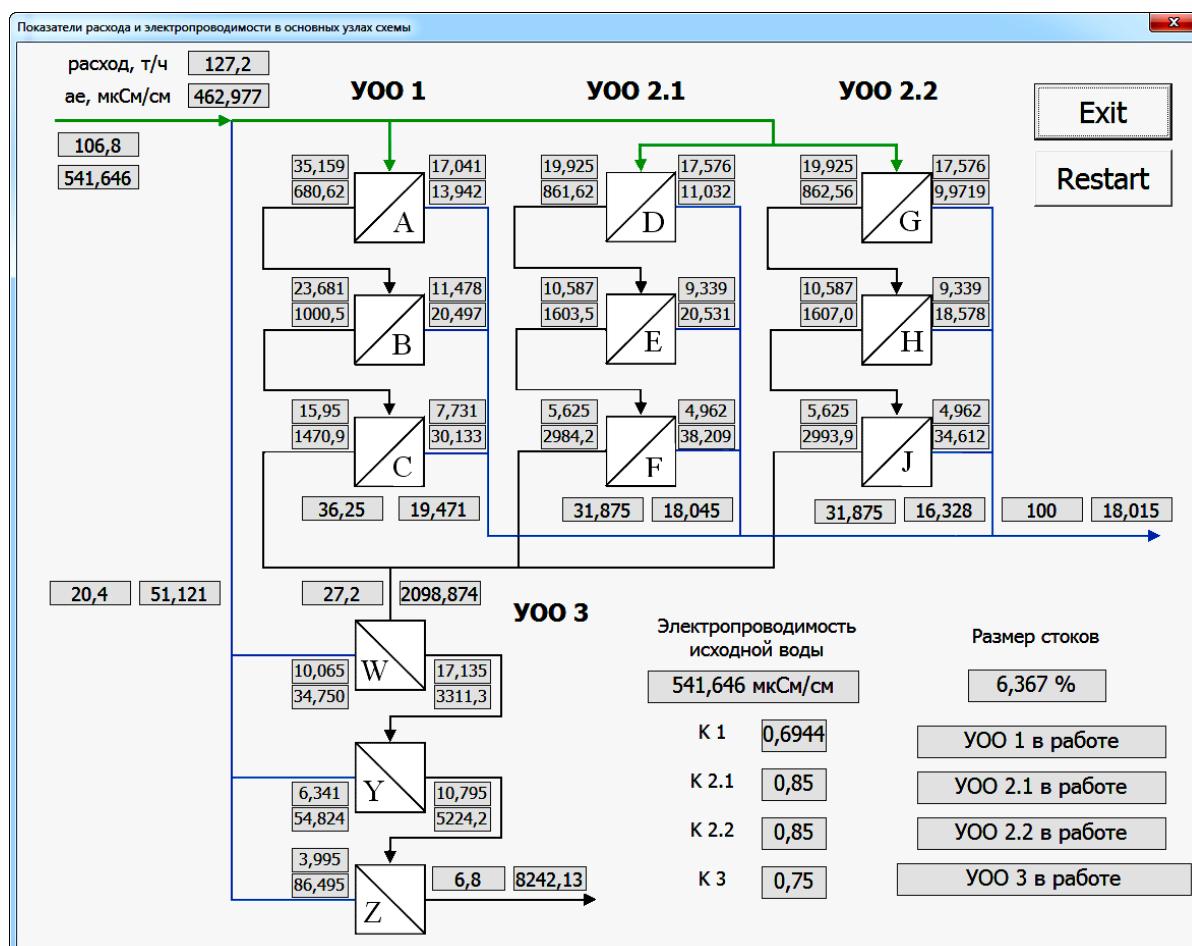


Рис. 2. Фрагмент интерфейса программы

Список литературы

- Чичирова Н.Д., Власов С.М. Баромембранные технологии в энергетике / Казань: Казан.гос.энерг.ун-т, 2011. 272 с.
- Чичирова Н.Д., Чичиров А.А., Сайтов С.Р., Филимонов А.Г., Гирфанов А.А. Анализ опыта внедрения баромембранных технологий на ТЭС РФ // Труды Академэнерго. 2013. № 4. С. 70-82.

3. Пат. № 2551499 РФ на изобретение. Водоподготовительная установка тепловой электроцентрали / А.А. Чичиров, Н.Д. Чичирова, А.А. Гирфанов, А.Г. Филимонов. С.Р. Сайтов. Изобретение. 2015. № 15.

4. Пат. № 145905 РФ на полезную модель. Водоподготовительная установка тепловой электроцентрали / А.А. Чичиров, Н.Д. Чичирова, А.А. Гирфанов, А.Г. Филимонов. С.Р. Сайтов. Полезная модель. 2014. № 27.

5. Свид. № 2016615906 о рег. пр. ЭВМ. Программа расчета физико-химических процессов в схемах водоподготовки ТЭС с обратноосмотическими модулями / С.Р. Сайтов, А.А. Чичиров, Н.Д. Чичирова. 2016.

6. Чичирова Н.Д., Чичиров А.А., Сайтов С.Р. Моделирование и оптимизация схемы водоподготовки ТЭС с обратноосмотическими модулями // Труды Академэнерго. 2016. № 2. С. 60-72.

УДК 628.356

**П. И. Белоногова, М. Ю. Дягелев (ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени
М. Т. Калашникова», Ижевск)**

Энергосбережения в процессах очистки сточных вод на примере биологической очистки

Одной из основных задач биологической очистки сточных вод является удаление биогенных элементов, таких как азот и фосфор, вызывающих размножение фитопланктона, что в свою очередь приводит к ухудшению качества воды водоема и гибели рыб. Эффекта самоочищения воды водоемов может быть недостаточно для минерализации загрязнений, поступающих в водоем со сточными водами. Однако, биологический метод очистки аналогичен процессам естественной очистки, происходящим в водоеме, и позволяет добиться эффекта очистки сточных вод, необходимого для сохранения баланса в водном объекте. Биологический метод является наиболее эффективным и доступным для очистки сточных вод от соединений азота и фосфора [1].

Основную функцию биологической очистки на крупных очистных сооружениях играют аэротенки – сооружения, оборудованные разнообразными системами аэрации для поддержания жизнедеятельности микроорганизмов активного ила. Внесение кислорода в сооружения биологической очистки является неотъемлемой частью технологического процесса очистки сточных вод и вместе с тем – основной статьей

энергозатрат (рис. 1). Поэтому практически на всех очистных сооружениях остро стоит вопрос рационального использования электроэнергии. В первую очередь, это связано с увеличением цены на электроэнергию, что вынуждает в схему очистки сточной воды внедрять экономичные системы.

Снижения энергозатрат на этом этапе очистки сточных вод возможно достичь несколькими способами. Один из них – выбор оптимальной системы аэрации.

Мелкопузырчатые диффузоры, как правило, более энергоэффективны чем крупнопузырчатые, так как мелкие пузырьки обеспечивают перенос большего количества кислорода. Замена крупнопузырчатых диффузоров или перемешивающих устройств мелкопузырчатыми системами позволяет снизить энергозатраты на аэрацию сточных вод как минимум на 25%. Однако, мелкопузырчатые диффузоры могут требовать более тщательного технического обслуживания по сравнению с крупнопузырчатыми диффузорами для поддержания их чистоты и обеспечения работы с оптимальной эффективностью. Выбор аэрационного устройства для конкретной станции водоочистки определяется типом и составом сточных вод [2].

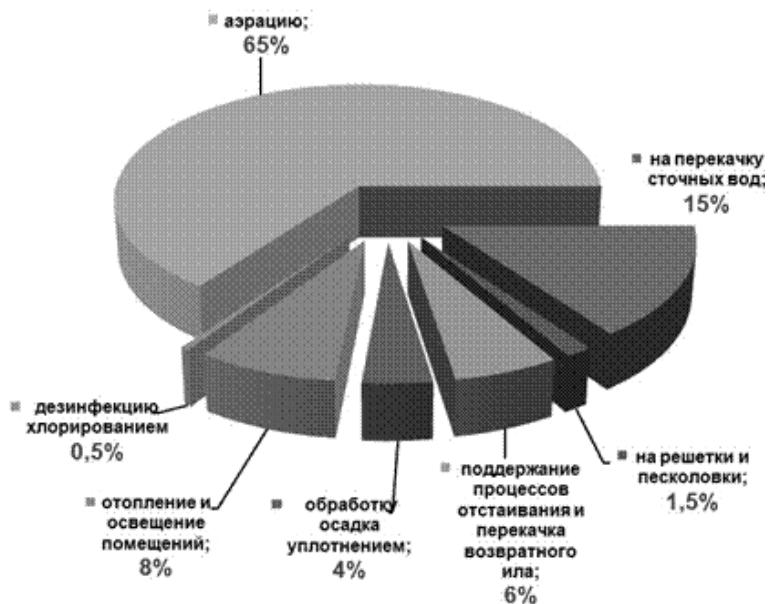


Рис. 1. Распределение энергозатрат в процентном соотношении для стандартного комплекса городских очистных сооружений [3]

Также необходимо правильно выбрать раскладку аэраторов по площади аэротенка. Раскладка систем аэрации с уменьшением количества диффузоров по длине аэротенка позволяет перераспределить кислород воздуха без увеличения давления в системе воздуходувок.

Энергосберегающей раскладкой является распределение аэраторов по принципу полного покрытия ширины дна аэрационного коридора при условии насыщения иловой смеси необходимым количеством растворенного кислорода и обеспечения условий ее перемешивания. Этот вариант в отличие от продольного расположения аэраторов, покрывающих 5% ширины коридора, вызывает снижение удельного расхода воздуха на 72% [3].

Другой способ снижения энергозатрат – регулируемые воздуходувки, позволяющие управлять подачей воздуха в зависимости от суточной и годовой неравномерности подачи сточных вод, их температуры и загрязненности.

Существуют современные воздуходувки, поддающиеся регулированию производительности при высоком уровне КПД, что дает возможность снизить энергопотребление на 45%. Диапазон изменения подачи воздуха этих установок лежит в пределах 25–100% максимальной подачи воздуха [3].

Суть энергосбережения заключается в разнице потребляемой электроэнергии для управляемого и неуправляемого режимов подач воздуха в аэротенки (рис. 2). Количество сэкономленной электроэнергии – есть разница между двумя «кривыми».

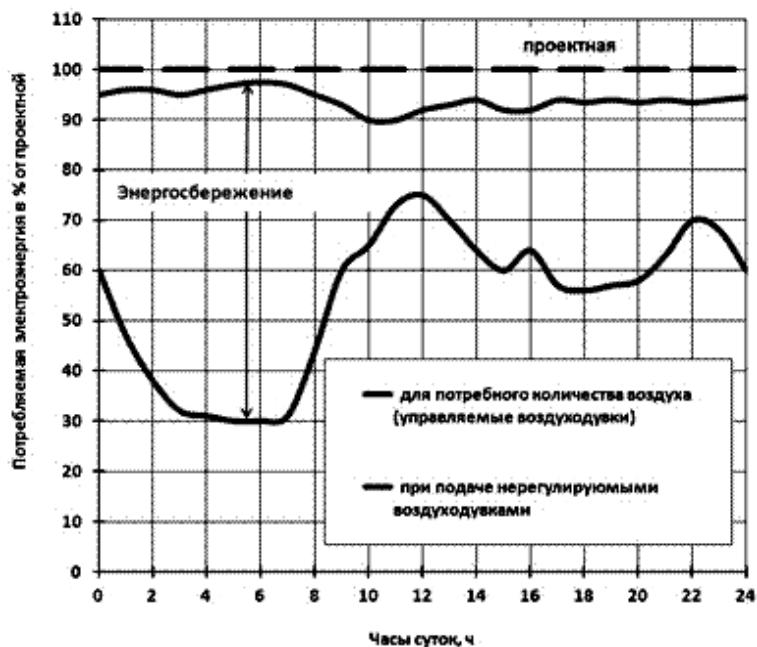


Рис. 2. Пример формирования процессов энергосбережения при использовании управляемых воздухонагнетателей по сравнению с нерегулируемыми агрегатами в течение суток [3]

Исследования доказывают возможность значительного снижения энергопотребления при регулировании скорости подачи воздуха в соответствии с суточными и сезонными колебаниями технологических нагрузок (по расходам и концентрациям), температуры и напора.

Список литературы

1. Белоногова П.И. Глубокое удаление азота и фосфора // Энергоресурсосбережение в промышленности, жилищно-коммунальном хозяйстве и агропромышленном комплексе : электронное научное издание : материалы регионального научно-практического семинара (Россия, Ижевск, 26 февраля – 26 марта 2016 года) / ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М. Т. Калашникова». Электрон. дан. (1 файл: 12,4 Mb). Ижевск : ИННОВА, 2016. С. 195-198.
2. Благодарная Г.И. Энергосбережение при биологической очистке сточных вод // Ресурсосбережение и энергоэффективность инженерной инфраструктуры урбанизированных территорий: материалы международной конференции. (Харьков, 1-28 февраля 2013 г.) Харьков, 2013. с. 111 – 114.
3. Баженов В.И. Энергосбережение из «воздуха». Повышение энергоэффективности очистных сооружений водоотведения // Электронный журнал «ЭНЕРГОСОВЕТ». 2013. №1 (26). С. 32-42.
4. Дягелев М.Ю., Пластинина Е.В., Непогодин А.М. Варианты реконструкции биологической ступени очистки сточных вод на существующих очистных сооружениях канализации // Энергоресурсосбережение в промышленности, жилищно-коммунальном хозяйстве и агропромышленном комплексе: электронное научное издание: материалы регионального научно-практического семинара (Россия, Ижевск, 26 февраля – 26 марта 2016 года) / ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М. Т. Калашникова». Электрон. дан. (1 файл: 12,4 Mb). Ижевск : ИННОВА, 2016. С. 177-180.
5. Непогодин А.М., Пластинина Е.В., Дягелев М.Ю. Обзор современных технологий удаления азота и фосфора из городских сточных вод // Экология и безопасность в техносфере: современные проблемы и пути решения : сборник трудов Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов. В 2-х томах. Том 1 / Юргинский технологический институт. Томск, 2015. С. 206-211.

**В. И. Шарапов, Е. В. Кудрявцева, О. В. Пазушкина
(УлГТУ, Ульяновск)**

**Показатели массообмена и гидродинамики дегазаторов
при использовании в качестве десорбента
природного газа**

Надежная и экономичная эксплуатация оборудования тепловых электрических станций зависит от качества обработки воды. Для предприятий энергетики вода – основной теплоноситель и потому к ее содержанию предъявляются очень высокие требования.

Процесс водоподготовки состоит из нескольких этапов. Заключительным этапом обработки воды на ТЭС является деаэрация – удаление из воды растворенных в ней коррозионно-активных газов.

Технологии деаэрации воды существенно влияют на экономичность работы тепловых электростанций и других теплоэнергетических установок. Для повышения энергетически эффективной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев потоков деаэрируемой и деаэрированной воды деаэрацию воды следует проводить при минимально возможной температуре этих теплоносителей [1].

В научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ создана серия решений по снижению потенциала теплоносителей, участвующих в термической деаэрации, что позволило существенно повысить энергетическую эффективность отечественных ТЭЦ [1, 2].

Тем не менее, резервы повышения энергетической эффективности ТЭЦ с деаэрацией подпиточной воды систем теплоснабжения далеко не исчерпаны. В частности, одна из возможностей повышения тепловой экономичности связана с применением новых технологий низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети.

В работе [3] показана возможность существенного повышения энергетической эффективности теплофикационных турбоустановок ТЭЦ при реализации технологии [4] низкотемпературной деаэрации воды с использованием в качестве десорбирующего агента не содержащего в своем составе кислорода и диоксида углерода природного газа, подаваемого в топки котлов электростанции.

Для исследования технологической возможности применения технологии [4] низкотемпературной деаэрации воды необходимо оценить массообменную эффективность и гидродинамические условия работы деаэратора при использовании в качестве десорбирующей среды природного газа.

Оценим массообменную эффективность этого решения. В основу методики определения теоретически необходимого удельного расхода природного газа для удаления из воды растворенного кислорода $d_{\text{газа}}^{\min}$, кг/т, положено решение балансовых уравнений процессов массообмена и теплообмена при деаэрации при условии, что на выходе из деаэратора достигается равновесие между фазами [5]. С определенными допущениями можно принять, что наибольшая массообменная эффективность деаэратора достигается при обеспечении нормативного качества деаэрации с минимально возможными расходами десорбирующего агента и покидающего деаэратор выпара.

Уравнение материального баланса деаэрации можно записать в виде

$$G_{\text{и.в}} X_{\text{и.в}} + D_{\text{газа}} Y_{\text{газа}} = G_{\text{д.в}} X_{\text{д.в}} + D_{\text{вып}} Y_{\text{вып}}, \quad (1)$$

где $G_{\text{и.в}}$ и $G_{\text{д.в}}$ – количество исходной и деаэрированной воды, кг/ч; $D_{\text{газа}}$ – расход природного газа, подаваемого в деаэратор, кг/ч; $D_{\text{вып}}$ – расход выпара деаэратора (смеси выделившихся из воды коррозионно-агрессивных газов и природного газа), кг/ч; $X_{\text{и.в}}$, $X_{\text{д.в}}$ – концентрации кислорода в воде на входе в деаэратор и на выходе из него; $Y_{\text{газа}}$, $Y_{\text{вып}}$ – содержание кислорода в природном газе на входе в деаэратор и в выпаре на выходе из деаэратора.

Расчетная схема деаэратора для определения теоретически необходимого расхода газа приведена на рис. 1.

Выразим $Y_{\text{газа}}$ и $Y_{\text{вып}}$ через концентрации газа в воде. Согласно закону Дальтона общее давление газовой или парогазовой смеси равно сумме парциальных давлений газов и паров, составляющих смесь. Из закона Генри следует, что концентрация газа, растворенного в воде, пропорциональна парциальному давлению этого газа над поверхностью воды.

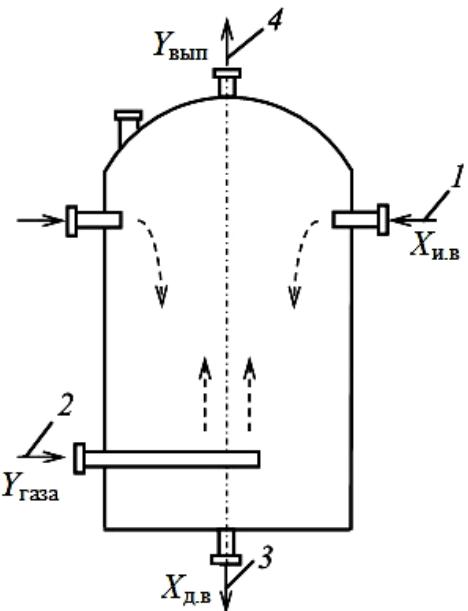


Рис. 1. Схема деаэрационной колонки противоточного типа: 1 – подвод исходной воды; 2 – подвод десорбирующего агента; 3 – отвод деаэрированной воды; 4 – отвод выпара деаэратора

Концентрация кислорода в газе на входе в деаэратор $Y_{\text{газа}}$ практически равна нулю. Концентрация кислорода в выпаре, покидающем деаэратор, зависит от схемы движения воды и пара в аппарате. При противоточном движении мольная доля O_2 в парогазовой смеси $Y_{\text{вып}}$ равна

$$Y_{\text{вып}} = K_{\Gamma}^{O_2} X_{\text{и.в}} / p, \quad (2)$$

где $K_{\Gamma}^{O_2}$ – коэффициент Генри (константа фазового равновесия для кислорода), Па; p – давление в деаэраторе, Па.

При противоточной схеме движения воды и природного газа в деаэраторе минимальное количество природного газа составит

$$D_{\text{газа}}^{\min} = G_{\text{и.в}} \frac{p}{K_{\Gamma}^{O_2}} \frac{X_{\text{и.в}} - X_{\text{д.в}}}{X_{\text{и.в}}}, \quad (3)$$

или для удельной величины

$$d_{\text{газа}}^{\min} = \frac{D_{\text{газа}}^{\min}}{G_{\text{и.в}}}. \quad (4)$$

Данные по расчету теоретически необходимого расхода природного газа для обеспечения нормативного остаточного содержания кислорода в деаэрированной воде представлены на рис. 2.

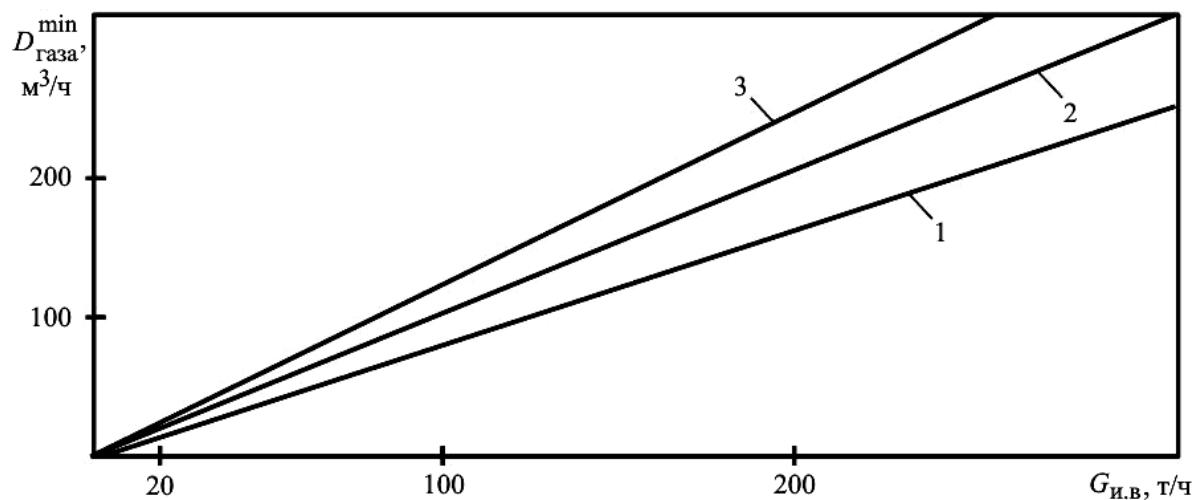


Рис. 2. Теоретически необходимый расход десорбирующего агента – природного газа при противоточном движении воды и газа в деаэраторе: 1 – при $X_{\text{и.в.}} = 8 \text{ мг}/\text{дм}^3$, 2 – при $X_{\text{и.в.}} = 10 \text{ мг}/\text{дм}^3$; $X_{\text{и.в.}} = 12 \text{ мг}/\text{дм}^3$

В реальных условиях работы деаэратора необходимый удельный расход газа на деаэрацию следует принимать в 3–5 раз больше теоретически необходимого (по аналогии с термическими деаэраторами, работающими на водяном паре). Отметим, что обеспечение необходимого расхода природного газа для деаэрации воды на тепловых электростанциях не представляет каких-либо трудностей. Так, при деаэрации 800 т/ч подпиточной воды теплосети необходимый расход газа составит 2400–4000 $\text{м}^3/\text{ч}$, в то время, как на один паровой котел паропроизводительностью 500 т/ч требуется около 40000 $\text{м}^3/\text{ч}$ газа, т.е. на деаэрацию потребуется не более одной десятой доли расхода газа на котел.

Расчет гидродинамических характеристик низкотемпературной деаэрации воды при использовании в качестве десорбирующей среды природного газа произведен для серийно выпускаемого струйно-барботажного атмосферного деаэратора ДА-25 с непровальной дырчатой барботажной тарелкой, установленной в нижней части деаэрационной колонки. Выбор этого деаэратора в качестве примера для расчета обусловлен тем, что этот деаэратор имеет достаточно совершенную конструкцию, позволяющую обеспечить весьма высокое качество деаэрации при использовании в качестве рабочего агента водяного пара.

Наши испытания этого деаэратора показали, что на нем можно добиться предельно низкой остаточной концентрации растворенного кислорода в деаэрированной воде – до 2-3 мкг/дм³.

Эффективная деаэрация может быть осуществима при следующих гидродинамических условиях работы деаэратора [6]:

1. Поддержание требуемых скоростей газа в отверстиях барботажного листа.
2. Наличие газовой подушки под барботажным листом, обеспечивающей непровальныи режим работы листа.
3. Отсутствие брызгоноса из колонки деаэратора.

Применение непровального принципа барботажа, в соответствии с которым вода на перфорированном листе непрерывно и многократно обрабатывается газом, подводимым под лист и проходящим через отверстия в нем, является наиболее эффективным при эксплуатации барботажных деаэраторов.

Под листом образуется газовый слой («подушка»), который предотвращает провал жидкости через отверстия листа. Гидродинамическая устойчивость непровального барботажного листа определяется скоростью прохождения газа через отверстия. Минимально необходимая скорость может быть определена по эмпирической формуле [6–8]

$$w_{\min} = \frac{20,6}{\sqrt{\rho_g}}, \quad (5)$$

где ρ_g – плотность газа под листом, кг/м³.

Высота газовой подушки под листом приближенно определяется по выражению

$$h = 2 \cdot 3 \sqrt{\frac{\sigma^2}{(g\rho_b - g\rho_g)^2 d_o}} + \frac{\zeta w_o^2 \rho_g}{2g(\rho_b - \rho_g)}. \quad (6)$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения системы вода-газ, кг/м; ρ_b – плотность воды, кг/м³; d_o – диаметр отверстий в перфорированном листе, м; w_o – скорость прохождения через отверстия листа, м/с; $\zeta = 1,9 \dots 2,0$ – коэффициент гидравлического сопротивления перфорированного листа.

Для оценки наличия или отсутствия брызгоноса необходимо определение скорости газа в колонке деаэратора (рис. 3) [7,8]. Устойчивый режим нисходящего потока существует при скоростях газа около 15-30 м/с, выше которых происходит брызгонос [9].

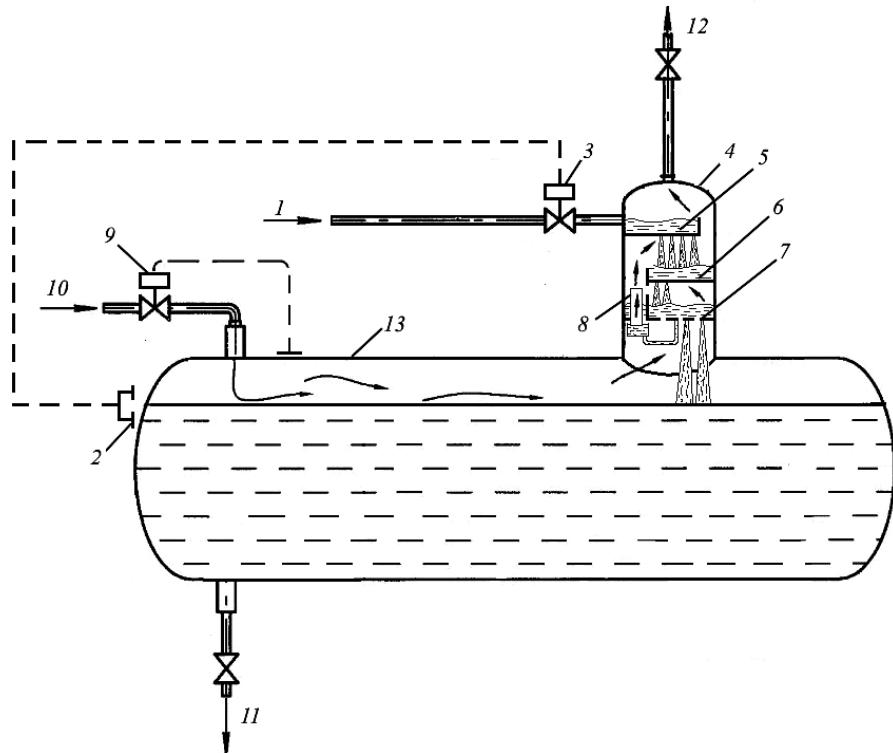


Рис. 3. Схема деаэрационной установки атмосферного давления типа ДА:
 1 – подвод деаэрируемой воды; 2 – датчик уровня воды; 3 – регулятор уровня;
 4 – деаэрационная колонка; 5 – верхняя тарелка; 6 – перепускная тарелка;
 7 – барботажная тарелка; 8 – перепускное устройство; 9 – регулятор давления;
 10 – подвод природного газа; 11 – отвод деаэрированной воды; 12 – отвод газа в горелки котла; 13 – деаэраторный бак

Отметим, что в традиционных термических деаэраторах, использующих в качестве рабочей среды водяной пар, конденсирующийся в процессе деаэрации, скорости потока пара в струйной части колонки невелики и опасность брызгоноса практически отсутствует. В деаэраторах с использованием в качестве десорбирующего агента природного газа скорость газа и опасность брызгоноса из деаэрационной колонки в газопровод перед котлом несколько выше, поскольку природный газ при деаэрации не конденсируется.

Скорость газа в колонке деаэратора определяется по формуле

$$W_{\text{колон}} = \frac{G_r}{S}, \quad (7)$$

где G_r – расход газа, $\text{м}^3/\text{ч}$; S – площадь живого сечения, м^2 .

В результате расчета по формулам (5)-(7) при удельном расходе газа $3\text{--}5 \text{ м}^3/\text{т}$, т. е в 3–5 раз больше теоретически необходимого, были определены следующие гидродинамические характеристики деаэратора ДА-25:

1. Расчетная скорость газа в отверстиях барботажного листа $w_{\min} = 57,58 \text{ м/с}$.
 2. Высота газовой подушки под барботажным листом $h = 25,5 \text{ см}$.
 3. Скорость газа в колонке деаэратора $w_{\text{колон}} = 0,13 \text{ м/с}$,
- следовательно, брызгонос невозможен, как и в деаэраторах с использованием в качестве греющего агента водяного пара.

Таким образом, при эксплуатации деаэратора струйно-барботажного атмосферного деаэратора на природном газе обеспечиваются требуемые гидродинамические условия работы струйной и барботажной ступеней деаэрационной колонки.

Выводы

1. Нормативная массообменная эффективность деаэраторов, на которых в качестве десорбирующей среды используется природный газ, подаваемый в горелки котлов теплоэнергетических установок, обеспечивается при относительно невысоком расходе газа на деаэрацию. Оценены теоретически необходимый и реальный удельный расходы природного газа на деаэрацию

2. При эксплуатации струйно-барботажного деаэратора с использованием в качестве рабочей среды природного газа выполняются все необходимые гидродинамические условия работы струйной и барботажной ступеней деаэрации.

3. Для низкотемпературной деаэрации воды с использованием в качестве десорбирующей среды природного газа, подаваемого в горелки паровых или водогрейных котлов теплоэнергетических установок, могут быть использованы отечественные серийно выпускаемые струйно-барботажные деаэраторы атмосферного типа.

Список литературы

1. Шарапов В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. М. : Энергоатомиздат. 1996. 176 с.
2. Шарапов В.И., Цюра Д.В. Термические деаэраторы. Ульяновск : УлГТУ. 2003. 560 с.

3. Шарапов В.И., Кудрявцева Е.В. Энергетическая эффективность низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети // Электрические станции. 2016. № 2. С. 23-26.
4. Патент № 2537656 (Россия). МПК F 01 K 17/00. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Кудрявцева// Открытия. Изобретения. 2015. № 1. Заявл. 19.07.2013, № 2013134087.
5. Рамм. В.М. Абсорбция газов. М. : «Химия», 1976. 656 с.
6. Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. Гидродинамика газожидкостных систем. М. : Энергия, 1976. 296 с.
7. Оликер И.И., Пермяков В.А. Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях. Л.: Энергия, 1971. 184 с.
8. Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Ниренштейн М.А. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок. М.: Издательский дом МЭИ, 2008. 408 с.
9. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии // М. : Химия, 1973. 752 с.

УДК 699.874

**В. И. Шарапов, М. М. Замалеев, Е. А. Астафьева, Н. Ю. Пермекова
(УлГТУ, Ульяновск)**

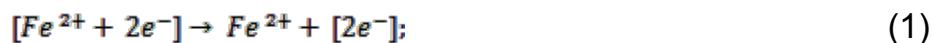
Проблемы обеспечения органолептических показателей сетевой воды

Одной из острых и трудноразрешимых проблем, встречающихся при эксплуатации систем теплоснабжения городов, является бактериологическое загрязнение сетевой воды. Бактериологическое загрязнение возникает в результате жизнедеятельности различных микроорганизмов и приводит к ухудшению органолептических свойств сетевой воды, а так же к биологической коррозии внутренней поверхности труб и оборудования систем теплоснабжения.

Существует огромное множество видов бактерий, способных существовать в системах теплоснабжения, но наиболее опасны железобактерии, тионовые и сульфатредуцирующие бактерии. Они входят в высокоспециализированную физиологическую группу преимущественно анаэробных бактерий. Обычно в коррозионных процессах они участвуют совместно, создавая комфортные условия для развития друг друга.

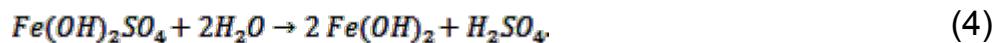
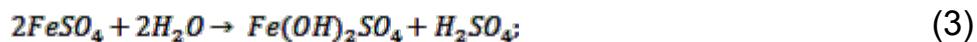
Железобактерии развиваются в среде с pH 4-10. В ходе жизнедеятельности этих бактерий на поверхности металла появляются слизистые скопления, не смываемые током воды. Прочность образований обусловлена волокнистой структурой оболочек железобактерий.

Коррозионный процесс начинается с образования на внутренней поверхности металла желтого или темно-коричневого налета или каверн. Участки труб под кавернами оказываются изолированными от воды и доступ кислорода к ним затруднен. Напротив, участки, омываемые водой, аэрируются хорошо. Таким образом, развитие бактерий приводит к образованию зон с различной степенью аэрации. Участки под кавернами функционируют как аноды, процесс коррозии на них описывается уравнением (1). На хорошо аэрируемых участках с более высоким потенциалом протекает катодная реакция деполяризации, описываемая уравнением (2).



Деятельность железобактерий на анодных участках приводит к окислению Fe^{2+} в трехвалентное железо и его гидролизу. В результате интенсивного потребления кислорода железобактериями и роста отложений $Fe(OH)_3$ анаэробные условия на анодных участках усугубляются, что приводит к увеличению разности потенциалов между анодом и катодом и ускорению процесса коррозии.

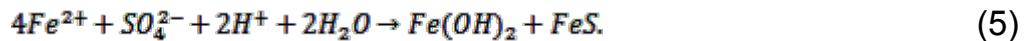
Обследования поврежденных участков показали, что жидкость, находящаяся под кавернами, имеет кислую реакцию, несмотря на поддержание щелочного водного режима ($pH > 7$) в тепловой сети. Это не случайность, согласно [1] жидкость в язвах, образующихся на углеродистой стали, имеет повышенное значение хлоридов и сульфатов и пониженный pH. Снижение pH связано с гидролизом:



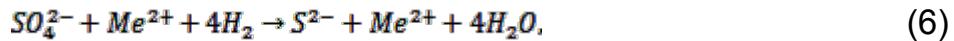
Участки труб под слизистыми скоплениями оказываются изолированными от доступа O_2 , что создает благоприятную среду для развития анаэробных термофильных и тионовых бактерий.

Сульфатредуцирующие бактерии развиваются в воде с рН 5–9 и температурой до 85 °C, поглощают сульфаты и выделяют H_2S , реагирующий с продуктами коррозии и образующий сульфиды железа. Первоначально образующаяся пленка имеет структуру пирита и является защитной, но затем из-за разрастания колоний бактерий переходит в рыхлый кансит, который ускоряет коррозионные процессы [2]. Эти бактерии приводят к образованию отложений черного цвета, имеют запах сероводорода, слабо прилегают к поверхности металла, который под их слоем сохраняет металлический блеск [3].

Механизм биологической коррозии под действием сульфатредуцирующих бактерий достаточно сложен, поскольку параллельно протекает несколько многостадийных этапов образования. Процесс коррозии с участием этих бактерий можно описать выражением (5):



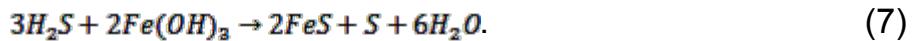
При этом на катоде протекает реакция (6):



где Me^{2+} – щелочной или щелочноземельный металл, компенсирующий ион SO_4^{2-} .

Из уравнения (3) видно, что на восстановление одного моля сульфатиона требуется восемь атомов водорода, которые можно получить с катодного участка металлической поверхности. Ферментативный процесс переноса электронов в этой реакции с участием сульфатредуцирующих бактерий идет быстрее, чем при обычной коррозии, поэтому катодная деполяризация протекает чрезвычайно интенсивно, и скорость процесса коррозии серьезно возрастает. Процесс сопровождается образованием вторичных продуктов коррозии [4].

Обычно выделяющийся при восстановлении сульфатов сероводород вступает во взаимодействие с гидрооксидом трехвалентного железа – продуктом жизнедеятельности железобактерий:



Тионовые бактерии существуют при малом содержании кислорода в воде и pH 2-9. Они окисляют серу или серосодержащие соединения до сульфатов ионов и H_2SO_4 , тем самым вызывая сильное подкисление среды. Согласно [2] концентрация H_2SO_4 может составлять до 10%. Некоторые тионовые бактерии окисляют $FeSO_4$ до $Fe_2(SO_4)_3$, который выступает как активный окислитель в катодных процессах. Ионы Fe^{3+} , принимая электроды в катодном процессе, восстанавливаются до ионов Fe^{2+} , которые затем снова окисляются тионовыми бактериями. За счет этого при наличии тионовых бактерий катодный процесс может протекать с высокой скоростью.

Помимо биологической коррозии, существенным негативным фактором бактериологического загрязнения систем теплоснабжения является ухудшение органолептических показателей качества сетевой воды, регламентируемых СанПин 2.1.4.2496-09 [5]. Появляется характерный интенсивный гнилостный запах сероводорода, заметный даже потребителю. Особенно актуальна эта проблема для систем с открытым разбором сетевой воды для горячего водоснабжения. В закрытых системах она проявляется при негерметичности подогревателей, через неплотности трубных пучков которых происходит переток сетевой воды в трубопроводы горячей воды. Происходит изменение цвета до темно-коричневого, значение цветности воды может превышать 35°.

Как указывалось выше, сульфатредуцирующие бактерии являются относительно термофильными и жизнеспособны до температуры 85 °C [10]. Однако при повышении температуры сетевой воды до 120–130 °C в зимний максимум тепловых нагрузок наблюдалось усиление гнилостного запаха воды в местных системах горячего водоснабжения.

Исследователи Казахского национального университета им. Аль-Фараби Канаева А. Т., Каиырманова и др. провели анализ проб горячей воды в г. Алматы и нашли причину усиления гнилостного запаха воды в местных системах горячего водоснабжения. Анализируя комплекс процессов, протекающих в коррозионных отложениях, а именно, образование сероводорода микроорганизмами, участие его в абиогенных реакциях с оксидами железа и образование элементной серы, был сделан вывод о том, что появление вторичного сероводорода в водопроводной воде в условиях быстрого подъема температуры до 100–120 °C связано с гидролитическим разложением серы.

Самарским городским центром санэпидемнадзора при участии ВТИ (А. А. Пшеменский) проводилось исследование показателей качества

горячей воды в Самаре. В результате него было выявлено, что неприятный запах и цвет воды появляется при осеннем включении систем отопления. Анализ наличия сероводорода в воде дал следующие результаты: в квартальных тепловых сетях содержание H_2S в среднем составляло 0,06 мг/кг; в отопительных батареях 0,26-0,69 мг/кг. Значение показателя сероводорода в воде в отопительных приборах значительно превышает предельно допустимую концентрацию (не более 0,03 мг/кг). По данным ТЭЦ ВАЗ, запах H_2S также в основном появлялся при включении отопления.

В Ульяновске в отопительные сезоны 2012-2013 и 2013-2014 гг. от жителей города поступали жалобы на неприятный запах горячей воды. После подробного рассмотрения проблемы было выявлено, что жалобы поступали только из района, подключенного к семикилометровой магистрали с диаметром 1000 мм от ТЭЦ-3 (в настоящее время – ОП КЦ ТЭЦ-1). Для проверки гипотезы о бактериологическом загрязнении сотрудниками кафедры микробиологии Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии им. П. А. Столыпина выполнено исследование сетевой воды до и после водогрейных котлов ТЭЦ-3, в центральных тепловых пунктах и воды в местных системах горячего водоснабжения потребителей. Результаты анализа подтвердили гипотезу, было обнаружено наличие сульфатредуцирующих бактерий, сульфитредуцирующих клостридий и железобактерий.

Известно, что благоприятными факторами для развития сульфидного загрязнения сетевой воды являются низкая скорость потока воды и высокая окисляемость воды, используемой для подпитки теплосети [6].

Оптимальной скоростью, обеспечивающей естественный смыв со стенок трубопроводов и оборудования бактерий является 1,5 м/с. Однако скорость воды в магистральных сетевых трубопроводах, связывающих ТЭЦ-3 и ТЭЦ-1 согласно гидравлическому расчету, выполненному нами в программе ZuluThermo, составила не более 0,5 м/с. Низкая скорость теплоносителя привела к тому, что время прохождения воды от ТЭЦ-3 до удаленных потребителей составляет около 4 ч.

Перманганатная окисляемость – это показатель общего количества органических веществ в воде. Как правило, высокий показатель пермanganатной окисляемости говорит о содержании в воде определенных биологических веществ (гуминовые кислоты, растительная органика, органика антропогенная и т. д.). Они активно удерживают двухвалентное железо в стабильной форме. Максимально допустимая величина этого показателя составляет 5 мг/дм³.

Согласно РД 34-20.145.92 [7] рекомендуются следующие мероприятия при различных значениях перманганатной окисляемости. В случае окисляемости $C < 3$ дополнительной обработки подпиточной воды на теплоисточнике не требуется; при $3 < C \leq 5$ необходима обработка подпиточной воды на источнике тепла (например силикатом натрия, калия); при $C > 5$ не рекомендуется применять открытую систему теплоснабжения из-за отсутствия эффективных методов предотвращения сульфидного загрязнения подпиточной воды.

Однако поддержание окисляемости в нормируемом диапазоне не гарантирует предотвращение бактериологического загрязнения системы теплоснабжения. В системе теплоснабжения правобережной части Ульяновска перманганатная окисляемость подпиточной и сетевой воды поддерживалась в течение последних отопительных сезонов слишком близкой к предельному нормативу – до $4,6 \text{ мг/дм}^3$. Причиной высокой окисляемости исходной водопроводной воды стало то, что источником водозабора для Ульяновского водоканала является Куйбышевское водохранилище с относительно стоячей водой, а также недостаточная (однако в пределах норматива) антибактериологическая обработка воды в МУП «Водоканал». На теплоисточниках рекомендуемая РД 34-20.145.92 [7] дополнительная обработка подпиточной воды не производилась.

В условиях бактериального заражения сетевой воды борьба с коррозией и снижением органолепических показателей должна проводиться в двух направлениях: снижение окисляемости воды и подавление различными методами жизнедеятельности бактерий.

Дополнительно могут применяться как физические, так и химические методы борьбы с бактериологическим загрязнением. Физические методы: радиация, ультрафиолетовое и электромагнитное излучение. Химические методы: стерилизация воды хлором, озонирование, щелочение едким натром, использование гексаметофосфата и органических бактерицидов. Большинство этих методов в условии тепловой сети с большим расходом реализовать невозможно или их реализация потребует больших капитальных затрат из-за которых придется увеличить себестоимость продукции.

В настоящее время самым распространенным способом очистки от бактериологического загрязнения является промывка систем теплоснабжения.

Существует несколько основных технологий промывки труб и трубопроводов отопительной системы: гидрохимическая, гидродинамическая,

пневмогидроимпульсная и дисперсная. Для каждого конкретного случая выбирают наиболее подходящий способ борьбы с бактериологическими загрязнениями и накипью в системах теплоснабжения.

Наиболее распространенной технологией очистки трубопроводов местных систем отопления является гидрохимическая промывка, которая основана на явлении растворения солевых отложений в кислотной или щелочной среде. В настоящее время химические промывки осуществляются с использованием различных водных растворов органических и минеральных кислот или же композиционными растворами, сделанными на их основе. В зависимости от типа отложений могут применяться так же щелочные растворы. Однако химические растворы, применяемые при промывке, бывают весьма токсичными. Поэтому, если герметичность отопительной системы нарушена, химический метод промывки не применяется [8].

Для удаления более плотных отложений прибегают к гидродинамическому способу очистки местных систем отопления. Сущность этого метода заключается в промывке определенного участка трубопровода смесью воды и воздуха. Это способ эффективен для промывки чугунных радиаторов отопления и удаления из них илистых отложений [9].

К сожалению, не существует универсального способа избавления от бактериологического загрязнения. Многие специалисты утверждают, что процесс очистки от бактерий достаточно труден и требует комплексного подхода.

Нами предложен следующий подход к решению данной проблемы: необходимо избавиться от уже имеющихся в тепловых сетях и местных системах отопления колоний бактерий и нужно снизить вероятность повторного загрязнения систем.

Первая группа мероприятий реализуется за счет повышения pH воды до максимально возможного уровня. Для открытых систем pH сетевой и подпиточной воды стоит поднимать до 9,0. В закрытых системах при высоких значениях карбонатного индекса – до 9,5, а при низких до – 10,5. Известно, что значение pH является одним из основных параметров, влияющих на скорость коррозии углеродистых и низколегированных сталей и на ее локализацию. В работах ВТИ [2] было показано, что при увеличении pH с 7 до 9,5 возможен переход от равномерной коррозии к локальной и

общее снижение повреждаемости трубопроводов теплосети от внутренней коррозии (примерно в 7 раз). Очень важно, что повышение показателя pH существенно подавляет активность бактерий.

В конце отопительного периода целесообразно провести температурную санацию тепловой сети и местных систем отопления путем проведения температурных испытаний на максимальную температуру и продолжительность. Крайне необходимым мероприятием для удаления бактерий является промывка местных систем по окончанию отопительного периода.

Нами предложено проводить промывку с использованием щелочной воды с pH 9,9–10,5 и повышенными скоростями в тепловой сети (до 2,5 м/с и более). Значение pH воды для промывки систем может быть повышенено, потому что в нормативной документации отсутствует запрет на повышение pH воды при промывке, достаточно кратковременном процессе. Контроль и регулирование значения pH можно производить с помощью разработанной нами технологии. На рис. 1 показана схема реализующей эту технологию установки для дозирования щелочного реагента в подпиточную воду [10].

Установка работает следующим образом. Циркулирующая по сетевым трубопроводам 1 и 2 сетевая вода нагревается в подогревателе 3. Подпиточная вода деаэрируется в вакуумном деаэраторе 4, сливается в бак-аккумулятор 6 и по трубопроводу 5 подается в обратный сетевой трубопровод 2. В деаэрированную подпиточную воду перед подачей в бак-аккумулятор 6 дозируется щелочной реагент (силикат натрия, гидроксид натрия или смесь этих реагентов), благодаря чему показатель pH подпиточной воды повышается до 9,0–10,0. Поддержание pH в пределах 9,0–10,0 обеспечивается регулятором 10, получающим импульс от датчика pH 11 и воздействующим на привод 9 насоса-дозатора 8.

Такая обработка подпиточной воды позволяет надежно исключить образование в системе теплоснабжения колоний сульфатредуцирующих бактерий и железобактерий. Кроме того, повышения pH подпиточной воды до 9,0–10,0 перед баком-аккумулятором 6 позволяет связать остаточный диоксид углерода CO₂ в подпиточной воде, исключить насыщение подпиточной воды диоксидом углерода в баке-аккумуляторе и в остальных элементах систем теплоснабжения.

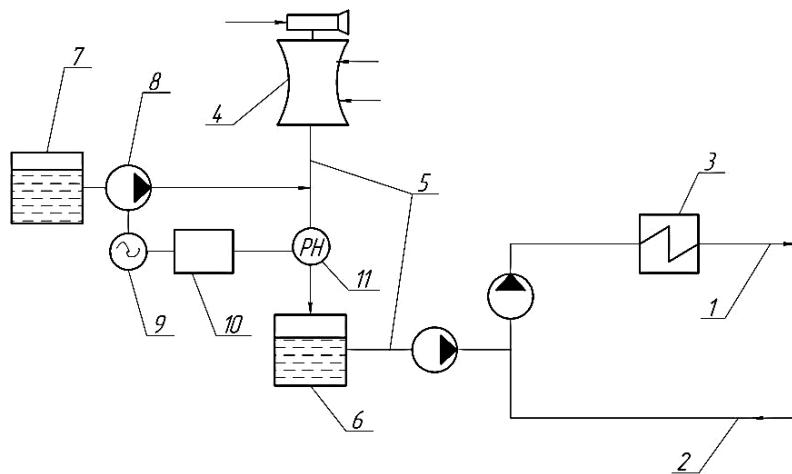


Рис. 1. Схема установки дозирования щелочного реагента в подпиточную воду:
 1, 2 – подающий и обратный трубопроводы теплосети; 3 – подогреватель сетевой воды;
 4 – вакуумный деаэратор подпиточной воды теплосети; 5 – трубопровод подпиточной воды;
 6 – бак-аккумулятор; 7 – емкость щелочного реагента; 8 – насос-дозатор;
 9 – привод; 10 – регулятор-преобразователь; 11 – датчик pH

Результаты применения части рассмотренных в статье мероприятий в системе теплоснабжения Ульяновска показали возможность эффективного подавления роста бактерий, провоцирующих бактериологическую коррозию и ухудшение органолептических свойств сетевой воды [11].

Борьба с бактериологическим загрязнением тепловых сетей, по мнению многих специалистов, – весьма сложная и трудная задача. Тем не менее, опыт показывает, что для каждой системы теплоснабжения возможна разработка комплекса технических решений, позволяющего надежно защитить ее от бактериологического загрязнения. Дальнейшая разработка и исследование таких решений является актуальной научно-технической задачей.

Выводы

1. Бактериологическое загрязнение систем теплоснабжения – крайнее опасное явление как с точки зрения коррозионного износа трубопроводов и оборудования, так и с точки зрения ухудшения потребительских свойств сетевой воды.

2. Основными причинами появления бактерий в сетевой воде являются биологическое загрязнение исходной воды для подпитки теплосети, определяемое по перманганатной окисляемости воды, а так же низкая

скорость движения теплоносителя, которая создает благоприятные условия для роста колоний бактерий в элементах системы теплоснабжения.

3. Предложен комплекс мероприятий по предотвращению и ликвидации последствий бактериологического загрязнения систем теплоснабжения. В составе этого комплекса разработаны технологии промывки систем щелочной водой с высокой скоростью и постоянного поддержания повышенного pH подпиточной воды теплосети.

Список литературы

1. Эванс Ю.Р. Коррозия и окисление металлов. М.: Машгиз. 1962.
2. Балабан-Ирменин Ю.В., Липовских В.М., Рубашов А.М. Защита от внутренней коррозии трубопроводов водяных тепловых сетей / 2-е изд., перераб. и доп. М. : Новости теплоснабжения, 2008. 280 с.
3. Грибанькова А.А., Мямина М.А., Белоглазов С.М. Микробиологическая коррозия мягкой стали в водносолевых средах, содержащих сульфатредуцирующие бактерии // Вестник Балтийского федерального университета им. И.Канта. 2011. № 7.
4. Карюхина Т.А., Чурбанова И.Н. Химия воды и микробиология. М.: Стройиздат, 1995. 208 с.
5. Санитарные правила и нормы СанПиН 2.1.4.2496-09. Питьевая вода. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем питьевого водоснабжения. Контроль качества. Гигиенические требования к обеспечению безопасности систем горячего водоснабжения. Изменение к СанПиН 2.1.4.1074-01 // Российская газета. 22.05.2009. № 4916.
6. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. М.: Энергоиздат, 1982. 360 с.
7. РД 34-20.145-92. Методические указания по выбору типа системы теплоснабжения с учетом качества воды // Утверждены Министерством топлива и энергетики РФ 28.09.1992.
8. Свишунов В.М., Пушняков Н.К. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха объектов агропромышленного комплекса и жилищно-коммунального хозяйства.: Изд. 2-е. СПб.: Политехника, 2007. 423 с.
9. Евилевич А.З. Ошибки в эксплуатации водопроводов и канализации. Л. : Стройиздат. 1987. С. 42, 120.
10. Способ работы теплофикационной установки. Заявка на изобретение / В.И. Шарапов, Е.А. Астафьев, Н.Ю. Колбасова (Пермекова) // Электронный ресурс http://www1.fips.ru/fips_servl/fips_servlet?DB=RUPATAP&rn=3012&DocNumber=2016115517&TypeFile=html.
11. Sharapov V.I., Zamaleev M.M. Solution to Promlems of Bacterial Impurity of Heating Systems // Thermal Engineering. 2015. Vol. 62. No. 9. Pp. 687-690.

**Р. И. Камалова, Е. В. Кудрявцева, О. В. Пазушкина, В. И. Шарапов
(УлГТУ, Ульяновск)**

Технология десорбции растворенного кислорода из воды уходящими газами котла

Процесс удаления коррозионно-активных газов из питательной воды для котельных установок тепловых электрических станций является сложным синтезом одновременного протекания двух его составляющих – теплообмена и массообмена. Водяной пар при этом считается традиционным видом десорбирующего агента и на сегодняшний момент является единственной широко применяемой средой, обеспечивающей процесс дегазации питательной воды котлов и подпиточной воды теплосети.

Необходимость дополнительных затрат пара на деаэрацию в цикле работы тепловых электрических станций, дополнительные потери теплоты с выпаром деаэратора являются неизбежными недостатками метода термической деаэрации, обеспечивая тем самым потребность в поиске новых энергетически эффективных способов деаэрации воды.

Научно-исследовательская лаборатория «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ предложила различные решения для повышения энергоэффективности процесса деаэрации воды [1, 2]. Одним из перспективных направлений разработок в данной сфере является повышение тепловой экономичности процесса деаэрации с применением нетрадиционных низкотемпературных сред в качестве десорбирующего агента.

Одним из таких решений является использование в деаэраторе в качестве десорбирующего агента уходящих газов котла, работающего на природном газе (рис. 1) [3].

Данная технология предложена для реализации процесса дегазации питательной воды с использованием атмосферного деаэратора. При этом не требуется существенного изменения конструкции самого аппарата, необходимо только обеспечить подвод десорбирующей среды к колонке деаэратора.

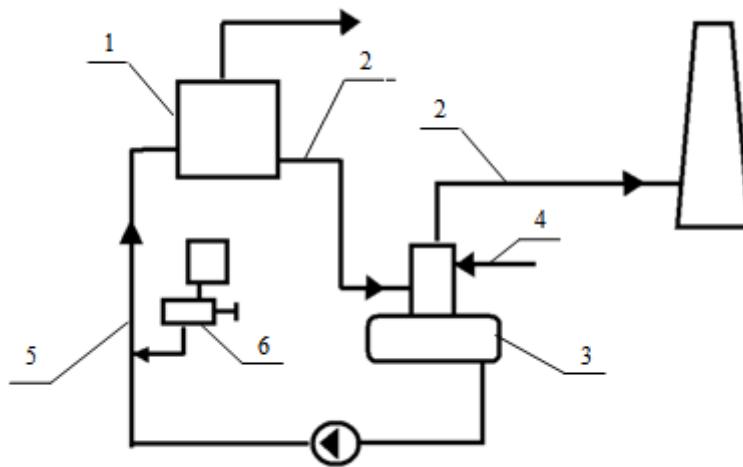


Рис. 1. Схема дегазации воды уходящими газами котла: 1 – паровой котел, 2 – газоход уходящих газов, 3 – деаэратор, 4 – трубопровод исходной воды, 5 – трубопровод питательной воды, 6 – система дозирования щелочного агента

Для оценки массообменной и энергетической эффективности данного решения следует определить значения теоретически необходимого расхода десорбирующего агента.

Определение теоретически необходимого удельного расхода десорбирующего агента для удаления из воды растворенного кислорода $d_{газа}^{min}$, кг/т, выполняется на основе решения балансовых уравнений процессов массообмена и теплообмена при термической деаэрации при условии, что на выходе из деаэратора достигается равновесие между фазами [4]. При этом принимается, что максимальная массообменная и энергетическая эффективность термического деаэратора достигается при минимально возможных расходах десорбирующего агента и смеси выделившихся газов, выпускаемым деаэратором.

Расчетная схема деаэратора приведена на рис. 2.

Уравнение материального баланса деаэрации можно записать в виде

$$G_{и.в} X_{и.в} + D_{газа} Y_{газа} = G_{д.в} X_{д.в} + D_{вып} Y_{вып}, \quad (1)$$

где $G_{и.в}$ и $G_{д.в}$ – количество исходной и деаэрированной воды, кг/ч; $D_{газа}$ – расход десорбирующего агента, подаваемого в деаэратор, кг/ч; $D_{вып}$ – расход выпара деаэратора (смеси выделившихся из воды коррозионно-агрессивных газов и десорбирующего агента), кг/ч; $X_{и.в.}$, $X_{д.в.}$ – концентрации кислорода в воде на входе в деаэратор и на выходе из него;

$Y_{\text{газа}}$, $Y_{\text{вып}}$ – содержание кислорода в десорбирующем агенте на входе в деаэратор и в смеси уходящих газов и выделившихся коррозионно-агрессивных газов на выходе из деаэратора [5].

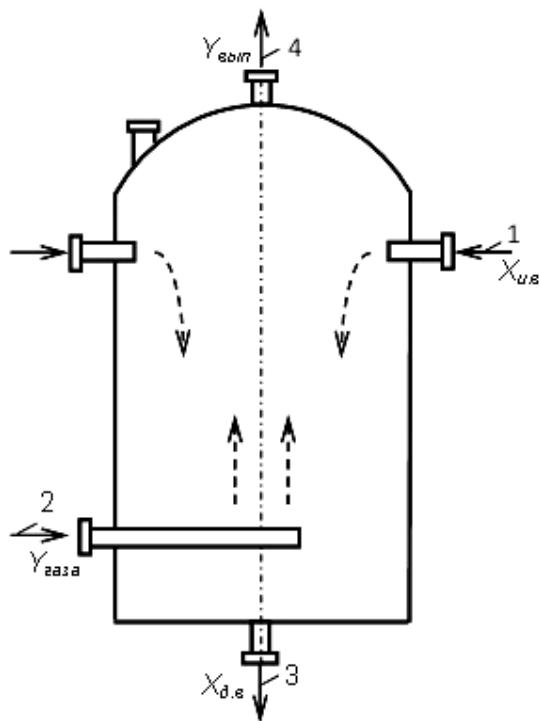


Рис. 2. Схема деаэрационной колонки противоточного типа: 1 – подвод исходной воды; 2 – подвод греющего пара; 3 – отвод деаэрированной воды; 4 – отвод выпара деаэратора

Уходящие газы котла практически не содержат кислорода вследствие его полного расходования на процесс горения топлива (природного газа) в топке котла.



В связи с несовершенством аэродинамики топочных устройств и невозможностью идеального (т.е. на молекулярном уровне) смешения топлива и окислителя в реальных условиях, для полного сгорания топлива необходимо несколько большее количество воздуха, чем теоретический объем воздуха, полученный из стехиометрических уравнений горения.

Концентрация кислорода в десорбирующем агенте на выходе из деаэратора зависит от схемы движения воды и пара в аппарате.

При противоточном движении молярная доля кислорода в смеси выделившихся газов, выпускаемым деаэратором, $Y_{\text{вып}}$ равна

$$Y_{\text{вып}} = K_{\Gamma}^{O_2} X_{\text{и.в.}} / p, \quad (3)$$

где $K_{\Gamma}^{O_2}$ – коэффициент Генри (константа фазового равновесия для кислорода [6]), Па; p – давление в деаэраторе, Па.

Подставляя выражение (3) концентрации кислорода в десорбенте на выходе из деаэратора в уравнение материального баланса (1), определим зависимость, характеризующую расход необходимого количества десорбирующего агента. Принимая во внимание тот факт, что расход исходной воды равен расходу деаэрированной воды, а объем уходящих газов, необходимый для деаэрации, остается практически неизменным на выходе из деаэратора, получаем выражение для определения минимального расхода уходящих газов для нужд деаэрации $D_{\text{газа}}^{\min}$:

$$G_{\text{и.в.}} X_{\text{и.в.}} + D_{\text{газа}} Y_{\text{газа}} = G_{\text{и.в.}} X_{\text{д.в.}} + D_{\text{газа}} \frac{K_{\Gamma}^{O_2} X_{\text{и.в.}}}{p}, \quad (4)$$

$$G_{\text{и.в.}} X_{\text{и.в.}} - G_{\text{и.в.}} X_{\text{д.в.}} = D_{\text{газа}} \frac{K_{\Gamma}^{O_2} X_{\text{и.в.}}}{p} - D_{\text{газа}} Y_{\text{газа}}, \quad (5)$$

$$G_{\text{и.в.}} (X_{\text{и.в.}} - X_{\text{д.в.}}) = D_{\text{газа}} \left(\frac{K_{\Gamma}^{O_2} X_{\text{и.в.}}}{p} - Y_{\text{газа}} \right), \quad (6)$$

$$\frac{G_{\text{и.в.}} (X_{\text{и.в.}} - X_{\text{д.в.}})}{\left(\frac{K_{\Gamma}^{O_2} X_{\text{и.в.}}}{p} - Y_{\text{газа}} \right)} = D_{\text{газа}}, \quad (7)$$

$$\frac{p G_{\text{и.в.}} (X_{\text{и.в.}} - X_{\text{д.в.}})}{K_{\Gamma}^{O_2} X_{\text{и.в.}} - p Y_{\text{газа}}} = D_{\text{газа}}, \quad (8)$$

$$D_{\text{газа}}^{\min} = G_{\text{и.в}} \frac{p(X_{\text{и.в}} - X_{\text{дв}})}{K_{\Gamma}^{O_2} X_{\text{и.в}} - pY_{\text{газа}}}, \quad (9)$$

а его удельное значение

$$d_{\text{газа}}^{\min} = \frac{D_{\text{газа}}^{\min}}{G_{\text{и.в}}}. \quad (10)$$

Молярная концентрация кислорода в уходящих газах $Y_{\text{газа}}$ рассчитывается исходя из объемных концентраций веществ, составляющих продукты сгорания метана. При коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1,0$ $Y_{\text{газа}}=0$ выражение (9) примет вид

$$D_{\text{газа}}^{\min} = G_{\text{и.в}} \frac{p(X_{\text{и.в}} - X_{\text{дв}})}{K_{\Gamma}^{O_2} X_{\text{и.в}}} \quad (11)$$

Значение концентрации растворенного кислорода в деаэрированной воде $X_{\text{д.в}}$ приведено в ГОСТ [7].

Отметим, что область применения предложенного технического решения достаточно ограничена. Наибольшая эффективность может быть достигнута при нестехиометрическом сжигании природного газа [8].

Разработка описываемого метода дегазации воды также включает в себя решение проблемы избыточного содержания двуокиси углерода в уходящих газах и ее негативного воздействия на качество деаэрированной воды. Для нейтрализации углекислоты в деаэрированной воде предлагается дозирование в трубопровод питательной воды щелочного реагента, например, гидроксида натрия.

Выводы

1. Разработана технология деаэрации воды в теплоэнергетических установках с применением в качестве десорбирующего агента уходящих газов котла.
2. Получена зависимость для определения теоретически необходимого расхода десорбирующего агента – уходящих газов котла для получения заданного остаточного содержания кислорода в деаэрированной воде.

Список литературы

1. Шарапов В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. М. : Энергоатомиздат. 1996. 176 с.
2. Шарапов В.И. Справочно-информационные материалы по применению вакуумных деаэраторов для обработки подпиточной воды систем централизованного теплоснабжения. М. : СПО ОРГРЭС. 1997. 20 с.
3. Шарапов В.И., Пазушкина О.В., Камалова Р.И., Кудрявцева Е.В. Котельная установка. Заявка на изобретение № 216115529 от 19.04.2016 г. http://www1.fips.ru/fips_servl/fips_servlet?DB=RUPATAP&rn=5639&DocNumber=2016115529&TypeFile=html.
4. Шарапов В.И., Цюра Д.В. Термические деаэраторы. Ульяновск : Изд-во УлГТУ. 2003. 560 с.
5. Шарапов В.И., Малинина (Пазушкина) О.В. Технологии отвода и утилизации выпара термических деаэраторов. Ульяновск: изд-во УлГТУ. 2004. 180 с.
6. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов / Под ред. чл.-корр. АН СССР П. Г. Романкова. 10-е изд., перераб. и доп. Л. : Химия, 1987. 576 с.
7. ГОСТ 16860-88*. Деаэраторы термические. Типы, основные параметры, приемка, методы контроля. М. : Изд-во стандартов. 1989.
8. Росляков П.В., Закиров И.А. Нестехиометрическое сжигание природного газа и мазута на тепловых электростанциях. М. : Изд-во МЭИ. 2001.

УДК 621.18

**В. И. Шарапов, Д. Р. Хамидуллов, И. Р. Махмутов,
И. В. Прокопенко (УлГТУ, Ульяновск)**

Совершенствование технологии подогрева теплоносителей перед вакуумными деаэраторами

Основным средством противокоррозионной обработки воды в теплоэнергетике является термическая деаэрация – нагрев деаэрируемой воды до температуры насыщения с десорбцией – выделением коррозионно-агрессивных газов из воды в паровую среду.

В схемах деаэрации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов широкое применение получили вакуумные деаэраторы [1, 2]. Преимуществом вакуумных деаэраторов перед деаэраторами других типов является возможность использования для деаэрации низкопотенциальных теплоносителей, что позволяет существенно повысить энергетическую эффективность теплофикационных

турбоустановок электростанций. К сожалению. На большинстве тепловых электростанций такая возможность в полной мере не используется. На многих ТЭЦ для подогрева теплоносителей перед вакуумными деаэраторами применяется пар высокопотенциальных производственных отборов турбин, что делает вакуумные деаэраторы менее экономичными, чем деаэраторы атмосферного давления.

Нами предложен способ работы теплогенерирующей установки [3], по которому в котле вырабатывают пар, подпиточную воду готовят в вакуумном деаэраторе, в который подают исходную воду и греющий агент, в качестве которого используют перегретую относительно вакуума в деаэраторе воду, исходную воду перед подачей в вакуумный деаэратор нагревают в поверхностном теплообменнике. Греющей средой в подогревателе исходной воды служит продувочная вода, которая после этого теплообменника подается в вакуумный деаэратор в качестве греющего агента.

На рис. 1 изображена принципиальная схема теплогенерирующей установки с включенным в нее теплообменником для подогрева исходной воды перед вакуумным деаэратором.

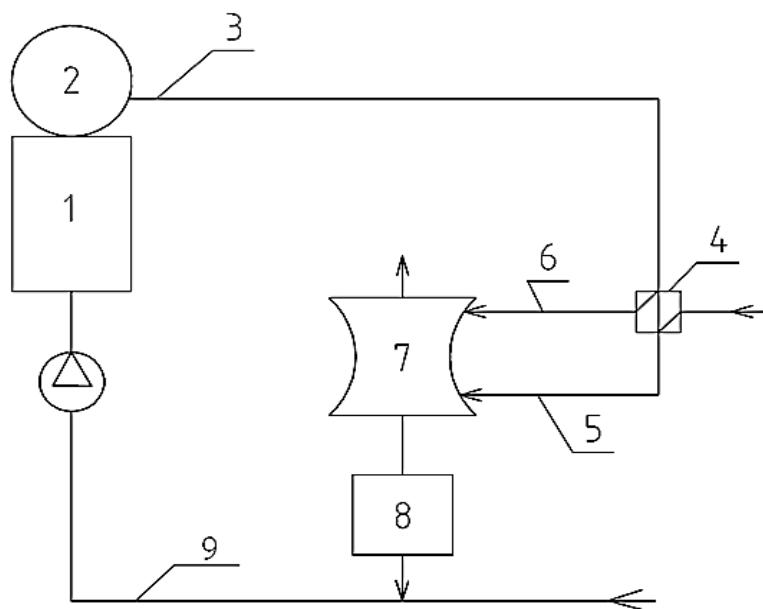


Рис. 1. Схема теплогенерирующей установки: 1 – котел; 2 – барабан котла; 3 – трубопровод продувочной воды; 4 – поверхностный теплообменник; 5 – трубопровод греющего агента; 6 – трубопровод исходной воды; 7 – вакуумный деаэратор; 8 – бак-аккумулятор; 9 – трубопровод деаэрированной воды

Установка работает следующим образом. Отбираемая из барабана 2 котла 1 продувочная вода по трубопроводу 3 подается в подогреватель исходной воды 4 и далее в трубопровод 5 греющего агента вакуумного деаэратора 7. В поверхностном теплообменнике 4 нагревают исходную воду до температуры 40–50 °С, после чего продувочную воду с температурой 90–100 °С в качестве греющего агента подают в вакуумный деаэратор 7. При реализации этого решения во многих случаях можно обойтись без дополнительного пара, что приводит к повышению экономичности вакуумной деаэрации и теплогенерирующей установки в целом.

Расчет экономичности работы котельной установки высокого давления паропроизводительностью 500 т/ч показал, что продувочной водой можно заместить около 2,4 т/ пара. Пар можно использовать в турбинах ТЭЦ для выработки дополнительной электрической мощности. Это позволяет получить годовую экономию условного топлива более 1280 тонн, или, в денежном выражении для условий г. Ульяновска более 4,7 млн руб.

Таким образом, предложенное решение позволяет повысить экономичность теплоэнергетической установки за счет снижения затрат ценного теплоносителя – пара на подогрев греющего агента и исходной воды перед вакуумным деаэратором и использования в качестве греющей среды в подогревателе исходной воды и в качестве греющего агента в вакуумном деаэраторе менее ценного теплоносителя – продувочной воды котла.

Список литературы

1. Шарапов В.И., Цюра Д.В. Термические деаэраторы. Ульяновск: УлГТУ, 2003. 560 с.
2. Шарапов В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. М.: Энергоатомиздат, 1996. 176 с.
3. Патент № 2580844 (RU). МПК8 F22D1/50. Способ работы теплогенерирующей установки / В.И. Шарапов, И.Р. Махмутов, Д.Р. Хамидуллов, И.В. Прокопенко.

В. И. Шарапов, Е. В. Кудрявцева (УлГТУ, Ульяновск)

Оценка возможностей обработки воды с использованием в качестве десорбента природного газа в установках различного назначения

В работах [1–4] нами предложена новая технология противокоррозионной обработки воды в теплоэнергетических установках путем деаэрации с использованием в качестве десорбирующего агента не содержащего своем составе кислорода и диоксида углерода природного газа (далее – газовой деаэрации). Были определены характеристики массообменной эффективности и гидродинамические условия работы дегазаторов, показавшие возможность практической реализации новой технологии на теплоэнергетических объектах [5, 6].

Так, установлены значения теоретически необходимого удельного расхода применяемого в качестве десорбирующего агента природного газа для достижения заданных величин остаточного содержания растворенных коррозионно-агрессивных газов в воде [5]. Оценка гидродинамических характеристик деаэраторов, работающих на природном газе, показала, что технология газовой деаэрации осуществима с использованием аппаратов серийно выпускаемых конструкций [6].

Первоначально технология газовой деаэрации разрабатывалась для тепловых электростанций, где она обеспечивает существенное повышение энергетической эффективности теплофикационных турбоустановок. Однако в дальнейшем выяснилось, что сфера применения газовой деаэрации гораздо шире. В частности, она может быть использована в установках, где по разным причинам невозможно применение традиционной технологии с использованием в качестве десорбирующего агента пара или перегретой воды в атмосферных и вакуумных деаэраторах, а требования к противокоррозионной обработке воды достаточно высоки. Рассмотрим основные теплоэнергетические объекты, для которых газовая деаэрация является технологией, существенно повышающей их энергетическую эффективность, или единственным реально осуществимым средством противокоррозионной обработки воды.

1. Термофикационные паротурбинные установки ТЭЦ с подготовкой подпиточной воды и нагревом сетевой воды для систем централизованного теплоснабжения. Технология низкотемпературной газовой деаэрации разрабатывалась прежде всего для таких установок [1] (рис. 1).

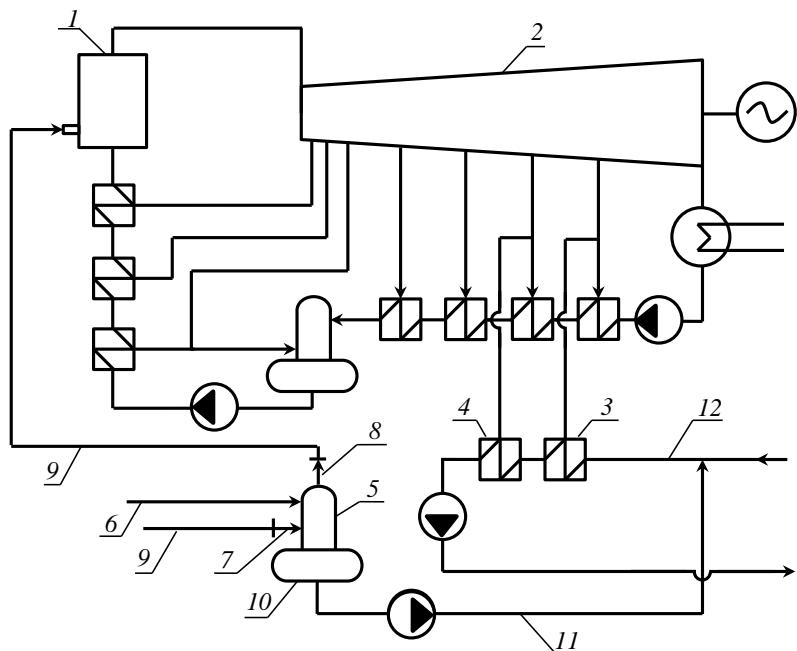


Рис. 1. Схема деаэрации подпиточной воды теплосети природным газом:
 1 – паровой котел; 2 – теплофикационная турбина; 3, 4 – нижний и верхний сетевые подогреватели; 5 – деаэратор; 6 – трубопровод исходной воды; 7, 8 – патрубки подвода и отвода десорбирующего агента; 9 – газопровод; 10 – бак-аккумулятор; 11 – трубопровод подпиточной воды теплосети; 12 – обратный сетевой трубопровод

Главным преимуществом газовой деаэрации подпиточной воды теплосети является возможность проведения этого процесса при низкой температуре. Природный газ после редуцирующих устройств газораспределительных пунктов тепловых электростанций имеет низкую, нередко отрицательную температуру, отчего практически не ухудшаются его свойства как абсорбента, поскольку в нем не содержится коррозионно-агрессивных газов. Это позволяет осуществить деаэрацию подпиточной воды при температуре не более 30 °C (в традиционных технологиях атмосферная деаэрация осуществляется при температуре 104,3 °C, а вакуумная деаэрация – при температуре не менее 60 °C).

Снижение температуры деаэрированной подпиточной воды приводит к снижению температуры обратной сетевой воды, с которой она

смешивается, как следствие, – к понижению параметров пара отопительных отборов, подаваемого на подогреватели сетевой воды, и к увеличению мощности турбоустановки, развиваемой на тепловом потреблении за счет отборов пара на сетевые подогреватели. Определим энергетическую эффективность новой технологии с применением разработанной в НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ методики [7].

Экономичность новой технологии оценим по величине годовой экономии условного топлива при переходе от традиционной схемы деаэрации подпиточной воды теплосети к схеме дегазации подпиточной воды теплосети природным газом.

В качестве традиционной рассмотрим схему деаэрации подпиточной воды теплосети с использованием в качестве греющего агента части деаэрированной подпиточной воды, нагретой паром производственного отбора турбины.

Рассмотрим алгоритм расчета эффективности работы тепловой электрической станции в традиционном режиме.

Составляем уравнение теплового баланса для вакуумного деаэратора в обычном режиме:

$$G_{и.в} t_{и.в} + G_{г.а} t_{г.а} = (G_{и.в} + G_{г.а}) t_{подп}, \quad (1)$$

где $G_{и.в}$ – расход исходной воды, т/ч; $G_{г.а}$ – расход греющего агента, м³/ч; $t_{и.в}$ – температура исходной воды, °C; $t_{г.а}$ – температура греющего агента, °C; $t_{подп}$ – температура подпиточной воды теплосети, °C.

Из уравнения (1) находим расход деаэрированной подпиточной воды, используемой в качестве греющего агента в деаэраторе:

$$G_{г.а} = \frac{G_{и.в} (t_{подп} - t_{и.в})}{t_{г.а} - t_{подп}}. \quad (2)$$

Расход пара, отпускаемого из производственного отбора на подогрев воды, используемой в качестве греющего агента в деаэраторе, определяется из уравнения теплового баланса

$$D_{г.а} = \frac{G_{г.а} (t_{г.а} - t_{подп}) c}{i_{n_{cp}} - i_{k_{п}}}, \quad (3)$$

где $i_{n_{cp}}$ – средняя энталпия пара производственного отбора, кДж/кг; i_{k_n} – энталпия конденсата пара производственного отбора, кДж/кг; c – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°C).

Мощность $N_{t\phi}^{r.a.}$, кВт, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет производственного отбора пара на подогрев греющего агента, определяется по формуле:

$$N_{t\phi}^{r.a.} = D_{r.a.} (i_o - i_{n_{cp}}) \eta_e \eta_m, \quad (4)$$

где i_o – энталпия острого пара, кДж/кг; $\eta_e \eta_m$ – электрический и механический КПД турбогенератора.

Мощность, вырабатываемая паром отборов, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева греющего агента, определяется по формуле:

$$N_{per}^{r.a.} = D_{per}^{r.a.} (i_o - i_{per}^{r.a.}) \eta_e \eta_m. \quad (5)$$

Расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата:

$$D_{per}^{r.a.} = \frac{D_{r.a.} (i_{n.b} - i_{k_n})}{i_{per}^{r.a.} - i_{n.b}}. \quad (6)$$

Энталпия условного эквивалентного регенеративного отбора:

$$i_{per}^{r.a.} = 0,5(i_o + i_{n_{cp}}) \quad (7)$$

Мощность, потребляемую насосом, обеспечивающим циркуляцию греющего агента через вакуумный деаэратор, можно представить как:

$$N_{ch} = \frac{G_{r.a} \cdot \Delta p}{\eta_h}, \quad (8)$$

где Δp – давление, создаваемое насосом, кПа; η_h – КПД насоса.

При расчете эффективности вариантов величина этой мощности вычитается из величины мощности, развиваемой в рассматриваемом варианте на тепловом потреблении.

Аналогичным образом определяем $N_{\text{тф}}$ и $N_{\text{рег}}$ для нижнего и верхнего сетевых подогревателей при работе в обычном режиме. Распределение подогрева сетевой воды между нижним и верхним сетевым подогревателем принято равномерным.

Рассмотрим алгоритм расчета эффективности работы тепловой электрической станции при использовании новой технологии [1-4]. При расчете учитывается снижение температуры обратной сетевой воды перед нижним сетевым подогревателем после смешения с холодной деаэрированной водой.

Расход пара, отпускаемого из нижнего отопительного отбора, определим из уравнения теплового баланса

$$D_{\text{НСП}}^{\text{нов}} = \frac{G_{\text{с.в.}}(t_{1\text{НСП}}^{\text{нов}} - t_{2\text{НСП}}^{\text{нов}})c}{i_{\text{НСП}}^{\text{нов}} - i_{k\text{НСП}}^{\text{нов}}}, \quad (9)$$

где $G_{\text{с.в.}}$ – расход сетевой воды через сетевые подогреватели, т/ч; $t_{1\text{НСП}}^{\text{нов}}$ – температура сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя, °С; $t_{2\text{НСП}}^{\text{нов}}$ – температура обратной сетевой воды перед нижним сетевым подогревателем, °С; $i_{\text{НСП}}^{\text{нов}}$ – энталпия пара нижнего (седьмого) отбора, кДж/кг; $i_{k\text{НСП}}^{\text{нов}}$ – энталпия конденсата нижнего сетевого подогревателя (НСП), кДж/кг.

Мощность $N_{\text{тфНСП}}^{\text{нов}}$, кВт, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет нижнего отопительного отбора пара на подогрев смешанного потока обратной сетевой и подпиточной воды, определяется по формуле:

$$N_{\text{тфНСП}}^{\text{нов}} = D_{\text{НСП}}^{\text{нов}}(i_o - i_{\text{НСП}}^{\text{нов}})\eta_{\text{э}}\eta_M, \quad (10)$$

Мощность, вырабатываемая паром отборов, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков сетевой воды, определяется по формуле:

$$N_{\text{рег}_{\text{НСП}}}^{\text{нов}} = D_{\text{рег}_{\text{НСП}}}^{\text{нов}} \left(i_o - i_{\text{рег}_{\text{НСП}}}^{\text{нов}} \right) h_{\text{э}} \eta_M. \quad (11)$$

Расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата:

$$D_{\text{рег}_{\text{НСП}}}^{\text{нов}} = \frac{D_{\text{НСП}}^{\text{нов}} \left(i_{\text{п.в.}} - i_{\text{кНСП}}^{\text{нов}} \right)}{i_{\text{рег}_{\text{НСП}}}^{\text{нов}} - i_{\text{п.в.}}}. \quad (12)$$

Энталпия условного эквивалентного регенеративного отбора:

$$i_{\text{рег}_{\text{НСП}}}^{\text{нов}} = 0,5 \left(i_o + i_{\text{НСП}}^{\text{нов}} \right) \quad (13)$$

Расход пара, отпускаемого из верхнего отопительного отбора, определим из уравнения теплового баланса

$$D_{\text{ВСП}}^{\text{нов}} = \frac{G_{\text{с.в.}} \left(t_1 - t_{\text{кВСП}}^{\text{нов}} \right) c}{i_{\text{ВСП}}^{\text{нов}} - i_{\text{кВСП}}^{\text{нов}}}, \quad (14)$$

где t_1 – температура сетевой воды после подогрева в сетевых подогревателях, $^{\circ}\text{C}$; $i_{\text{ВСП}}^{\text{нов}}$ – энталпия пара верхнего отбора, $\text{кДж}/\text{кг}$; $i_{\text{кВСП}}^{\text{нов}}$ – энталпия конденсата пара верхнего сетевого подогревателя (ВСП), $\text{кДж}/\text{кг}$.

Мощность $N_{\text{тф}_{\text{ВСП}}}^{\text{нов}}$, kВт , развивающую турбиной на тепловом потреблении за счет верхнего отопительного отбора пара на подогрев потоков сетевой воды, определим по формуле:

$$N_{\text{тф}_{\text{ВСП}}}^{\text{нов}} = D_{\text{ВСП}}^{\text{нов}} \left(i_o - i_{\text{ВСП}}^{\text{нов}} \right) h_{\text{э}} \eta_M, \quad (15)$$

Мощность, вырабатываемая паром регенеративных отборов, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков сетевой воды, определяется по формуле:

$$N_{\text{рег}_{\text{ВСП}}}^{\text{нов}} = D_{\text{рег}_{\text{ВСП}}}^{\text{нов}} \left(i_o - i_{\text{рег}_{\text{ВСП}}}^{\text{нов}} \right) h_{\text{э}} \eta_M. \quad (16)$$

Расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата:

$$D_{\text{рег}_{\text{ВСП}}}^{\text{нов}} = \frac{D_{\text{ВСП}}^{\text{нов}}(i_{\text{п.в}} - i_{\text{кВСП}}^{\text{нов}})}{i_{\text{рег}_{\text{ВСП}}}^{\text{нов}} - i_{\text{п.в}}}. \quad (17)$$

Энталпия условного эквивалентного отбора:

$$i_{\text{рег}_{\text{ВСП}}}^{\text{нов}} = 0,5(i_o + i_{\text{ВСП}}^{\text{нов}}) \quad (18)$$

Следует учесть увеличение расхода топлива на дополнительную выработку пара в котле при увеличении расхода пара на НСП и ВСП и снижении энталпии этого пара в новом режиме:

$$\Delta B_{\text{доп}} = \frac{\Delta D(i_o - i_{\text{п.в}})}{Q_{y.t} \cdot \eta_k}, \quad (19)$$

где ΔD – увеличение расхода пара при изменении температуры сетевой воды; $Q_{y.t}$ – теплота сгорания условного топлива, кДж/кг; η_k – КПД котла.

Годовая экономия условного топлива на ТЭЦ при использовании новой технологии составит:

$$\Delta B = ((\Delta N_{\text{тф}} + \Delta N_{\text{рег}})(b_e^k - b_e^T) \cdot 10^{-3} - \Delta B_{\text{доп}}) \cdot n_{\text{час}}, \quad (20)$$

где b_e^k – удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч); b_e^T – удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч); $n_{\text{час}}$ – число часов использования турбины.

Экономичность предложенной технологии низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети на ТЭЦ в денежном выражении можно определить как

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta B \cdot \mathcal{C}_t, \quad (21)$$

где \mathcal{C}_t – цена условного топлива.

По этому алгоритму был произведен расчет для котла паропроизводительностью 500 т/ч и теплофикационной турбины Т-100-130. Расход сетевой воды через сетевые подогреватели турбины принят $G_{c.v} = 3600$ т/ч; расход подпиточной воды $G_{подп} = 800$ т/ч. Удельный расход газа на деаэрацию принят $3-5 \text{ м}^3$ на 1 тонну деаэрированной воды [6]. Температура подпиточной воды в традиционном режиме принята $t_{подп} = 60^\circ\text{C}$, при деаэрации газом $t_{подп}^{нов} = 30^\circ\text{C}$. Средняя температура сетевой воды, подаваемой потребителю после подогрева в сетевых подогревателях, $t_1 = 90^\circ\text{C}$. Средняя температура обратной сетевой воды в обычном режиме $t_{2_{HCP}} = 60^\circ\text{C}$, в новом после смешения с холодной деаэрированной подпиточной водой $t_{2_{HCP}}^{нов} = 53,3^\circ\text{C}$.

Расчет энергетической эффективности новой технологии показал, что на одной установке с турбиной Т-100-130 и котлом паропроизводительностью 500 т/ч при принятых в расчете исходных данных достигается годовая экономия условного топлива 4587,46 т. При стоимости условного топлива в Ульяновске 3700 руб./т эта годовая экономия составляет в денежном выражении 16 973 611 руб.

Таким образом, применение новой технологии низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети [1] позволяет существенно повысить эффективность топливоиспользования на ТЭЦ.

2. Паротурбинные установки ТЭС с подготовкой добавочной питательной воды котлов [2] (рис. 2). Энергетическая эффективность низкотемпературной газовой деаэрации обусловлена в значительной мере теми же факторами, что в установках с деаэрацией подпиточной воды теплосети. Низкая температура деаэрированной добавочной питательной воды, подаваемой в трубопровод основного конденсата турбин, позволяет снизить температуру этого конденсата, понизить параметры пара нерегулируемых регенеративных отборов, подаваемого на подогреватели низкого давления (ПНД) турбин и увеличить выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

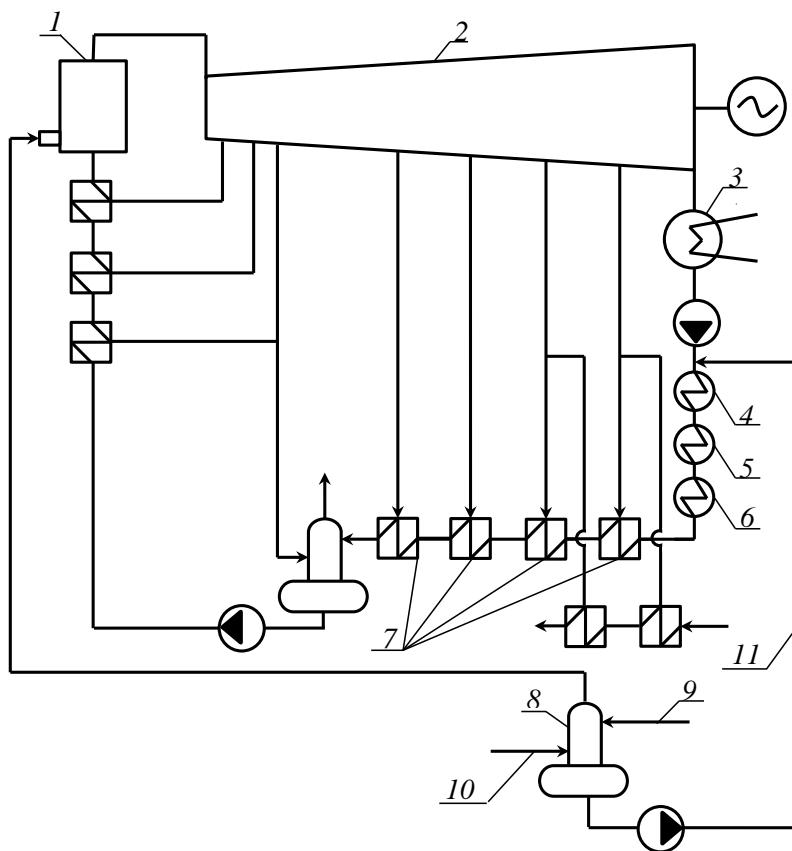


Рис. 2. Схема теплофикационной турбоустановки с низкотемпературной газовой деаэрацией добавочной питательной воды котлов: 1 – паровой котел; 2 – теплофикационная турбина; 3 – конденсатор; 4 – охладитель основного эжектора; 5 – охладитель пара уплотнений; 6 – сальниковый подогреватель; 7 – подогреватели низкого давления; 8 – деаэратор; 9 – трубопровод исходной воды; 10 – газопровод; 11 – трубопровод добавочной питательной воды

Энергетическая эффективность газовой деаэрации добавочной питательной воды котлов рассчитывается по методике [7], использованной выше применительно к установкам с деаэрацией подпиточной воды теплосети. Расчет энергетической эффективности для теплофикационной турбины Т-100-130 при расходе деаэрируемой добавочной питательной воды 150 т/ч показал, что годовая экономия условного топлива составляет около 2520 т или в денежном выражении для условий Ульяновска более 9 млн руб.

Особо следует остановиться на применении технологии газовой деаэрации в паротурбинных установках ТЭЦ, работающих в теплофикационных режимах работы с малыми пропусками пара в конденсатор.

Режимы работы теплофикационных паровых турбин с полностью загруженными отопительными отборами и минимальными пропусками

пара в конденсатор являются наиболее экономическими. Минимальный (вентиляционный) пропуск пара через часть низкого давления (ЧНД) определяется конструкцией турбины.

В режимах работы турбины с малыми пропусками пара в конденсатор количество основного конденсата турбины становится недостаточным для охлаждения сальниковых подогревателей, охладителей эжекторов и уплотнений, включенных в линию основного конденсата. Для охлаждения этих аппаратов включается рециркуляция конденсата через них со сбросом его в конденсатор. Темпера та нагретого конденсата, поступающего в конденсатор по линии рециркуляции, отдается циркуляционной воде и не используется в цикле электростанции. Эти потери теплоты сопоставимы с потерями от пропуска пара в конденсатор через ЧНД и в ряде случаев достигают 4–5% от теплоты острого пара, подаваемого в турбину [8, 9].

Существует ряд технологических решений, позволяющих частично снизить потери теплоты в конденсаторе. Отдельные способы регенерации потоков теплоты от охладителей эжекторов, охладителей уплотнений и сальниковых подогревателей были предложены проф. Шемпелевым А. Г. [9], проф. Куличихиным В. В. [10], а также сотрудниками ТЭСУ УлГТУ. Сравнительная оценка этих способов содержится в работе [11].

На наш взгляд, резервы повышения энергетической эффективности турбоустановок ТЭЦ при работе в теплофикационных режимах далеко не исчерпаны. Обеспечить надежное охлаждение вспомогательных теплообменников турбоустановки в режимах работы с малыми пропусками пара в конденсатор и полностью устранить рециркуляцию основного конденсата и связанные с ней потери теплоты в конденсаторе турбины можно с помощью технологии низкотемпературной газовой деаэрации добавочной питательной воды. Эта технология предусматривает ввод после конденсатора в тракт основного конденсата перед этими теплообменниками деаэрированной добавочной питательной воды с пониженнной температурой (рис. 2) [2]. Сразу отметим, что предложенное решение может быть применимо на ТЭЦ с расходом добавочной питательной воды, достаточным для охлаждения охладителей эжекторов, охладителей пара уплотнений и сальниковых подогревателей, т. е. не менее 100 т/ч.

В рассматриваемом случае технология деаэрации добавочной питательной воды природным газом позволяет исключить затраты пара

на деаэрацию, повысить эффективность охлаждения охладителя основных эжекторов, охладителя пара уплотнений турбины и сальникового подогревателя, исключить рециркуляцию основного конденсата и связанные с ней потери теплоты и затраты электроэнергии.

Как уже отмечалось, для газовой деаэрации воды по технологиям [1, 2] (рис. 1, 2) могут быть использованы серийно выпускаемые аппараты. При расходе воды до 300 т/ч целесообразно использовать струйно-барботажные атмосферные деаэраторы с барботажной ступенью, расположенной в нижней части деаэрационной колонки. При больших расходах можно использовать струйно-барботажные вакуумные деаэраторы единичной производительностью 400 и 800 т/ч, выпускаемые Саратовским заводом энергетического машиностроения [12].

Газовая деаэрация воды происходит под небольшим избыточным давлением. Как в атмосферных, так и в вакуумных аппаратах это давление соответствует давлению газа, подаваемого в горелки котла. Ранее нами было экспериментально доказано, что вакуумные деаэраторы при переводе их в режим работы с небольшим избыточным давлением (атмосферный режим) обеспечивают весьма высокую массообменную эффективность. Естественно, что необходимость в эжекторах вакуумно-деаэрационной установки при газовой деаэрации отсутствует.

3. Районные водогрейные котельные установки. В этих установках для деаэрации подпиточной воды теплосети, как правило, применяются вакуумные деаэраторы.

Из-за отсутствия в водогрейных котельных пара в качестве греющего агента в вакуумных деаэраторах применяется перегретая относительно давления в деаэраторе сетевая вода. Основной проблемой, возникающей при использовании вакуумных деаэраторов в водогрейных котельных, является невозможность обеспечения технологически необходимого температурного режима вакуумной деаэрации в неотопительный период и в течение большей части отопительного периода. Для эффективной вакуумной деаэрации необходима температура греющего агента – перегретой сетевой воды не менее 90–100 °С, однако в течение большей части года температура сетевой воды не достигает таких значений. В связи с этим на большинстве водогрейных котельных не обеспечивается требуемое качество противокоррозионной обработки подпиточной воды теплосети.

Поскольку водогрейные котельные в большинстве регионов России используют в качестве топлива природный газ, на таких котельных целесообразно применение рассмотренной выше технологии газовой деаэрации [3] (рис. 3).

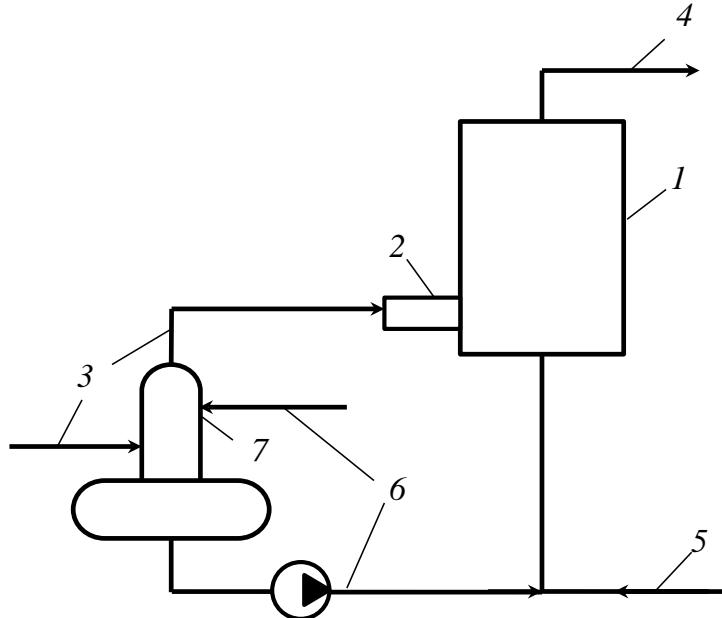


Рис. 3. Принципиальная схема газовой деаэрации подпиточной воды теплосети в водогрейной котельной: 1 – водогрейный котел; 2 – горелка; 3 – газопровод; 4, 5 – трубопроводы сетевой воды; 6 – трубопроводы подпиточной воды теплосети; 7 – деаэратор

В большинстве случаев для газовой деаэрации в водогрейных котельных применимы атмосферные струйно-барботажные деаэраторы. Отметим, что высота установки атмомасферных деаэраторов зависит от температуры деаэрированной воды. Так, при температуре 104,3 °С, характерной для традиционной технологии атмосферной деаэрации с использованием в качестве греющего агента пара, необходимая высота установки деаэраторов, обеспечивающая невискипание воды на всасе подпиточных или питательных насосов, составляет 7–8 м. При низкотемпературной газовой деаэрации такие деаэраторы могут располагаться практически на любой высоте, удобной для компоновки котельной установки.

При реконструкции водогрейной котельной для газовой деаэрации могут также использоваться ранее установленные вакуумные деаэраторы.

4. Автономные системы теплоснабжения. Автономные системы теплоснабжения с крышными, пристроенными, отдельно стоящими водогрейными котельными получили в последнюю четверть века достаточно широкое распространение. Начальный период их освоения был

периодом безудержной радости: вот появились сравнительно экономичные теплоисточники, не требующие к тому же строительства протяженных теплотрасс и находящиеся в полном ведении собственников жилья.

Однако со временем стали выявляться порой непреодолимые проблемы, связанные с эксплуатацией автономных теплоисточников. Одна из таких проблем обусловлена пониженнной надежностью работы котельной установки и всей автономной системы теплоснабжения из-за повышенной интенсивности внутренней коррозии оборудования и трубопроводов первичного и вторичного (в случае присоединения местных систем отопления и горячего водоснабжения через промежуточный теплообменник) контуров.

Это связано с тем, что подпитка первичного и вторичного контуров автономной системы теплоснабжения осуществляется недеаэрированной сырой водой [13]. Отсутствие противокоррозионной обработки воды санкционировано весьма противоречивым документом [14], в котором, с одной стороны, указывается, что качество воды для водогрейных котлов должно отвечать достаточно строгим требованиям ГОСТ 21563 [15] и других нормативных документов, а, с другой стороны, «*в автономных котельных с водогрейными котлами при отсутствии тепловых сетей допускается не предусматривать установку водоподготовки, если обеспечивается первоначальное и аварийное заполнение систем отопления и контуров циркуляции котлов химически обработанной водой или конденсатом*». Нам кажется, что авторам свода правил [14] было вполне понятно, что химически обработанной воде или конденсату неоткуда взяться в автономной котельной. Устанавливаемые на некоторых котельных установки химводоочистки предназначены только для противонакипной обработки подпиточной воды по упрощенной технологии. Опыт показывает, что практически во всех автономных системах теплоснабжения какая-либо противокоррозионная обработка воды для котлов, отопления и горячего водоснабжения отсутствует.

Невозможность противокоррозионной обработки воды путем деаэрации в автономных котельных установках обусловлена объективными факторами: применение атмосферных деаэраторов невозможно из-за отсутствия пара, используемого в качестве десорбирующей среды, а применение вакуумных деаэраторов невозможно из-за отсутствия перегретой воды необходимой температуры (около 100 °С и более).

В этих условиях эффективная противокоррозионная обработка воды для первичного и вторичного контуров автономных систем теплоснабжения

может быть осуществлена с помощью газовой деаэрации воды, тем более, что подавляющее большинство таких систем использует в качестве топлива природный газ. Принципиальная схема деаэрации воды аналогична изображенной на рис. 3 с поправками на схему конкретной автономной системы теплоснабжения (одноконтурную или двухконтурную).

Газовую деаэрацию воды для автономных систем теплоснабжения целесообразно осуществлять в атмосферных струйно-барботажных деаэраторах требуемой производительности. Выпуск деаэраторов малой производительности для автономных систем может быть наложен на Саратовском заводе энергетического машиностроения – основном отечественном производителе атмосферных и вакуумных деаэраторов.

Выводы

1. Низкотемпературная деаэрация с использованием в качестве десорбирующей среды природного газа является эффективным средством противокоррозионной обработки воды в теплоэнергетических установках различного назначения.

2. Наибольшая энергетическая эффективность применения новой технологии достигается на тепловых электрических станциях при деаэрации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов.

3. В районных водогрейных котельных и в автономных системах теплоснабжения газовая деаэрация является практически единственным реально осуществимым средством противокоррозионной обработки воды.

Список литературы

1. Патент № 2537656 (Россия). МПК F 01 K 17/00. Способ работы тепловой электрической станции / В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Кудрявцева // Открытия. Изобретения. 2015. № 1. Заявл. 19.07.2013, № 2013134087.
2. Патент № 2538000 (Россия). МПК F 01 K 17/00. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Кудрявцева, А.С. Курочкина // Открытия. Изобретения. 2015. № 1. Заявл. 02.08.2013, № 2013136439.
3. Патент № 2548962 (Россия). МПК C 02 F 1/20. Способ деаэрации воды для тепловой электрической станции/ В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Кудрявцева, А.С. Курочкина // Открытия. Изобретения. 2015. № 11. Заявл. 26.07.2013, № 2013135390.
4. Шарапов В.И., Пазушкина О.В., Кудрявцева Е.В. Энергоэффективный способ низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети на ТЭЦ // Теплоэнергетика. 2016. № 1. С. 3-8.
5. Шарапов В.И., Пазушкина О.В., Кудрявцева Е.В. Массообменная эффективность деаэрации и декарбонизации воды при использовании природного газа в качестве десорбирующего агента // Теплоэнергетика и теплоснабжение : сборник научных трудов

научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ. Выпуск 10. Ульяновск : УлГТУ. 2014. С. 27-34.

6. Кудрявцева Е.В., Шарапов В.И. Расчет гидродинамических показателей работы деаэраторов на природном газе // Теплоэнергетика и теплоснабжение. Сборник научных трудов научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки». Выпуск 12. Ульяновск: УлГТУ. 2016. С. 63-68.
7. Шарапов В.И. Методика оценки энергетической эффективности структурных изменений в тепловых схемах ТЭС // Труды Академэнерго. 2015. № 2. С. 27-37.
8. Иоффе Л.С., Коротенко В.В. Эксплуатация теплофикационных паровых турбин. Екатеринбург: Урал. рабочий, 2002. 160 с.
9. Шемпелев А.Г. Разработка, исследование и реализация методов повышения эффективности оборудования технологических подсистем теплофикационных паротурбинных установок : дис. на соискание ученой степени д.т.н. Киров, 2011. 379 с.
10. Куличихин В.В. Совершенствование режимов эксплуатации турбоагрегатов. М. : Полиграфический Центр МЭИ (ТУ), 2010. 258 с.
11. Шарапов В.И., Кудрявцева Е.В. Об особенностях работы теплофикационных турбин в режимах с малыми пропусками пара в конденсатор // Проблемы теплоэнергетики. Сборник научных трудов по материалам XII Международной научно-технической конференции. Выпуск 3. Саратов : СарГТУ, 2014. С. 95-99.
12. Саратовский завод энергетического машиностроения. Каталог водоподготовительного оборудования / <http://www.sarzem.ru/>.
13. Хаванов П.А. Источники теплоты автономных систем теплоснабжения // АВОК. 2002. № 1. С. 14-21.
14. СП 41-104-2000. Проектирование автономных источников теплоснабжения.
15. ГОСТ 21563. Котлы водогрейные. Основные параметры и технические требования.

УДК 621.186

Э. У. Ямлеева (УлГТУ, Ульяновск)

О причинах увеличения содержания растворенного кислорода в воде местных систем отопления

Срок службы и надежность местных систем отопления во многом зависят от интенсивности развития внутренней коррозии стальных элементов систем. Интенсивность развития внутренней коррозии зависит от количества коррозионно-агрессивных газов (O_2 , CO_2) растворенных в воде систем отопления.

На теплоисточниках осуществляется эффективная деаэрация воды для систем теплоснабжения [1, 2]. Однако далее в различных элементах системы возможно вторичное насыщение воды коррозионно-агрессивными газами [3].

В местных системах отопления возможна диффузия газов через полимерные трубопроводы и по открытой поверхности, предусмотренных в некоторых системах, расширительных баков открытого типа и мембранных баков закрытого типа. Кроме того, коррозионные газы могут поступать из окружающего воздуха через воздухоотводчики и запорную арматуру при понижении давления в результате гидравлической разрегулировки систем [3, 4].

Снизить интенсивность развития внутренней коррозии стальных элементов систем можно устранением путей поступления коррозионных газов в воду.

В некоторых системах отопления, где предусмотрены открытые расширительные баки, O_2 , CO_2 поступают в систему в результате диффузии газов через открытую поверхность воды в баках.

В настоящее время большинство применяемых расширительных баков в системах отопления имеют мембранные конструкции. Они тоже имеют свои недостатки [4, 5]. Так, через эластичные мембранные баков коррозионные газы также могут поступать в систему отопления. Диффузионные потоки газов в жидкость через мембрану определяются парциальными давлениями газов с каждой стороны, а не общими давлениями газа и жидкости и их перепадом с обеих сторон.

При контакте газов с жидкостью концентрация определенного газа в ней в равновесии определяется законом Генри:

$$P(O_2) = K_e \cdot X, \quad (1)$$

где $P(O_2)$ – парциальное давление газа над жидкостью, Па; K_e – коэффициент Генри, Па; X – мольная доля растворенного газа в воде.

Если концентрация газа в жидкости в данный момент меньше равновесной, газ будет поглощаться жидкостью до насыщения. Если между газом и жидкостью появляется мембрана, соотношение (1) по-прежнему определяет соответствие парциальных давлений газов с одной стороны мембранны и их равновесных концентраций в жидкости. Но величины потоков и скорость установления равновесия теперь определяются скоростью диффузии газов через мембрану.

Величины потоков газов через мембрану зависят от того, насколько далеки концентрации газов в жидкости от равновесных, а также от проницаемости мембраны, но не зависят от давления жидкости, или от того насколько давление жидкости отличается от общего давления газа. Косвенным признаком такой диффузии является снижение давления газовой подушки в процессе работы баков. В некоторых напорных баках скорость диффузии газов через мембрану из воздушной подушки в воду так велика, что через полгода-год давление газа падает настолько, что бак перестает сглаживать давление. В этом случае при каждом цикле сжатие-расширение свежая вода закачивается через блок подпитки или вода системы стравливается через клапан максимального давления.

Оценим вклад потока газа из напорного бака на примере системы отопления с внутренним объемом 20 м^3 и максимальным давлением $0,6 \text{ МПа}$. В системе используется расширительный бак объемом 1 м^3 (5% от объема системы) и предварительным давлением $0,3 \text{ МПа}$. Если предварительное давление бака падает на 30% , то при ежегодной подкачке бака воздухом в воздушную подушку добавляется примерно 240 г кислорода.

Поток газа через мембрану в жидкость определяется, в том числе, концентрацией газа в жидкости. Из-за высокой скорости коррозии концентрация кислорода в системах отопления, как правило, ниже $0,1 \text{ мг/дм}^3$, т. е. гораздо ниже равновесной, определяемой по закону Генри. Это означает, что практически весь кислород из баков попадает в систему. Если считать, что скорость подпитки равна $0,3\%$ в день от объема системы, то за год объем подпиточной воды равен 22 м^3 . При концентрации кислорода в воде подпитки порядка 10 мг/дм^3 общее поступление кислорода с подпиткой составит 220 г , т. е. количество кислорода, поступающего через мембрану среднестатистического европейского напорного бака, вполне сопоставимо с количеством, поступающим в закрытую систему отопления с водой подпитки.

Большинство баков небольшого и среднего объема для систем отопления имеют конструкцию, в которой мембрана делит объем бака на две части. Величины растяжения мембран в баках такой конструкции значительно выше 100% , что определяет достаточно быстрый износ мембранны. В качестве материала мембран в таких баках большинство производителей используют материал EPDM, обладающий хорошей эластичностью и температурным диапазоном, но имеющий высокую проницаемость для газов.

Кроме EPDM используется более дорогой бутил с существенно меньшей, чем у EPDM проницаемостью для газов (примерно в 12 раз для кислорода). Поэтому мембранные баки применяются, как правило, в баках большего объема с мембраной в виде камеры. Благодаря своей конструкции баки с бутиловыми камерами имеют большую надежность (небольшие деформации, изоляция теплоносителя от металла) и меньшую проницаемость для газов. Высокая стабильность характеристик баков камерного типа подтверждается измерениями, произведенными для групп баков различных производителей. Например, потери давления в воздушной подушке за год эксплуатации не превышают 5% по сравнению с 20–40% в мембранных баках.

Кислород в воду местных систем отопления может поступать за счет его диффузии из окружающего воздуха через полимерные трубопроводы, если они использованы при монтаже системы отопления.

В последние годы стальные трубы активно вытесняются трубами из полимерных материалов. Продолжительный срок службы, в 3–5 раз выше, чем стальных, эстетически привлекательный вид, простота монтажа, отсутствие проблемы коррозии и сопоставимая стоимость говорят в пользу полимерных труб. В настоящее время для монтажа систем отопления чаще используют полипропиленовые – PP (ПП), металлопластиковые – МР (МП), полиэтиленовые трубы из молекулярно-сшитого полиэтилена PEX (ПЕКС).

В соответствии со СП 60.13330.2012 полимерные трубы, применяемые в системах отопления совместно с металлическими трубами (в том числе в наружных системах теплоснабжения) или с приборами и оборудованием, имеющим ограничения по содержанию растворенного кислорода в теплоносителе, должны иметь кислородопроницаемость не более 0,1 г/(м³·сут) [6].

Авторами [7] приводятся следующие данные по величине диффузии кислорода через полимерные трубы различных видов (табл. 1).

Проблема защиты от проникновения кислорода решается нанесением на наружную поверхность труб из «сшитого» полиэтилена «кислородозащитного слоя» поливинилового спирта. На полиэтиленовые трубы фирмы REHAU наносят слой из этиленвинилового спирта (ЭВАЛ), обеспечивающего кислородопроницаемость значительно ниже допустимого нормативного уровня. ООО «САНЕКСТ» – единственный в России производитель пятислойных труб из сшитого полиэтилена с антидиффузионным слоем EVOH внутри – SANEXT PEX//EVOH//PEX.

Таблица 1

Показатели полимерных трубопроводов

Тип трубопровода	Обозначение	Коэффициент температурного расширения, $10^{-4}/^{\circ}\text{C}$	Диффузия кислорода, $\text{мг}/\text{м}^3 \times \text{сутки}$
Однослойные трубы			
Трубы из сшитого полиэтилена	PEX	2,00	650
Трубы из полипропилена	PPR	1,80	900
Многослойные трубы			
Трубы из сшитого полиэтилена с барьерным слоем	PEX-EVON-PE	2,00	0,32
Трубы полипропиленовые армированные стекловолокном	PPR-FG-PPR (PP-GF-PP)	0,35	900
Трубы полипропиленовые армированные алюминием	PPR-AI-PPR	0,26	0
Трубы из металлопластиковые из полиэтилена повышенной термостойкости	PERT-AI-PERT	0,25	0

В последние времена отмечается появление на российском рынке фирм производителей полиэтиленовых труб, которые сознательно отказываются от нанесения антидиффузионного слоя, например корпорация БИР ПЕКС. Они обосновывают свой отказ тем, что он «защитный» слой подвержен истиранию, расслоению и отшелушиванию после непродолжительной эксплуатации трубопровода под давлением и с различными температурами и по ряду других причин [8].

Исследованием вопроса кислородопроницаемости полимерных труб занимается ряд ученых. Проводились экспериментальные исследования по определению величины кислородопроницаемости образцов труб из полипропилена без защитного слоя, из полипропилена с защитным слоем из алюминиевой фольги шириной около 15 мм и толщиной 0,2 мм, намотанной винтообразно с нахлестом 2 мм, и труб из сшитого полиэтилена без защитного слоя [9–11].

В результате опытов [9] было установлено, что кислородопроницаемость по [12] труб, изготовленных из полипропилена и сшитого полиэтилена одинаковы и в среднем составляют соответственно

$I(O_2)_V = 2 \text{ г}/\text{м}^3\cdot\text{сут}$, при отклонении опытных данных от среднего значения не более 10 %.

Устройство в трубе из полипропилена защитного слоя из ленты алюминиевой фольги, намотанной винтообразно с нахлестом 2 мм, снижает кислородопроницаемость ее стенки в 10 раз, но при этом она все же в 2 раза превышает требуемую по [13].

В работе [9] проводится теоретический анализ обоснованности введения нормативной величины кислородопроницаемости по ГОСТ Р 52134-2003 [13]. На основе чего делается вывод: при разработке требований по кислородопроницаемости пластмассовых труб следует учитывать не только процесс диффузационного переноса кислорода из окружающего воздуха через стенки труб в циркулирующую по ним воду, но и сопутствующий ему – поглощение кислорода при коррозии металлических элементов отопительной системы.

Реализация такого подхода на основе предложенного расчетного метода позволит при соблюдении определенных условий (наличие в системе отопления металлических элементов, подвергающихся коррозии) снизить требования к защитным покрытиям пластмассовых труб.

На наш взгляд, данный вывод весьма сомнителен, сама логика авторов статьи [9] противоестественна. Предлагать снизить уровень кислородопроницаемости для полимерных труб на том основании, что кислород, поступающий в систему, вступив в коррозионную реакцию с металлическими элементами поглотится, то есть его уровень снизится до нормативного, нелогично. Кроме того, авторами рассматривается вариант подключения системы отопления к тепловым сетям по независимой схеме. А в случае подключения системы отопления по зависимой схеме, часть кислорода, не успевшего прореагировать с металлом элементов системы отопления, поступит в теплотрассу.

Нормативный показатель кислородопроницаемости для полимерных труб, применяемых в системах отопления совместно с металлическими трубами (в том числе в наружных системах теплоснабжения) должен быть не более $0,1 \text{ г}/(\text{м}^3\cdot\text{сут})$ - $100 \text{ мкг}/(\text{дм}^3\cdot\text{сут})$). А это уже в 5 раз превышает нормативный показатель по содержанию кислорода в сетевой воде – $20 \text{ мкг}/\text{дм}^3$ [14]. Исходя из этого, нормативный показатель следует ужесточить.

Необходимость использования защитного антидиффузационного слоя несомненна. Надежность и долговечность, используемого защитного материала ЕВОН требуют дополнительных исследований и улучшения изоляционных свойств.

В автономных системах отопления и местных отопительных системах, подключенных к теплопроводам централизованного теплоснабжения по независимой схеме возможен случай, когда в зоне всасывания насоса гидростатическое давление может стать ниже атмосферного, т. е. возникнет разрежение.

Рассмотрим такой случай. На рис. 1 изображено изменение давления в верхней подающей магистрали системы отопления. В точке постоянного давления О гидростатическое давление равно pgh . В промежутке между точками О и В гидростатическое давление убывает в связи с потерей давления при движении воды по зависимости, изображенной на рисунке на склонной пьезометрической линией.

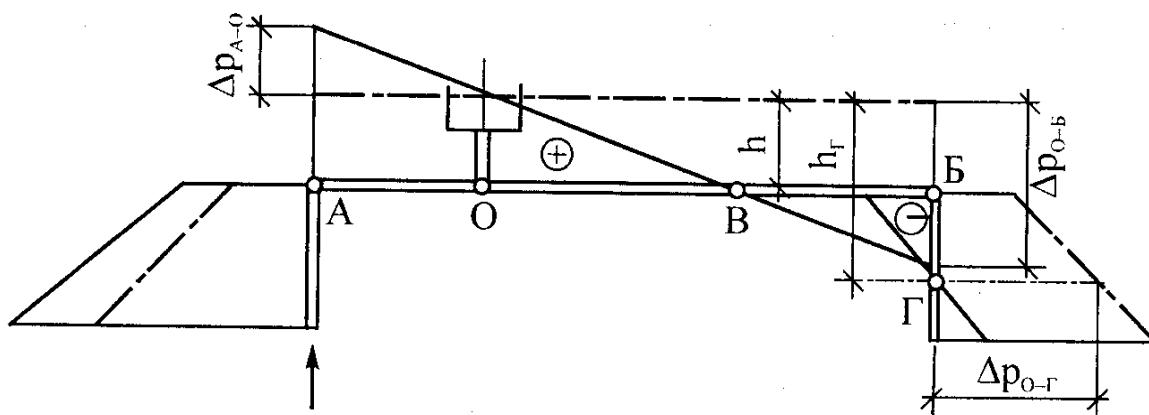


Рис. 1. Изменение гидростатического давления в верхней подающей магистрали системы водяного отопления: О – точка постоянного давления; А – точка в зоне нагнетания; Б – точка наибольшего разрежения; В-Г – зона разрежения

Потери давления на участке О-В $\Delta p_{O-B} = pgh$, т. е. давление в точке В $P_B = 0$ (избыточное давление равно нулю, а полное давление, как и на поверхности воды в расширительном баке, равно атмосферному давлению p_A). В промежутке между точками В и Г дальнейшие потери давления вызывают разрежение - давление падает ниже атмосферного (знак минус на рисунке). Наиболее заметно давление понизится и разрежение достигнет наибольшей величины в точке Б. Здесь полное давление $P_B = p_A + pgh - \Delta p_{O-B} = p_A - \Delta p_{B-B}$. Затем в промежутке между точками Б и Г давление возрастает в связи с увеличением высоты столба воды от h до h_Γ , а разрежение уменьшается. В точке Г, где потери давления $\Delta p_{O-\Gamma} = pgh_\Gamma$, избыточное давление вновь, как в точке В, равно нулю ($P_\Gamma = 0$), а полное давление равно атмосферному. Ниже точки Г избыточное гидростатическое давление быстро возрастает, несмотря на последующие потери давления при движении воды.

В промежутке между точками В и Г, особенно в точке Б, при давлении ниже атмосферного и при температуре воды, близкой к 100 °С (90...95 °С), возможно парообразование. При более низкой температуре воды, исключающей парообразование, возможен подсос воздуха из атмосферы через резьбовые соединения труб и арматуру. Во избежание нарушения циркуляции из-за вскипания воды или подсасывания воздуха в любой точке системы отопления в зоне всасывания гидростатическое давление при действии насоса должно оставаться избыточным.

Рассматривая проблему попадания воздуха в систему отопления в зоне разряжения через штоки запорной арматуры, следует отметить, что на ее величину значительно влияет размер зазора между сальниковой набивкой и резьбой штока вентиля. Величину зазора определить сложно. Опытные работы показывают, что она колеблется в пределах 0,006–0,015 мм при исправном состоянии рабочих частей сальника [15]. При такой величине зазора подсос воздуха не происходит. В процессе изнашивания и подсушивания сальника величина зазора увеличивается. Зазор тем больше, чем больше открывание и закрывание, чем выше температура, при которой работает сальниковое уплотнение, чем меньше теплопроводность набивки, чем хуже смазка сальника.

Авторами [15] выведена формула, с помощью которой можно оценить количество воздуха, поступающего в систему через неплотности сальниковой набивки:

$$Q_{\text{возд}} = \frac{100D\delta^3 P_0}{7\bar{\mu}l}, \quad (2)$$

где D – диаметр камеры сальникового уплотнения, мм; δ – зазор между резьбой штока и сальниковой набивкой, мм; P_0 – перепад давлений, МПа; $\bar{\mu}$ – отношение динамических вязкостей газа и воды при 0 °С; l – длина слоя сальниковой набивки, мм.

Для предупреждения неисправностей необходимо регулярно проводить обслуживание арматуры: подтяжку резьбовых соединений и сальникового уплотнения, смазку резьбовой части шпинделя, замену или притирку рабочих элементов. При длительной работе периодически (через 2–6 месяцев, в зависимости от марки) проворачивать ротор (открыть–закрыть).

При падении давления воздух может проникать в систему отопления через автоматические воздухоотводчики, которые в последние годы часто стали устанавливать на отопительные приборы верхних этажей.

Они незаменимы при запуске и опорожнении систем отопления, кроме того, предотвращают возникновение воздушных пробок, так как автоматически выпускают воздух из систем при его накоплении.

Автоматический воздухоотводчик прост по своей конструкции (рис. 2). В латунном корпусе 1 находится поплавок 2, шарнирно соединенный рычагом 3 с выпускным клапаном 4. Воздухоотводчик снабжен винтовыми запорными колпачками для предотвращения утечки воды в случае поломки. Иногда выпускной канал снабжается подпружиненным защитным колпачком, предохраняющим его от внешнего загрязнения.

Внутренний объем воздухоотводчика спроектирован так, что при отсутствии воздуха поплавок держит выпускной клапан закрытым, но по мере накопления воздуха в поплавковой камере он опускается, открывая выпускной клапан. После удаления воздуха поплавок вновь поднимается, воздействуя на рычаг, закрывающий выпускной клапан.

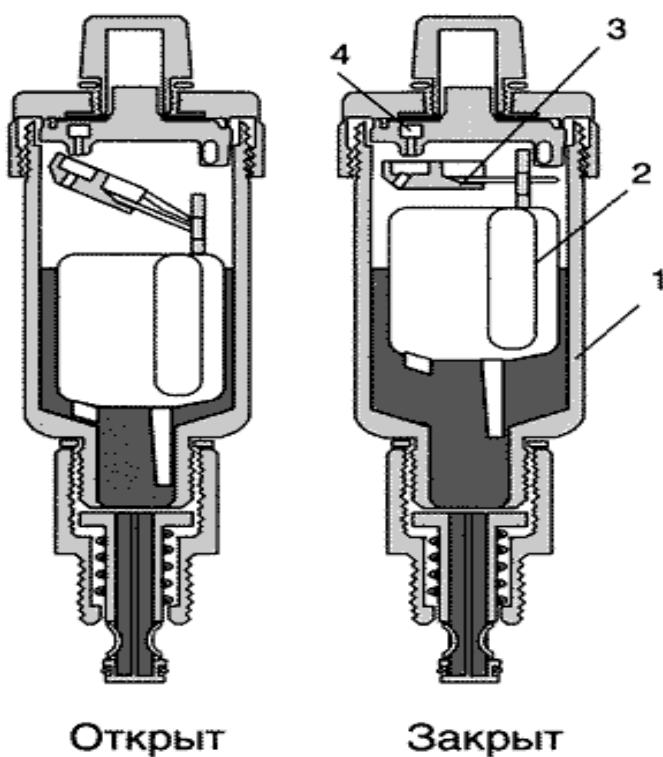


Рис. 2. Автоматический воздухоотводчик: 1 – латунный корпус; 2 – поплавок; 3 – шарнирно-соединительный рычаг; 4 – выпускной клапан

При падении давления и частичном опорожнении системы, по причине разрегулировки системы, выпускной клапан воздухоотводчика открывается и впускает воздух в него, что приводит к насыщению воды коррозионно-агрессивными газами.

Для защиты систем отопления от завоздушивания разработан ряд технических решений по стабилизации гидравлических режимов местных систем отопления [1,15].

Выводы

1. Коррозионные газы в системы отопления могут поступать через открытую поверхность воды в расширительных баках открытого типа и через эластичные мембранные расширительных баков закрытого типа.
2. Расширительные баки с бутиловыми камерами имеют большую надежность и меньшую проницаемость для газов.
3. Кислород в воду местных систем отопления может поступать за счет его диффузии из окружающего воздуха через полимерные трубопроводы.
4. Нормативный показатель кислородопроницаемости для полимерных труб, применяемых в системах отопления совместно с металлическими трубами, следует ужесточить.
5. Кислород и диоксид углерода могут поступать в местные системы отопления через автоматические воздухоотводчики, штоки арматуры при гидравлической разрегулировке систем.

Список литературы

1. Шарапов В.И. Актуальные проблемы использования вакуумных деаэраторов в открытых системах теплоснабжения // Теплоэнергетика. 1994. № 8. С. 53-57.
2. Шарапов В.И. Проблемы совершенствования технологий термической деаэрации воды // Теплоэнергетика. 2006. № 5. С. 56-61.
3. Шарапов В.И., Ямлеева Э.У. Технологии защиты сетевой и подпиточной от аэрации. М: Издательство «Новости теплоснабжения», 2012. 176 с.
4. Федоров С.А. Пути попадания газов в системы отопления и некоторые особенности деаэрации // С.О.К. 2007. № 4.
5. Федоров С.А. Поддержание давления в системах отопления // АВОК. 2006. № 8. С.2-3.
6. Свод правил СП 60.13330.2012 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003» М.: ГУП ЦПП. 2012. 67с.
7. Попов М.А., Крикотин В.В. Диффузия кислорода в полимерных трубах. Кислородопроницаемость однослойных и многослойных полимерных труб PEX, PPR, PEX-EVON, PPR-FG-PPR, PERT-AL-PERT, PPR-AL-PPR [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://deepiperu.blogspot.ru/2012/05/pex-ppr-ppr-al-ppr.html>.
8. Почему трубы БИР ПЕКС производятся без антидиффузионного слоя? [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.bugrex.ru/production/question/3.html> - Загл. с экрана
9. Петров-Денисов В. Г., Сладков А. В., Донников В. Е. К вопросу о кислородопроницаемости пластмассовых трубопроводов отопительных систем // Сантехника. 2003. № 4. С. 40-45.

10. Петров-Денисов В. Г., Сладков А. В., Донников В. Е. Теоретические основы кислородопроницаемости пластмассовых труб в системах отопления // Пластические массы. 2003. № 2. С. 29-37.
11. Особенности диффузии кислорода в многослойной трубе [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://polypipe.info/technologies-materials/1290-osobennosti-diffyzi-kisloroda> - Загл. с экрана
12. ГОСТ Р 52134-2003 «Трубы напорные из термопластов и соединительные детали к ним для систем водоснабжения и отопления. Общие технические условия».
13. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. 16-е изд-е. Екатеринбург: Уральское юридическое изд-во. 2003. 256 с.
14. Борохов А.М., Гришин А.С., Доронов Н.Т. Волокнистые и комбинированные сальниковые уплотнения. 2-е издание. М. : Машиностроение. 1966. 312 с.
15. Ротов П.В., Шарапов В.И., Ямлеева Э.У. Стабилизация гидравлических режимов местных систем отопления при переменном расходе в теплосети // Научно-технический калейдоскоп. 2001. № 4. С.111-120.

Раздел 7. Энергосбережение в электроустановках

УДК 621: 532.542

**Е. Г. Авдюнин, А. М. Шурыгин, М. Н. Шурыгин
(ИГЭУ имени В. И. Ленина, г. Иваново)**

Моделирование привода теплоэнергетической системы

Теплоэнергетические системы имеют большое экономическое и социальное значение по обеспечению жизнедеятельности населения. От надежной работы этих систем зависит обеспечение комфортных условий труда и быта в жилых, общественных и производственных зданиях с постоянным и периодическим пребыванием людей.

Возможность отпуска из системы теплоснабжения максимального расхода теплоты с учетом несовпадения максимумов у отдельных потребителей и видов потребления должна обеспечиваться выбором оборудования источников энергии, а также пропускной способностью транспортных систем. Остальные режимы работы этой системы влияют только на степень загрузки оборудования, выбранного для расчетного режима.

Регулирование отпуска теплоты в водяных системах теплоснабжения предусматривается: центральное – на источнике теплоты, групповое – на центральном тепловом пункте и индивидуальное – на индивидуальных тепловых пунктах. Для водяных тепловых сетей применяется, как правило, качественное регулирование отпуска теплоты по нагрузке на отопление или по совмещенной нагрузке на отопление и горячее водоснабжение согласно графику изменения температуры воды в зависимости от температуры наружного воздуха.

В основу центрального качественного регулирования закладывается закон изменения отопительной нагрузки от температуры наружного воздуха [3]

$$Q_o = \frac{\varepsilon_o W_o}{\varepsilon_o W_o / (q_o V) + 1} (\tau_{01} - t_h), \quad (1)$$

где ε_o – безразмерная удельная тепловая нагрузка отопительной установки; W_o – водяной эквивалент сетевой воды, Вт/К; τ_{01} – температура воды в

подающей линии, $^{\circ}\text{C}$, q_o – удельная тепловая нагрузка, $\text{Вт}/\text{м}^3$; V – объем здания, м^3 , t_h – температура наружного воздуха.

Количественный метод регулирования отопительной нагрузки заключается в определении эквивалента расхода воды и ее температуры в обратной линии в зависимости от тепловой нагрузки. В связи с этим температура наружного воздуха, соответствующая точке излома $t_{ht.i}$ температурного графика, и соответствующие ей $\tau_{01t.i}$, $\tau_{02t.i}$ и $\tau_{03t.i}$ принимаются за расчетные [3]. Тогда относительная нагрузка при любом значении $t_h > t_{ht.i}$ равна

$$\overline{Q_o} = Q_o / Q_{ot.i} = (t_{bp} - t_h) / (t_{bp} - t_{ht.i}), \quad (2)$$

где t_{bp} – расчетная температура воздуха внутри помещений.

Относительный расход воды на отопление из характеристического уравнения отопительных установок будет равен

$$\overline{G_o} = G_o / G_{ot.i} = \frac{\overline{Q_o}}{\frac{\Delta t_{ot.i} (1 - \overline{Q_o}^{0.8})}{\delta \tau_{ot.i} - 0.5 \theta_{ot.i}}}. \quad (3)$$

Температура воды на выходе из отопительной системы

$$\tau_{02} = \tau_{01t.i} - (\tau_{01t.i} - \tau_{02t.i}) \frac{\overline{Q_o}}{G_o}. \quad (4)$$

Современные автоматизированные системы управления технологическими процессами в энергетических системах основаны на интеграции достижений в областях электромеханики, гидродинамики, микроэлектроники, компьютерных средств управления и представляют собой совокупности устройств непрерывного и дискретного действия.

При моделировании автоматизированных систем целесообразным является использование численно-аналитического метода пространства состояний, позволяющего определить значения переменных в дискретные моменты времени t , соответствующие моментам переключения отдельных блоков системы. Данный метод исключает промежуточные вычисления без потери точности расчета.

В общем случае устройство непрерывного действия описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений, которая при

соответствующей линеаризации может быть представлена матричным уравнением состояния [1, 2]

$$\frac{d}{dt}[x] = [A][x] + [B][u], \quad (5)$$

где $[x]$ – вектор состояния, $[u]$ – вектор управления, $[A]$ – матрица состояния, $[B]$ – матрица управления.

Аналитическое решение уравнения состояния (5) имеет достаточно высокий уровень сложности и оказывается неудобным для моделирования. Поэтому при составлении исходного матричного уравнения моделируемого объекта используется допущение о том, что в течение малого времени шага расчета Δt компоненты вектора управления $[u]$ остаются неизменными. При этом система дифференциальных уравнений устройства непрерывного действия представляется уравнением состояния

$$\frac{d}{dt}[x_{\text{ext}}] = [A_{\text{ext}}][x_{\text{ext}}], \quad (6)$$

где $[x_{\text{ext}}]$ – расширенный вектор состояния, $[A_{\text{ext}}]$ – расширенная матрица состояния.

Решение уравнения состояния (6) в произвольный момент времени $t=t_{\text{нач}}+\Delta t$ имеет следующий вид [2]:

$$[x_{\text{ext}}] = e^{[A_{\text{ext}}]\Delta t} [x_{\text{ext нач}}], \quad (7)$$

где $[x_{\text{ext нач}}]$ – значение расширенного вектора состояния $[x_{\text{ext}}]$ в начальный момент времени $t_{\text{нач}}$.

Основной задачей при использовании метода пространства состояний является приведение исходных дифференциальных уравнений моделируемого устройства непрерывного действия к форме матричного уравнения состояния (6). Рассмотрим вариант решения такой задачи применительно к синхронному двигателю с постоянными магнитами (СДПМ), который применяется в приводах теплоэнергетических систем.

Уравнения СДПМ [4,5] в неподвижной относительно статора системе координат α, β , составленные при традиционных допущениях, имеют вид

$$\begin{cases} u_\alpha = L_s \frac{di_\alpha}{dt} + R_s i_\alpha + e_\alpha, \\ u_\beta = L_s \frac{di_\beta}{dt} + R_s i_\beta + e_\beta, \end{cases} \quad (8)$$

где u_α , u_β , i_α , i_β - напряжения и токи обмоток статора по осям α , β ; R_s , L_s – активное сопротивление и полная индуктивность фазы обмотки статора; e_α , e_β – противо- э.д.с. обмоток статора по осям α , β , определяемые как

$$\begin{cases} e_\alpha = (-\Psi_{\text{pm}}) \omega_{\text{эл}} \sin \varphi_{\text{эл}}, \\ e_\beta = \Psi_{\text{pm}} \omega_{\text{эл}} \cos \varphi_{\text{эл}}, \end{cases} \quad (9)$$

где Ψ_{pm} – потокосцепление, обусловленное постоянными магнитами; $\varphi_{\text{эл}}$ – угол поворота ротора; $\omega_{\text{эл}}$ – угловая скорость ротора двухполюсной машины.

При использовании допущения, что в течение малого времени шага расчета Δt изменением угловой скорости $\omega_{\text{эл}}$ можно пренебречь, выражения (8) и (9) записываются в виде единой системы линейных дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} \frac{di_\alpha}{dt} = \frac{1}{L_s} (u_\alpha - R_s i_\alpha - e_\alpha), \\ \frac{di_\beta}{dt} = \frac{1}{L_s} (u_\beta - R_s i_\beta - e_\beta), \\ \frac{de_\alpha}{dt} = (-\omega_{\text{эл}}) e_\beta, \\ \frac{de_\beta}{dt} = \omega_{\text{эл}} e_\alpha. \end{cases} \quad (10)$$

Полагая напряжения обмоток статора u_α , u_β неизменными в течение расчетного интервала Δt , запишем дифференциальные уравнения (10) в форме матричного уравнения (6), удобной для моделирования:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \\ e_\alpha \\ e_\beta \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(-R_s)}{L_s} & 0 & \frac{(-1)}{L_s} & 0 & \frac{u_\alpha}{L_s} \\ 0 & \frac{(-R_s)}{L_s} & 0 & \frac{(-1)}{L_s} & \frac{u_\beta}{L_s} \\ 0 & 0 & 0 & (-\omega_{\text{эл}}) & 0 \\ 0 & 0 & \omega_{\text{эл}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \\ e_\alpha \\ e_\beta \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

Движение вала двигателя на расчетном интервале Δt описывается системой линейных дифференциальных уравнений, которая составляется с

использованием допущения, что в течение малого времени шага расчета Δt изменением момента сопротивления M_c можно пренебречь:

$$\begin{cases} \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_{\text{пр}}} (M_{\infty} - M_o), \\ \frac{dM_{\infty}}{dt} = k_t. \end{cases} \quad (12)$$

Здесь ω – угловая скорость ротора многополюсной машины, $J_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции, а изменение $M_{\text{эм}}$ во времени определяется как: $(M_{\text{эм}} - M_{\text{эм.нач.}})/\Delta t$, где $M_{\text{эм.нач.}}$, $M_{\text{эм}}$ – электромагнитные моменты для времени $t_{\text{нач}}$, $t_{\text{нач}} + \Delta t$ соответственно.

Аналитическое решение системы (12) позволяет рассчитать угловую скорость двигателя ω в момент времени $t=t_{\text{нач}}+\Delta t$ по выражению

$$\omega = \frac{1}{J_{\text{пр}}} \left(\frac{k_t}{2} \Delta t^2 + (M_{\infty} - M_o) \Delta t \right) + \omega_{\text{нач}} \quad (13)$$

где $\omega_{\text{нач}}$ – значение скорости ω в начальный момент времени $t_{\text{нач}}$.

Таким образом, численно-аналитический метод пространства состояний является достаточно универсальным и может применяться для моделирования различных динамических объектов и систем.

Список литературы

1. Башарин А.В., Новиков В.А., Соколовский Г.Г. Управление электроприводами: учебн. пособие для вузов. Л. : Энергоиздат: Ленинградское отделение, 1982. 392 с.
2. Деруссо П. Рой Р., Клоуз Ч. Пространство состояний в теории управления (для инженеров) : пер. с англ. М. : Наука: Главная редакция физико-математической литературы, 1970. – 620 с.
3. Авдюнин Е.Г., Ершов Ю.Г., Шарафутдинова Н.К. Системы теплоснабжения промышленных предприятий. Ч.1 Тепловые сети и тепловые пункты систем теплоснабжения : учеб. пособие. ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина» Иваново, 2004. 108 с.
4. Копылов И.П. Электрические машины : учеб. для вузов. Изд. 2-е, перераб. М. : Высшая школа : Логос, 2000. 607 с.
5. Шурыгин А.М., Шурыгин М.Н., Масляева А.А. Математическое описание бесколлекторного двигателя в неподвижной системе координат // Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электротехнологии» (XVI Бенардосовские чтения). Иваново : ИГЭУ, 2011. Т. 3 : Электротехника. С. 154-156.

В. В. Вахнина, О. В. Самолина (ТГУ, Тольятти)

Оценка интенсивности воздействия геоиндукционных токов на силовые трансформаторы и автотрансформаторы

Нарушения в работе систем электроснабжения могут быть вызваны не только отказом оборудования или неправильными действиями оперативного персонала, но и природными воздействиями, в частности, геомагнитными бурями. Во время таких воздействий по обмоткам высокого напряжения (ВН) и фазным проводам линий электропередач начинает протекать геоиндуцированный ток (ГИТ) [1–3].

Основное воздействие ГИТ на системы электроснабжения (СЭС) заключается в одностороннем насыщении магнитной системы силовых трансформаторов и автотрансформаторов, приводящем к многократному возрастанию несинусоидальных токов намагничивания. Это одинаково опасно как для силовых трансформаторов и автотрансформаторов, так и для системы электроснабжения в целом, поскольку увеличивается потребление реактивной мощности и ухудшается качество электроэнергии [4–7].

При отсутствии геомагнитных бурь мгновенные значения магнитной индукции, создаваемые током обмотки ВН силового трансформатора и автотрансформатора, обусловленные приложенным синусоидальным напряжением $U(t) = \frac{\sqrt{2}U_h}{\sqrt{3}} \sin \omega t$, определяются выражением:

$$B(t) = \frac{\sqrt{2} \cdot U_h}{\sqrt{3} \omega wS} \cos \omega t = B_m \cos \omega t, \quad (1)$$

где B_m – амплитудное значение магнитной индукции; U_h – номинальное напряжение обмотки ВН.

В период геомагнитных бурь мгновенные значения магнитной индукции помимо гармонической составляющей содержат составляющую B_0 , возникающую вследствие протекания ГИТ через заземленные обмотки ВН:

$$B_{cp} = B_m \cos \omega t + B_0. \quad (2)$$

В общем случае B_0 определяется выражением:

$$B_0 = \frac{\Psi_0}{wS} = \frac{L_0 I_{GIT}}{wS} = \frac{x_0 I_{GIT}}{w \omega S}, \quad (3)$$

где Ψ_0 – потокосцепление, обусловленное геоиндуцированным током; w – число витков обмоток силового автотрансформатора (трансформатора); S – площадь поперечного сечения стержня магнитопровода.

Анализ (3) показывает, что степень воздействия ГИТ на силовой трансформатор и автотрансформатор будет определяться величиной создаваемой магнитной индукции (B_0), которая зависит не только от величины ГИТ, но и от конструктивного исполнения магнитной системы (x_0/S).

Теоретические исследования и инструментальные измерения показывают, что величина геоиндуцированного тока может достигать десятков ампер и многократно превышать токи холостого хода силовых трансформаторов и автотрансформаторов [8]. Для оценки интенсивности воздействия ГИТ на силовые трансформаторы и автотрансформаторы, на примере ТРДН – 63000/110, ТДЦ – 400000/220 и АОДЦТН – 267000/500/220, выбран диапазон значений средней магнитной индукции $0 < B_0 < 1,731$ Тл (таблица 1), в котором воздействия геоиндуцированного тока можно условно разделить на «слабые» и «сильные». Следует отметить, что значение магнитной индукции B_p рабочей точки кривой намагничивания электротехнической стали 3407 согласно паспортным данным для трехфазного силового трансформатора ТРДН – 63000/110 $B_p = 1,6255$ Тл, трехфазного силового трансформатора ТДЦ – 400000/220 $B_p = 1,648$ Тл, силового однофазного автотрансформатора АОДЦТН – 267000/500/220 $B_p = 1,642$ Тл.

Выбранный диапазон представляется вполне адекватным с позиции оценки влияния ГМБ на насыщение магнитной системы силового трансформатора и автотрансформатора, так как охватывает два множества значений, оказывающих принципиально различные воздействия на силовой трансформатор и автотрансформатор.

Таблица 1

Значения B_0 в стержнях силовых трансформаторов ТРДН – 63000/110, ТДЦ – 400000/220 и автотрансформатора АОДЦТН – 267000/500/220 при вариациях геоиндуцированного тока $I_{ГИТ}$

$I_{ГИТ}, \text{А}$	$B_0, \text{Тл}$ ТРДН – 63000	$B_0, \text{Тл}$ ТДЦ – 400000	$B_0, \text{Тл}$ АОДЦТН – 267000
1	0,0024	0,0733	0,1614
2	0,0048	0,1474	0,3228
3	0,0072	0,2211	0,4842
4	0,0096	0,2948	0,6456
5	0,012	0,3685	0,807
10	0,024	0,737	1,614
15	0,033	0,7585	1,6725
20	0,042	0,78	1,731

При $0 < B_0 \leq (0,302-0,325)$ Тл рабочая точка магнитной индукции на кривой намагничивания силового трансформатора и автотрансформатора перемещается из начальной области колена характеристики кривой намагничивания в область граничную с областью технического насыщения $B_{cp} < 1,95$ Тл. Напряженность магнитного поля возрастает до значения 4800 А/м, вызывая увеличение тока холостого хода в 2–5 раз. Режим перемагничивания не достигает области технического насыщения, хотя мощность намагничивания увеличивается вследствие увеличения тока холостого хода. Поэтому геоиндуцированные токи, создающие среднюю магнитную индукцию в диапазоне $0 < B_0 \leq (0,302-0,325)$ Тл, можно считать «слабыми» и сравнительно безопасными для силовых трансформаторов и автотрансформаторов.

При $B_0 > (0,302-0,325)$ Тл и номинальном напряжении рабочая точка магнитной индукции на кривой намагничивания силового трансформатора и автотрансформатора достигает значений $B_{cp} > 1,95$ Тл и смещается в область технического насыщения, а напряженность магнитного поля возрастает до 30000 А/м. Наступает одностороннее насыщение магнитной системы силового трансформатора и автотрансформатора, сопровождающееся многократным увеличением тока и мощности намагничивания. Следовательно, такие воздействия геоиндуцированного тока представляют опасность для силового трансформатора и автотрансформатора и должны считаться «сильными».

Таким образом, установлено, что «слабое» воздействие геоиндукционные токи оказывают на силовые трансформаторы и автотрансформаторы со стержневой конструкцией магнитной системы, а «сильное» воздействие – на силовые трансформаторы с бронестержневой конструкцией магнитной системой и силовые однофазные автотрансформаторы с броневой конструкцией магнитопровода.

Список литературы

1. Boteller D.H. Effect of geomagnetically inducted current B.C. Hydro 500 kV – System // IEEE Trans. Power Deliv. 1989. vol.4. №1. P.818-823.
2. Pirjola, R. Viljanen A., Amm O. and Pulkkinen A. Power and Pipelines (Ground systems) / Finnest Meteorological Institute, Geophysical Research Division P.O. Box 503, FIN-00101 Helsinki, Finland.
3. Pulkkinen A., Thomso A., Clarke E., McKay A. and Viljanen A.P. April 2000 storm: ionospheric drivers of large geomagnetically induced currents / P.O.B. 503, FIN-00101. 2002. P.1- 4.
4. Nobuo T., Tetsuo O., Fumihiko M., Sadamu S., Yasuo F. An experimental analysis of DC excitation of transformers by geomagnetically induced currents // IEEE Transaction on Power Delivery. 1994. vol. 9. № 2. P.1173-1179.
5. Ko C.-D., Grgis R.S. Analysis of cor-form transformer performance under the effects of geomagnetically induced currents // Proceeding of the American Power Conference. Vol. 54. Pt2. 53rd Annu. Meet., Chicago (III). 1992. P.1122-1125.
6. Molinski T.S. Why utilities respect geomagnetically induced currents // JASTP. 2002. vol.64. №16. P. 1765-1778.
7. Chandrasena W., Melaren P.G., Annakkage U.D., Jayasinghe R.P. Modeling GIC effect on Power systems: the need to model magnetic status of transformers // Paper accepted for presentation at 2003 IEEE Bologna Power tech Conference, June 23th-26th, Bologna, Italy.
8. Boteler D. Modelling of geomagnetically induced current // Final Report, Geological Survey of Canada and Ontario Hydro Collaborative Research Project, august 1998.

УДК 621.311.22

В. И. Шарапов, Е. А. Родионова (УлГТУ, Ульяновск)

Нейтрализация потенциально возможных утечек элегаза из высоковольтных выключателей распределительных устройств

В настоящее время проблемы экологического состояния окружающей среды имеют первостепенное значение как в общественном сознании, в медийном пространстве, так и в науке. Особое внимание уделяется выбросам в атмосферу парниковых газов.

Парниковые газы многие специалисты в последние два десятилетия считают главной причиной глобального потепления. Эти газы задерживают инфракрасное излучение, которое испускает земная поверхность, тем самым создается так называемый «парниковый эффект» [1].

Более серьезные ученые по климатологии, метеорологии, в частности, академик Ю. А. Израэль, крупнейший авторитет в этой области, в прошлом – руководитель метеослужбы России, считают проблему антропогенного характера глобального потепления надуманной, имеющей спекулятивный характер и раздуваемой в политических и экономических интересах ряда западных стран. Этой же точки зрения придерживается, в частности, известный океанолог профессор А. М. Городницкий, объясняющий глобальные изменения климата периодическими изменениями излучения Солнца и положения магнитных полюсов Земли [2].

В самом деле, только на протяжении двадцатого века климат планеты существенно менялся несколько раз без какого-либо антропогенного воздействия. Так, потепление 20–30-х годов привело к засухе, неурожаю, голоду в Поволжье и на Украине, а похолодание 40-60-х годов увеличило площадь арктических льдов по сравнению с предыдущими десятилетиями в четыре раза. Недаром говорят, что в годы Великой отечественной войны на нашей стороне воевал и «генерал Мороз».

Тем не менее, проблема глобального потепления, связанного с выбросом парниковых газов, активно обсуждается, принимаются международные соглашения и разрабатываются научно-технические решения по ограничению этих выбросов, защищаются, правда, с третьей попытки, докторские диссертации по этой тематике [3].

Поскольку этот «тренд», должно быть, сохранится в науке еще некоторое время, позволим себе высказать некоторые свои соображения, касающиеся выбросов парниковых газов на тепловых электростанциях.

На ТЭС основным парниковым газом, содержащимся в продуктах сгорания топлива, является диоксид углерода CO_2 . С точки зрения создания парникового эффекта это наименее опасный газ, однако в атмосферу он выбрасывается в огромном количестве. Каким-либо образом снизить выбросы диоксида углерода на ТЭС без снижения нагрузки электростанций невозможно, поскольку CO_2 – конечный продукт полного сгорания содержащегося в органическом топливе углерода.

Более опасными считаются галогеносодержащие выбросы, борьбе с которыми на ТЭС, как заявлено автором, посвящены работы М. Г. Зиганшина [3, 4].

На практике реальная возможность образования галогеносодержащих выбросов на ТЭС существует только при сжигании так называемых «солёных» углей с содержанием соединений хлора.

Однако в работах [3, 4] вопросы сжигания таких углей в котлах электростанций и утилизации хлорсодержащих выбросов почему-то не рассматриваются. Вместе с тем значительное место уделено рассуждениям о другом галогеносодержащем газе – элегазе, аварийные выбросы которого в атмосферу пока не наблюдались ни на одной электростанции мира.

Элегаз или гексафторид серы SF_6 действительно считается одним из самых опасных парниковых газов. Соединение было впервые получено и описано в 1900 году Анри Муассаном в ходе работ по изучению химии фтора. При наличии гексафторида серы в атмосфере он влиял бы на парниковый эффект в несколько тысяч раз сильнее углекислого газа, поскольку является активным поглотителем инфракрасного излучения.

На тепловых электростанциях элегаз применяется в качестве эффективного электроизолирующего материала в высоковольтных (110 кВ и выше) выключателях распределительных устройств [5]. В элегазовых выключателях, при отключении, поток газа отводит тепло из дуги и позволяет добиться ее исчезновения при прохождении тока через нуль. Поток деионизированного элегаза между контактами восстанавливает диэлектрическую прочность промежутка, препятствуя повторному зажиганию дуги. Необходимость дутья определяет сложность управляющего механизма и его стоимость. Абсолютное давление элегаза в выключателях, как правило, составляет 0,7 МПа.

Название «элегаз» (электрический газ) гексафториду серы дал в 1947 году советский физик Б. Гохбер. Он же предложил использовать элегаз в качестве изоляционной среды для электрооборудования высокого и сверхвысокого напряжения. Использование элегаза для этих целей обусловлено его высокими изоляционными и дугогасящими свойствами.

Чистый газообразный элегаз совершенно безвреден, химически не активен, поэтому в обычных эксплуатационных условиях он не действует на материалы, применяемые в аппаратуростроении, обладает повышенной теплоотводящей способностью и является очень хорошей дугогасительной средой, позволяющей производить отключение очень больших токов при больших скоростях восстановления напряжения. В однородном поле электрическая прочность элегаза в 2,3-2,5 раза выше прочности воздуха. Низкие температуры сжижения и сублимации дают возможность при обычных условиях эксплуатировать элегазовые аппараты без специального

подогрева. Элегаз не горит и не поддерживает горения, следовательно, элегазовые аппараты являются взрыво- и пожаробезопасными. Элегаз приблизительно в пять раз тяжелее воздуха. Молекулярная масса элегаза 146,06 [6, 7].

Опасения экологов связаны, прежде всего, со стабильностью молекулярного состава элегаза, которая могла бы позволить ему сохраняться в атмосфере в течение тысячелетий. Именно поэтому на 3-й Сессии Конференции Участников Рамочной Конвенции ООН о климатических изменениях элегаз назван одним из самых опасных парниковых газов на планете. Отметим, однако, что пятикратное превышение плотности элегаза по отношению к плотности воздуха делает опасения о возможности распространения его в атмосфере, мягко говоря, надуманными. Очевидно, что тяжелый элегаз не может каким-либо образом подняться в верхние слои атмосферы и влиять на парниковый эффект.

Изготовление и монтаж электротехнического оборудования должны гарантировать утечку элегаза не более 3% в год, что считается безопасным для окружающей среды [8]. Некоторую опасность для человека представляют продукты разложения элегаза, выделяемые под действием электрических разрядов (дугового, коронного). Например, коммутация тока 31,5 кА в выключателе 110 кВ приводит к разложению 5–7 см³ элегаза на 1 кДж выделяемой в дуге энергии [9]. Для улавливания продуктов разложения гексафторида серы электротехнические аппараты оборудуются специальными ловушками-фильтрами.

Кстати, несмотря на принадлежность к ряду фторидов, элегаз не включен в перечень веществ, подлежащих запрету или ограничению в применении.

По имеющимся оценкам, общий вклад элегаза в парниковый эффект атмосферы не превышает 0,2%, а доля элегаза, используемого в электротехническом оборудовании, на порядки меньше. Однако в связи с гипотетически возможной экологической опасностью в разных странах проводятся работы по замене элегаза на смеси его с другими газами и по использованию в высоковольтных выключателях других газов.

Для нейтрализации гипотетически возможных выбросов элегаза на ТЭС автор работ [3, 4] рекомендует использовать разработанное им достаточно сложное устройство [10] с недоказанной эффективностью. Технология [10] предполагает пропуск галогеноорганических (хлорорганических) компонентов через слой оксидов железа (отходов магнитной ленты) при температуре 200–300°C, снижение температуры образовавшихся

парообразных продуктов реакции до конденсации хлорного и хлористого железа, отделение и удаление последних, а также сжигание газообразных углеводородов в специальном устройстве. Как видим, технология [10] не имеет отношения к выбросам ТЭС вообще и к элегазу в частности.

Полагаем, что едва ли имеет смысл строить на электростанции и поддерживать в рабочем состоянии дорогое и бесполезное сооружение, которое никогда не понадобится. Для утилизации маловероятных утечек элегаза из высоковольтных выключателей должны быть предложены гораздо более простые и экономичные решения.

Мы обратили внимание на одно из весьма важных свойств гексафторида серы, позволяющее организовать эффективную нейтрализацию этого газа на тепловых электростанциях: элегаз распадается и не может существовать при температуре выше 800°C . Такая предельная температура существования указывается в большинстве справочников по свойствам химических веществ, однако в некоторых источниках называется температура 1100°C [11]. На электростанциях такая температура всегда поддерживается в топках паровых и водогрейных котлов.

Для утилизации возможных выбросов гексафторида серы нами предложен и запатентован способ работы тепловой электрической станции, по которому при аварийной утечке элегаза из высоковольтного выключателя по сигналу от датчика наличия элегаза в распределительном устройстве включается вытяжной вентилятор, с помощью которого загрязнённый элегазом воздух отводят в топку котла, где элегаз полностью нейтрализуется в высокотемпературном ($1500\text{--}1800^{\circ}\text{C}$) факеле [12]. Поскольку элегаз гораздо тяжелее воздуха, при утечках он будет скапливаться в нижней части помещения распределительного устройства, следовательно, в этой же части должен быть расположен датчик наличия элегаза и к этой же части помещения должен быть подключен всасывающий патрубок вытяжного вентилятора.

Предложенный способ работы тепловой электрической станции реализуется следующим образом (рис. 1). Вырабатываемый в котле 1 пар направляется в турбину, которая вращает турбогенератор 2. Выработанный в турбогенераторе 2 электрический ток через трансформатор 4 и распределительное устройство 5, в котором установлены элегазовые высоковольтные выключатели, направляется в электрические сети 3. При утечках элегаза он удаляется вентилятором 6 из помещения распределительного устройства 5 в топку котла 1, где полностью обезвреживается. Работа вентилятора 6 может быть как постоянной, так и

периодической, когда привод 10 вентилятора включается по импульсу от датчика 9 наличия элегаза. Во втором случае минимизируются энергозатраты на работу вентилятора.

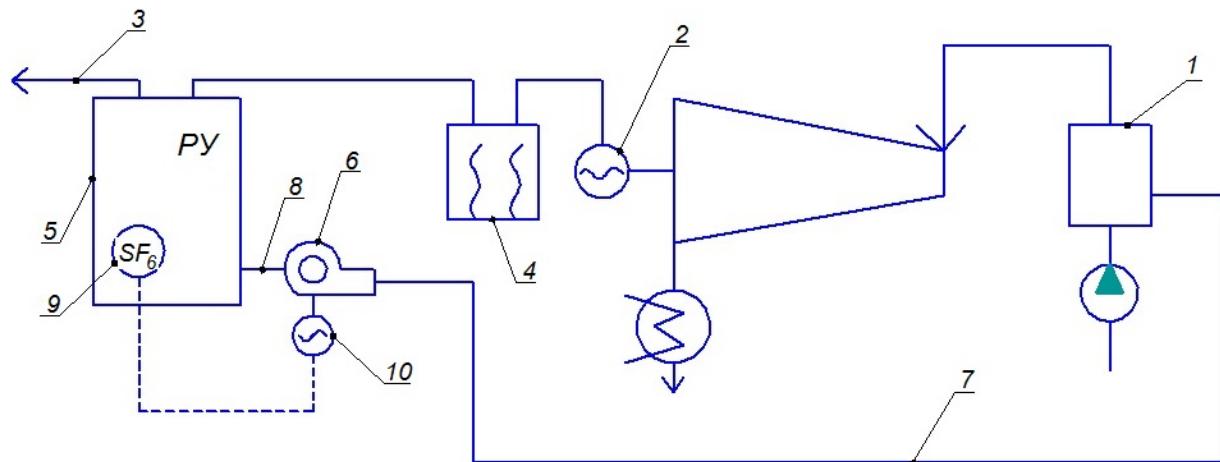


Рис. 1. Схема реализации технологии [12]. Обозначения в тексте

Таким образом, предложенное решение позволяет надежно предотвратить выбросы гексафторида серы – элегаза в атмосферу в случае аварийной утечки его из высоковольтных выключателей распределительных устройств тепловых электростанций при минимальных капитальных и эксплуатационных затратах на реализацию этого решения.

Выводы

1. Применяемый в высоковольтных выключателях распределительных устройств электростанций в качестве электроизолирующей и дугогасящей среды гексафторид серы SF₆ (элегаз) является экологически опасным парниковым газом, однако вероятность его попадания в атмосферу чрезвычайно мала.
2. Предложена простая и экономичная технология нейтрализации гипотетически возможных утечек элегаза из высоковольтных выключателей распределительных устройств в топках котлов тепловых электростанций.

Список литературы

1. Мелешко В.П. Потепление климата: причина и последствия // Химия и жизнь. 2007. № 12. С. 56.
2. Городницкий А.М. В поисках истины. Актуальные тайны и мифы науки. М. : Яузा. 2015. 416 с.

3. Зиганшин М.Г. Разработка системы комплексных критериальных оценок эффективности и способов усовершенствования пылегазоочистных агрегатов ТЭС. Диссертация на соискание ученой степени доктора техн. наук. КГЭУ, ЦКТИ, ВТИ. 2014-2015.
4. Зиганшин М.Г. Системы очистки выбросов ТЭС. Часть 1. Казань: КГЭУ. 2013. 252 с.
5. Аметистов Е.И. Основы современной энергетики. Под общей редакцией чл.-корр. РАН Е.В. Аметистова. М. : Издательство МЭИ, 2004. 822 с.
6. Электрические аппараты высокого напряжения. Под редакцией Г. Н. Александрова. Л. : Энергоатомиздат, 1989. 344 с.
7. Справочник по электрическим аппаратам высокого напряжения / Под редакцией В.В. Афанасьева. Л. : Энергоатомиздат, 1987. 544 с.
8. Интернет-ресурс <http://forca.ru/spravka/spravka/elegaz.html>.
9. Интернет-ресурс http://www.nn.ru/community/auto/main/?do=read&thread=2476725&topic_id=56149606.
10. А.с. 1395899 (СССР). Способ термического обезвреживания выбросов, содержащих хлорорганические компоненты / Зиганшин М.Г., Алещенко И.С., Павлов Л.В., 1988.
11. Интернет-ресурс http://elegas.ru/elegaz_opt.htm.
12. Патент 2579415 (РФ). Тепловая электрическая станция / Шарапов В.И., Хмелевская (Родионова) Е.А. // Б.И. 2016. № 10.

УДК 621.31

В. В. Чикин, А. В. Кузнецов (УлГТУ, Ульяновск)

Анализ показателей технико-экономической эффективности установки компенсирующих устройств в условиях рынка с учетом ведомственной принадлежности электрических сетей

В условиях современной экономической и экологической ситуации все более нарастающие потребности в электроэнергии должны удовлетворяться не только за счет ее выработки в большем количестве, но и за счет ее грамотного использования. Энергосбережение – один из способов грамотного использования электроэнергии. Одним из путей энергосбережения является снижение потерь мощности при ее передаче. Добиться снижения потерь мощности позволяет установка компенсирующих устройств (КУ) – устройств, предназначенных для компенсации реактивной

мощности (КРМ) [1]. Наиболее правильным местом для установки КУ служит сеть потребителя, участок сети от приемников электрической энергии до границы балансовой принадлежности. В таком случае снижение потерь мощности происходит как в сети потребителя, так и в сети сетевой организации на участке сети от места установки КУ до генераторов электрических станций.

Установка КУ требует материальных затрат, связанных с их покупкой, монтажом и эксплуатацией. Потребителю, устанавливающему в своих сетях КУ, необходима полная и достоверная информация о том, какую часть потерь мощности ему удалось снизить. В дальнейшем эта информация может быть использована для оценки технико-экономической эффективности мероприятий, направленных на снижение потерь мощности. В случае положительной оценки потребитель сможет смело устанавливать КУ в своих сетях.

Основными показателями технико-экономической эффективности проекта являются: инвестиции, натуральная экономия, годовое сбережение, период окупаемости, чистый доход, индекс доходности.

Инвестиции K – это денежные средства, которые вложил потребитель в установку и монтаж КУ, выражаются в рублях.

Натуральная экономия ΔP – это сниженные потери мощности, выражается в киловаттах.

Годовое сбережение D выражает сниженные потери мощности в денежном эквиваленте, выражается в рублях и определяется по формуле:

$$D = \Delta P \cdot m \cdot \beta, \quad (1)$$

где m – количество часов в году; β – тариф на электроэнергию, руб/кВт·ч.

Период окупаемости T позволяет потребителям узнать, сколько времени потребуется им для возвращения средств, затраченных на установку и монтаж КУ.

$$T = \frac{K}{D} = \frac{K}{\Delta P \cdot m \cdot \beta} \quad (2)$$

Чистый доход ЧД подсчитывается в периоде $T_{ЧД}$, на k лет больше периода окупаемости:

$$T_{ЧД} = T + k = \frac{K}{\Delta P \cdot m \cdot \beta} + k \quad (3)$$

Чистый доход выражается в рублях и определяется по формуле:

$$\text{ЧД} = \Delta P \cdot m \cdot \beta \cdot \left(\frac{K}{\Delta P \cdot m \cdot \beta} + k \right) - K \quad (4)$$

Индекс доходности ИД отражает эффективность установки КУ и рассчитывается по формуле:

$$ID = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\Delta P}{(1+r)^i}}{K} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\Delta P \cdot m \cdot \beta}{(1+r)^i}}{K}, \quad (5)$$

где n – расчетный период, равный $T_{ЧД}$; r – ставка дисконтирования.

Наиболее значимой величиной, определяющей значение всех технико-экономических показателей, является величина ΔP . Она представляет собой сумму двух составляющих.

Первая составляющая ΔP_{Π} – снижение потерь мощность в сети потребителя от места установки КУ до границы балансовой принадлежности. Расчет ΔP_{Π} для потребителя не составляет трудности. Для этого достаточно составить схему замещения сети и узнать параметры этой сети. Затем, используя полученные параметры, по известным математическим выражениям провести расчет снижения потерь мощности ΔP_{Π} .

Вторая составляющая ΔP_c представляет собой снижение потерь мощности в сети сетевой организации от границы балансовой принадлежности с потребителем до генераторов станций. Расчет этой составляющей представляет большие трудности для потребителя, для которого информация о конфигурации сети и параметрах схемы замещения является недоступной. В таком случае приходится не учитывать эту составляющую и принимать следующее значение снижения потерь мощности:

$$\Delta P = \Delta P_{\Pi} \quad (6)$$

Очевидно, что при таком допущении расчет технико-экономических показателей будет не достаточно точным. Попытаемся выяснить, с какой погрешностью будет проведен расчет в данном случае. Для этого представим выражения (1), (2), (4), (5), (6) в следующем виде:

$$\Delta P = \Delta P_n + \Delta P_c \quad (7)$$

$$Д = (\Delta P_n + \Delta P_c) \cdot m \cdot \beta \quad (8)$$

$$T = \frac{K}{(\Delta P_n + \Delta P_c) \cdot m \cdot \beta} \quad (9)$$

$$ЧД = (\Delta P_n + \Delta P_c) \cdot m \cdot \beta \cdot \left(\frac{K}{(\Delta P_n + \Delta P_c) \cdot m \cdot \beta} + k \right) - K \quad (10)$$

$$ИД = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{(\Delta P_n + \Delta P_c) \cdot m \cdot \beta}{(1+r)^i}}{K} \quad (11)$$

Разделим (7) на (6), (8) на (1), (9) на (2), (10) на (4), (11) на (5) и получим следующие соотношения $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4, \delta_5$ между мощностями, которые рассчитаны без допущения и которые получены с погрешностью вычислений:

$$\delta_1 = \frac{\Delta P_n + \Delta P_c}{\Delta P_n} = 1 + \frac{\Delta P_c}{\Delta P_n} \quad (12)$$

$$\delta_2 = \frac{(\Delta P_n + \Delta P_c) \cdot m \cdot \beta}{\Delta P_n \cdot m \cdot \beta} = \frac{\Delta P_n + \Delta P_c}{\Delta P_n} = 1 + \frac{\Delta P_c}{\Delta P_n} \quad (13)$$

$$\delta_3 = \frac{\frac{K}{(\Delta P_n + \Delta P_c) \cdot m \cdot \beta}}{\frac{K}{\Delta P_n \cdot m \cdot \beta}} = \frac{\Delta P_n \cdot m \cdot \beta}{(\Delta P_n + \Delta P_c) \cdot m \cdot \beta} = \frac{\Delta P_n}{\Delta P_n + \Delta P_c} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta P_c}{\Delta P_n}} \quad (14)$$

$$\delta_4 = \frac{(\Delta P_n + \Delta P_c) \cdot m \cdot \beta \cdot \left(\frac{K}{(\Delta P_n + \Delta P_c) \cdot m \cdot \beta} + k \right) - K}{\Delta P_n \cdot m \cdot \beta \cdot \left(\frac{K}{\Delta P_n \cdot m \cdot \beta} + k \right) - K} = \frac{\Delta P_n + \Delta P_c}{\Delta P_n} = 1 + \frac{\Delta P_c}{\Delta P_n} \quad (15)$$

$$\delta_5 = \frac{\frac{\sum_{i=1}^n \frac{(\Delta P_n + \Delta P_c) \cdot m \cdot \beta}{(1+r)^i}}{K}}{\frac{\sum_{i=1}^n \frac{\Delta P_n \cdot m \cdot \beta}{(1+r)^i}}{K}} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{(\Delta P_n + \Delta P_c) \cdot m \cdot \beta}{(1+r)^i}}{\sum_{i=1}^n \frac{\Delta P_n \cdot m \cdot \beta}{(1+r)^i}} = \frac{\Delta P_n + \Delta P_c}{\Delta P_n} = 1 + \frac{\Delta P_c}{\Delta P_n} \quad (16)$$

Расчет основных технико-экономических показателей с учетом допущения дает заниженные технико-экономические показатели. С учетом этого потребители могут принимать ошибочные решения. Для уточнения расчета необходима методика определения ΔP_c . Попытки создать такую

методику содержится в [2], [3]. Использование этой методики позволит уточнить расчет технико-экономических показателей и принять более обоснованное решение по установке КУ.

Список литературы

1. Железко Ю.С. Компенсация реактивной мощности и повышение качества электрической энергии. М. : Энергоатомиздат, 1985. 224с.
2. Кузнецов А.В., Аргентова И.В. Математическая модель оценки снижения потерь мощности в сетевой организации при компенсации реактивной мощности в сети потребителя // Электротехника. 2016. № 10. С. 68-73.
3. Кузнецов А.В., Ребровская Д.А., Аргентова И.В. Программная модель оценки снижения потерь мощности в сетевой организации при компенсации реактивной мощности в сети потребителя // Промышленная энергетика. 2016. № 6. С. 48-54.

УДК 621.316

Е. К. Немирова, Д. А. Ребровская (УлГТУ, Ульяновск)

Анализ методов оптимизации затрат на электроэнергию при компенсации реактивной мощности в электрической сети

Компенсация реактивной мощности (КРМ) на сегодняшний день является одной из главных проблем в электроэнергетике. Верный выбор КРМ позволяет достичь более высоких показателей надежности и эффективности передачи электроэнергии, ввиду уменьшения потерь активной мощности. Основное место занимает в данном вопросе принятие оптимального решения о расположении устройств КРМ.

КРМ имеет достаточно простой физический смысл, однако, выбор компенсирующих устройств (КУ) является сложной задачей. Об этом свидетельствуют следующие факторы: установка КУ в распределительной сети электропотребляющего объекта приводит к снижению потерь энергии также и в питающей сети, которая принадлежит другой организации; в КУ возникают собственные потери энергии, соизмеримые с потерями в сети; КУ обладают значительной стоимостью; на мощности КУ накладывается ряд технических ограничений, например, по напряжениям в узлах сети; для компенсации реактивной мощности могут быть использованы КУ разных типов; при проведении энергетических

обследований электропотребляющих объектов компенсация реактивной мощности рассматривается в комплексе с другими мероприятиями по снижению потерь энергии. Второй и третий факторы приводят к тому, что выбор КУ представляет собой задачу оптимизации [1].

Задачей оптимизации называют задачу, в которой ищется наилучшее решение среди множества других вариантов. Методы, которыми чаще всего решается задача оптимизации, при выборе КУ – это метод покоординатного спуска, метод нелинейного квадратичного программирования, матрично-вычислительный метод.

В задаче, которая решается методом покоординатного пуска предполагается, что места установки дополнительных КУ задаются заранее. Активные и реактивные нагрузки узлов задаются в виде ступенчатых графиков. Целевая функция, представляющая собой приведенные затраты, содержит векторы мощностей дополнительных и существующих КУ, а также векторы нагрузок КУ на каждой ступени графика нагрузки.

В методе нелинейного квадратичного программирования рассматривается режим максимальных реактивных нагрузок энергосистемы, исходя из которого определяется мощность КУ. Снижение потерь электроэнергии определяется по методу времени максимальных потерь. Целевая функция представляет собой приведенные затраты и включает вектор мощности существующих источников реактивной мощности, вектор искомых мощностей дополнительных КУ, а также вектор, элементы которого характеризуют приведенные затраты на единицу мощности КУ. При решении задачи принимается, что все существующие источники реактивной мощности загружены полностью и что параметры всех элементов сети приведены к одному номинальному напряжению.

Суть матрично-вычислительного метода заключается в том, что процесс решения сложной системы уравнений, описывающих режим энергосистемы с КУ, заменяется определением оптимальных значений мощностей КУ по готовым матричным формулам. Метод разработан применительно к балансовой постановке задачи. Для определения оптимальной суммарной мощности КУ строится зависимость минимальных приведенных затрат от заданной суммарной мощности КУ. Эта зависимость получается путем последовательного решения задачи оптимизации при каждом заданном значении мощности КУ. В результате находится точка экстремума, в которой функция приведенных затрат достигает своего минимума. В методе принимается допущение о равенстве напряжений во

всех узлах электрической сети. Исходными данными служат среднегодовые реактивные нагрузки узлов и существующих источников реактивной мощности. Несмотря на простоту алгоритма расчета, при использовании указанного метода могут встретиться значительные вычислительные трудности, связанные с тем, что в процессе расчета приходится приводить сопротивления всех ветвей схемы к одному номинальному напряжению и обращать матрицу узловых проводимостей исходной сети [2].

Существуют и другие методы оптимизации затрат при компенсации реактивной мощности. Данные методы отличаются друг от друга лишь исходными данными. Все они имеют свои достоинства и недостатки, поэтому при решении конкретной задачи используется наиболее удобный.

За счет решения задач оптимизации в процессе выбора компенсирующих устройств можно избежать значительных затрат на потери активной мощности и увеличить пропускную способность электрических сетей, что позволит действовать в рамках политики энергосбережения.

Список литературы

1. Гиршин С.С., Петрова Е.В., Романовский Р.К., Харламов В.В. Особенности выбора средств компенсации реактивной мощности при проведении энергетических обследований электропотребляющих объектов // Омский научный вестник. 2012. Т.110 № 2. С.199.
2. Беляевский Р.В. Повышение энергоэффективности территориальных сетевых организаций при оптимизации потребления реактивной мощности : дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. Кемерово, 2015.

УДК 620.92

Д. А. Ребровская, Е. К. Немирова (УлГТУ, Ульяновск)

Анализ методики проведения энергетического обследования системы освещения потребителей электроэнергии

Целью энергетического обследования системы освещения потребителей электроэнергии, является выявление потенциала энергосбережения. Обследование системы освещения осуществляется в рамках энергоаудита предприятия. Методика предполагает выполнение нескольких этапов в процессе обследования системы освещения.

На первом этапе осуществляется сбор исходных данных и заполнение таблиц о светотехнической характеристике помещений. Эти сведения включают в себя: назначение помещения; количество помещений данного типа; количество светильников в одном помещении; тип светильников; используемые источники света; доля не горящих ламп; режим работы освещения; характеристика поверхностей (потолок, стены, пол); состояние светильников (запыленность, износ), то есть, производится визуальный осмотр всех помещений.

На втором этапе проводятся инструментальное обследование системы освещения, целью которых является определение основных параметров системы, влияющих на энергопотребление. Такими параметрами являются: средняя освещенность рабочей поверхности; коэффициент естественной освещенности (КЕО); значение напряжения питающей сети; коэффициенты отражения поверхностей помещения; время использования искусственного освещения.

Перед измерением освещенности люксметром выбираем и наносим на план помещений, с указанием размещения светильников и светопроемов, контрольные точки для измерения освещенности. Контрольные точки для измерения освещенности следует размещать в центре помещения, у его стен, под светильниками, между светильниками и их рядами, а также равномерно по площади измеряемой поверхности. Число контрольных точек для измерения освещенности должно быть не менее 5. Освещенность следует измерять на плоскости, указанной в нормах освещенности [1].

Время использования искусственного освещения определяют путем анализа фактического режима работы в обследуемой системе освещения в течение дня, недели, месяца, года. Измерения необходимо проводить в темное и в светлое время суток. Для определения коэффициента естественной освещенности (КЕО) в светлое время суток производится замер освещенности под открытым небосводом перед зданием, желательно на той стороне, где располагаются светопроемы обследуемых помещений.

При измерении наружной, естественной освещенности следует применять люксметр с установленным максимальным уровнем измеряемых значений.

За светлое время суток следует принимать часы дневного максимума освещенности. Желательно измерения проводить в облачный день, чтобы исключить погрешность от прямых солнечных лучей.

Затем, а лучше одновременно, производятся замеры внутри обследуемых помещений по методике измерения средней освещенности на рабочей поверхности помещения.

В силу изменчивости естественного освещения даже при сплошной облачности каждое измерение освещенности внутри помещения должно сопровождаться одновременным измерением наружной освещенности.

КЕО в процентах определяется из соотношения

$$KEO = \frac{E_{внутр}}{E_{наруж}} \cdot 100, \quad (1)$$

где $E_{внутр}$ – измеренная средняя освещенность внутри помещения, лк; $E_{наруж}$ – измеренная наружная освещенность, лк.

Расположение рабочей поверхности определяется согласно существующим нормативным документам для данного здания. Для рабочих помещений административных зданий – обычно 0,8 м от пола, т. е. на рабочих столах.

Результаты измерений и предельно допустимые уровни измеренных величин заносятся в таблицы.

Вся информация, полученная из документов и путем инструментального обследования, является исходным материалом для анализа эффективности энергоиспользования.

Наиболее ответственным этапом анализа является расчет нормативных расходов электроэнергии осветительными установками. Нормативные расходы определяются на основании удельных нормативных характеристик и строительных характеристик зданий, поэтому их называют так же расчетно-нормативными.

Норма годового расхода электроэнергии для системы освещения предприятия рассчитывается для наружного и внутреннего освещения:

$$W_{O.G}^H = \sum_{i=1}^n W_{B.O.G_i}^H + W_{H.O.G}^H, \quad (2)$$

где n – число зданий, входящих в состав предприятия; $W_{B.O.G_i}^H$ – годовое нормативное электропотребление системой внутреннего освещения i -го здания, кВт·ч; $W_{H.O.G}^H$ – годовое нормативное электропотребление системой наружного освещения предприятия, кВт·ч.

Внутреннее освещение. Годовой нормативный расход электроэнергии системой внутреннего освещения i -го здания определяется по выражению:

$$W_{B.O.\Gamma} = \sum_{j=1}^m W_j, \quad (3)$$

где W_j – норма годового расхода электроэнергии на освещение j -го помещения, кВт·ч; m – количество помещений в здании.

Расход электроэнергии на освещение конкретного помещения зависит от назначения помещения, его площади, высоты и других факторов.

Норма годового расхода электроэнергии на освещение помещения рассчитывается по фактической мощности, установленных в помещении светильников по формуле:

$$W_{B.O.\Gamma_j} = P_{уст} \cdot N_C \cdot K_{ij} \cdot T_\Gamma, \quad (4)$$

где $P_{уст}$ – установленная мощность ламп в одном светильнике, кВт; N_C – количество светильников в помещении; K_{ij} – коэффициенты использования установленной мощности осветительных установок [2]; T_Γ – годовое число часов работы источников света помещения, ч (принимается из таблиц нормативного времени использования осветительной нагрузки) [2].

Наружное (уличное) освещение. Годовое нормативное электропотребление системой наружного освещения предприятия рассчитывается по выражению:

$$W_{H.O.\Gamma}^H = T_\Gamma \cdot \sum_{j=1}^k (P_{уст j} \cdot n_j), \quad (5)$$

где k – количество типов осветительных установок; $P_{уст j}$ – установленная мощность осветительной установки j -го типа, кВт; n – количество осветительных установок j -го типа, шт.; T_Γ – годовое число часов работы осветительной нагрузки наружного освещения, ч (принимается из таблиц) [2].

Для составления баланса потребления электроэнергии осветительными установками каждого цеха предприятия наряду с нормативным электропотреблением системы освещения необходимы сведения о

фактическом годовом расходе электрической энергии на цели освещения каждым цехом предприятия.

Если счетчики для учета электроэнергии на нужды освещения не установлены в каждом цехе, то и фактическое электропотребление системой освещения определяется с применением расчетных формул по известным значениям, а именно по количеству и типу установленных светильников, а так же по мощности ламп.

На основании результатов энергообследования предприятия определяется фактическое годовое потребление активной энергии осветительными установками по следующему выражению:

$$W_{O,\Gamma}^{\Phi} = \left(\sum_{l=1}^k \sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^n (P_{\text{СВ},i} \cdot K_{\text{ПРА}} \cdot T_{\Gamma i}) \right) \cdot K_C, \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \quad (6)$$

где k – число зданий предприятия; N – число помещений в зданиях; n – число работающих светильников в i -м помещении; $P_{\text{СВ},i}$ – установленная мощность ламп в светильниках, кВт; $K_{\text{ПРА}}$ – коэффициент потерь в пускорегулирующей аппаратуре (ПРА) [1]; $T_{\Gamma i}$ – годовое число работы осветительных установок в i -м помещении, ч; K_C – коэффициент спроса осветительной нагрузки [2].

На третьем этапе производится сравнение фактического и расчетно-нормативного потребления электроэнергии осветительными установками и составление баланса электропотребления системой освещения предприятия. Необходимость составления баланса заключается в определении недопотребления электроэнергии ОУ (так как чаще факт ниже нормы) и этот баланс применяется при составлении общего баланса электропотребления предприятием.

На четвертом этапе разрабатываются рекомендации по повышению энергоэффективности системы освещения: замена не горящих ламп, замена устаревших светильников на современные и экономичные, применение ламп с улучшенными световыми характеристиками, оптимизация использования естественного освещения, правильный выбор мощности ламп и рационального размещения светильников, автоматизация управления освещением, рациональная организация эксплуатации осветительных установок, правильный подбор и использование современных отделочных материалов [2].

Таким образом, первый и второй этап – это сбор исходной информации для дальнейшего анализа, составления баланса электропотребления и разработки энергосберегающих мероприятий. При определении потенциала

сбережения электроэнергии и экономии финансовых средств следует учесть недопотребление электроэнергии осветительными установками, так как часть ламп не горит, а в некоторых помещениях требуется установка дополнительных светильников для обеспечения требуемой освещенности.

Список литературы

1. Методика проведения энергетических обследований (энергоаудита) образовательных учреждений : справочно-методическое пособие. Нижний Новгород : НГТУ. НИЦЭ, 2009.
2. Теория и практика энергосбережения в образовательных учреждениях. Справочно-методическое пособие. Нижний Новгород: НГТУ. НИЦЭ, 2006.
3. Справочная книга по светотехнике / под редакцией Ю.Б. Айзенберга. М. : Энергоатомиздат, 1995.
4. Кнорринг Г.М., Фадин И.М., Сидоров В.Н. Справочная книга для проектирования электрического освещения. СПб. : Энергоатомиздат, 1992.

УДК 620.92

Д. А. Ребровская, Е. К. Немирова (УлГТУ, Ульяновск)

Повышение энергетической эффективности систем электрического освещения образовательных учреждений

Проведенные энергетические обследования образовательных учреждений (ОУ) показывают, что на их освещение расходуется от 30 до 50% потребляемой электрической энергии. Наибольшее потребление на освещение наблюдается в северных регионах России. Поэтому повышению энергетической эффективности систем освещения ОУ надо уделять первоочередное внимание.

Эффективной следует считать такую систему освещения, которая создает высококачественное освещение и сохраняет свои характеристики на протяжении длительного времени работы при наименьших капитальных и эксплуатационных затратах, в том числе при минимальном энергопотреблении.

В целом эффективность любой системы освещения зависит от [1]:

- световой отдачи (Н) источников света и их срока службы;
- КПД светильника;

- стабильности параметров светильников на протяжении всего срока их эксплуатации;

- оптимального режима работы.

Весь комплекс технических средств в системах освещения составляют [2]:

- источники света (лампы);

- осветительные приборы (светильники);

- пускорегулирующая аппаратура;

- аппаратура систем автоматического управления освещением.

Учитывая высокий уровень старения систем освещения многих ОУ, необходима разработка комплекса мероприятий по их модернизации и энергосбережению.

Экономия электрической энергии в результате реализации энергосберегающих мероприятий может быть достигнута за счет уменьшения установленной мощности систем освещения или за счет уменьшения времени наработки освещения за год, в том числе путём:

- оптимизации использования естественного освещения;

- применения новых эффективных светильников или модернизация действующих;

- использования новых эффективных источников света (ламп) и соответствующей пускорегулирующей аппаратуры в существующих светильниках;

- правильного выбора мощности ламп и рационального размещения светильников;

- организации управления освещением и его автоматизации;

- рациональной организации эксплуатации осветительных установок;

- правильного подбора и использования современных отделочных материалов.

Основные рекомендации по внедрению энергосберегающих мероприятий в системах электроосвещения приведены ниже.

Следует отметить, что для оценки целесообразности внедрения практических всех предлагаемых мероприятий на конкретных объектах необходимо проводить предварительное экспресс-обследование.

Экономия электрической энергии за счет применения комбинированного освещения и зонирования освещения в помещении: искусственное освещение может быть выполнено системами общего или комбинированного освещения. Технико-экономическое сравнение вариантов общего и комбинированного освещения показывает, что при

переходе с общего на комбинированное освещение можно получить заметную экономию электроэнергии. Вместе с тем, предварительно необходимо изучить нормативные, санитарно-гигиенические, технические и другие предпосылки и допущения реализации комбинированного освещения. Например, в отдельных помещениях (предметные кабинеты, комнаты администрации и т. п.) такое освещение весьма эффективно, в то же время в других помещениях (спортивный и актовый залы, бассейн и т. д.) практически неприменимо.

При зонировании освещения в одном помещении должны быть выделены рабочие зоны и вспомогательные площади – все вспомогательные зоны следует освещать менее интенсивно, чем рабочие.

Обычно норма освещенности вспомогательной площади на ступень ниже нормы рабочей зоны.

Экономия электроэнергии за счет использования энергоэффективных ламп и светильников: оптимальный выбор источников света способствует экономии электроэнергии.

В настоящее время в ОУ применяются следующие виды источников света:

- галогенные лампы;
- люминесцентные лампы линейные;
- люминесцентные лампы компактные;
- газоразрядные лампы высокого давления (ДРЛ или ДРИ) в спортзалах, плавательных бассейнах и т. д.

В последние годы во многих странах активно ведется работа по внедрению новых источников света – светодиодов. Их назначение – полная замена ламп накаливания и люминесцентных ламп.

Появление в 2007 году светодиодов осветительного класса дало мощный толчок разработке светодиодного освещения в России. В 2010 году разработана «Долгосрочная программа развития светодиодной промышленности и светодиодного освещения в России».

Основные свойства светодиодных источников света, которые в ближайшем будущем сделают их самыми экономичными по сравнению с другими источниками света:

- высокая световая отдача (до 200 лм/Вт);
- малая мощность и энергопотребление (от 1 до 5 Вт);
- высокое значение КПД световых приборов и коэффициентов использования светового потока в осветительных установках;

- высокая долговечность (более 10 лет непрерывной работы);
- отсутствие пульсаций светового потока;
- возможность получения излучения различного спектрального состава;
- возможность снижения коэффициента запаса благодаря стабильности характеристик и высокому сроку службы;
- высокая устойчивость к внешним воздействиям (температуре, вибрации, ударам, влажности);
- высокая степень управляемости.

Максимальная экономия электроэнергии может быть достигнута при замене лампы со светильником. В некоторых случаях замена только типа лампы в существующих светильниках просто невозможна из-за конструктивных особенностей светильника. Установка лампы нового типа в старый светильник может привести к возникновению зрительного дискомфорта (возникновение теней, бликов и повышенной яркости освещаемых объектов), или может нарушиться тепловой режим ее работы, что вызывает преждевременный выход лампы из строя.

В настоящее время существует множество различных типов светильников, которые могут быть использованы в учебных заведениях для освещения классов и аудиторий, но основными являются люминесцентные светильники, имеющие зеркальную растренную решетку (отражатель). По конструктивному исполнению это могут быть встраиваемые в подвесной потолок светильники, подвесные или потолочные накладные светильники. Главной особенностью в них является характеристика распределения света, которая зависит от конструкции и материала отражателя.

Применение электронной пускорегулирующей аппаратуры (ЭПРА) в люминесцентных светильниках.

В настоящее время в ОУ в большом количестве применяются электромагнитные ПРА, которые имеют большие потери. Применение ЭПРА позволяет значительно уменьшить потери мощности, увеличить световую отдачу и тем самым снизить установленную мощность осветительной установки, улучшив при этом качественные характеристики света. Важнейшим достоинством ЭПРА является возможность регулирования светового потока ламп, что является необходимым условием для создания разнообразных систем автоматического и полуавтоматического контроля, регулирования и управления осветительными установками.

Окраска стен в светлые тона: соответствующая окраска стен и побелка потолков обеспечивает от 5 до 15% экономии электроэнергии, расходуемой на освещение в зависимости от исходных параметров помещения (коэффициентов отражения поверхностей) и режима работы помещения.

Гладкая белая стена отражает 70% направленного на нее света, темно-зеленая отражает только 15%, черная – 9%. Очевидно, при очередном капитальном или косметическом ремонте учебного заведения следует отдавать предпочтение отделочным материалам светлых тонов, которые будут обеспечивать оптимальное использование естественного света и повысят КПД системы искусственного освещения. При выборе типа красок или отделочных материалов поверхностей помещения следует избегать использования материалов, формирующих глянцевую поверхность, которая приводит к дискомфорту от излишней блескости и яркости в поле зрения обучающихся.

Автоматизация управления освещением: анализ показывает, что в структуре энергопотребления ОУ четкая персональная ответственность и материальная заинтересованность в экономии электроэнергии трудно реализуемы. В этом случае оптимизировать энергопотребление можно за счет применения автоматизированных систем управления. Системы управления освещением поддерживают требуемые (нормируемые) уровни освещенности в процессе эксплуатации осветительной установки в соответствии с заданной программой, исключая перерасход электроэнергии.

Список литературы

1. Теория и практика энергосбережения в образовательных учреждениях : справочно-методическое пособие. Нижний Новгород : НГТУ. НИЦЭ, 2006.
2. Справочная книга по светотехнике / под редакцией Ю.Б. Айзенберга. М. : Энергоатомиздат, 1995.
3. Методика проведения энергетических обследований (энергоаудита) образовательных учреждений : справочно-методическое пособие. Нижний Новгород : НГТУ. НИЦЭ, 2009.
4. Кнорринг Г.М., Фадин И.М., Сидоров В.Н. Справочная книга для проектирования электрического освещения. СПб. : Энергоатомиздат, 1992.

УДК 621.316.91

**А. В. Кузнецов, Р. Ф. Тимиргазин, Ю. П. Юреков (УлГТУ,
Ульяновск)**

Пути совершенствования аппаратов защиты для энергосберегающих систем транспортировки и распределения электроэнергии напряжением до 1 кВ

Поставленная Указом Президента РФ №899 от 7 июля 2011 года задача разработки новых технологий создания энергосберегающих систем транспортировки и распределения электроэнергии (СТРЭ) сводится к снижению потерь электроэнергии при ее передаче. Одним из путей решения этой задачи является передача электроэнергии по пути наименьшего электрического сопротивления. Очевидно, что при этом возрастают токи короткого замыкания. Этому способствует увеличение плотности нагрузок и сокращение расстояний для транспортировки электроэнергии, внедрение интеллектуальных СТРЭ, применение дополнительных источников генерации электроэнергии на основе возобновляемых источников энергии, повышение номинального напряжения электрических сетей и т. п. В ряде случаев при объединении силовых трансформаторов на параллельную работу токи короткого замыкания могут превышать токи предельной отключающей способности существующей коммутационной аппаратуры, что ограничивает возможности использования таких решений.

Ограничение токов короткого замыкания и повышение отключающей способности аппаратов защиты – часть технологической задачи создания энергосберегающих СТРЭ, которая требует решения. Ограничение токов короткого замыкания традиционным способом, путем установки токоограничивающих реакторов противоречит принципу создания энергосберегающих СТРЭ, так как при этом увеличиваются потери электроэнергии. Остается использование и совершенствование существующих, а так же разработка новых аппаратов защиты.

Электрические аппараты защиты входят с состав технологического оборудования СТРЭ. При напряжении до 1 кВ массовое применение нашли плавкие предохранители и автоматические выключатели. К сожалению, в ряде случаев они не обладают достаточным быстродействием и токоограничивающими свойствами и не обеспечивают защиту элементов СТРЭ при их высокой чувствительности к токам

короткого замыкания и недостаточной термической и динамической стойкости. Применение автоматически выключателей и предохранителей в силу недостаточного быстродействия и токоограничивающего эффекта требует завышения номинальных параметров защищаемых элементов СТРЭ до уровня, при котором ток термической или динамической стойкости становится выше тока, который определяется ограниченным быстродействием и токоограничивающими свойствами аппарата защиты. Проблема обостряется повышенным распространением в сети устройств управления на основе полупроводниковых приборов, особо чувствительных к токам перегрузки и короткого замыкания.

Завышение номинальных параметров защищаемых элементов СТРЭ связано с излишним расходом материалов: меди, алюминия, драгоценных и полудрагоценных металлов, завышением инвестиций в СЭ. Предварительные исследования показывают, что результатом отсутствия электрических аппаратов с повышенным быстродействием и токоограничивающими свойствами является:

- повышенная инвестиционная составляющая в СТРЭ напряжением до 1 кВ, которая по отношению к общим затратам на производство и передачу электроэнергии достигает 2,7% [1],
- невозможность развивать технологии создания энергосберегающих СТРЭ.

Необходима разработка новых электрических аппаратов с токоограничивающими свойствами, обеспечивающими применение в СТРЭ существующих электрических аппаратов с недостаточной отключающей способностью, а так же обеспечивающими защиту элементов СТРЭ без завышения их номинальных параметров или без завышения инвестиционной составляющей.

Это могут быть аппараты защиты на основе силовых полупроводниковых приборов. Уровень исследований в этом направлении позволил обеспечить промышленный выпуск полупроводниковых выключателей на достаточно большие токи, соответствующие номинальным значениям токов в СТРЭ до 1 кВ. Однако их массовое использование сдерживается главным образом высокой стоимостью. Несоизмеримо высокая стоимость по сравнению с традиционными аппаратами защиты не позволяет с их помощью решить задачу снижения инвестиционной составляющей затрат в СТРЭ до 1 кВ.

Для массового применения необходимы более простые устройства, стоимость которых соизмерима со стоимостью традиционных аппаратов защиты, например автоматических выключателей и предохранителей.

В литературных источниках имеются сведения о том, что такими аппаратами могут быть аппараты на основе так называемых жидкотемпературных самовосстанавливающихся предохранителей (ЖСП). Принцип действия их основан на испарении плавкой вставки из жидкого металла при протекании аварийного тока и ее восстановлении после остывания и конденсации паров. Использование щелочных металлов в ЖСП обеспечивает необходимое быстродействие.

При протекании по жидкотемпературной плавкой вставке аварийного тока она испаряется, вызывая взрывообразное повышение давления. При повышенном давлении пары металла обладают значительным сопротивлением. В результате аварийный ток резко ограничивается. Возникающая дуга гасится. После остывания и конденсации паров жидкого металла разорванная электрическая цепь восстанавливается.

Хорошие токоограничивающие свойства, возможность многократно самовосстанавливаться и осуществить цикл автоматического повторного включения (АПВ) – бесспорные преимущества ЖСП перед обычными плавкими предохранителями. Кроме того, жидкий металл в капиллярном канале диэлектрической втулки герметизирован от воздуха и не подвергается воздействию окружающей среды. Окисление плавкой вставки ЖСП в принципе невозможно даже при температуре предельно близкой к температуре кипения металла. Это обстоятельство позволяет приблизить номинальный ток ЖСП к граничному и увеличить срок службы ЖСП до 30 лет [1]. Уменьшение соотношения граничного тока к номинальному до 1,1 позволяет ЖСП осуществлять защиту от перегрузок небольшой кратности, что невозможно для обычных предохранителей, для которых указанное соотношение составляет 1,3–2, а срок службы 16 000 часов.

Определенную работу по разработке ЖСП проводят такие известные фирмы, как Дженерал электрик (США), Хитачи (Япония), Тошиба (Япония), Тарасаки (Япония) и другие [2]. У нас в стране некоторый опыт теоретических и экспериментальных исследований ЖСП накоплен в Ульяновском [1, 3, 4, 5] и Самарском технических университетах. Такие работы проводились в МЭИ, ВНИИ Электроаппарат и некоторых других организациях. Создание ЖСП в РФ связано с необходимостью решения ряда сложных проблем. К сожалению уровень исследований, как в нашей стране, так и за рубежом пока не позволяет перейти к промышленному выпуску ЖСП [6]. Требуется проведение дополнительных исследований, направленных на развитие научных основ создания и применения ЖСП в СТРЭ до 1 кВ.

Список литературы

1. Кузнецов А.В. Жидкометаллические предохранители и инвестиционная привлекательность их разработки / М. : Энергоатомиздат, 2006. 297 с.
2. L.Yiying, W.Yi, H. Chen, H. Hailong Investigation on the behavior of GaInSn liquid metal Current Limiter // IEEE transaction on components. 2014, № 2. P. 209-215.
3. Андреев В.А., Кузнецов А.В. Основные проблемы создания жидкотемпературных самовосстанавливающихся предохранителей и возможная область их применения // Изв. вузов СССР. Энергетика, 1987. № 6. С. 42-44.
4. Андреев В.А., Крежевский Ю.С., Кузнецов В.А. О выборе материала диэлектрической втулки (камеры гашения) и жидкого металла для жидкотемпературных самовосстанавливающихся предохранителей // Изв. вузов СССР. Электромеханика. 1984. № 11. С.84-89.
5. Андреев В.А., Кузнецов А.В. Защита тиристорных аппаратов управления с помощью самовосстанавливающихся предохранителей // Промышленная энергетика. 1990. № 5. С. 24-27.
6. H.Hailong, R.Mingzhe , W.Yi Experimental Research and Analysis of a Novel Liquid Metal Fault Current Limiter// IEEE transaction on power delivery. 2013, P. 1-8.

УДК 621.316

**А. В. Кузнецов, И. В. Аргентова, Д. А. Ребровская, Шаммари
Наджм Абед Мандил (УлГТУ, Ульяновск)**

Критерии оценки принимаемых решений при установке компенсирующих устройств в сети потребителя электроэнергии

Снижение потерь мощности в электрической сети является актуальной задачей на протяжении всех этапов развития нашей страны. По анализу отчетных данных по ПАО «Россети» потери мощности и электрической энергии в сетях достигают 9,5–25% и выше. Эффективным средством снижения потерь является компенсация реактивной мощности (КРМ).

Потребитель принимает решение по установке компенсирующих устройств (КУ) на основании технико-экономического обоснования. Наряду с традиционными критериями оценки (чистый дисконтированный доход, срок окупаемости) появляется необходимость в дополнительных критериях, обеспечивающих уверенность в возмещении затрат на установку КУ со стороны смежной сетевой организации (СО) [1].

На сегодняшний день потребитель не имеет информации о дополнительных критериях оценки принимаемых решений. Ее отсутствие тормозит принятие решений. В результате СО вынуждены устанавливать КУ в собственных сетях. При КРМ в сетях СО ограничивается возможность потребителей осуществлять КРМ для снижения потерь в своих сетях. В таких случаях, установка КУ в сетях потребителей чревата перекомпенсацией реактивной мощности в сетях СО. И, наконец, возможно перенасыщение энергосистемы КУ и их перепроизводство.

Есть несколько критериев оценки принимаемых решений, которыми руководствуется потребитель при установке КУ в своих сетях [2, 3]. Среди них минимум срока окупаемости $T_{ок,КУ,i}$, максимум дохода от использования КУ $\Delta_{КУ,i}^*$, коэффициент экономической обоснованности доходов СО k_{CO} . Математические выражения указанных величин представлены как

$$T_{ок,КУ,i} = \frac{з_{KPM,i}}{c_{стим,i} - з_{KU,об,i}} \rightarrow \min \quad (1)$$

$$\Delta_{KU,i}^* = \frac{c_{стим,i} - з_{KU,об,i}}{c_{уст}} \rightarrow \max \quad (2)$$

$$k_{CO} = 1 + \frac{\Delta_{CO,факт}^* - \Delta_{CO,об}^*}{\Delta_{CO,об}^*} \rightarrow 1 \quad (3)$$

В (1), (2), (3) $з_{KPM,i}$ представляет собой затраты i -того потребителя, необходимые для КРМ по отношению к единице потребляемой мощности. Величина $з_{KU,об,i}$ представляет собой затраты на обслуживание и эксплуатацию КУ, а также на покрытие в них потерь активной мощности, взятые по отношению к единице потребляемой активной мощности. Величины $\Delta_{CO,факт}^*, \Delta_{CO,об}^*$ являются удельными по отношению к единице отпускаемой потребителям активной мощности значениями фактического и обоснованного дохода СО соответственно. Величина $c_{уст}$ – одинаковая для всех ставка тарифа за передачу активной мощности, установленная органом регулирования тарифов. $c_{стим,i}$ – стимулирующая ставка, зависящая от степени участия каждого потребителя в процессе КРМ.

Каждый потребитель решает вопросы приобретения и установки КУ, руководствуясь собственными критериями оценки принимаемых решений. Основным из них является критерий минимума срока окупаемости (1).

Также необходимо рассматривать критерий максимума дохода от применения КУ (2). Он показывает снижение оплаты за потребляемую активную мощность после установки КУ в виде снижения тарифа.

Критерий экономической обоснованности доходов (3) представляет собой правовой аспект применения стимулирующей ставки тарифа $c_{стим,i}$ на передачу активной электрической мощности. Эта составляющая входит в математические выражения критериев (1) и (2) и определяет значение срока окупаемости и дохода от использования КУ. Ее правовое несоответствие делает невозможным ее применение. Нулевое значение стимулирующей ставки тарифа увеличивает срок окупаемости до бесконечности, уменьшает доход от использования КУ до нуля.

Фактический доход в соответствии с ФЗ «О государственном регулировании тарифов ...» должен быть экономически обоснованным. Этот доход, взятый по отношению к единице передаваемой активной мощности при применении стимулирующего тарифа для абонентов СО – абонентского тарифа

$$c_{a,i} = c_{уст} + c_{стим,i} \quad (4)$$

представляет собой

$$\bar{D}_{CO,факт}^* = \sum_1^N k_{P,i} c_{a,i} = c_{уст} + \sum_1^N k_{P,i} c_{Q,стим,i}, \quad (5)$$

где $k_{P,i}$ – доля потребления активной мощности i -тым потребителем в суммарном потреблении всеми потребителями СО.

$\bar{D}_{CO,об}^*$ определяется как необходимая валовая выручка НВВ денежных средств, необходимых и достаточных для осуществления деятельности СО в соответствии с приказом ФСТ России от 6.08.2004 № 20-э/2 «Об утверждении Методических указаний по расчету регулируемых тарифов и цен на электрическую энергию на розничном рынке»

$$\Delta_{CO,ob}^* = \frac{HBB}{\sum_1^L P_{m,i}}. \quad (6)$$

При равенстве $\Delta_{CO,факт}^* = \Delta_{CO,об}^*$, критерий $k_{CO} = 1$. Значит применение стимулирующего тарифа правомерно. В противном случае по закону он не может быть использован и принят к исполнению. Это ведет за собой отсутствие заинтересованности потребителей в КРМ.

Информация о параметрах для вычисления критерия (3) доступна только СО. Стало быть, потребитель не обладает полной информацией о трех указанных критериях оценки принятия решения. Нужно этот критерий представить в более удобной и доступной форме.

Соответствие $\Delta_{CO,факт}^* = \Delta_{CO,об}^*$ при использовании $C_{Q,стим,i}$ может быть обеспечено за счет величины составляющей $C_{уст}$, состав которой должен быть строго определен и не включать доходы, связанные с передачей реактивной мощности сверх установленных значений. Эти доходы должны получаться СО от применения $C_{Q,стим,i}$.

$$\Delta_{CO,об}^* = C_{об} = \frac{HBB}{\sum_1^L P_{m,i}} = C_{сод} + C_{потерь} \cdot \frac{\sum_1^N \Delta P_{P,i} + \sum_1^N \Delta P_{Q,φ,i}}{\sum_1^L P_{m,i}}. \quad (7)$$

В (7) $C_{об}$ – экономически обоснованный тариф, $C_{сод}$ – тариф на содержание сетей, $C_{потерь}$ – тариф на покупку потерь в смежной СО или на оптовом рынке. Числитель (7) представляет собой технические потери в N ветвях схемы СО от передачи активной и реактивной мощности при фактических $tg \phi_{φ,i}$ всех L потребителей СО.

Доход $\Delta_{CO,об}^*$ должен состоять из двух составляющих: дохода от установленной государственным органом регулирования тарифов составляющей абонентского тарифа и дохода от ее стимулирующей составляющей. Доход от установленной и утвержденной составляющей должен быть строго определен следующим выражением:

$$\Delta_{CO,уст}^* = C_{уст} = C_{сод} + C_{потерь} \cdot \frac{\sum_1^N \Delta P_{P,i} + \sum_1^N \Delta P_{Q,норм,i}}{\sum_1^L P_{m,i}}. \quad (8)$$

Учитывая, что установленная и утвержденная составляющая тарифа могут иметь различные составляющие в реальных условиях, ее значение должно быть однозначно определено величиной, которую можно назвать базовой $c_{баз}$. Тогда

$$c_{уст} = c_{баз}. \quad (9)$$

Доход от стимулирующей составляющей определится следующим выражением.

$$\Delta_{CO,стим}^* = c_{об} - c_{баз} = c_{потерь} \cdot \frac{\left(\sum_1^N \Delta P_{P,i} + \sum_1^N \Delta P_{Q,\phi,i} \right) - \left(\sum_1^N \Delta P_{P,i} + \sum_1^N \Delta P_{Q,норм,i} \right)}{\sum_1^L P_{m,i}}. \quad (10)$$

$$\Delta_{CO,стим}^* = c_{об} - c_{баз} = \frac{\sum_1^L c_{стим,i} \cdot P_{m,i}}{\sum_1^L P_{m,i}}. \quad (11)$$

Отсюда задача определения значения $c_{стим,i}$ для каждого потребителя

$$c_{стим,i} = c_{потерь} \cdot \frac{\delta \Delta P_{KU,i}}{P_{m,i}}. \quad (12)$$

Каждый потребитель, устанавливая КУ, снижает потери в СО. Его вклад в снижение потерь оценивается величиной $\delta \Delta P_{KU,i}$, представляющей собой абсолютное значение снижения потерь при компенсации РМ от фактического до нормативного значения. В сумме вклад для каждого потребителя будет представлять собой доход СО от стимулирующей ставки тарифа. Ее величина сбалансирована с значением базовой составляющей и условие по критерию (3) будет выполняться.

Если к известным выражениям для определения критериев оценки принимаемых решений добавить (4), (8), (9) и (12), тогда получим полную совокупность критериев оценки принимаемых решений потребителями при КРМ. Совокупность дополнительных критериев оценки принимаемых решений расширяет информационное обеспечение для принятия решений и обеспечивает соответствие действующему законодательству.

Список литературы

1. Кузнецов А.В., Аргентова И.В. Уточнение методики расчета тарифа на передачу электроэнергии в связи с применением повышающих коэффициентов за потребление реактивной мощности // Вестник СамГТУ Серия «Технические науки». 2014. №3(43). С.131-138.
2. Кузнецов А.В., Магазинник Л.Т. Повышение эффективности функционирования устройств управления передачей электроэнергии в системах электроснабжения потребителей. Ульяновск : УлГТУ, 2013. 144 с.
3. Кузнецов А.В., Магазинник Л.Т., Шингаров В.П. Структура и тарифное стимулирование управления режимами потребления электрической энергии (второе изд.). М. : Энергоатомиздат, 2004. 104 с.

УДК 621.316

**А. В. Кузнецов, И. В. Аргентова, М. И. Буянкин, Н. В. Даскал
(УлГТУ, Ульяновск)**

Оценка снижения потерь мощности в сетевой организации при компенсации реактивной мощности в сети потребителя

В последние годы существенно увеличилось потребление реактивной мощности (РМ). Доля РМ при загрузке линий электропередачи в настоящее время оценивается в 20–80% от активной мощности [1].

Увеличение числа различных электроприводов, стабилизирующих и преобразовательных устройств, полупроводниковых преобразователей приводит к росту потребляемой РМ, а это в свою очередь влияет на работу других электроприемников, сокращает срок их службы, создает дополнительные потери электроэнергии. Рост потребления РМ приводит к ряду других негативных последствий: потребители работают с пониженным коэффициентом мощности и повышенным потреблением РМ из электрической сети системы электроснабжения; возрастают потоки РМ в системах электроснабжения потребителей электрической энергии; возникла проблема поддержания (на уровне не ниже минимально допустимого) напряжения на шинах подстанций с присоединенной нагрузкой.

Информация о снижении потерь необходима для правильного технико-экономического обоснования выбора решения по установке компенсирующих устройств (КУ) и их мощности в узлах присоединения нагрузок

или в электрической сети потребителя. Основой для выбора и принятия решения по установке КУ являются технико-экономические показатели (дисконтированный доход, срок окупаемости и др.) Эти показатели вычисляются по результатам расчета потерь в сетевой организации при изменении потребления РМ для каждого потребителя.

Такие расчеты достаточно трудоемки, требуют сертифицированных программных продуктов, большего количества исходных данных по конфигурации сети, сопротивлениям ветвей, по нагрузкам в узлах схемы замещения, а также и затрат времени. Кроме того, расчеты, связанные с использованием данных о схемах и нагрузках в смежной сетевой организации, сопряжены с трудностями организационно-правового характера, затрудняющими ее получение в полном объеме. Потребители не имеют возможности сделать расчеты и оценить их возможный вклад в снижение потерь электроэнергии в смежной сетевой организации в результате установки КУ. В таких случаях возникает необходимость моделирования сетей, находящихся вне сферы деятельности организации, производящей расчет. Они строятся и работают в условиях ограниченной информации, которую легче получить от смежной сетевой организации.

В математических моделях для исследования влияния мощности КУ, установленных у потребителей, на снижение потерь электроэнергии в электрической сети сетевых организаций [2] электрическая сеть приводится к эквивалентной схеме замещения. Эта схема состоит из одного эквивалентного потребителя с мощностью, равной сумме мощностей всех потребителей, присоединенных к рассматриваемой электрической сети, и одним сопротивлением питающей ветви, подключенной к источнику питания.

Такая модель лежит в основе всех решений, выводов и предложений, связанных с определением основных нормативных параметров КРМ при проектировании и эксплуатации систем электроснабжения. К ним можно отнести: экономическое значение реактивной мощности; предельные значения $\operatorname{tg} \phi_{\text{пред}}$, устанавливаемые в качестве нормированных значений для потребителей электроэнергии; стоимость передачи реактивной мощности для потребителей, как эквивалента стоимости потерянной при этом активной мощности. Последний параметр необходим для возмещения затрат потребителя на КРМ. Потребитель, устанавливая КУ в своих сетях, снижает потери в сетевой организации. Стоимость этих потерь должна быть возвращена потребителю, иначе КРМ ему не выгодна [3].

Известная модель была создана во времена плановой экономики. Тогда не было необходимости задумываться о конкретном вкладе в снижение потерь каждого отдельного потребителя. Усредненные значения параметров КРМ для потребителей вполне устраивали и потребителей, и сетевую организацию.

С переходом к рыночным отношениям появилась необходимость каждому потребителю знать его конкретный вклад по снижению потерь в сетевой организации и конкретную стоимость этих потерь с целью возмещения своих затрат на КРМ. Появилась необходимость в разработке новой математической модели, позволяющей оценить конкретный вклад отдельного потребителя в снижение потерь в сетевой организации, учитывающей индивидуальный подход к каждому потребителю.

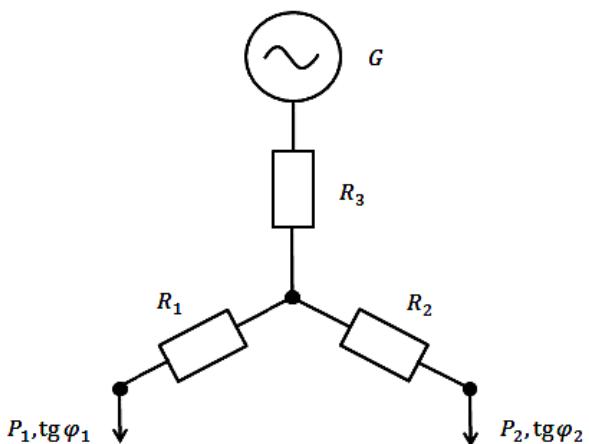


Рис. 1. Эквивалентная схема замещения электрической сети сетевой организации

В [4] предлагается схему замещения сети представить в виде простой схемы трехлучевой звезды (рис. 1.). Один из лучей представляет собой сопротивление линии электропередач R_1 – ответвления от узла нагрузок с нагрузкой мощностью $P_1, \tg \phi_1$. Другой луч – эквивалентное сопротивление R_2 ответвлений к остальным потребителям и других ветвей, не участвующих в питании нагрузки $P_1, \tg \phi_1$. Нагрузка этой ветви $P_2, \tg \phi_2$ представляет собой нагрузку, равную сумме мощностей всех нагрузок сети, кроме $P_1, \tg \phi_1$. Третий луч представляет собой эквивалентное сопротивление R_3 всех ветвей схемы, кроме уже учтенных в эквивалентном сопротивлении 1 и 2 луча. Третий луч является питающей ветвью.

Предложенная схема замещения пригодна для определения изменения потерь мощности $\delta\Delta P_{KY}^*$ в сети при установке КУ мощностью Q_{KY} в системе электроснабжения потребителя с нагрузкой P_1 , $\operatorname{tg} \phi_1$ или при изменении реактивной составляющей этой нагрузки на величину $Q_1 - Q_{KY}$. Выражение для определения изменения снижения потерь мощности $\delta\Delta P_{KY}^*$ в соответствии с [4] имеет вид

$$\delta\Delta P_{KY}^* = \frac{\sum_1^3 \Delta P_i - \sum_1^3 \Delta P_{i,\text{нов}}}{\sum_1^3 \Delta P_i} = 1 - \frac{\sum_1^3 \Delta P_{i,\text{нов}}}{\sum_1^3 \Delta P_i} = 1 - \left(\frac{\Delta P_{1,\text{нов}}}{\sum_1^3 \Delta P_i} + \frac{\Delta P_{2,\text{нов}}}{\sum_1^3 \Delta P_i} + \frac{\Delta P_{3,\text{нов}}}{\sum_1^3 \Delta P_i} \right), \quad (1)$$

или

$$\delta\Delta P_{KY}^* = 1 - \left(\frac{(1 + \operatorname{tg}^2 \phi_{1,\text{нов}})}{(1 + \operatorname{tg}^2 \phi_1)} \cdot \frac{\Delta P_1}{\sum_1^3 \Delta P_i} + \frac{\Delta P_2}{\sum_1^3 \Delta P_i} + \frac{(1 + \operatorname{tg}^2 \phi_{3,\text{нов}})}{(1 + \operatorname{tg}^2 \phi_3)} \cdot \frac{\Delta P_3}{\sum_1^3 \Delta P_i} \right), \quad (2)$$

где ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 – потери в ветвях схемы замещения до КРМ; $\Delta P_{1,\text{нов}}$, $\Delta P_{2,\text{нов}}$, $\Delta P_{3,\text{нов}}$ – потери в ветвях схемы замещения после КРМ; $\operatorname{tg} \phi_1$, $\operatorname{tg} \phi_3$ – коэффициент мощности в ветвях схемы до КРМ; $\operatorname{tg} \phi_{1,\text{нов}}$, $\operatorname{tg} \phi_{3,\text{нов}}$ – коэффициент мощности после КРМ.

Если принять, что

$$P_1^* = \frac{P_1}{P_1 + P_2}, \quad Q_{KY}^* = \frac{Q_{KY}}{Q_1}, \quad (3)$$

то в выражении (2)

$$\operatorname{tg} \phi_{1,\text{нов}} = (1 - Q_{KY}^*) \cdot \operatorname{tg} \phi_1, \quad (4)$$

$$\operatorname{tg} \phi_3 = P_1^* \cdot \operatorname{tg} \phi_1 + (1 - P_1^*) \cdot \operatorname{tg} \phi_2, \quad (5)$$

$$\operatorname{tg} \phi_{3,\text{нов}} = P_1^* (1 - Q_{KY}^*) \cdot \operatorname{tg} \phi_1 + (1 - P_1^*) \cdot \operatorname{tg} \phi_2. \quad (6)$$

Выражение (2) представляет собой математическую модель, целевой функцией которой является величина $\delta\Delta P_{KY}^*$.

Путем преобразований переменные модели могут быть представлены как семь независимых переменных с установленными пределами изменения [5].

$$P_1^*(0 \div 1), \frac{\Delta P_1}{P_1}(0 \div b), \frac{\Delta P_2}{P_2}(0 \div b), \frac{\Delta P_3}{P_1 + P_2}(0 \div c), \operatorname{tg} \phi_1(0 \div 1), \operatorname{tg} \phi_2(0 \div 1), Q_{\text{ку}}^*(0 \div 1), (7)$$

В (7) b – предельное значение потерь в первой и второй ветви относительно соответствующих нагрузок; c - предельное значение потерь в третьей ветви относительно протекающей в ней нагрузки.

Задавая значения указанных независимых переменных можно вычислить значения $\delta P_{\text{ку}}^*$ по (2).

Часть значений переменных может быть определена из документооборота потребителя, другая часть из документооборота сетевой организации. Большая часть значений переменных может быть представлена по запросам заинтересованных организаций. Наибольшую трудность представляет определение параметра ΔP_3 . Для его определения необходимо рассмотреть принципиальную схему электросетевой организации, ее схему замещения с указанием потерь мощности в каждой ветви. Выбрать ветви, питающие нагрузку рассматриваемого потребителя. Определить сумму потерь мощности в этих ветвях, которая и будет представлять собой потери ΔP_3 в ветви 3 трехлучевой схемы замещения.

Исследования этой модели на примерах действующих электрических сетей показали ее преимущества. Ее применение позволяет потребителю и сетевой организации получить наглядную и исчерпывающую информацию о снижении потерь мощности в сетевой организации в результате использования как действующих, уже подключенных к сети мощностей КУ, так и дополнительных мощностей КУ, которые могут быть приобретены и установлены. Эта информация необходима для технико-экономического обоснования принятия решения по установке и эксплуатации КУ в сети потребителя или в сети сетевой организации.

Список литературы

1. Паули В.К. Реактивная мощность – состояние, проблемы, задачи. - Новое в российской энергетике, 2006, № 1.
2. Железко Ю.С. Потери электроэнергии. Реактивная мощность. Качество электроэнергии: Руководство для практических расчетов / М.: ЭНАС, 2009. 465 с.
3. Кузнецов А.В. Повышение эффективности функционирования устройств управления передачей электроэнергии в системах электроснабжения потребителей // Электрика. 2004. №11. С. 7-12.

4. Кузнецов А.В., Аргентова И.В. Математическая модель оценки снижения потерь мощности в сетевой организации при компенсации реактивной мощности в сети потребителя // Электротехника, 2016. № 10. С. 68-73.

5. Кузнецов А.В., Аргентова И.В., Ребровская Д.А. Программная модель оценки снижения потерь мощности в сетевой организации при компенсации реактивной мощности в сети потребителя // Промышленная энергетика, 2016. № 6. С. 48-54.

УДК 621.316

Е. Р. Бодряков, С. А. Курганов (УлГТУ, Ульяновск)

Анализ рельсовых электрических цепей

Анализу рельсовых цепей посвящено большое количество работ, в которых в качестве методов анализа использовались, как методы теории четырехполюсников и матричные [1], так и метод направленных графов [2] и метод схемных определителей (МСО) [3]. В настоящей статье предлагается сравнительный анализ перечисленных выше методов для нахождения наиболее оптимального при символьном анализе рельсовых цепей.

Расчет рельсовой цепи с изолирующими стыками. Рассмотрим схему на рис. 1 [2], которая содержит две длинные линии, каждая из которых характеризуется следующими параметрами: волновым сопротивлением Z_b , коэффициентом распространения γ и длиною линий x и $I - x$ соответственно. При этом необходимо отыскать ток $I_{k,ш}$ рельсовой линий с изолирующими стыками в шунтовом режиме при расположении шунта в пределах линии I (рис.1).

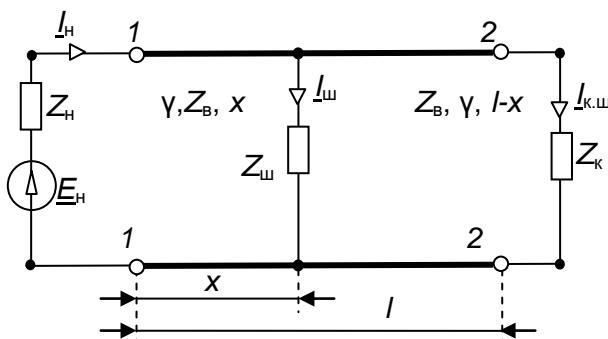


Рис. 1. Схема замещения рельсовой линии с изолирующими стыками в шунтовом (а) и нормальном режиме (б)

Расчет рельсовой цепи с изолирующими стыками, представленной на рис.1, с помощью **метода схемных определителей (МСО)** выполнен в работе [3], с помощью **метода направленных графов** – [2]. Число арифметических операций в последовательных формулах решения МСО представлено в строке 1 табл. 2, метода направленных графов – строка 2 табл. 2.

Расчет рельсовой цепи с изолирующими стыками с применением теории четырехполюсников. Представим схему замещения рельсовой линии с изолирующими стыками в шунтовом режиме (рис.1) в виде каскадного соединения трех четырехполюсников (рис. 2).

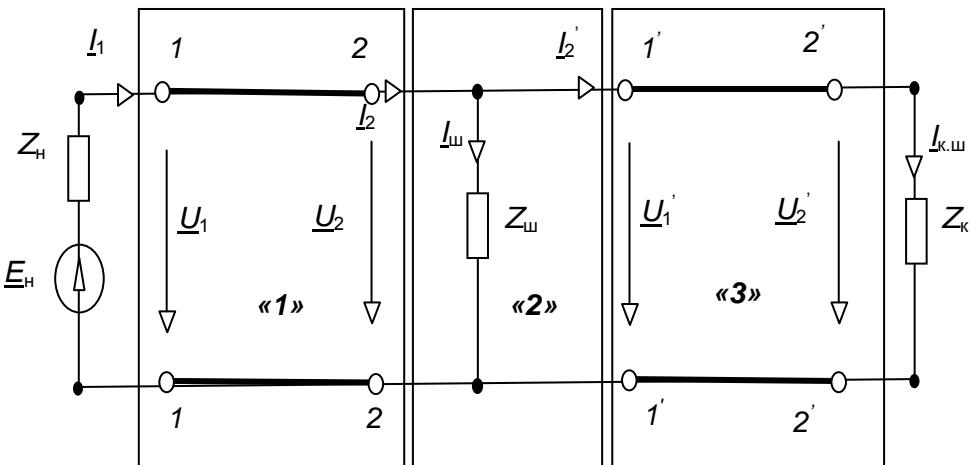


Рис. 2. Схема замещения рельсовой линии с изолирующими стыками в шунтовом режиме

Для каскадного соединения трех четырехполюсников «1», «2» и «3» ток на входе составного четырехполюсника через ток и напряжение на его выходе будет равен [1]:

$$\begin{bmatrix} \underline{U}_1 \\ \underline{I}_1 \end{bmatrix} = \langle A_1 A_2 \rangle \langle A_3 \rangle \begin{bmatrix} \underline{U}_2' \\ \underline{I}_{k.w} \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где A_1 , A_2 и A_3 матрицы А-параметров первого, второго и третьего четырехполюсника соответственно.

Находим А-параметры для четырехполюсников «1», «2» и «3» на рис.2, результаты сводим в табл. 1 [4].

Таблица 1

A-параметры четырехполюсников

Параметр/ Четырехполюсник	«1»	«2»	«3»
A11	$\text{ch}(\gamma x)$	1	$\text{ch}(\gamma(l-x))$
A12	$Z_B \text{sh}(\gamma x)$	0	$Z_B \text{sh}(\gamma(l-x))$
A21	$\frac{\text{sh}(\gamma x)}{Z_B}$	$\frac{1}{Z_W}$	$\frac{\text{sh}(\gamma(l-x))}{Z_B}$
A22	$\text{ch}(\gamma x)$	1	$\text{ch}(\gamma(l-x))$

Произведение матриц A-параметров четырехполюсников «1» и «2» по формуле (2):

$$\langle A_1 A_2 \rangle = \begin{bmatrix} \text{ch}(\gamma x) + \text{sh}(\gamma x) \frac{Z_B}{Z_W} & Z_B \text{sh}(\gamma x) \\ \frac{\text{sh}(\gamma x)}{Z_B} + \frac{\text{ch}(\gamma x)}{Z_W} & \text{ch}(\gamma x) \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Полученную матрицу (2) умножаем на матрицу A-параметров четырехполюсника «3» (столбец 3 таблицы 1) и обозначим в полученной матрице параметры через $a_{11}, a_{12}, a_{21}, a_{22}$:

$$a_{11} = \left(\text{ch}(\gamma x) + \text{sh}(\gamma x) \frac{Z_B}{Z_W} \right) \text{ch}(\gamma(l-x)) + Z_B \text{sh}(\gamma x) \frac{\text{sh}(\gamma(l-x))}{Z_B},$$

$$a_{12} = \left(\text{ch}(\gamma x) + \text{sh}(\gamma x) \frac{Z_B}{Z_W} \right) Z_B \text{sh}(\gamma(l-x)) + Z_B \text{sh}(\gamma x) \text{ch}(\gamma(l-x)),$$

$$a_{21} = \left(\frac{\text{sh}(\gamma x)}{Z_B} + \frac{\text{ch}(\gamma x)}{Z_W} \right) \text{ch}(\gamma(l-x)) + \text{ch}(\gamma x) \frac{\text{sh}(\gamma(l-x))}{Z_B},$$

$$a_{22} = \left(\frac{\text{sh}(\gamma x)}{Z_B} + \frac{\text{ch}(\gamma x)}{Z_W} \right) Z_B \text{sh}(\gamma(l-x)) + \text{ch}(\gamma x) \text{ch}(\gamma(l-x)).$$

С учетом полученных выражений по формуле (1) составляем систему уравнений каскадного четырехполюсника:

$$\begin{cases} U_1 = a_{11} \cdot U'_2 + a_{12} \cdot I_{k.W} \\ I_1 = a_{21} \cdot U'_2 + a_{22} \cdot I_{k.W} \end{cases}. \quad (3)$$

Записываем закон Ома для входной и выходной цепи для схемы на рис. 2.:

$$\begin{cases} \underline{E}_H = \underline{U}_1 + Z_H \cdot \underline{I}_1 \\ \underline{U}'_2 = Z_K \cdot \underline{I}_{K,ш} \end{cases} \quad (4)$$

Объединяя системы уравнений (3) и (4) получаем общую систему уравнений (5):

$$\begin{cases} \underline{U}_1 = a_{11} \cdot \underline{U}'_2 + a_{12} \cdot \underline{I}_{K,ш} \\ \underline{I}_1 = a_{21} \cdot \underline{U}'_2 + a_{22} \cdot \underline{I}_{K,ш} \\ \underline{E}_H = \underline{U}_1 + Z_H \cdot \underline{I}_1 \\ \underline{U}'_2 = Z_K \cdot \underline{I}_{K,ш} \end{cases} \quad (5)$$

Используя правило Крамера, находим искомый ток $\underline{I}_{K,ш}$.

$$\underline{I}_{K,ш} = \frac{-\underline{E}_H}{-a_{12} - a_{11}Z_K + Z_H(-a_{22} - a_{21}Z_K)} = \frac{\underline{E}_H}{a_{12} + a_{11}Z_K + Z_H(a_{22} + a_{21}Z_K)}. \quad (6)$$

Число аддитивных и мультипликативных операций последовательности формул (1) – (6) расчета рельсовой цепи с изолирующими стыками с применением теории четырехполюсников сводим в строку 3 табл. 2.

Расчет рельсовой цепи с изолирующими стыками с помощью метода построения системы уравнений. Для схемы, изображенной на рис.2 составим систему уравнений по законам Кирхгофа [1]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \underline{U}_1 + Z_H \cdot \underline{I}_1 = \underline{E}_H \\ Z_{ш} \cdot \underline{I}_{ш} - \underline{U}_2 = 0 \\ \underline{I}_2 - \underline{I}_{ш} - \underline{I}'_2 = 0 \\ Z_K \cdot \underline{I}_{K,ш} - \underline{U}'_2 = 0 \\ \underline{U}_1 - ch(\gamma x) \cdot \underline{U}_2 - Z_B \cdot sh(\gamma x) \cdot \underline{I}_2 = 0 \\ \underline{I}_1 - \frac{sh(\gamma x)}{Z_B} \underline{U}_2 - ch(\gamma x) \cdot \underline{I}_2 = 0 \\ \underline{U}'_1 - ch(\gamma(l-x)) \cdot \underline{U}'_2 - Z_B \cdot sh(\gamma(l-x)) \cdot \underline{I}_{K,ш} = 0 \\ \underline{I}'_2 - \frac{sh(\gamma(l-x))}{Z_B} \underline{U}'_2 - ch(\gamma(l-x)) \cdot \underline{I}_{K,ш} = 0 \end{array} \right.$$

Решим данную систему уравнений с помощью математической системы *Mathematica* 5, с применением операции для решения систем уравнений *Solve*.

Программа выводит единое выражение искомого тока $I_{к.ш}$

$$I_{к.ш} \rightarrow (E_n Z_w) / (a_{12} a_{22} + a_{12} a_{21} Z_k + a_{14} a_{22} Z_n + a_{14} a_{21} Z_k Z_n + a_{11} a_{22} Z_w + a_{12} a_{24} Z_w + a_{11} a_{21} Z_k Z_w + a_{12} a_{23} Z_k Z_w + a_{13} a_{22} Z_n Z_w + a_{14} a_{24} Z_n Z_w + a_{13} a_{21} Z_k Z_n Z_w + a_{14} a_{23} Z_k Z_n Z_w). \quad (7)$$

здесь

$$a_{11} = a_{14} = ch(yx); a_{12} = Z_B \cdot sh(yx); a_{13} = \frac{sh(yx)}{Z_B}; a_{21} = a_{24} = ch(\gamma(1-x)); a_{22} = Z_B \cdot sh(\gamma(1-x)); a_{23} = \frac{sh(\gamma(1-x))}{Z_B}$$

Число аддитивных и мультипликативных операций формулы (7) расчета рельсовой цепи с изолирующими стыками с помощью метода построения системы уравнений сводим в строку 4 табл. 2.

Таблица 2
Число арифметических операций в формулах для тока $I_{к.ш}$

№	Тип формулы	Тип операций	
		аддитивные	мультипликативные
1	Полученная по МСО	11	26
2	Полученная с помощью направленных графов	14	26
3	Полученная с помощью формирований четырехполюсников	11	26
4	Полученная с помощью метода построения системы уравнений	11	38

Вывод: Для символьного анализа рельсовых цепей целесообразно использовать метод схемных определителей, который в отличие от метода сигнальных графов, метода формирований четырехполюсников и метода построения системы уравнений реализован в виде компьютерной программы и не требует построения уравнений или графов.

Список литературы

- Бессонов Л.А. Теоретические основы электротехники. Электрические цепи : учебник. 10-е. изд. М. : Гардарики. 2002. 638 с.

2. Лисенков В. М., Ваньшин А. Е. Анализ рельсовых цепей методом направленных графов // Электротехника. 2011. № 8. С. 29-32.
3. Бодряков Е.Р., Курганов С.А. Анализ рельсовых электрических цепей методом схемных определителей // Электрические аппараты и электротехнические комплексы и системы: Международная научно-практическая конференция (Россия, г. Ульяновск, 22-25 мая 2012 года). В 2 т. Т.2., Ульяновск : УлГТУ, 2012. С. 295-300.
4. Курганов С.А., Филаретов В.В. Схемно-алгебраический анализ, диакоптика и диагностика линейных электрических цепей: учебное пособие. Ульяновск : УлГТУ, 2005. 320 с.

УДК 621.313.333

Н. А. Лунина (УлГТУ, Ульяновск)

Математическое моделирование одномассовой вибрационной системы направленных колебаний с асинхронным частотно-регулируемым электроприводом

Вибрационные установки широко применяются в устройствах для реализации различных технологических процессов: вибрационные строительные и дорожные машины для трамбовки грунта и формования железобетонных изделий, устройства для транспортировки сыпучих материалов и штучных изделий, сепараторы, грохоты. Вибрационные технологии существенно отличаются от традиционных методов обработки, причем этот подход позволяет создавать новые методы и технологические процессы, на основе экологически чистых энергосберегающих технологий, характеризующихся более высокой интенсивностью и производительностью, а также качественными показателями [1].

Исключительными энергосберегающими характеристиками отличается вибрационная система направленных колебаний со стабилизацией амплитуды, работающая в резонансном режиме. В работе [2] рассмотрена система с обратной связью по фазе без частотного управления. В колебательной системе, находящейся в резонансном состоянии, инерционные и упругие силы взаимно уравновешиваются, а энергия возбудителя колебаний расходуется только на преодоление диссипативных сил. Таким образом, снижаются затраты энергии, масса и габариты установки. Но резонансные режимы вибрационной машины при

вынужденных колебаниях практически труднореализуемы из-за высокой чувствительности к изменению технологической нагрузки и параметров колебательной системы.

Рассмотрим систему направленных колебаний на основе частотно-регулируемого асинхронного электропривода и исследуем общий случай системы стабилизации амплитуды, включающей пропорционально-интегрально-дифференциальный регулятор.

В программном комплексе МВТУ 3.7. построена модель одномассовой вибрационной системы направленных колебаний на основе частотно-регулируемого асинхронного электропривода [3]. На рис. 1. показана схема для моделирования в ПК МВТУ.

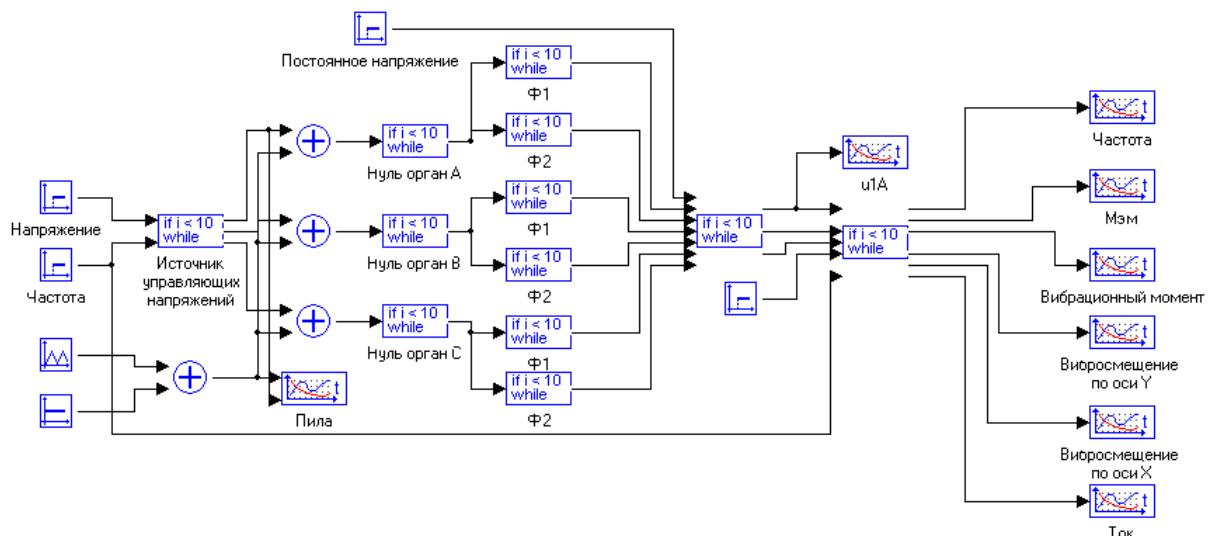


Рис. 1. Математическая модель вибрационной установки с направленными колебаниями платформы

Для моделирования автономного инвертора напряжения в составе преобразователя частоты использовались стандартные блоки библиотеки и блок «Программирование». Последующие графики получены при частоте опорного напряжения $f = 4000$ Гц.

Частным случаем стабилизации амплитуды колебаний является поддержание максимальной амплитуды, то есть, нахождение и поддержание резонансного режима работы. Для нахождения и поддержания резонанса в модели используется алгоритм выхода на заранее известную частоту, полученную из параметров системы:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (1)$$

где ω_0 – резонансная частота, k – жесткость системы, m – эффективная масса системы.

В модель вибрационной установки вводится блок, который является математической моделью подпрограммы микроконтроллера, реализующей поиск и поддержание резонанса, а также включение резонансного модуля программы, при условии, что переходный процесс завершился, во избежание отрицательных эффектов.

Условием, при котором запускается подпрограмма поиска резонанса, является выход двигателя в номинальный режим. В математической модели ПК МВТУ это реализовано с помощью сравнения текущей скорости двигателя с его номинальной скоростью. Из рис. 2. и рис. 3. видно, что при настройке момент при пуске значительно меньше.

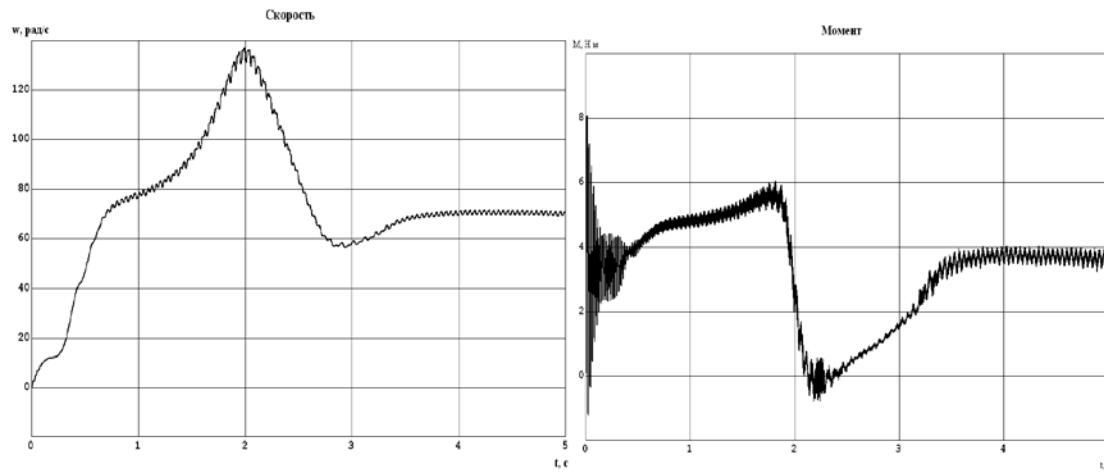


Рис. 2. Графики переходных процессов скорости и момента в системе, настроенной на резонанс

На рис. 3. Представлена схема реализации в программном комплексе МВТУ математической модели одноточечной вибрационной системы направленных колебаний с системой управления, включающей ПИД-регулятор.

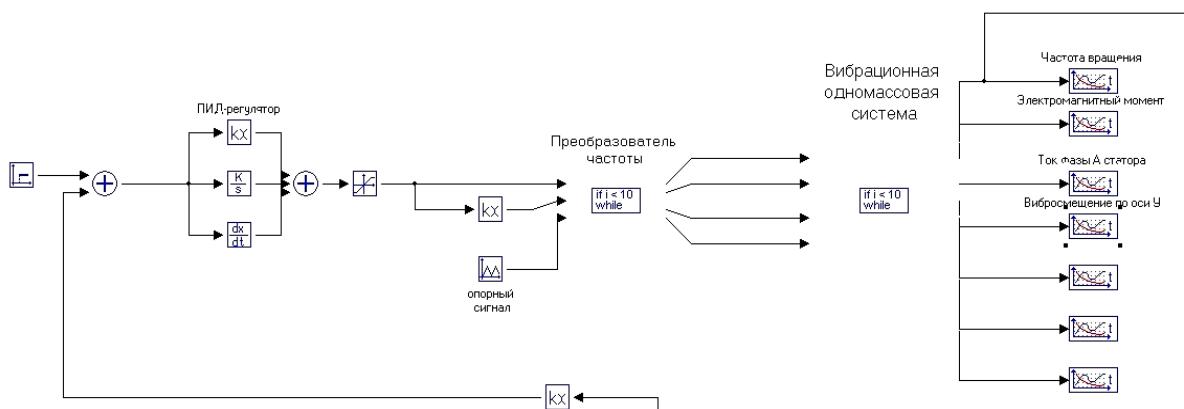


Рис. 3. Схема реализации математической модели вибрационной установки с направленными колебаниями платформы с системой управления, включающей ПИД-регулятор

В предыдущем случае график переходного процесса скорости отличается выраженной колебательностью в связи с наличием источника вынуждающих колебаний на валу. Использование ПИД-регулятора в системе управления позволяет снизить колебательность процесса, что видно на рис. 4. Также можно отметить уменьшение момента при пуске.

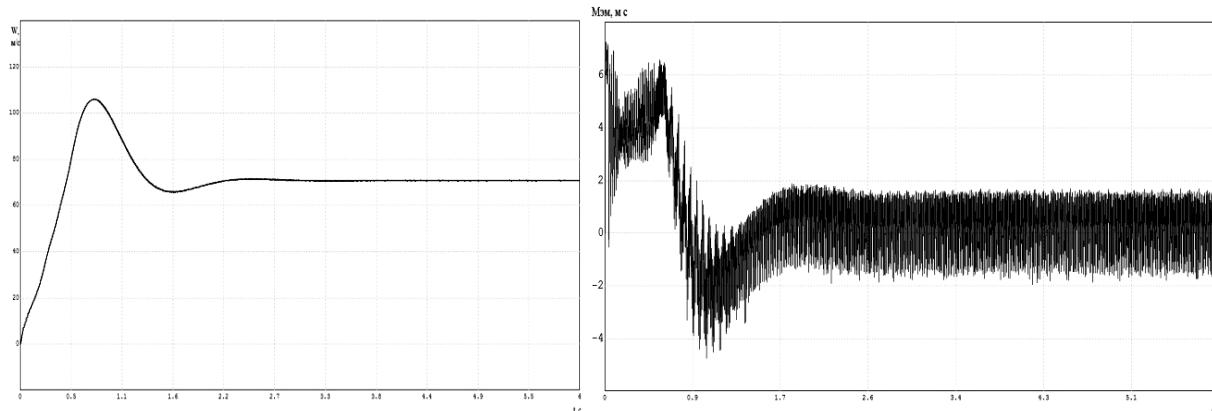


Рис. 4. Графики переходных процессов скорости и момента в системе стабилизации амплитуды колебаний с применением ПИД-регулятора

Таким образом, на основе математической модели и результатов имитационного моделирования в программном комплексе МВТУ была выявлена возможность построения одномассовой системы направленных колебаний с системой стабилизации амплитуды колебаний, в том числе, в резонансном режиме, на основе асинхронного дебалансного электропривода с частотным управлением.

Список литературы

1. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники / М. : Изд-во «Машиностроение», 1969. 362 с.
2. Горбунов А.А. Математическое моделирование и исследование частотно-управляемого асинхронного вибрационного электропривода : автореферат диссертации. Ульяновск : УлГТУ, 2008. 22 с.
3. Дмитриев В.Н., Лунина Н.А. Математическое моделирование одномассовой вибрационной системы направленных колебаний на базе асинхронного частотно-регулируемого электропривода с системой стабилизации амплитуды колебаний // Автоматизация процессов управления. 2013. № 1 (31). С. 21-27.

Авторы докладов Седьмой международной научно-технической конференции «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности»

Абраменко П. И.	ЮРГПУ(НПИ), Новочеркасск
Авдюнин Евгений Геннадьевич	д.т.н., профессор, Ивановский государственный энергетический университет, кафедра Промышленной теплоэнергетики, avdunin@pte.ispu.ru
Акулина Д. С.	студентка (НИУ МЭИ, Москва), akulinadarya@mail.ru
Александрова Елена Юрьевна	магистрант НИУ Московский энергетический институт (Москва), LenaA-1616@yandex.ru
Аргентова Инна Владимировна	инженер, начальник обособленного подразделения ОАО «Ульяновскэнерго», Argentum926@ya.ru .
Аронсон Константин Эрленович	д.т.н., профессор, профессор кафедры «Турбины и двигатели» УрФУ, k.e.aronson@urfu.ru
Артюхов Иван Иванович	д.т.н., профессор кафедры «Электроснабжение и электротехнология», Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А., Институт энергетики и транспортных систем, ivart1954@gmail.com
Астафьева Екатерина Андреевна	магистрант кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» УлГТУ, astafeeva1993@mail.ru
Афанасьев Евгений Павлович	инженер ООО «Газпром переработка»
Балтян Василий Николаевич	д.т.н., профессор кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» Южно-Российского государственного политехнического университета (Новочеркасского политехнического института) им. М. И. Платова

Бармина Анастасия Владимировна	Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А.
Барочкин Алексей Евгеньевич	к.т.н., доцент кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, acogrp27@yandex.ru
Барочкин Евгений Витальевич	д.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, admin@tes.ispu.ru
Барочкин Юрий Евгеньевич	ассистент кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, admin@tes.ispu.ru
Белов Александр Алексеевич	д.т.н., профессор, ЮРГПУ(НПИ), Новочеркасск
Белоногова Полина Ивановна	студентка магистратуры ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, polandria@mail.ru
Белявская Полина Васильевна	студентка кафедры ТЭС НГТУ, tes.nstu@gmail.com
Березинец Павел Андреевич	д.т.н., заведующий лабораторией ПГУ (ОАО «ВТИ»), г. Москва)
Бернадинер Игорь Михайлович	к.т.н., доцент, НИУ Московский энергетический институт (Москва), bernadinerim@gmail.com
Бирюк Владимир Васильевич	д.т.н., профессор, заместитель заведующего кафедрой Самарского университета
Богатенко Роман Витальевич	к.т.н., ЭТИ СГТУ им. Гагарина Ю. А., roman_grom@rambler.ru
Богдан Елена Валерьевна	студентка 4 курса энергетического факультета БНТУ, elenabohdan95@gmail.com

Бодряков Егор Романович	ассистент кафедры «Электроснабжение» Энергетического факультета Ульяновского государственного технического университета (УлГТУ), egor.bodryakov@yandex.ru
Брезгин Дмитрий Витальевич	к.т.н., в.н.с. кафедры «Турбины и двигатели» УрФУ, dvbrezgin@urfu.ru
Бухмиров Вячеслав Викторович	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Теоретические основы теплотехники» Ивановского государственного энергетического университета
Буянкин Михаил Иванович	магистрант кафедры «Электроснабжение» УлГТУ
Ваньков Юрий Витальевич	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» КГЭУ, Yvankov@mail.ru
Вахнина Вера Васильевна	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Электроснабжение и электротехника» Тольяттинского государственного университета, VVVahnina@yandex.ru
Веренин Антон Александрович	ведущий инженер блока производственной деятельности ПАО «Интер РАО», Verenin_aa@interrao.ru
Веселовская Елена Вадимовна	д.т.н., профессор кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» ЮРГТУ (НПИ), г. Новочеркасск
Виноградов Владимир Николаевич	к.т.н., доцент кафедры «Химия и химические технологии в энергетике», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, admin@xxte.ispu.ru
Владыкина Анна Николаевна	студент бакалавриата ФГБОУ ВО ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, an.vladycchina@yandex.ru
Волкова Анна Альбертовна	к.т.н., доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности» УрФУ, volanal@mail.ru

Волкова Юлия Владимировна	к.т.н., старший преподаватель кафедры Теплоэнергетики и Теплотехники и кафедры «Безопасность жизнедеятельности», УрФУ, gibrildsofc@gmail.com
Гариевский Михаил Васильевич	научный сотрудник Саратовского научного центра Российской академии наук, garievsky.michael@gmail.com
Гемечу Биням Демиссие	аспирант кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция», УлГТУ, benioni@gmail.com (Эфиопия)
Гибадуллина Вероника Валерьевна	магистр кафедры «Градостроительство, инженерные сети и системы», ЮУрГУ, GibadullinaVV@yandex.ru
Говорин А.В.	аспирант (НИУ МЭИ, Москва), «Меттэм Энергоинжиниринг», a.gоворин@mail.ru
Голыня Константин Игоревич	студент III курса факультета энергетического строительства, Белорусский национальный технический университет, специальность «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна»
Гольцман Борис Михайлович	к.т.н., старший преподаватель кафедры «Общая химия и технология силикатов», Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М. И. Платова, boriuspost@gmail.com
Горбачев Валерий Матвеевич	к.т.н., доцент, старший научный сотрудник ООО НПП «Донские технологии», walery.gor@yandex.ru
Горбунова Анастасия Михайловна	к.т.н., ассистент кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» (ТГиВ) Строительного института УрФУ, anessa86@mail.ru
Горшенин Сергей Дмитриевич	к.т.н., ст. преподаватель кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, admin@tes.ispu.ru

Гроссманн Д.	аспирант, Бранденбургский Технический Университет (Котбус-Зенфтенберг), Германия
Губин Игорь Викторович	аспирант кафедры ТГВ, УлГТУ
Губин Павел Андреевич	магистрант, СамГТУ
Гутник Михаил Михайлович	научный сотрудник (ОАО «ВТИ», г. Москва)
Даскал Наталья Владимировна	магистрант кафедры «Электроснабжение» УлГТУ
Денищук Дмитрий Александрович	аспирант, Национальный исследовательский университет «МЭИ», dmitry.denishuk@yandex.ru
Долгов Владимир Иванович	аспирант кафедры «Агротехнологии, машины и безопасность жизнедеятельности», Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия имени П. А. Столыпина, andrejpvlu@yandex.ru
Дягелев Михаил Юрьевич	к.т.н., доцент кафедры «Водоснабжение и водоподготовка» Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова, mdyagelev@yandex.ru
Ермолаев Дмитрий Сергеевич	магистрант кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, medovik2734@gmail.com
Ершов Михаил Игоревич	магистр, кафедра Теплоэнергетики и Теплотехники, УрФУ, ershov1807@gmail.com
Ефимов Николай Николаевич	д.т.н., профессор кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» Южно-Российского государственного политехнического университета (Новочеркасского политехнического института) им. М. И. Платова, главный научный сотрудник ООО НПП «Донские технологии», efimov@novoch.ru
Жуков Владимир Павлович	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Прикладная математика», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, zhukov-home@yandex.ru

Зажигаева Кристина Вадимовна	магистр ЮРГПУ(НПИ) им. М. И. Платова, cristinanovoch@yandex.ru
Замалеев Мансур Масхутович	к.т.н., доцент кафедры «Теплогазоснабжения и вентиляции» УлГТУ, зам. директора ООО НТЦ «Лидер» по теплотехнической части, mansur_zamaleev@mail.ru
Звонарева Юлия Николаевна	старший преподаватель кафедры «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» КГЭУ; Skulinaun@mail.ru
Зеленкова Юлия Оттовна	к.т.н., доцент кафедры ТиТ УралЭНИН УрФУ, jzel63@mail.ru
Зиганшина Светлана Камиловна	к.т.н., доцент кафедры «Тепловые электрические станции» Самарского государственного технического университета (СамГТУ), svet.zig@yandex.ru
Зимин Артем Павлович	аспирант кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, admin@tes.ispu.ru
Зимон З.	профессор, Dr.-Ing. habil., научный руководитель NESEFF Бранденбургский Технический Университет (Котбус-Зенftenберг), sylvio.simon@tu-cottbus.de
Золотов Александр Николаевич	аспирант кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, anzolotov@bk.ru
Зуева Анна Александровна	студент кафедры ТЭС НГТУ, tes.nstu@gmail.com
Ильин Роман Альбертович	к.т.н., доцент, с.н.с. «Лаборатория нетрадиционной энергетики» ОЭП СНЦ РАН (при ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»), kaften.astu@mail.ru
Исаева Ирина Сергеевна	магистрант Ульяновского государственного технического университета, irishistickus@mail.ru
Каликин И.Д.	студент (НИУ МЭИ, Москва), KaliakinID@mpei.ru

Камалова Ралина Илфановна	аспирант кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» УлГТУ, karalina007@mail.ru
Карницкий Николай Борисович	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Тепловые электрические станции» Белорусского национального технического университета, tes@bntu.by
Кихтев Иван Максимович	к.т.н., доцент, старший научный сотрудник ООО НПП «Донские технологии», ivan.kihtev39@mail.ru
Клюшкин Александр Алексеевич	студент ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина», admin@tes.ispu.ru
Кобзев Николай Алексеевич	АО «Росжелдорпроект» – филиал «Саратовжелдорпроект», kobzev.na@mail.ru
Ковальнов Владислав Николаевич	д.т.н., заведующий кафедрой «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, kvn@ulstu.ru
Копица Вадим Валерьевич	зам. директора ООО НПП «Донские технологии», vadimnpi@mail.ru
Корныльев Максим Геннадьевич	аспирант кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, maxk8@yandex.ru
Коробец Полина Николаевна	магистрант кафедры «Тепловые электрические станции» Белорусского национального технического университета, место работы – Республикаансое унитарное предприятие электроэнергетики Республики Беларусь филиал Гродненская ТЭЦ-2, инженер производственно-технического отдела, BMWPolisha@mail.ru
Косарев Андрей Сергеевич	ассистент кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника», Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М. И. Платова, kosarev_a_s@mail.ru
Косов Андрей Викторович	к.т.н., ООО «Газпром Трансгаз Саратов», kosov-av76@mail.ru

Косова Ольга Юрьевна	к.т.н., ООО «Газпром Трансгаз Саратов», kosov-av76@mail.ru
Кругбелый Вадим Анатольевич	студент кафедры ТЭС НГТУ, tes.nstu@gmail.com
Кудинов Анатолий Александрович	д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Тепловые электрические станции» Самарского государственного технического университета, tes@samgtu.ru
Кудрявцева Екатерина Валерьевна	аспирант кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» УлГТУ, kudr-e@mail.ru
Кузнецов Анатолий Викторович	д.т.н., старший научный сотрудник, заведующий кафедрой «Электроснабжение» УлГТУ, kav2@ulstu.ru
Кузьмин Антон Владимирович	к.т.н., доцент кафедры ТГВ, УлГТУ, antochka1987@yandex.ru
Куличихин Владимир Васильевич	д.т.н., профессор, представитель NESEFF в России Национальный Исследовательский Университет «МЭИ» (Москва), Россия
Курганов Сергей Александрович	д.т.н., профессор кафедры «Электроснабжение» Энергетического факультета Ульяновского государственного технического университета (УлГТУ), sakurganov@mail.ru
Курдюмов Владимир Иванович	д.т.н., профессор, Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия имени П.А. Столыпина, vik@ugsha.ru
Курнакова Наталья Юрьевна	к.т.н., доцент кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» ЮРГТУ (НПИ) им. М.И. Платова, kurnatalya82@mail.ru
Лаптев Анатолий Григорьевич	д.т.н., профессор, Казанский государственный энергетический университет, tvt_kgeu@mail.ru

Ларин Андрей Борисович	к.т.н., доцент кафедры «Тепловые электрические станции» ИГЭУ, г. Иваново
Ларин Борис Михайлович	д.т.н., профессор кафедры ХХТЭ ИГЭУ, г. Иваново
Лебединский Евгений Олегович	магистрант НИУ «Московский энергетический институт» (Москва), EVG1212@rambler.ru
Ледуховский Григорий Васильевич	к.т.н., доцент, заместитель заведующего кафедрой «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, lgv83@yandex.ru
Лившиц Михаил Юревич	д.т.н., профессор, заведующий кафедрой Самарского государственного технического университета
Лобач Игорь Анатольевич	научный сотрудник (ОАО «ВТИ», г. Москва)
Ломиногин Владислав Александрович	магистрант кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, lominogin.vlad95@gmail.com
Лунина Наталья Андреевна	соискатель, кафедра «Электропривод и автоматизация промышленных установок», Ульяновский государственный технический университет, n.lunina@live.ru
Малахова А.	аспирант, Бранденбургский Технический Университет (Котбус-Зенftenберг), Германия
Манигомба Жан Альберт	аспирант кафедры «ТЭС» КГЭУ, amanigomba@yahoo.fr (Республика Бурунди)
Мансуров Рустам Шамильевич	к.т.н., доцент, зав. кафедрой «Теплогазоснабжение и вентиляция», Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин), rmansurov@inbox.ru

Марасанов Никита Владимирович	аспирант каф. ТЭС НГТУ; tes.nstu@gmail.com
Маркина Вероника Николаевна	аспирант, младший научный сотрудник (ОАО «ВТИ», г. Москва), markinavn@yandex.ru
Марков Игорь Александрович	магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ
Марченко Александра Витальевна	к.т.н., доцент кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция», Ульяновский государственный технический университет, al-marchenko@yandex.ru
Марченко Артём Александрович	главный инженер Завода по производству лакокрасочных материалов АО «Хемпель» в г. Ульяновск, arm@hempel.com
Матявин Алексей Александрович	аспирант Белорусского Национального технического университета, alexwork555@mail.ru
Махмутов Ильяс Радионович	магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ, mahmutov@pervaya.ru
Морев Александр Александрович	к.т.н., Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А., aamorev@gmail.com
Мракин Антон Николаевич	к.т.н., доцент, Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А., anton1987.87@mail.ru
Мунц Владимир Александрович	д.т.н., заведующий кафедрой Теплоэнергетики и Теплотехники, УрФУ v.a.munts@urfu.ru
Мурманский Илья Борисович	аспирант, научный сотрудник кафедры «Турбины и двигатели» УрФУ, i.b.murmansky@urfu.ru
Наумова Любовь Александровна	магистрант кафедры «Тепловая и атомная энергетика» Саратовского государственного технического университета, numbersofmembers@mail.ru

Немирова Екатерина Константиновна	студент УлГТУ (гр.Ээмв-21), специалист ОАО «Ульяновскэнерго», nemirova_e@bk.ru
Немченко Владимир Иванович	к.т.н., доцент, СамГТУ, nemchenko_vi@mail.ru;
Непогодин Александр Михайлович	старший преподаватель кафедры «ВИВ» «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова», Ижевск, sa-nepogodin@rambler.ru
Николаев Юрий Евгеньевич	д.т.н., профессор, Саратовский государственный технический университет, niko00949@mail.ru
Нуждин Андрей Валентинович	к.т.н., доцент кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» ЮРГТУ (НПИ) им. М. И. Платова, a.nugdin@yandex.ru
Облезина Мария Александровна	магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ
Орлов Геннадий Георгиевич	к.т.н., доцент, профессор кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, admin@tes.ispu.ru
Орлов Михаил Евгеньевич	к.т.н., доцент, зам. заведующего кафедрой ТГВ, УлГТУ, mi5h@mail.ru
Осипов Дмитрий Андреевич	аспирант кафедры прикладной математики, Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина, dima-link@mail.ru
Ощепков А. С.	ЮРГПУ(НПИ), Новочеркасск
Павлов Владимир Александрович	инженер Инжинирингового центра, УлГТУ
Павлушкин Андрей Александрович	д.т.н., доцент, Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия имени П. А. Столыпина, andrejpvlu@yandex.ru

Пазушкина Ольга Владимировна	к.т.н., доцент кафедры ТГВ, УлГТУ
Пантелей Н. В.	БНТУ, Минск
Панферов Владимир Иванович	д.т.н., профессор. Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил Военно-воздушная академия им. проф. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина, филиал в г. Челябинске; tgsiv@mail.ru
Панферов Сергей Владимирович	к.т.н., доцент. Военный учебно-научный центр Военно- воздушных сил Военно-воздушная академия им. проф. Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина, филиал в г. Челябинске
Панфилов Глеб Антонович	магистрант СамГТУ (группа 2-ТЭФ-1М). Направление подготовки 13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника
Парпурा Е. И.	ИГЭУ, г. Иваново
Пермекова Надежда Юрьевна	магистрант кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» УлГТУ, nadushka2393@yandex.ru
Печенегов Юрий Яковлевич	д.т.н., профессор, ЭТИ СГТУ им. Гагарина Ю. А., y.pechenegov@mail.ru
Попов Станислав Константинович	к.т.н., доцент, НИУ «Московский энергетический институт» (Москва), PopovSK@mpei.ru
Посашков Михаил Викторович	к.т.н., доцент, СамГТУ
Потапов Александр Михайлович	магистрант кафедры «Тепловые электрические станции», Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, admin@tes.ispu.ru
Прищепов А. Ф.	старший преподаватель (НИУ МЭИ, Москва), prishchepovaf@yandex.ru
Прокопенко Илья	магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ

Владимирович Пророкова Мария Владимировна	moloko.nekefir@gmail.com аспирантка ИГЭУ
Пряткина В. С.	ЮРГПУ(НПИ), Новочеркасск
Пушкирев Игорь Иванович	заведующий сектором гидравлических систем электростанций (ОАО «ВТИ», г. Москва)
Рафальская Татьяна Анатольевна	к.т.н., доцент, Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин), rafalskaya.ta@yandex.ru
Ребровская Диана Андреевна	инженер, старший преподаватель, заместитель заведующего кафедрой «Электроснабжение» УлГТУ, diana-06-08@mail.ru
Родионова Евгения Александровна	Магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ
Ротов Павел Валерьевич	д.т.н., профессор кафедры ТГВ Ульяновского государственного технического университета
Рыжков А. В.	ЮРГПУ(НПИ), Новочеркасск
Сайтов Станислав Радикович Самойлов Валерий Евгеньевич	аспирант кафедры ТЭС, КГЭУ, saapel@mail.ru к.т.н., кафедра «Тепловые электрические станции», Самарский государственный технический университет (СамГТУ), tes@samgtu.ru
Самолина Ольга Владимировна	старший преподаватель кафедры «Электроснабжение и электротехника» Тольяттинского государственного университета, samolina@tltsu.ru
Сапожников Борис Георгиевич	д.т.н., профессор кафедры «Теплоэнергетика и теплотехника» (ТиТ) Уральского энергетического института (УралЭНИИ) Уральского федерального университета (УрФУ), bgs0910@mail.ru
Сапоненко Дмитрий Сергеевич	магистрант Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю. А., saponenko-1994@mail.ru

Седнин Алексей Владимирович	к.т.н., доцент, Заведующий НИИЦ АСУ ТЭП Белорусского Национального технического университета, sednin_alexei@yahoo.com
Седнин Владимир Александрович	д.т.н., профессор, Заведующий кафедрой «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника» Белорусского Национального технического университета, Vsednin@mail.ru
Селиванов Алексей Александрович	к.т.н., Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А., selivanovaasstu@mail.ru
Семенов Борис Александрович	д.т.н., профессор Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю. А., borissemeyonov@mail.ru
Семук Валерия Евгеньевна	магистрант кафедры «Тепловые электрические станции» Белорусского Национального Технического Университета, nvpranteley@tut.by
Сивухин Андрей Александрович	начальник ПТО УМУП «Городской теплосервис», Ульяновск
Сизова Екатерина Николаевна	аспирант, младший научный сотрудник (ОАО «ВТИ», г. Москва), migun21@mail.ru
Синельников Денис Сергеевич	магистрант каф. ТЭС НГТУ
Смолий Виктория Александровна	к.т.н., доцент кафедры «Общая химия и технология силикатов», Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М. И. Платова, vikk-toria@yandex.ru
Сопляченко Вячеслав Николаевич	к.т.н., доцент, директор НПФ «ПоТехИн и К ⁰ ». potechinltd@mail.ru
Сорокина А. Я.	ИГЭУ, г. Иваново

Степанов Сергей Федорович	д.т.н., профессор кафедры «Электроснабжение и электротехнология», Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А., stepanov460915@yandex.ru
Степовой Дмитрий Владимирович	к.ф.-м.н., доцент зав. кафедрой «Высшей математики и механики» Азово-Черноморского инженерного института ФГБОУ ВО Донской ГАУ, stepovoy.dmitriy@mail.ru
Султангузин И. А. Суранов Дмитрий Валерьевич	д.т.н., профессор, (НИУ МЭИ, Москва), ild73@yandex.ru аспирант кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, suranoff@yandex.ru
Тимиргазин Рустем Фидусович	ассистент, аспирант кафедры «Электроснабжение» УлГТУ, timirgazin.rust@yandex.ru
Ткаченко Дина Олеговна	магистр ЮРГПУ(НПИ) им. М. И. Платова, tkachenko.dina.dt@gmail.com
Тренин Николай Александрович	канд. воен. наук, начальник кафедры. Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил Военно-воздушная академия им. проф. Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина, филиал в г. Челябинске
Тюняев М. В.	бакалавр (НИУ «МЭИ»)
Уланов Денис Александрович	соискатель, Ивановский государственный энергетический университет имени В.И . Ленина
Фарахов Тимур Мансурович	к.т.н., ведущий инженер ООО Инженерно-внедренческий центр «Инжехим», tvt_kgeu@mail.ru
Февралев Алексей Андреевич	руководитель специальных проектов АО «РИДАН», преподаватель ЮУрГУ, fevral25@mail.ru
Феткуллов Марат Рифатович	к.т.н., доцент кафедры ТГВ УлГТУ, и.о. главного инженера Ульяновского филиала ПАО «Т-плюс»
Хамидуллов Денис Радикович	магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ, dhamidullov@bk.ru

Харланова Валентина Александровна	магистрант кафедры ТГВ, Ульяновский государственный технический университет, ibybufvb@mail.ru
Хахалев Юрий Андреевич	к.т.н., доцент кафедры «Тепловая и топливная энергетика» Ульяновского государственного технического университета, ulstu-td-ua@mail.ru
Хахалева Лариса Валерьевна	к.т.н., доцент кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, larval@mail.ru
Хусаинов Кирилл Русланович	аспирант кафедры «Тепловые электрические станции» Самарского государственного технического университета, kirill.czvr@mail.ru
Чаукин Павел Евгеньевич	аспирант кафедры ТГВ, УлГТУ
Чиглякова Екатерина Константиновна	магистрант кафедры ТГВ, УлГТУ
Чикин Владислав Владимирович	студент, кафедра «Электроснабжение», (УлГТУ, Ульяновск), chikin_vladislav@mail.ru
Чичирова Наталия Дмитриевна	доктор химических наук, профессор, директор Института теплоэнергетики, заведующий кафедрой ТЭС КГЭУ, ndchihirova@mail.ru
Чукалин Андрей Валентинович	аспирант кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, chukalin.andrej@mail.ru
Шаммари Наджм Абед Мандил	магистрант кафедры «Электроснабжение» УлГТУ (Ирак)
Шамшурина Галина Ивановна	старший преподаватель, Самарский Государственный Технический университет, tes@samgtu.ru
Шарапов Владимир Иванович	д.т.н., профессор, Заслуженный изобретатель Российской Федерации, зав. кафедрой ТГВ, руководитель НИЛ «Теплоэнергетические системы и

Шелудько Леонид Павлович	установки», УлГТУ, vlad-sharapov2008@yandex.ru к.т.н., доцент Самарского государственного технического университета, usat@samgtu.ru.
Шестаченко Иван Яковлевич	к.т.н., доцент, Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени Платова, ivan.schest@yandex.ru
Ширяева Нина Павловна	к.т.н., доцент, заведующая кафедрой ТГиВ Строительного института УрФУ, kafedratgiv@yandex.ru
Шишкин Николай Дмитриевич	д.т.н., профессор, заведующий лабораторией «Лаборатория нетрадиционной энергетики» ОЭП СНЦ РАН (при ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»), kaften.astu@mail.ru
Шишло Анна Геннадьевна	аспирант кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» ЮРГТУ (НПИ), г. Новочеркасск
Шувалов Сергей Ильич	д.т.н., профессор кафедры «Тепловые электрические станции» Ивановского государственного энергетического университета, ShuvalovS@rambler.ru
Шурыгин Андрей Михаилович	к.т.н., доцент, Ивановский государственный энергетический университет, кафедра Технологии машиностроения, admin@tam.ispu.ru
Шурыгин Михаил Николаевич	к.т.н., доцент, Ивановский государственный энергетический университет, кафедра Электромеханики, elmash@em.ispu.ru
Щинников Павел Александрович	д.т.н., профессор кафедры ТЭС НГТУ, tes.nstu@gmail.com
Юренков Юрий Петрович	ассистент, магистрант кафедры «Электроснабжение» УлГТУ, alxim2@mail.ru
Юрьева Екатерина Васильевна	магистрант Ульяновского государственного технического университета, katia94ul@gmail.com
Ямлеева Эльмира	к.т.н., доцент кафедры ТГВ, УлГТУ

Усмановна
Япаров Ильяс
Вадимович

аспирант кафедры «Теплогазоснабжения
и вентиляции» УлГТУ, yaarov.i@yandex.ru

Яценко Елена
Альфредовна

д.т.н., профессор, заведующая кафедрой «Общая
химия и технология силикатов», Южно-Российский
государственный политехнический университет (НПИ)
имени М. И. Платова, e_yatsenko@mail.ru

СОДЕРЖАНИЕ

Научный комитет конференции.....	3
В. И. Шарапов	
Седьмая международная научно-техническая конференция «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности»	6
 <i>Раздел 4. Энергосбережение в промышленной энергетике</i>	
А. В. Марченко, В. И. Шарапов, А. А. Марченко	
Экологически эффективные ресурсосберегающие технологии вентилирования и очистки выбросов при производстве лакокрасочных материалов	7
В. А. Харланова, А. В. Марченко, А. А. Марченко	
Энергосберегающие технологии вентиляции чистых производственных помещений	21
Ю. А. Хахалев	
Математическое моделирование и численное исследование турбулентного потока на основе характеристик пульсаций давления	25
Л. В. Хахалева, А. В. Чукалин	
Математическое моделирование влияния объема и количества демпфирующих полостей на обтекание перфорированной поверхности ...	30
М. Г. Корныльев, В. Н. Ковальнов	
Разработка энергоэффективных способов конвективной сушки с применением ультразвука	34
В. И. Курдюмов, А. А. Павлушкин, В. И. Долгов	
Особенности повышения энергоэффективности процесса сушки зерна	39
А. Н. Владыкина, А. М Непогодин	
Зимнее содержание дорог с экономической точки зрения	42
А. В. Нуждин, Н. Ю. Курнакова	
Повышение эффективности работы установки для утилизации содержащей фенол воды	46
А. С. Косарев, В. А. Смолий, Е. А. Яценко, Б. М. Гольцман	
Технология производства энергосберегающего ячеистого теплоизоляционного строительного стекломатериала с использованием шлаковых отходов	50

Н. Ю. Курнакова, А. В. Нуждин	
Энергосбережение в системе отопления сборочного цеха машиностроительного предприятия	54
В. Е. Самойлов	
Создание аппаратов для вакуумирования и эжекции газов на основе исследования процессов самовакуумирующейся вихревой трубы	58
Е. Ю. Александрова, И. М. Бернадинер	
Высокотемпературное обезвреживание автомобильных покрышек в цементной печи	61
Е. О. Лебединский, С. К. Попов	
Применение регенеративных горелочных устройств в высокотемпературных печах	63
А. А. Февралев, В. В. Гибадуллина	
Имитационное математическое моделирование работы пластинчатого теплообменника	66
А. Г. Лаптев, Т. М. Фарахов, Е. В. Афанасьев	
Эффективность нагревания вязких сред в каналах с внутренним источником теплоты	71
Ю. В. Волкова, М.И. Ершов, В. А. Мунц, А. А. Волкова	
Экспериментальное исследование модуля воздушный рифформер/горелка/теплообменник	75
Ю. Я. Печенегов, Р. В. Богатенко, А. В. Косов, О. Ю. Косова, В. Н. Сопляченко	
К выбору конденсатоотводчиков для пароиспользующих теплообменных аппаратов	81

Раздел 5. Энергосбережение с помощью нетрадиционных энергетических технологий

Д. С. Сапоненко, Б. А. Семенов	
Методика определения оптимальных параметров вертикальных грунтовых теплообменников для тепловых насосов	86
И. И. Артюхов, С. Ф. Степанов	
Интеграция ветроэнергетики в городскую среду	96
Б. Д. Гемечу, В. И. Шарапов	
Оценка потенциала солнечной энергии в районах геотермальных источников Эфиопии	101
Ж. А. Маниомба, Н. Д. Чичирова	
Альтернативной газ, получаемый из бытовых и промышленных отходов республики Бурунди, для замены нефтяного топлива	106

В. В. Бирюк, М. Ю. Лившиц, Л. П. Шелудько	
Перспективы применения на компрессорных станциях энергетических газотурбодетандерных установок	110
В. В. Куличихин, М. В. Тюняев	
Влияние детандер-генераторных агрегатов на надежность и экономичность ТЭЦ	120
Р. А. Ильин, Н. Д. Шишкин	
Применение тепловых аккумуляторов фазового перехода в солнечных водонагревательных установках.....	127
В. А. Седнин, А. В. Седнин, А. А. Матявин	
Эффективность применения ПСУ на водороде в системе аккумулирования энергии.....	131

***Раздел 6. Энергосбережение в теплоэнергетических
водоподготовительных установках***

Г. И. Шамшурина	
Усовершенствование технологии деаэрации питательной воды нефтепромысловых котельных установок	136
Е. В. Веселовская, А. Г. Шишло	
Коррекционная обработка природных вод, содержащих радиоактивные примеси	139
Д. О. Ткаченко, К. В. Зажигаева	
Сравнительная оценка эффективности работы баромембранных установок при обессоливании воды различной степени минерализации	144
Б. М. Ларин, А. Б. Ларин, А. Я. Сорокина, Е. И. Парпурा	
Энерго- и ресурсосбережение в системах водоподготовки на ТЭС	146
Ю. Е. Барочкин, Г. В. Ледуховский, В. П. Жуков, А. М. Потапов	
Десорбция растворенного кислорода на основе начального эффекта: экспериментальные данные и подход к моделированию	151
А. М. Потапов, Г. В. Ледуховский, С. Д. Горшенин, В. Н. Виноградов	
Моделирование течения воды в рабочей зоне деаэратора «АВАКС»	156
П. А. Березинец, В. Н. Маркина, Е. Н. Сизова, И. А. Лобач, М. М. Гутник, И. И. Пушкарев, А. Г. Заревский	
Экспериментальное исследование опытного образца деаэрационного устройства вакуумного деаэратора	160
С. Р. Сайтов, Н. Д. Чичирова	
Ресурсосбережение в схемах водоподготовки ТЭС с обратноосмотическими модулями	164

П. И. Белонорова, М. Ю. Дягелев	
Энергосбережения в процессах очистки сточных вод на примере биологической очистки	168
В. И. Шарапов, Е. В. Курячева, О. В. Пазушкина	
Показатели массообмена и гидродинамики дегазаторов при использовании в качестве десорбента природного газа	172
В. И. Шарапов, М. М. Замалеев, Е. А. Астафьева, Н. Ю. Пермекова	
Проблемы обеспечения органолептических показателей сетевой воды ...	179
Р. И. Камалова, Е. В. Курячева, О. В. Пазушкина, В. И. Шарапов	
Технология десорбции растворенного кислорода из воды уходящими газами котла	189
В. И. Шарапов, Д. Р. Хамидуллов, И. Р. Махмутов, И. В. Прокопенко	
Совершенствование технологии подогрева теплоносителей перед вакуумными деаэраторами	194
В. И. Шарапов, Е. В. Курячева	
Оценка возможностей обработки воды с использованием в качестве десорбента природного газа в установках различного назначения.....	197
Э. У. Ямлеева	
О причинах увеличения содержания растворенного кислорода в воде местных систем отопления	211

Раздел 7. Энергосбережение в электроустановках

Е. Г. Авдюнин, А. М. Шурыгин, М. Н. Шурыгин	
Моделирование привода теплоэнергетической системы	222
В. В. Вахнина, О. В. Самолина	
Оценка интенсивности воздействия геоиндуцированных токов на силовые трансформаторы и автотрансформаторы	227
В. И. Шарапов, Е. А. Родионова	
Нейтрализация потенциально возможных утечек элегаза из высоковольтных выключателей распределительных устройств	230
В. В. Чикин, А. В. Кузнецов	
Анализ показателей технико-экономической эффективности установки компенсирующих устройств в условиях рынка с учетом ведомственной принадлежности электрических сетей	236
Е. К. Немирова, Д. А. Ребровская	
Анализ методов оптимизации затрат на электроэнергию при компенсации реактивной мощности в электрической сети	240
Д. А. Ребровская, Е. К. Немирова	
Анализ методики проведения энергетического обследования системы освещения потребителей электроэнергии	242

Д. А. Ребровская, Е. К. Немирова	
Повышение энергетической эффективности систем	
электрического освещения образовательных учреждений	247
А. В. Кузнецов, Р. Ф. Тимиргазин, Ю. П. Юреков	
Пути совершенствования аппаратов защиты для энергосберегающих	
систем транспортировки и распределения электроэнергии	
напряжением до 1 кВ	252
А. В. Кузнецов, И. В. Аргентова, Д. А. Ребровская,	
Шаммари Наджм Абед Мандил	
Критерии оценки принимаемых решений при установке компенсирующих	
устройств в сети потребителя электроэнергии.....	255
А. В. Кузнецов, И. В. Аргентова, М. И. Буянкин, Н. В. Даскал	
Оценка снижения потерь мощности в сетевой организации	
при компенсации реактивной мощности в сети потребителя	260
Е. Р. Бодряков, С. А. Курганов	
Анализ рельсовых электрических цепей	265
Н. А. Лунина	
Математическое моделирование одномассовой вибрационной системы	
направленных колебаний с асинхронным частотно-регулируемым	
электроприводом	270
Авторы докладов	274

Научное электронное издание
ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ГОРОДСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ, ЭНЕРГЕТИКЕ, ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Седьмая Международная научно-техническая конференция

(г. Ульяновск, 21–22 апреля 2017 г.)

Сборник научных трудов

Том 2

Компьютерная верстка: Е. В. Кудрявцева

Технический редактор: Ю. С. Лесняк

ЭИ № 895. Объем данных 5,1 Мб.

ЛР № 020640 от 22.10.97.

Печатное издание

Подписано в печать 20.03.2017. Формат 60×84/16 .

Усл. печ. л. 17,21. Тираж 100 экз. Заказ № 337.

Ульяновский государственный технический университет

432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32.

ИПК «Венец» УлГТУ, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32.

Тел.: (8422) 778-113

E-mail: venec@ulstu.ru

<http://www.venec.ulstu.ru>